



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**

**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA  
MECCANICA**

Tesi di laurea

**VERIFICHE STRUTTURALI SU COMPONENTI DI TURBINE A  
VAPORE IN PRESENZA DI DIFETTOSITÀ**

**Relatore**

Prof. Giovanni Meneghetti

**Correlatori**

Ing. Alberto Bosa

Per.Ind. Edoardo Busato

**Laureando**

Daniele Ponchia

**ANNO ACCADEMICO**

2012-2013

## Indice

<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPITOLO 1 – Calcolo strutturale analitico di componenti di turbine a vapore .....</b>	<b>5</b>
1.1 Introduzione .....	5
1.2 Schema di calcolo analitico adottato .....	7
1.2.1 Bendaggio .....	7
1.2.2 Pioli .....	8
1.2.3 Palette .....	11
1.2.4 Piede palare .....	13
1.2.5 Dischi turbina .....	15
1.2.5.1 Effetto locale .....	15
1.2.5.2 Effetto globale .....	18
1.2.5.3 Presenza di un foro nel disco .....	20
1.3 Turbina a vapore n° 1 .....	21
1.3.1 Dati macchina .....	21
1.3.2 Disegni tecnici .....	23
1.3.3 Risultati .....	27
1.4 Turbina a vapore n° 2 .....	31
1.4.1 Dati macchina .....	31
1.4.2 Disegni tecnici .....	33
1.4.3 Risultati .....	38
1.5 Turbina a vapore n° 3 .....	42
1.5.1 Dati macchina .....	42
1.5.2 Disegni tecnici .....	44
1.5.3 Risultati .....	49
1.6 Conclusioni .....	53
<b>CAPITOLO 2 – Analisi agli elementi finiti delle singole palette .....</b>	<b>55</b>
2.1 Introduzione .....	55
2.2 Condizioni al contorno .....	56
2.2.1 Condizioni di vincolo .....	56
2.2.2 Condizioni di carico .....	58
2.3 Risultati .....	60

2.3.1 Turbina a vapore n° 1 .....	61
2.3.2 Turbina a vapore n° 2 .....	71
2.3.3 Turbina a vapore n° 3 .....	81
2.4 Conclusioni .....	91
<b>CAPITOLO 3 – Analisi F.E.M. di diversi modelli d’assieme e studio della convergenza della mesh del modello definitivo .....</b>	<b>93</b>
3.1 Introduzione .....	93
3.2 Materiali .....	94
3.3 Condizioni al contorno .....	95
3.4 Regioni di contatto .....	98
3.5 Mesh .....	100
3.6 Modelli d’assieme analizzati .....	102
3.6.1 Modello con pala singola .....	104
3.6.2 Modello con tre pale e disco libero .....	107
3.6.3 Modello con tre pale e disco con vincolo di ciclicità .....	110
3.6.4 Modello con cinque pale e disco libero .....	113
3.6.5 Modello con cinque pale e disco con vincolo di ciclicità .....	116
3.6.6 Modello con cinque pale e disco con vincolo di ciclicità, tagliato con il profilo palare.....	119
3.6.7 Confronto dei risultati e scelta del modello finale .....	122
3.7 Analisi di convergenza dei risultati del modello d’assieme definitivo .....	123
3.8 Conclusioni .....	129
<b>CAPITOLO 4 – Valutazione della resistenza statica di componenti meccanici in presenza di difetti .....</b>	<b>131</b>
4.1 Introduzione .....	131
4.2 Fattore di concentrazione delle tensioni teorico .....	133
4.2.1 Influenza del $K_t$ sulla resistenza meccanica .....	136
4.2.2 Determinazione del coefficiente di concentrazione delle tensioni .....	140
4.3 Fattore di concentrazione delle tensioni sperimentale .....	144
4.3.1 Coefficiente di intaglio sperimentale a rottura per carichi statici .....	145
4.3.2 Coefficiente di intaglio sperimentale per carichi statici per una deformazione plastica di 0,2 % nei punti maggiormente sollecitati .....	150
4.4 Meccanica della frattura lineare elastica (LEFM) .....	152
4.4.1 Fattore di intensificazione delle tensioni ( <i>stress intensity factor</i> ) .....	154
4.4.2 Determinazione del fattore di intensificazione delle tensioni .....	157
4.4.2.1 Metodo analitico .....	157
4.4.2.2 Metodo numerico .....	159
4.4.3 Verifica statica nella meccanica della frattura .....	160

4.4.4 Fattori che influenzano la resistenza alla frattura $K_c$ .....	163
4.4.5 Campo di utilizzo della meccanica della frattura lineare elastica .....	166
4.5 Conclusioni .....	169
<b>CAPITOLO 5 – Valutazione dell’influenza dei difetti sulla resistenza strutturale statica di componenti di turbine a vapore .....</b>	<b>171</b>
5.1 Introduzione .....	171
5.2 Tipologie di difettosità modellate .....	174
5.2.1 Difetti sul bendaggio .....	174
5.2.2 Difetti sul piolo ribadito .....	175
5.2.3 Difetti sulla paletta .....	179
5.2.4 Difetti sul fianco della paletta ( <i>Ferracuum</i> ) .....	181
5.2.5 Difetti di erosione diffusa sul disco turbina .....	182
5.3 Criterio di resistenza per la valutazione della resistenza statica di componenti di turbine a vapore indeboliti da intagli .....	183
5.4 Modelli delle analisi agli elementi finiti .....	187
5.5 Turbina a vapore n° 1 .....	189
5.5.1 2° Stadio .....	189
5.5.1.1 Bendaggio .....	191
5.5.1.2 Piolo .....	209
5.5.1.3 Palette .....	238
5.5.1.4 Disco turbina .....	243
5.5.2 9° Stadio .....	247
5.5.2.1 Bendaggio .....	249
5.5.2.2 Piolo .....	257
5.5.2.3 Palette .....	274
5.5.2.4 <i>Ferracuum</i> (fianco paletta) .....	280
5.5.2.5 Disco turbina .....	288
5.6 Turbina a vapore n° 2 .....	291
5.6.1 1° Stadio .....	291
5.6.1.1 Bendaggio .....	293
5.6.1.2 Piolo .....	301
5.6.1.3 Palette .....	318
5.6.1.4 <i>Ferracuum</i> (fianco paletta) .....	324
5.6.1.5 Disco turbina .....	331
5.6.2 8° Stadio .....	335
5.6.2.1 Bendaggio .....	337
5.6.2.2 Piolo .....	345
5.6.2.3 Palette .....	360
5.6.2.4 <i>Ferracuum</i> (fianco paletta) .....	368
5.6.2.5 Disco turbina .....	376

5.7 Turbina a vapore n° 3 .....	380
5.7.1 1° Stadio .....	380
5.7.1.1 <i>Bendaggio</i> .....	383
5.7.1.2 <i>Piolo</i> .....	391
5.7.1.3 <i>Palette</i> .....	409
5.7.1.4 <i>Ferracuum (fianco paletta)</i> .....	413
5.7.1.5 <i>Disco turbina</i> .....	420
5.7.2 7° Stadio .....	424
5.7.2.1 <i>Bendaggio</i> .....	426
5.7.2.2 <i>Piolo</i> .....	435
5.7.2.3 <i>Palette</i> .....	451
5.7.2.4 <i>Ferracuum (fianco paletta)</i> .....	457
5.7.2.5 <i>Disco turbina</i> .....	465
5.8 Classi di accettabilità dei difetti per le macchine analizzate .....	468
5.8.1 Turbina a vapore n° 1 – 2° Stadio.....	469
5.8.1.1 <i>Bendaggio</i> .....	469
5.8.1.2 <i>Piolo</i> .....	470
5.8.1.3 <i>Paletta</i> .....	473
5.8.1.4 <i>Disco turbina</i> .....	475
5.8.2 Turbina a vapore n° 1 – 9° Stadio.....	476
5.8.2.1 <i>Bendaggio</i> .....	476
5.8.2.2 <i>Piolo</i> .....	477
5.8.2.3 <i>Paletta</i> .....	480
5.8.2.4 <i>Fianco paletta (ferracuum)</i> .....	482
5.8.2.5 <i>Disco turbina</i> .....	483
5.8.3 Turbina a vapore n° 2 – 1° Stadio.....	484
5.8.3.1 <i>Bendaggio</i> .....	484
5.8.3.2 <i>Piolo</i> .....	485
5.8.3.3 <i>Paletta</i> .....	488
5.8.3.4 <i>Fianco paletta (ferracuum)</i> .....	490
5.8.3.5 <i>Disco turbina</i> .....	491
5.8.4 Turbina a vapore n° 2 – 8° Stadio.....	492
5.8.4.1 <i>Bendaggio</i> .....	492
5.8.4.2 <i>Piolo</i> .....	493
5.8.4.3 <i>Paletta</i> .....	496
5.8.4.4 <i>Fianco paletta (ferracuum)</i> .....	498
5.8.4.5 <i>Disco turbina</i> .....	499
5.8.5 Turbina a vapore n° 3 – 1° Stadio.....	500
5.8.5.1 <i>Bendaggio</i> .....	500
5.8.5.2 <i>Piolo</i> .....	501
5.8.5.3 <i>Paletta</i> .....	504

5.8.5.4 Fianco paletta ( <i>ferracuum</i> ) .....	506
5.8.5.5 Disco turbina .....	507
5.8.6 Turbina a vapore n° 3 – 7° Stadio.....	508
5.8.6.1 Bendaggio .....	508
5.8.6.2 Piolo .....	509
5.8.6.3 Paletta .....	512
5.8.6.4 Fianco paletta ( <i>ferracuum</i> ) .....	514
5.8.6.5 Disco turbina .....	515
5.9 Conclusioni .....	516
<b>CAPITOLO 6 – Valutazione sperimentale della resistenza statica di pioli ribaditi .</b>	<b>519</b>
6.1 Introduzione .....	519
6.2 Analisi dei risultati e conclusioni .....	523
<b>CAPITOLO 7 – Valutazione del coefficiente di intaglio sperimentale a rottura .....</b>	<b>527</b>
7.1 Introduzione .....	527
7.2 Geometria dei provini .....	528
7.3 Macchine di trazione utilizzate .....	531
7.4 Coefficienti di intaglio sperimentali a rottura ottenuti .....	542
7.4.1 Provini a sezione rettangolare .....	543
7.4.2 Provini a sezione circolare .....	549
7.5 Conclusioni .....	555
<b>CAPITOLO 8 – Valutazione sperimentale della resistenza a frattura in deformazione piana .....</b>	<b>557</b>
8.1 Introduzione .....	557
8.2 Dimensionamento dei provini .....	558
8.3 Macchina di prova .....	562
8.4 Risultati .....	565
8.5 Conclusioni .....	575
<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>569</b>
<b>RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....</b>	<b>573</b>
<b>APPENDICI .....</b>	<b>575</b>
A Calcolo analitico e agli elementi finiti di diverse tipologie di dischi .....	577
B Fatica e tensocorrosione nelle palette delle turbine a vapore .....	613
C Provini per la valutazione sperimentale della resistenza statica di pioli ribaditi .....	629
D Provini per la valutazione del coefficiente di intaglio sperimentale a rottura ...	645
E Provini per la valutazione della resistenza a frattura in deformazione piana .....	723

## **Ringraziamenti**

Sfrutto questo momento per ringraziare chi mi è stato vicino in questi cinque anni universitari. A iniziare dai miei genitori, per avermi permesso di portare a termine gli studi e per il loro costante supporto. Un ringraziamento speciale ai miei fratelli, al mio cane (Charlie) e alla mia fidanzata, i quali sono stati sempre presenti durante tutto il mio percorso. Un caloroso ringraziamento inoltre ai miei compagni universitari e agli amici, i quali hanno contribuito a rendere meno pesanti gli studi.

Un grande ringraziamento va al Prof. Giovanni Meneghetti per il suo tempo dedicatomi e per gli utili consigli che mi ha sempre fornito. Ringrazio inoltre il Prof. Ricotta per l'aiuto datomi nell'esecuzione delle prove di trazione. Ringrazio infine i miei correlatori aziendali, Alberto Bosa e Edoardo Busato per la loro disponibilità.

## INTRODUZIONE

Nel campo delle turbine a vapore la progettazione strutturale e la valutazione della resistenza statica dei vari componenti godono oramai di una consolidata esperienza maturata negli ultimi decenni. D'altro canto in sede di manutenzione e revisione delle macchine risulta problematica l'analisi strutturale dei componenti, soprattutto nel caso in cui si riscontrino dei difetti di erosione provocati dal vapore. L'Azienda De Pretto di Schio ha, infatti, rilevato dopo un certo periodo di esercizio sulle macchine di loro competenza una serie di difettosità, che interessano globalmente tutti i componenti turbina, in particolare quelli riguardanti gli stadi rotorici (figura I.1). L'assieme di uno stadio rotorico è composto fondamentalmente da un disco turbina, sul quale sono poste le palette, sopra le quali vi è un disco di ricoprimento (bendaggio) che ha lo scopo di irrigidire il sistema. I bendaggi sono fissati attraverso dei pioli situati sulla sommità delle palette, che sono realizzati tramite ribaditura manuale. Le figure I.2 e I.3 mostrano degli esempi di difettosità riscontrate sui componenti appena descritti.

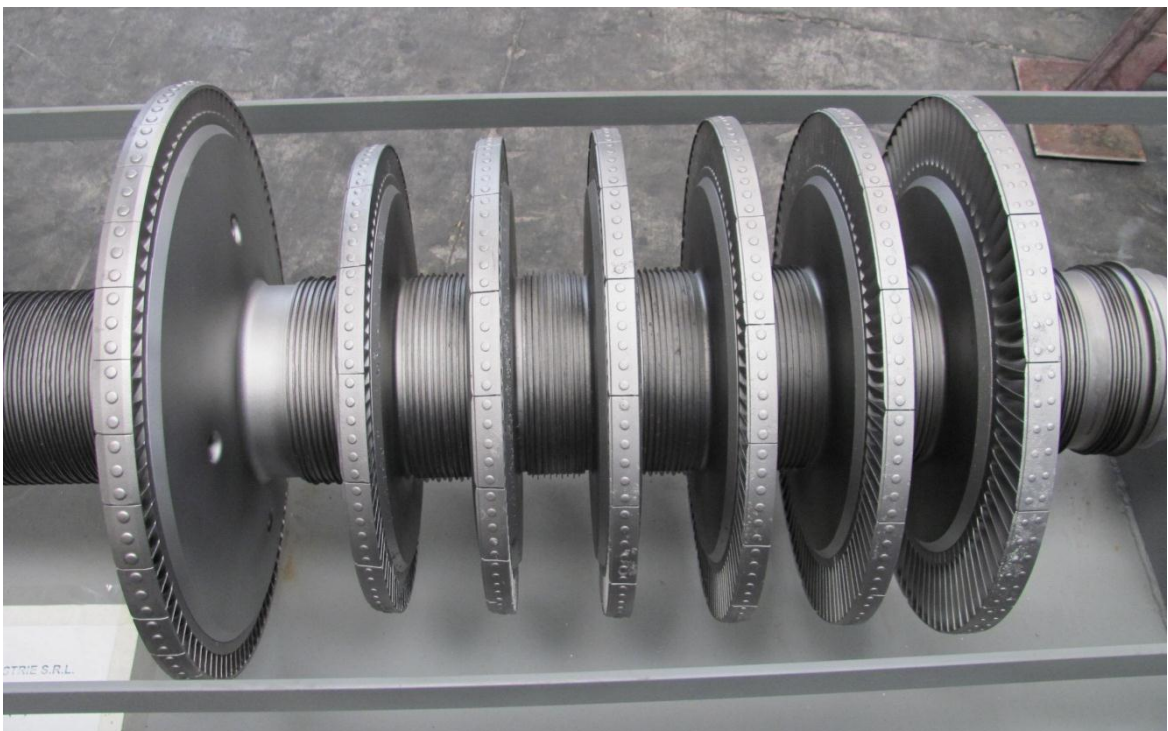


Fig. I.1: stadio rotorico di una turbina a vapore revisionata dall'Azienda De Pretto.





Fig. I.2: difetti di erosione del vapore sul bendaggio e sui pioli della turbina revisionata dall'Azienda De Pretto.

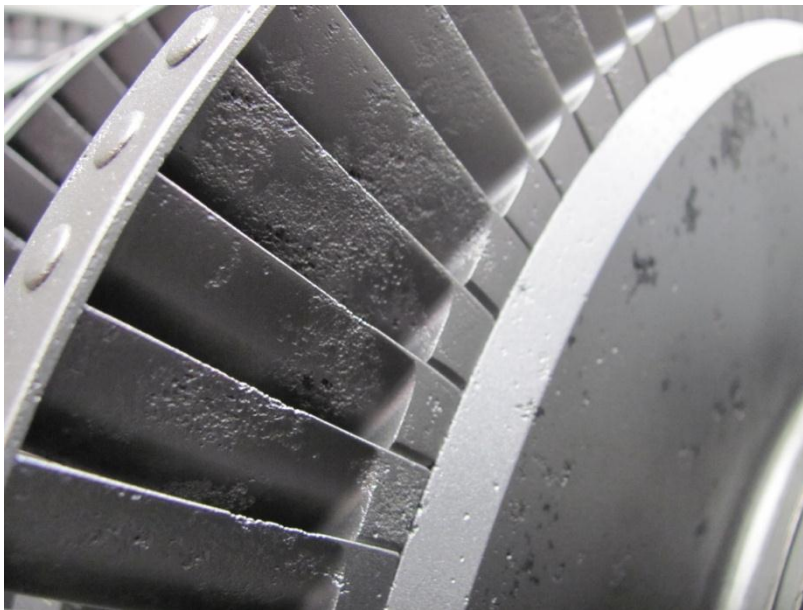


Fig. I.3: difetti di erosione del vapore sulle palette e sui dischi della turbina revisionata dall'Azienda De Pretto.

Da qui nasce la necessità di disporre di un metodo di valutazione della criticità dei difetti presenti, attraverso la definizione di classi di accettabilità delle difettosità. Il seguente lavoro mira a quantificare l'influenza della presenza dell'erosione del vapore sulla resistenza statica dei componenti turbina di tre macchine diverse esistenti. Si è svolto inizialmente un calcolo strutturale analitico degli elementi degli assiemi (capitolo 1) con lo scopo di familiarizzare con lo stato di tensione presente. La struttura reale è

stata schematizzata con modelli strutturali semplici (modelli monodimensionali quali le travi e bidimensionali quali i gusci spessi) e successivamente si sono quantificati i carichi agenti, ovvero la forza centrifuga e la spinta aerodinamica del vapore sulle palette. I risultati ottenuti, oltre che dare un'idea sull'entità delle tensioni presenti, verranno presi come base di riferimento per le analisi agli elementi finiti.

Si sono svolte poi delle analisi F.E.M. sulle singole palette degli stadi delle macchine analizzate (capitolo 2). I risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli analitici.

Dopo le analisi sulle singole palette, si è preso in esame il 2° stadio della macchina n° 1, andando a svolgere delle analisi agli elementi finiti sull'intero assieme turbina costituito dal disco di bendaggio, dalle palette e dal disco turbina (capitolo 3). Si sono eseguiti diversi modelli d'assieme, andando a studiare i risultati ottenuti al variare del numero di palette considerate e delle condizioni di vincolo imposte (in particolare il vincolo di ciclicità sul disco). Dopo aver scelto il modello definitivo che sarà preso come riferimento per le analisi sugli altri stadi, si è svolto sul modello in esame uno studio della convergenza della mesh, in modo da avere un'idea sulle dimensioni globali degli elementi da implementare nei modelli.

Per valutare correttamente la presenza dei difetti che saranno inseriti negli assiemi turbina, si sono riportati dei criteri di valutazione della resistenza statica di componenti meccanici intagliati (capitolo 4). Si è in particolare descritto l'approccio della meccanica classica, che si basa sul coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico e sul coefficiente di intaglio sperimentale, e l'approccio innovativo della meccanica della frattura, basato sul fattore di intensificazione delle tensioni.

Si sono poi riportate le analisi F.E.M., con e senza difetti, degli assiemi turbina analizzati andando a calcolare gli incrementi tensionali dei difetti inseriti nei modelli integri (capitolo 5), utilizzando i metodi di valutazione degli intagli descritti in precedenza. Si sono poi definite delle classi di accettabilità dei difetti e attraverso delle tabelle riassuntive si è riportata la gravosità dell'introduzione dei difetti in funzione delle loro dimensioni.

Per avere una stima effettiva dell'effetto d'intaglio sui materiali costituenti gli assiemi, si sono infine svolte delle prove di trazione statica su diversi provini, che sono stati realizzati con geometrie simili ai componenti turbina e ai difetti riscontrati (capitoli 6-7-8), con lo scopo di verificare le formule utilizzate nel capitolo 5 per valutare gli effetti di intaglio.



## CAPITOLO 1

# CALCOLO STRUTTURALE ANALITICO DI COMPONENTI DI TURBINE A VAPORE

### 1.1 Introduzione

In questa sezione verranno svolte delle valutazioni e delle stime ingegneristiche di massima sullo stato di tensione presente sui principali componenti degli stadi rotorici di turbine a vapore. Verranno utilizzate le formule analitiche acquisite dalla Meccanica dei Solidi [3] e dalla Costruzione di Macchine [1], previa una schematizzazione semplificata della struttura reale. I risultati analitici ottenuti verranno presi come base di comparazione, seppur approssimativa, per i risultati numerici che si otterranno da analisi più complesse agli elementi finiti che verranno svolte nei capitoli successivi. I componenti che verranno presi in esame sono (figura 1.1):

- bendaggio;
- piolo;
- paletta;
- disco turbina.

Questo calcolo tensionale approssimativo avverrà dopo un'analisi delle principali forze in gioco; in particolare si studierà quanto è importante la spinta aereodinamica rispetto alla forza centrifuga, per avere un'idea sulla principale causa di sollecitazione.

Si andranno a valutare tre stadi rotorici (iniziale, intermedio e finale) di tre macchine reali differenti, tenendo conto delle dimensioni dei componenti in esame e delle temperature di esercizio di ogni specifico stadio.

Le tre macchine che verranno prese in esame sono tutte *ad azione*, nelle quali il salto di entalpia a cui corrisponde il salto di pressione avviene interamente nell'ugello statorico

avente profilo convergente-divergente; la pressione rimane circa costante lungo il percorso del vapore attraverso il palettaggio, che quindi non è soggetto a forza assiale essendo appunto trascurabile il salto di pressione in girante.

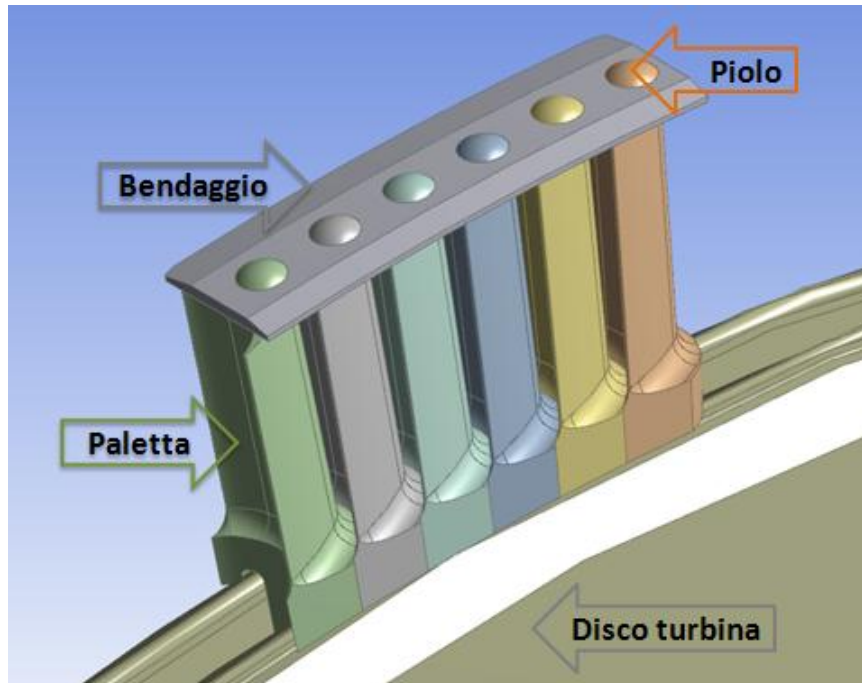


Fig. 1.1: componenti analizzati di uno stadio rotorico di una turbina a vapore.

Nelle turbine *a reazione* invece la palettatura è soggetta ad una forza assiale dovuta al salto di pressione nella girante, in quanto il salto entalpico viene frazionato in parte sulle palette statoriche e in parte su quelle rotoriche. In questo caso sarà necessario un opportuno bilanciamento della forza assiale complessiva agente sul rotore della macchina.

Nei prossimi paragrafi verrà illustrato il metodo di calcolo adottato per trovare lo stato tensionale dei vari componenti e successivamente verranno elencati tutti i dati necessari per i calcoli analitici degli stadi delle tre macchine prese in esame.

## 1.2 Schema di calcolo tensionale analitico adottato

Viene svolto ora il calcolo tensionale approssimativo di tutti i componenti delle turbine negli stadi presi in esame, evidenziando le assunzioni prese per la schematizzazione semplificata degli elementi reali.

### 1.2.1 Bendaggio

Per il calcolo tensionale del bendaggio, quest'ultimo verrà schematizzato semplicemente come una trave appoggiata alle estremità per un tratto corrispondente alla lunghezza compresa tra due pioli che vincolano il bendaggio stesso. Viene considerata per il calcolo una configurazione in cui la trave risulta sollecitata a flessione da un carico distribuito corrispondente alla forza centrifuga agente sul tratto di bendaggio considerato (figura 1.2).

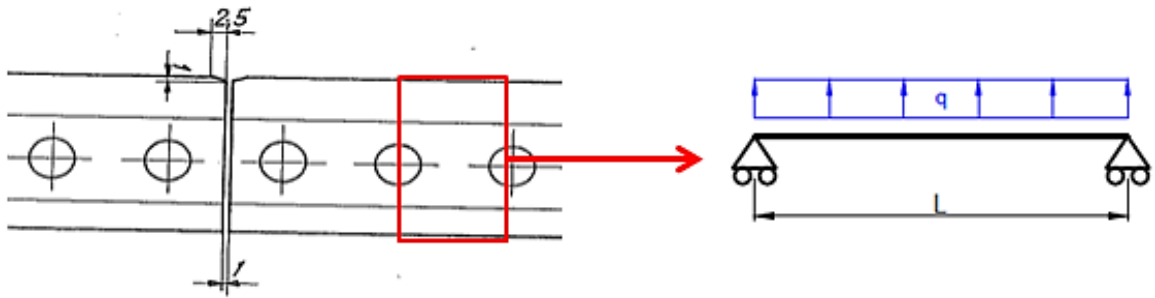


Fig. 1.2: schematizzazione monodimensionale del tratto di bendaggio compreso tra due pioli.

La forza centrifuga  $F_c$  sarà pari a:

$$F_c = \rho \cdot V \cdot \omega^2 \cdot r \quad (1.1)$$

dove  $\rho$  e  $V$  sono rispettivamente la densità e il volume del tratto di bendaggio,  $\omega$  la velocità angolare della macchina e  $r$  la distanza del baricentro del concio di bendaggio dall'asse di rotazione della turbina.

Trovato il momento flettente in mezzeria e note le caratteristiche geometriche della sezione resistente del bendaggio si trova la tensione di flessione con la formula di Navier (1.2:

$$\sigma_f = \frac{M}{I} \cdot h \quad (1.2)$$

dove  $M$  è il momento in mezzeria pari a  $\frac{1}{8} \cdot q \cdot L^2$  (dove  $L$  è la lunghezza del bendaggio tra due pioli,  $I$  il momento d'inerzia della sezione resistente del bendaggio,  $h$  la distanza dall'asse neutro del punto più lontano della sezione e  $q$  il carico distribuito sulla trave pari a  $\frac{F_c}{L}$ ).

### 1.2.2 Pioli

Per quanto riguarda invece il calcolo tensionale dei piolini che vincolano il bendaggio sulle palette della turbina, si prenderanno in esame separatamente la testa e il gambo del piolo.

#### - Sottotesta piolo

Il piolo presente sulla parte superiore della palette, inizialmente di forma cilindrica, una volta ribadito (a freddo o a caldo) sul bendaggio assume circa la forma di una porzione di calotta sferica e ha lo scopo di vincolare il bendaggio sulle palette. La sezione del piolo in corrispondenza della sottotesta risulta essere sollecitata a trazione e taglio a causa della forza centrifuga della porzione di bendaggio che compete al piolo (figura 1.3).

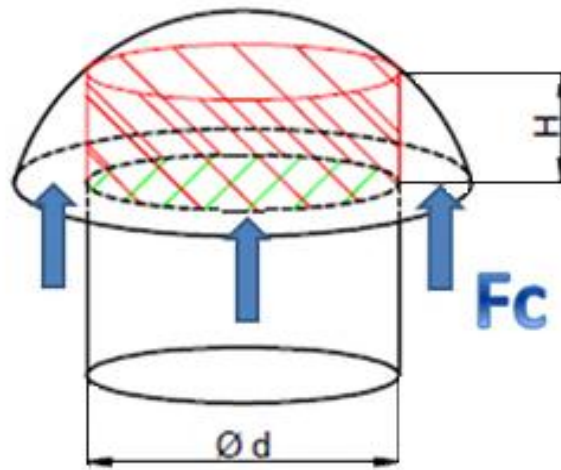


Fig. 1.3: sezioni resistenti del piolo soggetto alla forza centrifuga  $F_c$  del bendaggio.

Per quanto riguarda la sollecitazione di trazione, lo sforzo normale corrispondente si troverà come:

$$\sigma_t = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \quad (1.3)$$

dove  $F_c$  è la forza centrifuga del bendaggio che compete ai pioli (per semplicità la forza centrifuga totale di tutto il bendaggio viene ripartito equamente tra i pioli che lo vincolano) e  $d$  il diametro del piolo.

Per quel che concerne la sollecitazione di taglio invece, lo sforzo corrispondente medio sarà pari:

$$\tau = \frac{F_c}{\pi \cdot d \cdot H} \quad (1.4)$$

dove  $d$  è sempre il diametro del piolo e  $H$  l'altezza della calotta sferica in corrispondenza del diametro del piolo.

- **Gambo piolo**

In questo caso il gambo del piolo risulta essere sollecitato a trazione a causa della forza centrifuga e a flessione a causa dell'effetto flessionale del bendaggio sul piolo d'estremità (figura 1.4).

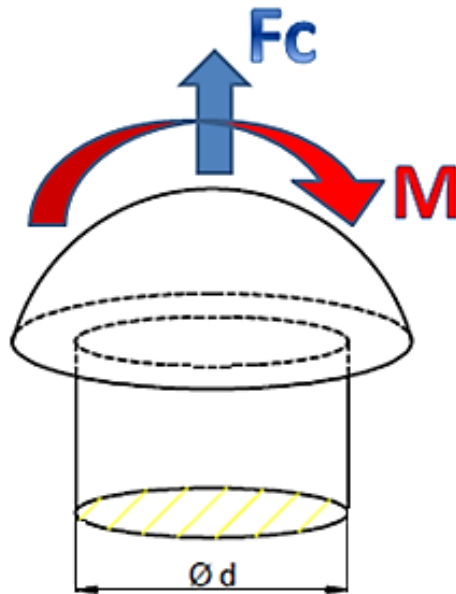


Fig. 1.4: effetto di trazione e flessione alla base del gambo del piolo.

Anche in questo caso lo sforzo normale di trazione  $\sigma_t$  si troverà con la formula (1.3) dove  $F_c$  è la forza centrifuga del tratto di bendaggio e del piolo e  $d$  il diametro del piolo.

Per quantificare il momento che agisce sui pioli a causa dell'effetto flessionale del bendaggio, viene considerato l'intero bendaggio come una serie di travi incastrate in corrispondenza dei pioli (figura 1.5).

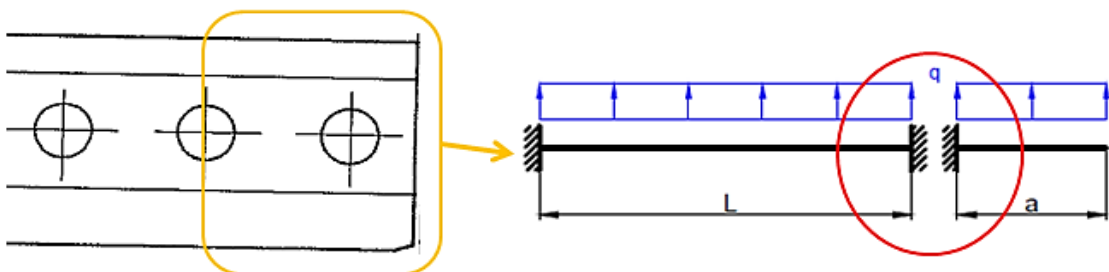


Fig. 1.5: schematizzazione del bendaggio per il calcolo del momento netto sul piolo d'estremità (ipotesi travi incastrate).



Per le ipotesi fatte i piolini intermedi risulteranno essere scarichi (cosa in realtà non vera, come dimostrato attraverso le analisi agli elementi finiti svolte nel capitolo 5), mentre su quello d'estremità agirà un momento netto pari a:

$$M = q \cdot \left( \frac{a^2}{2} - \frac{L^2}{12} \right) \quad (1.5)$$

dove  $q$  è il carico distribuito sulla trave dovuta alla forza centrifuga di tutto il bendaggio,  $a$  la lunghezza del tratto di bendaggio d'estremità ed  $L$  la lunghezza del tratto di bendaggio compreso tra due pioli, come mostrato in figura 1.5.

La tensione di flessione in corrispondenza della base del gambo del piolo sarà data dalla formula (1.6:

$$\sigma_f = \frac{M}{W_f} \quad (1.6)$$

dove  $W_f$  è il modulo di resistenza a flessione del piolo pari a  $\frac{\pi \cdot d^3}{32}$ .

### 1.2.3 Palette

Per quanto riguarda la palettatura della turbina, le principali cause di sollecitazione sono la forza centrifuga  $F_c$  e la spinta aerodinamica  $F_a$  generata dal passaggio del vapore attraverso la palette stesse, attraverso la quale si genera il momento all'albero motore.

Come già anticipato nell'introduzione, trattandosi di macchine *ad azione*, viene trascurata la forza dovuta al salto di pressione agente sullo stadio, che in questo caso risulta essere pressoché nullo; viene altresì presa in esame la spinta aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto [4] della portata di vapore che attraversa la paletta tramite la relazione (1.7):

$$F_a = \frac{Q}{Z} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \quad (1.7)$$

dove  $Q$  è la portata che attraversa l'intero stadio,  $Z$  il numero di pale dello stadio in questione,  $w_2$  e  $w_1$  le velocità relative del vapore rispettivamente in uscita ed in ingresso della paletta,  $\beta_2$  e  $\beta_1$  gli angoli che formano rispettivamente le velocità relative  $w_2$  e  $w_1$  rispetto alla direzione tangenziale della macchina.

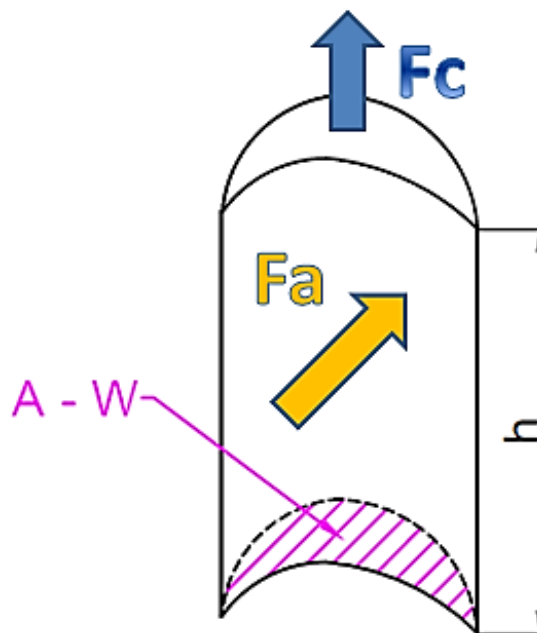


Fig. 1.6: carichi (forza centrifuga e aerodinamica) agenti sulle palette delle turbine.

Tale forza genera una sollecitazione combinata di taglio e flessione sulla sezione inferiore della paletta; la tensione corrispondente di taglio sarà data dalla (1.8):

$$\tau = \frac{F_a}{A} \quad (1.8)$$

mentre la tensione di flessione che si genera a causa del momento prodotto dalla forza aerodinamica  $Fa$  è data dalla (1.9):

$$\sigma_f = \frac{M}{W_f} \quad (1.9)$$

dove il momento dovuto alla spinta aerodinamica è pari  $M = Fa \cdot \frac{h}{2}$ , con  $h$  l'altezza della pala;  $A$  e  $W_f$  sono rispettivamente l'area e il modulo di resistenza a flessione della sezione palare inferiore.

Per quanto riguarda l'effetto di trazione dovuto alla forza centrifuga, viene preso in esame il volume di materiale soprastante la sezione palare di verifica, compresa la porzione di bendaggio che compete alla paletta in esame; per quantificare la forza centrifuga  $Fc$  viene ancora utilizzata la relazione (1.1), mentre la corrispondente tensione normale con la seguente relazione (1.10):

$$\sigma_t = \frac{Fc}{A} \quad (1.10)$$

dove  $A$  è l'area alla base della sezione palare (come mostrato in figura 1.6).

### 1.2.4 Piede palare

Il piede palare risulta essere sollecitato a trazione, a flessione e a taglio a causa della forza centrifuga della paletta  $F_c$ . Le dimensioni caratteristiche principali del piede palare sono mostrate nella figura 1.7.

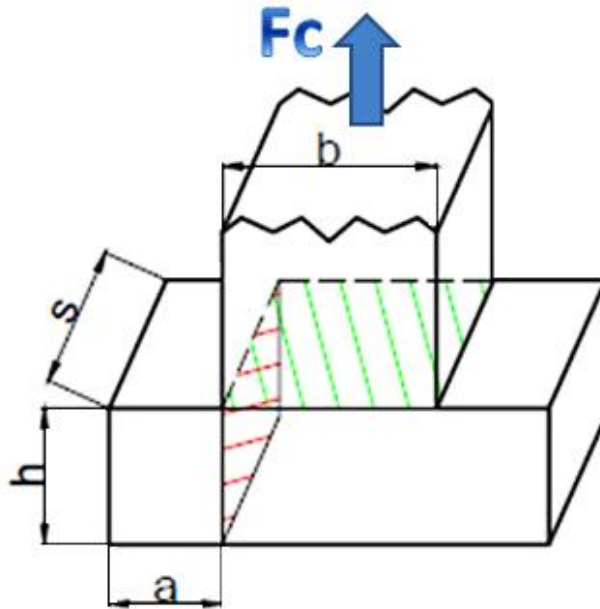


Fig. 1.7: dimensioni principali del piede palare sottoposto alla forza centrifuga della parte superiore della pala.

Per quanto riguarda la sollecitazione di trazione viene presa in considerazione la forza centrifuga della porzione di paletta che insiste sulla sezione orizzontale del piede palare che viene assunta rettangolare (area verde in figura 1.7); la tensione normale si troverà con la relazione (1.11):

$$\sigma_t = \frac{F_c}{s \cdot b} \quad (1.11)$$

La tensione di taglio viene calcolata in corrispondenza dell'area della sezione resistente verticale del piede palare (area rossa in figura 1.7), assunta anche in questo caso rettangolare (le sezioni resistenti in figura 1.7 sono due), con la (1.12):

$$\tau = \frac{F_c}{2 \cdot s \cdot h} \quad (1.12)$$

Visto che in tutte le configurazioni analizzate questa tensione di taglio risulta essere trascurabile, nei risultati che verranno in seguito riportati è stata per semplicità ommessa.

Sempre questa sezione verticale sarà soggetta ad un momento flettente dato dalla (1.13):

$$M = \frac{Fc}{Z_p} \cdot \frac{a}{2} \quad (1.13)$$

dove  $Z_p$  è il numero di piedi palari di una singola paletta e  $a$  la lunghezza della porzione del piede palare a sbalzo. La corrispondente tensione di flessione si troverà con la (3.14):

$$\sigma_f = \frac{M}{W_f} \quad (1.14)$$

dove  $W_f = \frac{1}{6} \cdot s \cdot h^2$  è il modulo di resistenza a flessione della sezione resistente rettangolare presa in esame.

### 1.2.5 Dischi turbina

Per quanto concerne i dischi turbina, verrà effettuata una verifica globale del disco e una verifica locale in corrispondenza della sede d'accoppiamento dove vengono inserite e vincolate le palette turbina.

#### 1.2.5.1 Effetto locale

Per studiare lo stato tensionale in corrispondenza della cava sul disco turbina dove vengono alloggiare le palette, viene presa in considerazione una porzione del disco che compete ad una singola paletta. Tale sistema è sollecitato dalla forza centrifuga dell'intero volume della paletta e la verifica è stata effettuata per due punti diversi dell'accoppiamento, uno superiore ed uno inferiore.

##### - *Verifica punto superiore*

La parte superiore dell'accoppiamento risulta essere sollecitato a taglio (area rossa in figura 1.8), a trazione e a flessione (area verde in figura 1.8). In figura 1.8 vengono riportate le dimensioni principali del sistema analizzato, dove ne viene mostrato per semplicità solo una metà soggetto alla forza centrifuga di metà paletta.

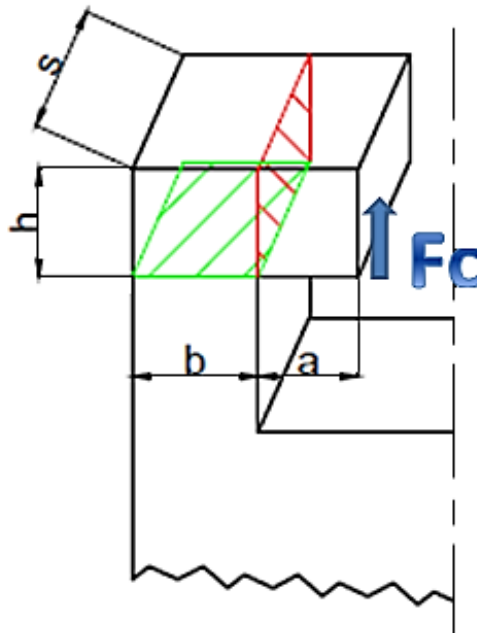


Fig. 1.8: dimensioni principali della porzione di disco analizzata per la verifica del punto superiore.

Per quanto riguarda la sollecitazione di trazione viene presa in considerazione la forza centrifuga di metà paletta che insiste sulla sezione orizzontale che viene assunta rettangolare (area verde in figura 1.8); la tensione normale si troverà con la relazione (3.15:

$$\sigma_t = \frac{Fc}{s \cdot b} \quad (1.15)$$

Sempre questa sezione orizzontale sarà soggetta ad un momento flettente dato dalla (1.16):

$$M = Fc \cdot \frac{(a+b)}{2} \quad (1.16)$$

La corrispondente tensione di flessione si troverà con la (1.17):

$$\sigma_f = \frac{M}{W_f} \quad (1.17)$$

dove  $W_f = \frac{1}{6} \cdot s \cdot b^2$  è il modulo di resistenza a flessione della sezione resistente rettangolare presa in esame.

La tensione di taglio viene calcolata in corrispondenza dell'area della sezione resistente verticale (area rossa in figura 1.7), assunta anche in questo caso rettangolare, con la (3.18):

$$\tau = \frac{Fa}{s \cdot h} \quad (1.18)$$

- **Verifica punto inferiore**

In questo caso la parte inferiore dell'accoppiamento risulta essere sollecitato a trazione e a flessione in corrispondenza della base della cava (area azzurra in figura 1.9), che viene assunta rettangolare. In figura 1.9 vengono riportate le dimensioni caratteristiche del sistema.

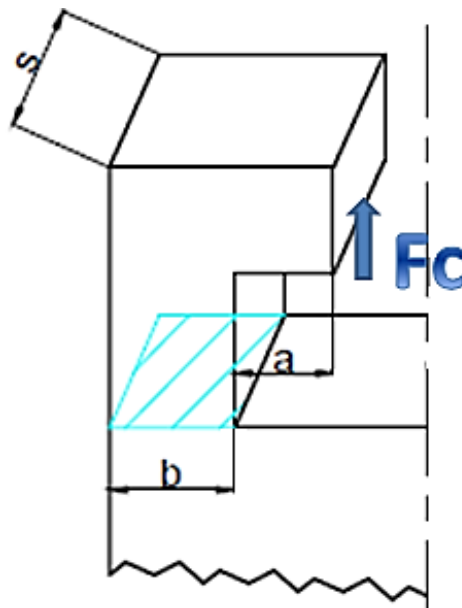


Fig. 1.9: dimensioni principali della porzione di disco analizzata per la verifica del punto inferiore.

Analogamente al punto superiore la sollecitazione di trazione viene presa in considerazione la forza centrifuga di metà paletta che insiste sulla sezione orizzontale di verifica. La tensione normale si troverà anche in questo caso con la relazione (1.19):

$$\sigma_t = \frac{Fc}{s \cdot b} \quad (1.19)$$

Inoltre questa sezione orizzontale è soggetta ad un momento flettente dato dalla (1.20):

$$M = Fc \cdot \frac{(a+b)}{2} \quad (1.20)$$

La corrispondente tensione di flessione si troverà con la (1.21):

$$\sigma_f = \frac{M}{W_f} \quad (1.21)$$

dove  $W_f = \frac{1}{6} \cdot s \cdot b^2$  è il modulo di resistenza a flessione della sezione resistente rettangolare presa in esame.

Osservazione: in entrambi i punti di verifica, superiore ed inferiore, dell'accoppiamento disco-paletta, il momento flettente calcolato con la (1.16 o con la (1.21) risulta essere in realtà inferiore. Ciò è dovuto alla cedevolezza del tratto a sbalzo di lunghezza  $a$  che comporta una diminuzione del braccio totale  $(a + b)$ . Quindi le sezioni sollecitate a momento flettente risultano avere una tensione di flessione inferiore a quella calcolata secondo lo schema di calcolo assunto.

Inoltre in alcuni casi sono presenti sulla parte superiore del disco turbina dei dentini che vanno ad accoppiarsi sulla pala (vedi ad esempio le figure 1.24-26 e 1.32-36), che limitano l'effetto flessionale dei due tratti a sbalzo della cava (come si può osservare dalle analisi agli elementi finiti dei dischi nel capitolo 5).

Ciò vale anche per la flessione presente nel piede palare descritta nel paragrafo 1.2.4.

In alcuni stadi delle macchine analizzate può essere presente un doppio piede palare (figure 1.26 e 1.32). Anche in questi casi si sono utilizzate le formule sopra esposte relative ai piedi palari e alla cava sul disco.



### 1.2.5.2 Effetto globale

Per la verifica globale del disco viene assunta una geometria semplificata che prevede la presenza di due sottodischi, di cui uno risulta essere pieno. Questa geometria risulta essere contenuta dalla geometria reale, in modo tale da essere in vantaggio di sicurezza. Verrà quindi calcolato lo stato tensionale del disco a sezione variabile semplificato con la teoria dei gusci spessi [1]; i dischi in esame sono sollecitati prevalentemente dalla forza centrifuga dovuta alla velocità angolare  $\omega$  e da una pressione  $p_{ext}$  uniformemente distribuita sul raggio esterno del disco, dovuta alla forza centrifuga di tutte le palette che risultano vincolate nel disco considerato.

Il sistema semplificato è mostrato in figura 1.10, dove vengono mostrate le dimensioni caratteristiche.

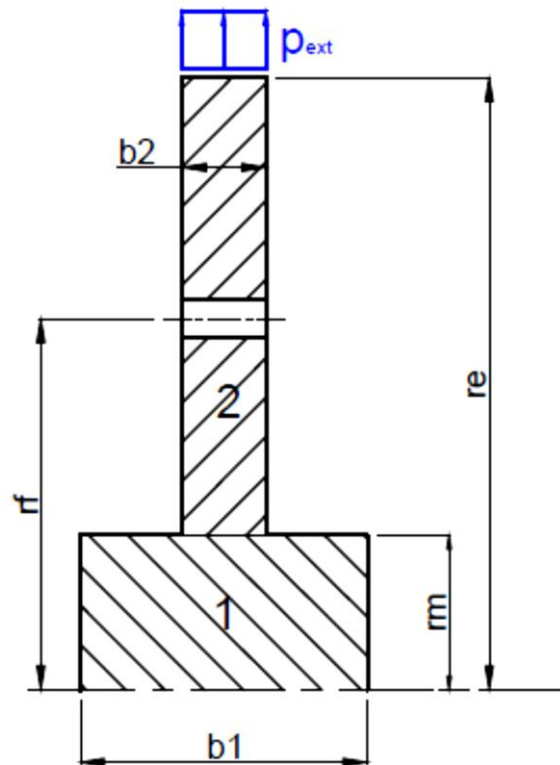


Fig. 1.10: schematizzazione dei dischi turbina in due sottodischi a spessore costante soggetti a forza centrifuga e a una pressione esterna  $p_{ext}$  dovuta all'azione delle palette.

Per il calcolo dello stato tensionale sui 2 sottodischi ci si affida alle formule dalla Teoria dei gusci spessi. Le espressioni per le tensioni radiali e tangenziali sono le (1.22 e le (1.23:

- Sottodisco 1:

$$\sigma_{r1} = A_1 - \frac{B_1}{\rho^2} - C \cdot \rho^2 \quad \sigma_{t1} = A_1 + \frac{B_1}{\rho^2} - D \cdot \rho^2 \quad (1.22)$$

- Sottodisco 2:

$$\sigma_{r2} = A_2 - \frac{B_2}{\rho^2} - C \cdot \rho^2 \qquad \sigma_{t2} = A_2 + \frac{B_2}{\rho^2} - D \cdot \rho^2 \qquad (1.23)$$

Le costanti C e D dipendono dalla velocità di rotazione del sistema, tramite le relazioni (1.24):

$$C = \frac{3+\nu}{8} \cdot \sigma_0 \ ; \ D = \frac{1+3\nu}{8} \cdot \sigma_0 \ ; \ \sigma_0 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r_e^2 \ ; \ \rho = \frac{r}{r_e} \qquad (1.24)$$

Visto che il disco 1 risulta essere pieno, la costante  $B_1$  sarà nulla. Basteranno quindi solo 3 condizioni al contorno (anziché 4) per determinare le ultime tre costanti  $A_1$ ,  $A_2$  e  $B_2$  necessarie per la conoscenza dello stato tensionale globale del disco.

La prima equazione (1.25 riguarda la condizione al contorno rispettivamente sul raggio esterno del disco:

$$r = r_e (\rho = 1) \rightarrow \sigma_r = p_{ext} \qquad (1.25)$$

Le ultime due equazioni necessarie per la risoluzione del problema sono rispettivamente quella di equilibrio radiale (1.26 e di congruenza (1.27 in corrispondenza del raggio intermedio  $r_m$ ):

$$\sigma_{r1}(r = r_m) \cdot b_1 = \sigma_{r2}(r = r_m) \cdot b_2; \qquad (1.26)$$

$$\sigma_{t1}(r = r_m) - \nu \cdot \sigma_{r1}(r = r_m) = \sigma_{t2}(r = r_m) - \nu \cdot \sigma_{r2}(r = r_m) \qquad (1.27)$$

Note tutte le costanti si può ricavare la tensione radiale e tangenziale sul disco al variare della distanza  $r$  del punto analizzato dall'asse di rotazione della macchina.

### 1.2.5.3 Presenza di un foro nel disco

In alcuni dischi degli stadi delle macchine analizzate vi è la presenza di un foro passante disposto ad una certa distanza dall'asse di rotazione della macchina, come mostrato in figura 1.11. In tal caso uno dei metodi utilizzabili consiste nel procedere con il calcolo strutturale come se il foro non ci fosse, determinando le corrispondenti tensioni  $\sigma_r$  e  $\sigma_t$ .

Tali valori vanno successivamente maggiorati per tenere conto dell'effetto d'intaglio dovuto al foro. I valori massimi delle tensioni di picco elastico verranno raggiunti nei punti A e B (vedi figura 1.11), ossia lungo la direzione radiale e tangenziale del disco. Naturalmente in A vi sono solo tensioni tangenziali ed, analogamente, in B solo tensioni radiali. I valori assunti da tali tensioni possono essere ricavate utilizzando le espressioni trovate da Kirsch [1], (1.28:

$$\begin{aligned}\sigma_{t_{max}} &= 3 \cdot \sigma_t - \sigma_r \rightarrow \text{Punto A} \\ \sigma_{r_{max}} &= 3 \cdot \sigma_r - \sigma_t \rightarrow \text{Punto B}\end{aligned}\tag{1.28}$$

Tali formule sono ovviamente approssimate e tali approssimazioni sono valide solo per fori di dimensioni relativamente piccole rispetto il disco, ossia tale trattazione è attendibile solo se il flusso di tensione subisce una distorsione solo locale per effetto del foro.

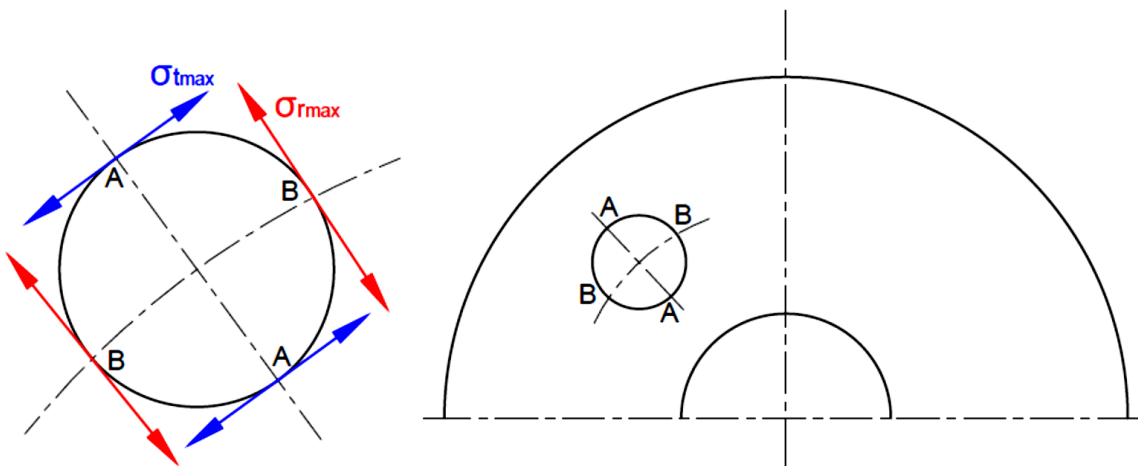


Fig. 1.11: punti di massima tensione (A e B) in un disco rotante con presenza di un foro.

## 1.3 Turbina a vapore n° 1

### 1.3.1 Dati macchina

La prima macchina presa in considerazione risulta avere i seguenti dati di progetto (Tabella 1.1):

Potenza massima al giunto	9600 kW
N° giri turbina	8750 g/min
Velocità angolare turbina	916.3 rad/s
Pressione vapore vivo	103 bar
Temperatura vapore vivo	520 °C
Portata massima di vapore	19.9 kg/s
Numero stadi	9

Tabella 1.1: dati principali di progetto della macchina n° 1.

Dei nove stadi totali della macchina ne verranno presi in considerazione tre, ovvero il secondo, il quinto e il nono. Vengono riportati ora le principali caratteristiche dei materiali costituenti il bendaggio (Tabella 1.2) e la palettatura (Tabella 1.3) per gli stadi presi in esame, ovvero la densità e il *carico di scostamento dalla proporzionalità*  $R_{p,02}$  al variare della temperatura. Per gli stadi a più alta temperatura (maggiore dei 400 °C circa) viene utilizzata la *resistenza al creep*  $R_{p,10^5,1\%}$ , ovvero la tensione che provoca un allungamento dell'1% del provino dopo 10<sup>5</sup> ore di permanenza del materiale alla temperatura di prova.

BENDAGGIO					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]
2	X12CrNiWTi 16-13	7920	475	-	303
5	X22CrMoV 12-1	7750	383	-	300
9	X22CrMoV 12-1	7750	222	590	-

Tabella 1.2: caratteristiche dei materiali del bendaggio per gli stadi della macchina n° 1.

PALETTE					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]
2	X12CrNiWTi 16-13	7920	475	-	303
5	X22CrMoV 12-1	7750	383	-	300
9	X22CrMoV 12-1	7750	222	590	-

Tabella 1.3: caratteristiche dei materiali delle pale per gli stadi della macchina n° 1.

Come si può notare dalle precedenti tabelle, in questo caso i materiali utilizzati per il bendaggio e le palette risulta essere il medesimo.

Per la verifica della sottotesta dei piolini viene utilizzata una tensione ammissibile  $\sigma_{amm}$  pari a 50 MPa per tutti gli stadi. Questa assunzione molto stretta deriva da conoscenze aziendali ed è giustificata dalla presenza di elevate tensioni residue che sorgono nel piolo a seguito della ribaditura, tensioni comunque non quantificabili. Si cerca in tal modo di scongiurare la rottura della testa del piolo che comporterebbe gravi danni in esercizio, visto che il bendaggio non risulterebbe più vincolato.

Il rotore risulta essere pieno e tutto d'un pezzo con i dischi turbina. Vengono ora riportati in Tabella 1.4 i valori delle tensioni di snervamento del materiale costituenti il rotore al variare della temperatura degli stadi (si assume per semplicità che la temperatura del rotore in corrispondenza di un certo stadio coincida con la temperatura del vapore che attraversa lo stadio stesso).

ROTORE - DISCHI TURBINA					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	Rp,02 [MPa]	Rp,10 <sup>^</sup> 5,1% [MPa]
2	30CrMoNiV 5-11	7850	475	-	130
5	30CrMoNiV 5-11	7850	383	-	324
9	30CrMoNiV 5-11	7850	222	500	-

Tabella 1.4: caratteristiche del materiale del rotore al variare della temperatura degli stadi della macchina n° 1.

### 1.3.2 Disegni tecnici

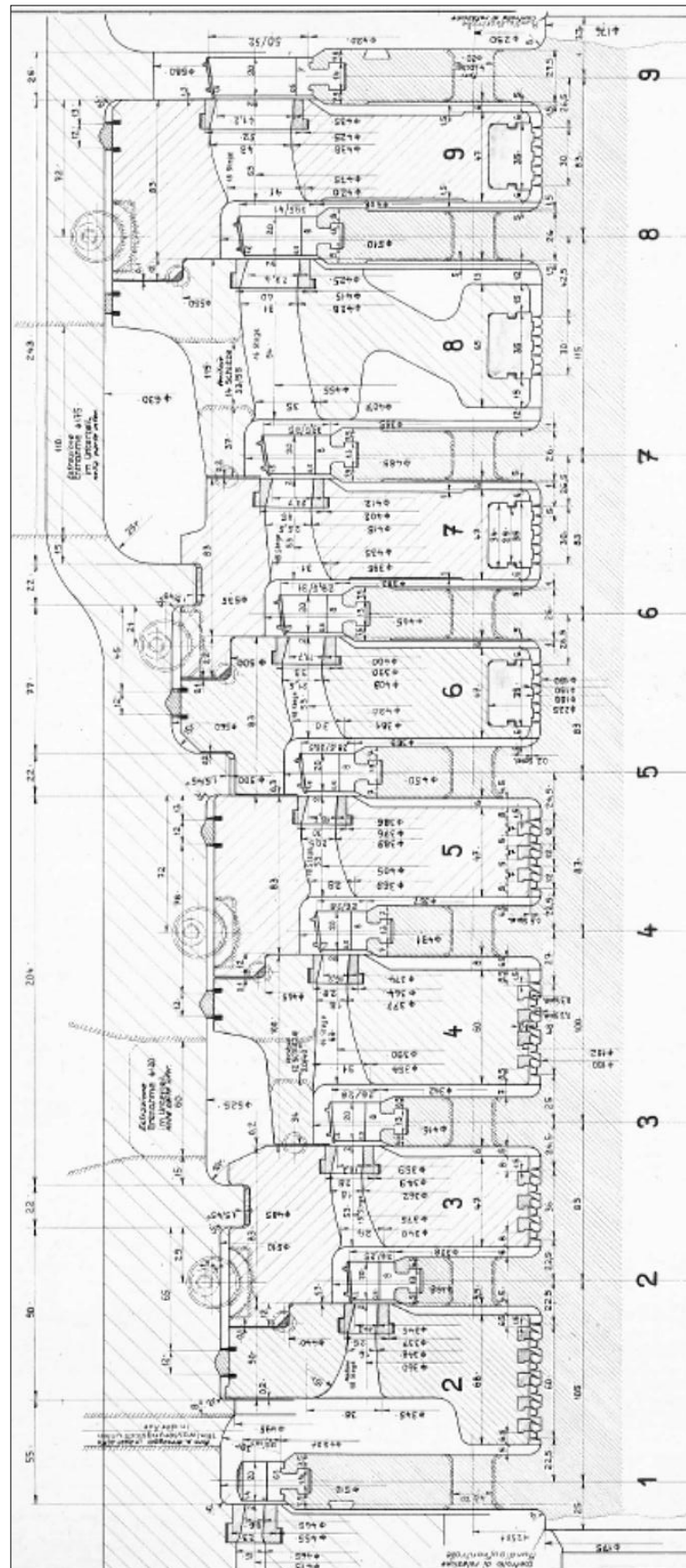


Fig. 1.12: schema dell'assieme della palettatura della macchina n° 1.

Nella figura 1.12 è riportato l'assieme della macchina n° 1, nella quale si possono osservare gli ugelli degli stadi statorici che indirizzano il vapore alle palette degli stadi rotorici.

In tabella 1.5 sono riportate le dimensioni nominali del perno del piolo prima di essere ribadito (diametro  $d$  e lunghezza  $L$ ), del bendaggio (diametro del foro  $d_1$  e spessore  $s_1$ ) e della testa del piolo ottenuta per ribaditura del perno iniziale (diametro della testa  $D$  e altezza della testa  $s_2$ , vedi figura 1.13).

Le dimensioni del bendaggio utilizzato negli stadi di nostro interesse ( $2^\circ$ ,  $5^\circ$  e  $9^\circ$ ) sono riportate in figura 1.14, mentre quelle delle palette dei medesimi stadi nella figura 1.15. Nelle figure 1.16 sono riportate le dimensioni principali del piede palare e della cava per l'accoppiamento disco turbina-palette del  $2^\circ$  e del  $5^\circ$  stadio, mentre in figura 1.17 quelle relative al  $9^\circ$  stadio.

Perno piolo		Bendaggio		Testa piolo		Sistema di ribaditura
$d$ [mm]	$L$ [mm]	$d_1$ [mm]	$s_1$ [mm]	$D$ [mm]	$s_2$ [mm]	
4	4	4,2	2	5	1,1	a freddo
5	4	5,2	2	7	1,3	
5,5	4,2	5,7	2	7,3	1,4	
6	4,2	6,2	2	7,4	1,5	
7	5,5	7,2	2,5	8,8	1,7	
7	5,3	7,2	2	9	1,7	a caldo
8	6,5	8,2	3	9,5	2	
8	7	8,2	3,5	10,5	2	
9	7,5	9,2	3,5	11,7	2,2	

Tabella 1.5: valori nominali delle dimensioni del bendaggio ( $d_1$ ,  $s_1$ ) e del piolo, prima ( $d$ ,  $L$ ) e dopo ribaditura ( $D$ ,  $S_2$ ). Viene riportato il sistema di ribaditura (a freddo o a caldo).

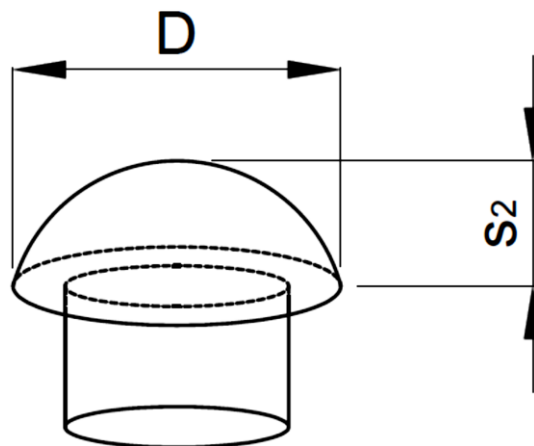


Fig. 1.13: dimensioni nominali del piolo dopo essere stato ribadito.

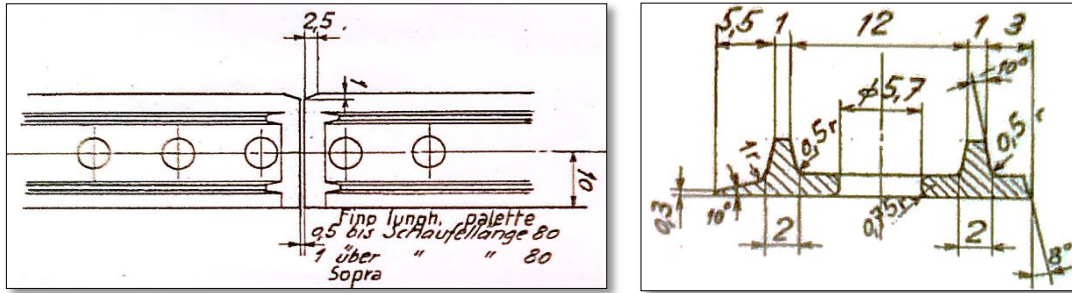


Fig. 1.14: dimensioni del bendaggio del 2°, 5° e 9° stadio della macchina n° 1.

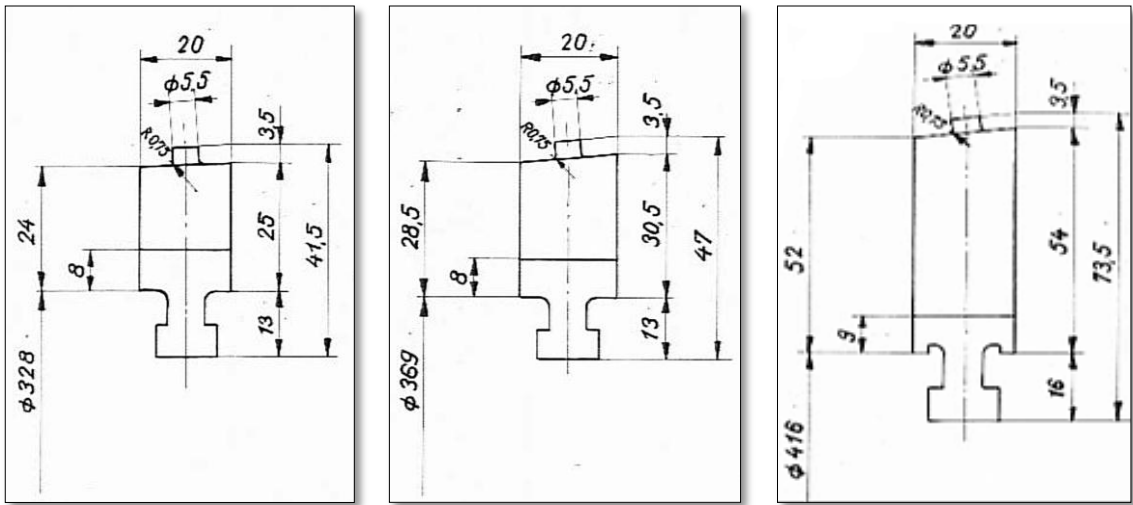


Fig. 1.15: dimensioni principali delle pale del 2°, 5° e 9° stadio della macchina n° 1, in ordine partendo da sinistra.

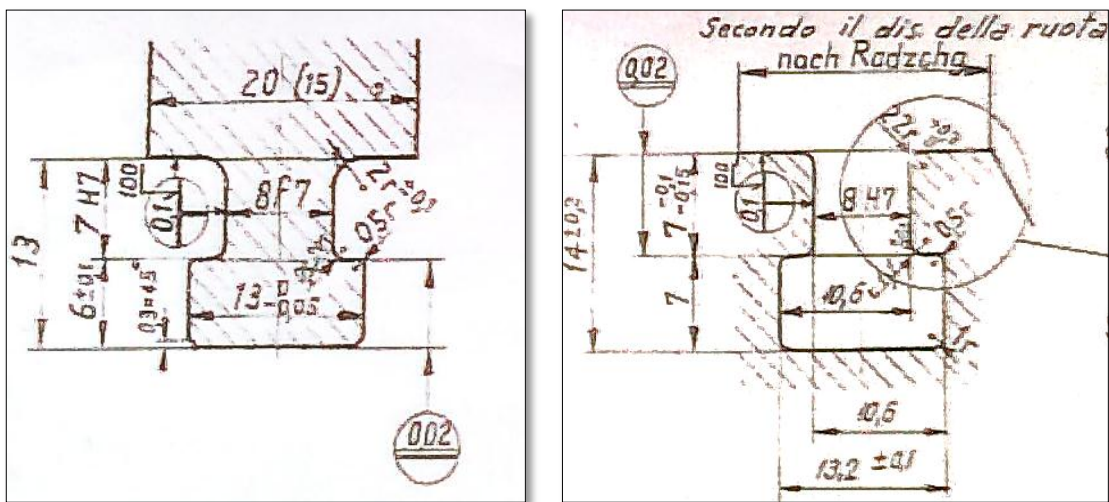


Fig. 1.16: dimensioni del piede palare (a sinistra) e della cava (a destra) sul disco del 2° e 5° stadio della macchina n° 1.



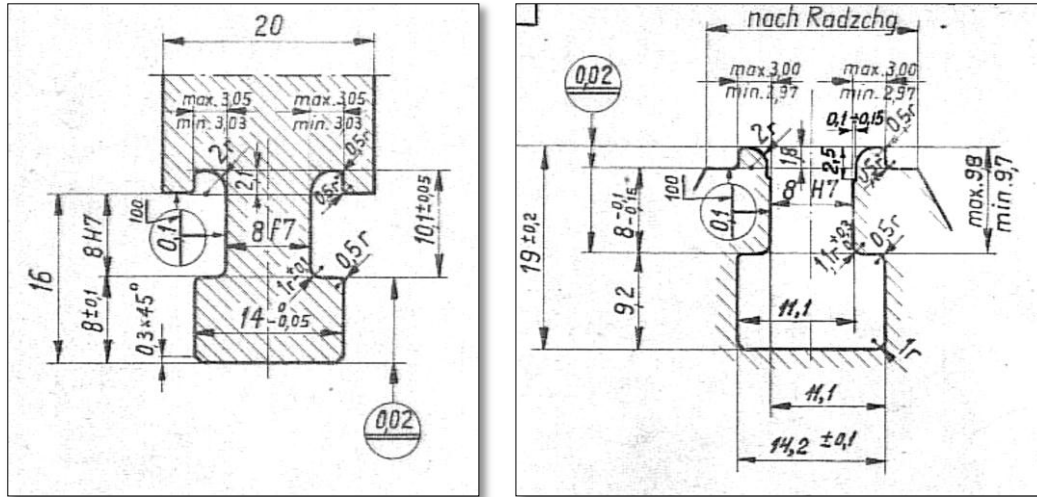


Fig. 1.17: dimensioni del piede palare (a sinistra) e della cava (a destra) sul disco del 9° stadio della macchina n° 1.

### 3.3.3 Risultati

Vengono ora riportate una serie di tabelle che sintetizzano i risultati ottenuti sullo stato di tensione e i parametri geometrici dei vari componenti dei diversi stadi, sempre in accordo con lo schema di calcolo che è stato precedentemente illustrato. Vengono riportati i *coefficienti di sicurezza statici*  $v_{st}$  calcolati nei vari casi, trovati considerando o il carico di scostamento dalla proporzionalità o la resistenza al creep, in relazione alla temperatura di esercizio dello stadio in esame.

In alcuni casi, quando possibile, si sono combinate le componenti di tensione tramite la *tensione ideale di Von Mises*  $\sigma_{id\_VM}$ . Questa assunzione ingegneristica è stata presa per quantificare l'effetto combinato della presenza di più cause di sollecitazione e per quantificarne la pericolosità calcolandone i coefficienti di sicurezza. In questa analisi viene utilizzata la relazione che combina lo sforzo normale (trazione e/o flessione) e lo sforzo di taglio tramite la (1.29):

$$\sigma_{id\_VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (1.29)$$

• **Bendaggio**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	I [mm <sup>4</sup> ]	$\sigma_f$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
2	35,8	30,0	85,1	-	303	3,6
5	35,8	30,0	96,3	-	300	3,1
9	35,8	30,0	126,7	590	-	4,7

Tabella 1.6: risultati ottenuti per il bendaggio degli stadi della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.2).

• **Pioli**

- *Sottotesta piolo*

Stadio	d [mm]	H [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$\sigma_{amm}$ [MPa]
2	5,5	0,66	22,7	47,3	85,1	50
5	5,5	0,66	25,4	52,9	95,1	50
9	5,5	0,66	32,2	67,1	120,6	50

Tabella 1.7: risultati ottenuti per la sottotesta dei pioli degli della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.3).

- *Gambo piolo*

Stadio	d [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
2	5,5	27,1	13,8	40,9	-	303	7,4
5	5,5	30,3	15,7	46,0	-	300	6,6
9	5,5	38,2	20,8	59	590	-	10,0

Tabella 1.8: risultati ottenuti per il gambo dei pioli degli stadi della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.4).

• **Paletta**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	W [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
2	122,3	116,8	25,0	5,3	30,3	-	303	10,0
5	122,3	116,8	32,9	4,9	37,8	-	300	8,0
9	100,7	83,5	77,0	15,5	92,5	590	-	5,4

Tabella 1.9: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.6).

Stadio	D <sub>m</sub> [mm]	h <sub>p</sub> [mm]	D <sub>m</sub> /h <sub>p</sub>	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{t\_p}/\sigma_{t\_b}$	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_t/\sigma_f$
2	180,0	16,5	10,9	25,0	4,7	5,3	4,7
5	202,5	21,5	9,4	32,9	5,7	4,9	6,7
9	237,5	44,0	5,4	77,0	9,1	15,5	5,0

Tabella 1.10: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 1.

• **Piede palare**

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
2	2,5	8	6	10,5	67,1	57,5	46,0	117,3	-	303	2,6
5	2,5	8	6	10,5	83,4	71,5	57,2	145,9	-	300	2,1
9	3,0	8	8	10,0	132,5	78,5	69,8	197,4	590	-	3

Tabella 1.11: risultati ottenuti del piede palare degli stadi della macchina n° 1. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.7).

• **Dischi turbina**

- *Effetto locale*

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
2	2,6	7	7	8,5	43,8	137,6	42,9	196,1	-	130	0,7
5	2,6	7	7	11,3	54,4	160,8	53,3	242,5	-	324	1,3
9	3,1	7,5	8	10,8	82,0	255,5	75,3	361,8	500	-	1,4

Tabella 1.12: stato tensionale locale (superiore) sui dischi turbina della macchina n° 1. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.8).

Stadio	a [mm]	b [mm]	s [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
2	2,6	7	8,5	45,9	137,6	183,5	-	130	0,7
5	2,6	7	11,3	56,6	160,8	226,5	-	324	1,3
9	3,1	7,5	10,8	85,2	255,5	340,6	500	-	1,4

Tabella 1.13: stato tensionale locale (inferiore) sui dischi turbina della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.9).

- Effetto globale

Stadio	b1 [mm]	b2 [mm]	re [mm]	rf [MPa]	rm [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]
2	83	26	150	125	90	-	130
5	83	27	171	125	90	-	324
9	66	29	193	125	90	500	-

Tabella 1.14: dimensioni e proprietà dei materiali dei dischi turbina della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>
0	45,7	45,7	45,7	2,8	-	-	-	-
90	23,6	33,0	29,4	4,4	75,5	49,0	66,2	2,0
150	-	-	-	-	24,7	37,6	33,1	1,4

Tabella 3.15: stato tensionale del disco turbina del 2° stadio della macchina n° 1 (cfr. Fig. 3.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>
0	55,9	55,9	55,9	5,8	-	-	-	-
90	33,9	43,2	39,4	8,2	104,1	64,0	91	3,6
171	-	-	-	-	29,4	49,2	42,9	7,6

Tabella 1.16: stato tensionale del disco turbina del 5° stadio della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	v <sub>st</sub>
0	85,7	85,7	85,7	5,9	-	-	-	-
90	63,7	73,1	68,9	7,4	145,0	97,0	128,0	4,0
193	-	-	-	-	44,0	74,3	64,8	7,9

Tabella 1.17: stato tensionale del disco turbina del 9° stadio della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.10).

Stadio	rf [MPa]	Punto A		Punto B	
		$\sigma_{tmax}$ [MPa]	v <sub>st</sub>	$\sigma_{rmax}$ [MPa]	v <sub>st</sub>
2	125	90,2	1,4	93,3	1,4
5	125	121,2	2,7	151,1	2,1
9	125	187,3	2,7	233,3	2,2

Tabella 1.18: stato tensionale sui fori dei dischi turbina della macchina n° 1 (cfr. Fig. 1.11).

## 1.4 Turbina a vapore n° 2

### 1.4.1 Dati macchina

La seconda macchina presa in considerazione risulta avere i seguenti dati di progetto (Tabella 1.19):

Potenza massima al giunto	10360 kW
N° giri turbina	5000 g/min
Velocità angolare turbina	523,6 rad/s
Pressione vapore vivo	59,82 bar
Temperatura vapore vivo	485 °C
Portata massima di vapore	50,5 kg/s
Numero stadi	8

Tabella 1.19: dati principali di progetto della macchina n° 2.

Degli otto stadi totali della macchina ne verranno presi in considerazione anche in questo caso tre, ovvero il primo, il sesto e l'ottavo. Vengono riportati ora le principali caratteristiche dei materiali costituenti il bendaggio (Tabella 1.20) e la palettatura (Tabella 1.21) per gli stadi presi in esame.

BENDAGGIO					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	Rp,02 [MPa]	Rp,10 <sup>^</sup> 5,1% [MPa]
1	X12CrNiWTi 17-12	7920	483	-	303
6	X20Cr13	7700	166	400	-
8	TitanAlV64	4430	60	828	-

Tabella 1.20: caratteristiche dei materiali del bendaggio per gli stadi della macchina n° 2.

PALETTE					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	Rp,02 [MPa]	Rp,10 <sup>^</sup> 5,1% [MPa]
1	X12CrNiWTi 17-12	7920	483	-	303
6	X20Cr13	7700	166	400	-
8	X22CrMoV 12-1	7750	60	665	-

Tabella 1.21: caratteristiche dei materiali delle pale per gli stadi della macchina n° 2.

Come si può notare, in questo caso i materiali utilizzati per il bendaggio e le palette risultano essere i medesimi solo per il primo ed il sesto stadio. Siccome l'ottavo stadio presenta una raggio esterno molto elevato (vedi la formula (1.1), per limitare l'entità della

forza centrifuga agente sui pioli e sul resto della pala, si è adottata una lega di titanio a bassa densità per il bendaggio.

Anche in questo caso si assume una  $\sigma_{amm}$  pari a 50 MPa per la verifica della sottotesta dei piolini, per i motivi citati nel paragrafo 1.3.1 relativo alla macchina n° 1.

Il rotore anche in questo caso è pieno e tutto d'un pezzo con i dischi turbina. Vengono ora riportati in Tabella 1.22 le proprietà d'interesse del materiale costituente il rotore al variare della temperatura degli stadi (si assume per semplicità che la temperatura del rotore in corrispondenza di un certo stadio coincida con la temperatura del vapore che attraversa lo stadio stesso).

ROTORE - DISCHI TURBINA					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	Rp,02 [MPa]	Rp,10 <sup>^</sup> 5,1% [MPa]
1	21CrMoV511	7850	483	-	130
6	21CrMoV511	7850	166	510	-
8	21CrMoV511	7850	60	570	-

Tabella 1.22: caratteristiche del materiale del rotore al variare della temperatura degli stadi della macchina n° 2.

### 1.4.2 Disegni tecnici

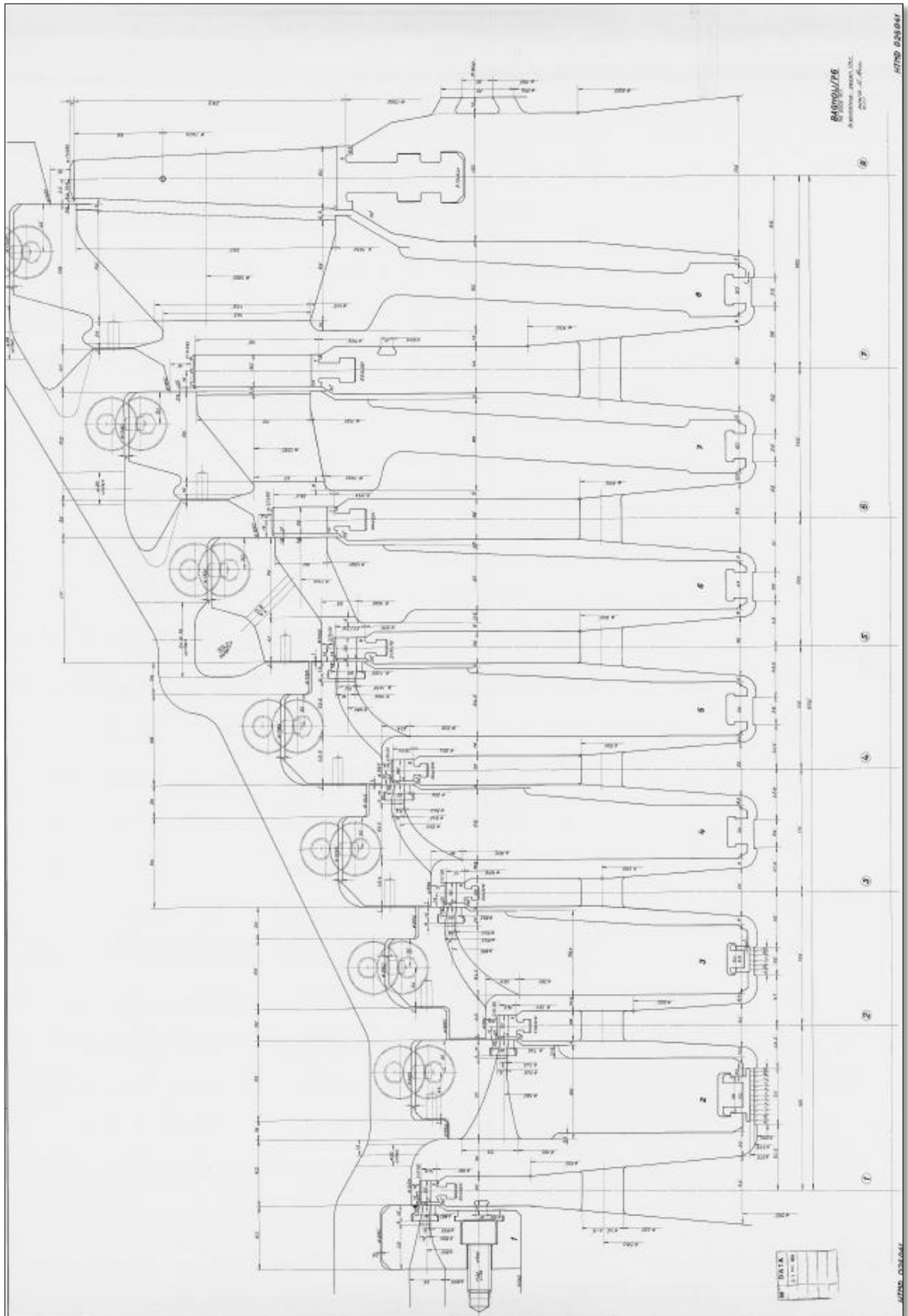


Fig. 1.18: schema dell'assieme della palettatura della macchina n° 2.



Nella figura 1.18 è riportato l'assieme della macchina n° 2, nella quale si possono osservare gli ugelli statorici che indirizzano il vapore alle palette.

Per le dimensioni del piolo si veda la tabella 1.5 nel paragrafo 1.3.2 relativo alla macchina n°1.

Le dimensioni del bendaggio del 1°, 6° e 8° stadio sono riportate rispettivamente nelle figure 1.19, 1.20 e 1.21. Le dimensioni delle palette del 1° e 6° stadio sono riportate in figura 1.22, mentre quelle relative alla paletta dell'8° stadio in figura 1.23.

Nelle figure 1.24, 1.25 e 1.26 vengono riportate sono le dimensioni principali del piede palare e della cava per l'accoppiamento disco turbina-palette rispettivamente per il 1°, 6° e 8° stadio.

Si può notare dalle figure che le palette dell'8° stadio presenta due piolini da ribadire sul bendaggio e inoltre è provvisto di due piedi palare, uno superiore ed uno inferiori (indicati rispettivamente con *sup* e *inf* nei risultati del paragrafo 1.4.3, anche per quanto riguarda la cava sul disco turbina). Rispetto alle palette viste finora, quella dell'8° stadio risulta avere una geometria svergolata; presenta inoltre un foro sul profilo palare per consentire l'inserimento di un filo d'acciaio, con lo scopo di smorzare le vibrazioni del sistema.

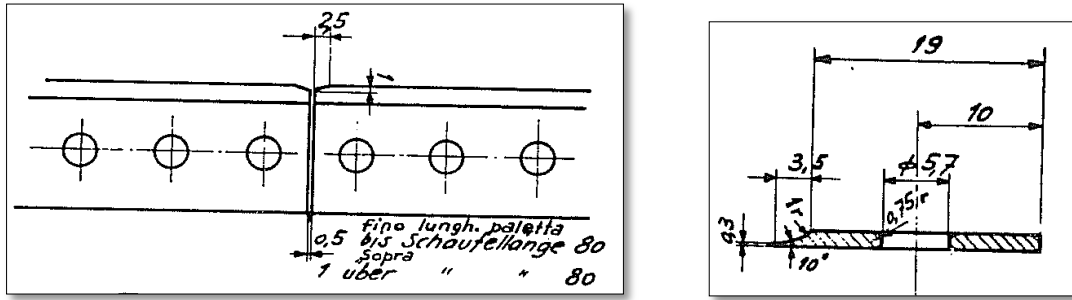


Fig. 1.19: dimensioni del bendaggio del 1° stadio della macchina n° 2.

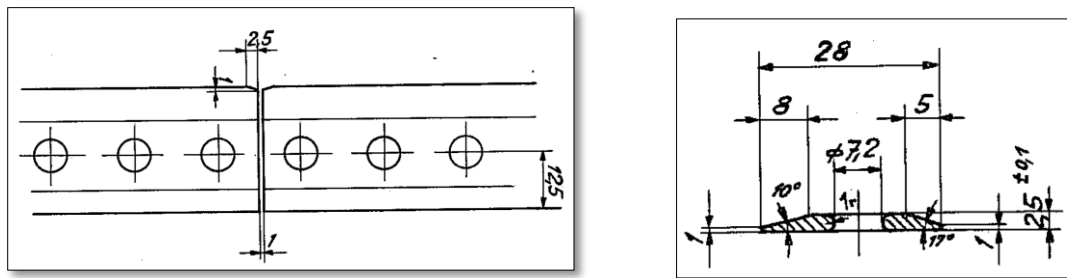


Fig. 1.20: dimensioni del bendaggio del 6° stadio della macchina n° 2.

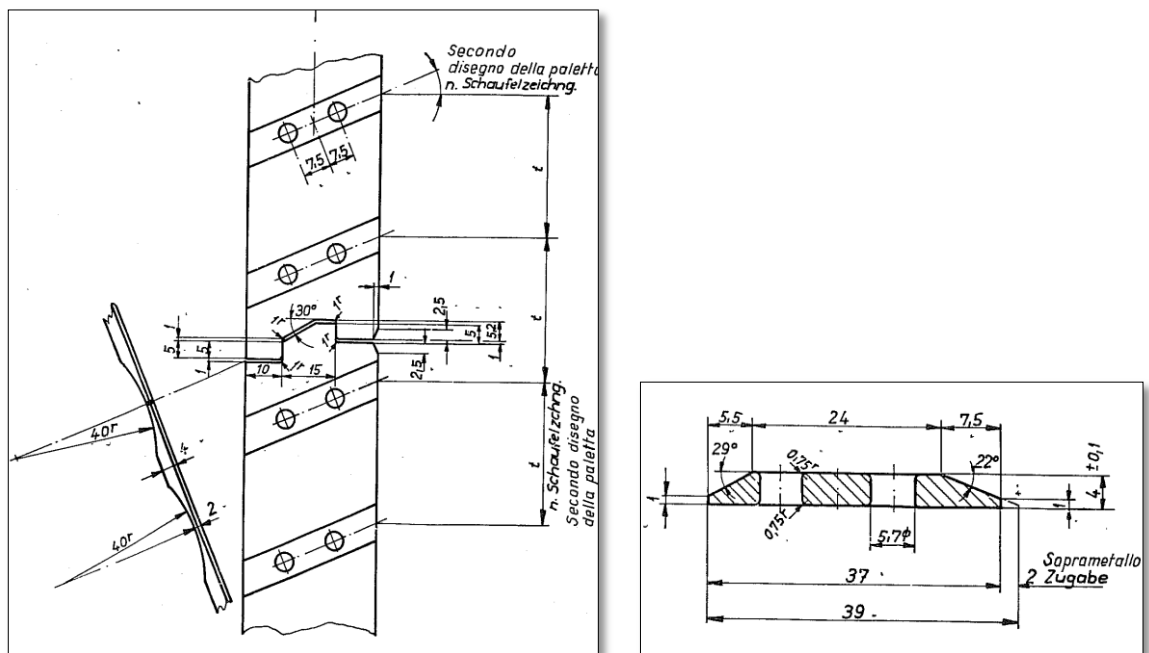


Fig. 1.21: dimensioni del bendaggio del 8° stadio della macchina n° 2.

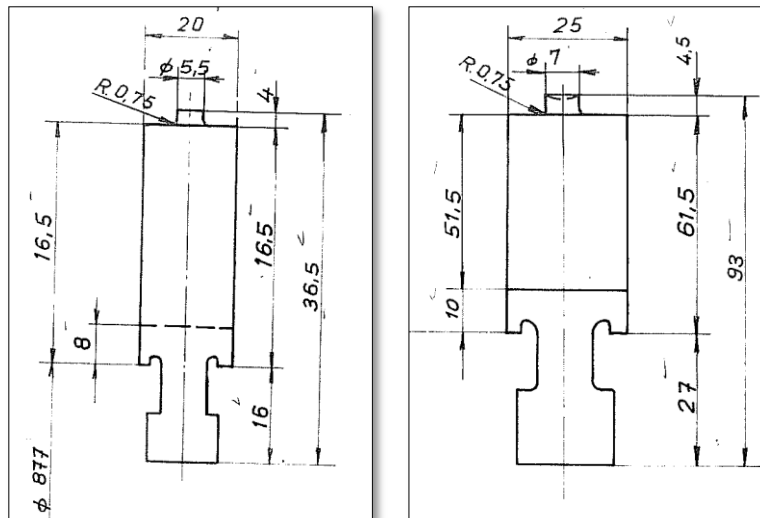


Fig. 1.22: dimensioni principali delle pale del 1° e 6° stadio della macchina n° 2, in ordine partendo da sinistra.

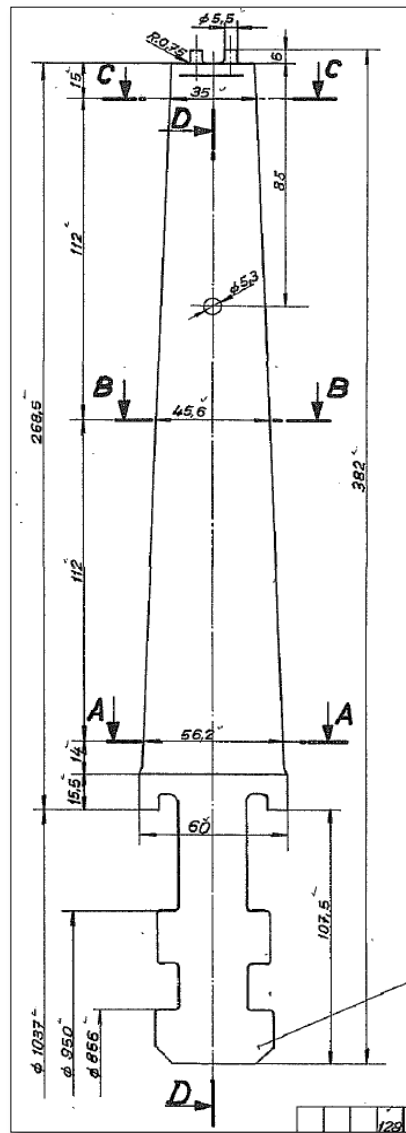


Fig. 1.23: dimensioni principali delle pale dell'8° stadio della macchina n° 2.

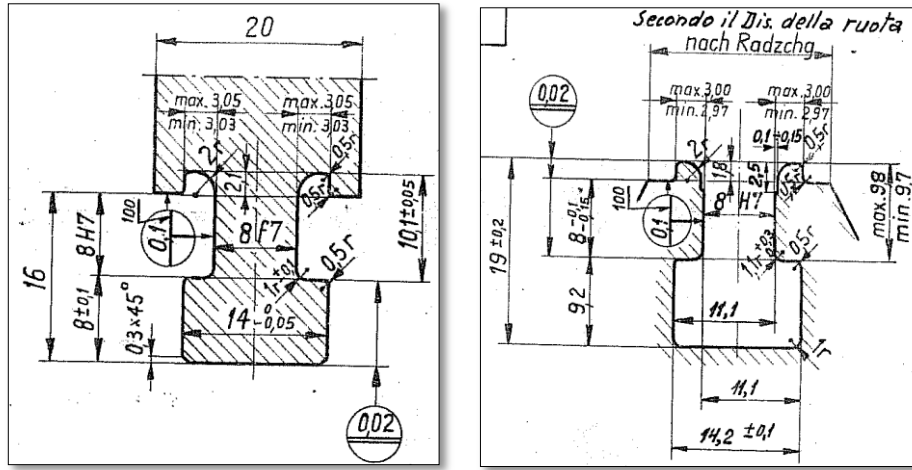


Fig. 1.24: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 1° stadio della turbina n° 2.

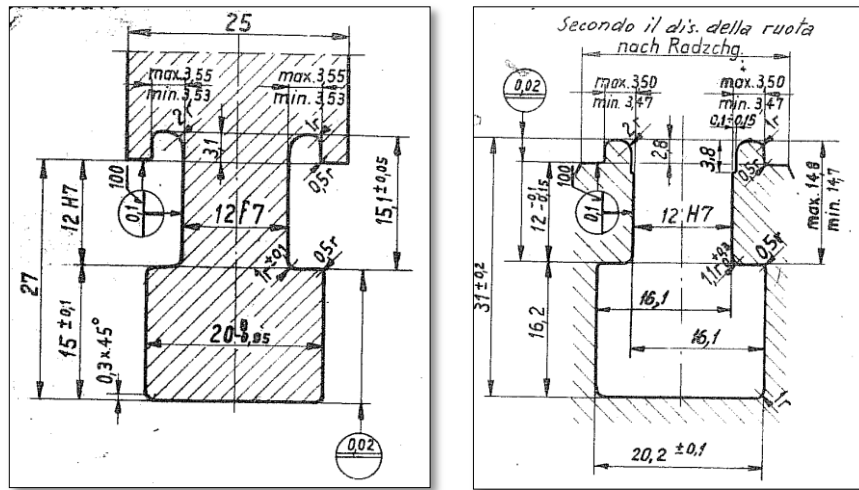


Fig. 1.25: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 6° stadio della turbina n° 2.

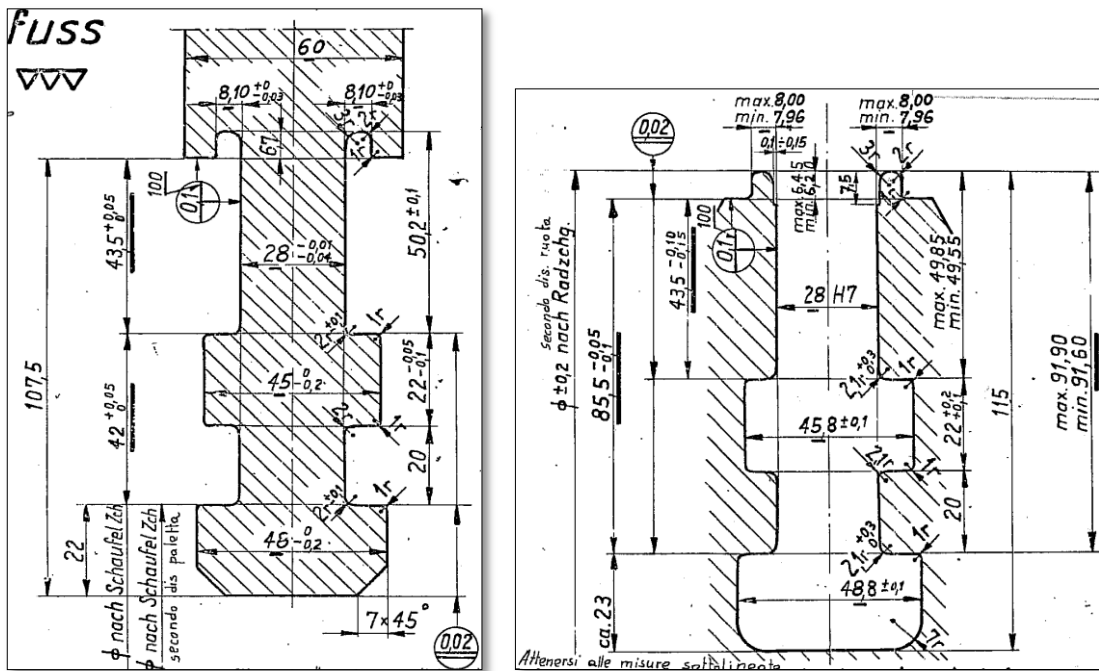


Fig. 1.26: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 8° stadio della turbina n° 2.

### 1.4.3 Risultati

Vengono ora riportate una serie di tabelle che sintetizzano i risultati ottenuti sullo stato di tensione e i parametri geometrici dei vari componenti degli stadi analizzati. Vengono anche in questo caso riportati i *coefficienti di sicurezza statici*  $v_{st}$  calcolati nei vari casi, trovati considerando o il carico di scostamento dalla proporzionalità o la resistenza al creep, in relazione alla temperatura di esercizio.

In alcuni casi, quando possibile, si sono combinate le componenti di tensione tramite la *tensione ideale di Von Mises*  $\sigma_{id\_vm}$ , sempre utilizzando la relazione (1.29).

Nella tabelle relative alle palette  $\sigma_{t\_p}$  risulta essere il contributo di trazione dato dalla forza centrifuga della palette, mentre  $\sigma_{t\_b}$  il contributo dato dalla porzione di bendaggio che compete ad una singola palette.

- **Bendaggio**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	I [mm <sup>4</sup> ]	$\sigma_f$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	42,0	14,0	53,1	-	303	5,7
6	60,3	26,0	110,0	400	-	3,6
8	100,0	26,0	553,0	828	-	1,5

Tabella 1.23: risultati ottenuti per il bendaggio degli stadi della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.2).

- **Pioli**

- *Sottotesta piolo*

Stadio	d [mm]	H [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$\sigma_{amm}$ [MPa]
1	5,5	0,66	20,0	41,6	74,7	50
6	7,0	0,69	28,4	71,9	127,7	50
8	5,5	0,70	74,4	146,1	263,8	50

Tabella 1.24: risultati ottenuti per la sottotesta dei pioli degli della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.3).

- *Gambo piolo*

Stadio	d [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	5,5	24,4	11,6	36,0	-	303	8,4
6	7,0	34,0	17,7	51,7	400	-	7,7
8	5,5	79,4	161,6	241,0	665	-	2,8

Tabella 1.25: risultati ottenuti per il gambo dei pioli degli stadi della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.4).

• **Paletta**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	W [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
1	111,1	97,7	13,5	1,4	15,0	-	303	20,2
6	174,6	200,4	69,5	3,0	72,5	400	-	5,5
8	592,1	300,1	168,3	19,4	187,7	665	-	3,5

Tabella 1.26: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.6).

Stadio	D <sub>m</sub> [mm]	h <sub>p</sub> [mm]	D <sub>m</sub> /h <sub>p</sub>	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{t\_p}/\sigma_{t\_b}$	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_t/\sigma_f$
1	450,0	8,5	52,9	13,5	2,2	1,4	9,6
6	570,0	51,5	11,1	69,5	10,1	3	23,2
8	660,0	253,0	2,6	168,3	27,2	19,4	8,7

Tabella 1.27: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 2 al variare del diametro medio della paletta D<sub>m</sub>, dell'altezza della paletta h<sub>p</sub>.

• **Piede palare**

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
1	3,0	8	8	11,6	41,9	24,0	21,3	61,6	-	303	4,9
6	4,0	12	15	14,0	110,0	35,2	44,0	138,3	400	-	2,9
8 - sup	8,5	28	22	23,1	237,4	88,4	152,5	329,3	665	-	2,0
8 - inf	10,0	28	22	21,0	290,7	127,7	187,3	415,9	665	-	1,6

Tabella 1.28: risultati ottenuti del piede palare degli stadi della macchina n° 2. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.7).

• **Dischi turbina**

- *Effetto locale*

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	3,1	7	8	12,0	31,1	95,3	27,0	134,8	-	130	1,0
6	4,0	9	12	14,4	92,4	286,0	68,5	396,4	510	-	1,3
8 - sup	9,0	32	43,5	25,0	70,4	245,0	49,5	326,6	570	-	1,7
8 - inf	10,5	35,5	30	21,9	69,6	220,6	120,8	357,8	570	-	1,6

Tabella 1.29: stato tensionale locale (superiore) sui dischi turbina della macchina n° 2. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.8).

Stadio	a [mm]	b [mm]	s [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	3,1	7	12,0	31,8	95,3	127,1	-	130	1,0
6	4,0	9	14,4	95,3	286,0	381,0	510	-	1,3
8 - sup	9,0	32	25,0	81,6	245,0	326,3	570	-	1,7
8 - inf	10,5	35,5	21,9	73,5	220,6	294,1	570	-	1,9

Tabella 1.30: stato tensionale locale (inferiore) sui dischi turbina della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.9).

- *Effetto globale*

Stadio	b1 [mm]	b2 [mm]	re [mm]	rf [MPa]	rm [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]
1	47	28	422	280	248	-	130
6	52	38	507	289	222,5	510	-
8	135	120	410	-	222,5	570	-

Tabella 1.31: dimensioni e proprietà dei materiali dei dischi turbina della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	133,4	133,4	133,4	1,0	-	-	-	-
248	79,0	102,1	92,7	1,4	131,2	118,0	125,0	1,0
422	-	-	-	-	15,9	70,2	63,8	2,0

Tabella 1.32: stato tensionale del disco turbina del 1° stadio della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	226,4	226,4	226,4	2,3	-	-	-	-
222,5	182,4	201,1	192,4	2,7	247,2	221,0	235,0	2,2
507	-	-	-	-	45,1	133,0	117,1	4,4

Tabella 1.33: stato tensionale del disco turbina del 6° stadio della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	219,7	219,7	219,7	2,6	-	-	-	-
222,5	175,8	194,4	185,8	3,1	197,7	201,0	199,4	2,9
410	-	-	-	-	87,0	145,8	127,1	4,5

Tabella 1.34: stato tensionale del disco turbina del 8° stadio della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.10).

Stadio	rf [MPa]	Punto A		Punto B	
		$\sigma_{tmax}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_{rmax}$ [MPa]	$v_{st}$
1	280	226,9	0,6	223,0	0,6
6	289	429,3	1,2	411,0	1,2
8	-	-	-	-	-

Tabella 1.35: stato tensionale sui fori dei dischi turbina della macchina n° 2 (cfr. Fig. 1.11).



## 1.5 Turbina a vapore n° 3

### 1.5.1 Dati macchina

La terza ed ultima macchina analizzata (figura I.1) risulta avere i seguenti dati di progetto (Tabella 1.36):

Potenza massima al giunto	7500 kW
N° giri turbina	9428 g/min
Velocità angolare turbina	987,3 rad/s
Pressione vapore vivo	36,28 bar
Temperatura vapore vivo	400 °C
Portata massima di vapore	18,6 kg/s
Numero stadi	7

Tabella 1.36: dati principali di progetto della macchina n° 3.

Dei sette stadi totali della macchina ne vengono sempre presi in esame tre, ovvero il primo, il quarto e il settimo. Vengono riportati ora le principali caratteristiche dei materiali costituenti il bendaggio (Tabella 1.37) e la palettatura (Tabella 1.38) per gli stadi presi in esame.

BENDAGGIO					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m³]	T [°C]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1% [MPa]</sub>
1	X12CrNiWTi 13-27	7920	398	-	330
4	X20Cr13	7700	312	300	-
7	X20Cr13	7700	164	400	-

Tabella 1.37: caratteristiche dei materiali del bendaggio per gli stadi della macchina n° 3.

PALETTE					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m³]	T [°C]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1% [MPa]</sub>
1	X12CrNiWTi 13-27	7920	398	-	330
4	X20Cr13	7700	312	300	-
7	X20Cr13	7700	164	400	-

Tabella 1.38: caratteristiche dei materiali delle pale per gli stadi della macchina n° 3.

Come si può notare, così come per la macchina n° 1, i materiali utilizzati per il bendaggio e le palette risultano essere i medesimi per tutti gli stadi.

Così come per le macchine n° 1 e n° 2 si assume una  $\sigma_{amm}$  pari a 50 MPa per la verifica della sottotesta dei pioli, per i motivi citati nel paragrafo 1.3.1 relativo alla macchina n° 1.

Il rotore anche in questo caso è pieno e tutto d'un pezzo con i dischi turbina. Vengono ora riportati in Tabella 1.39 le proprietà d'interesse del materiale costituente il rotore al variare della temperatura degli stadi.

ROTORE - DISCHI TURBINA					
Stadio	Materiale	densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	T [°C]	Rp,02 [MPa]	Rp,10 <sup>^</sup> 5,1% [MPa]
1	28NiCrMo44	7850	398	-	200
4	28NiCrMo44	7850	312	-	360
7	28NiCrMo44	7850	164	540	-

Tabella 1.39: caratteristiche del materiale del rotore al variare della temperatura degli stadi della macchina n° 3.

1.5.2 Disegni tecnici

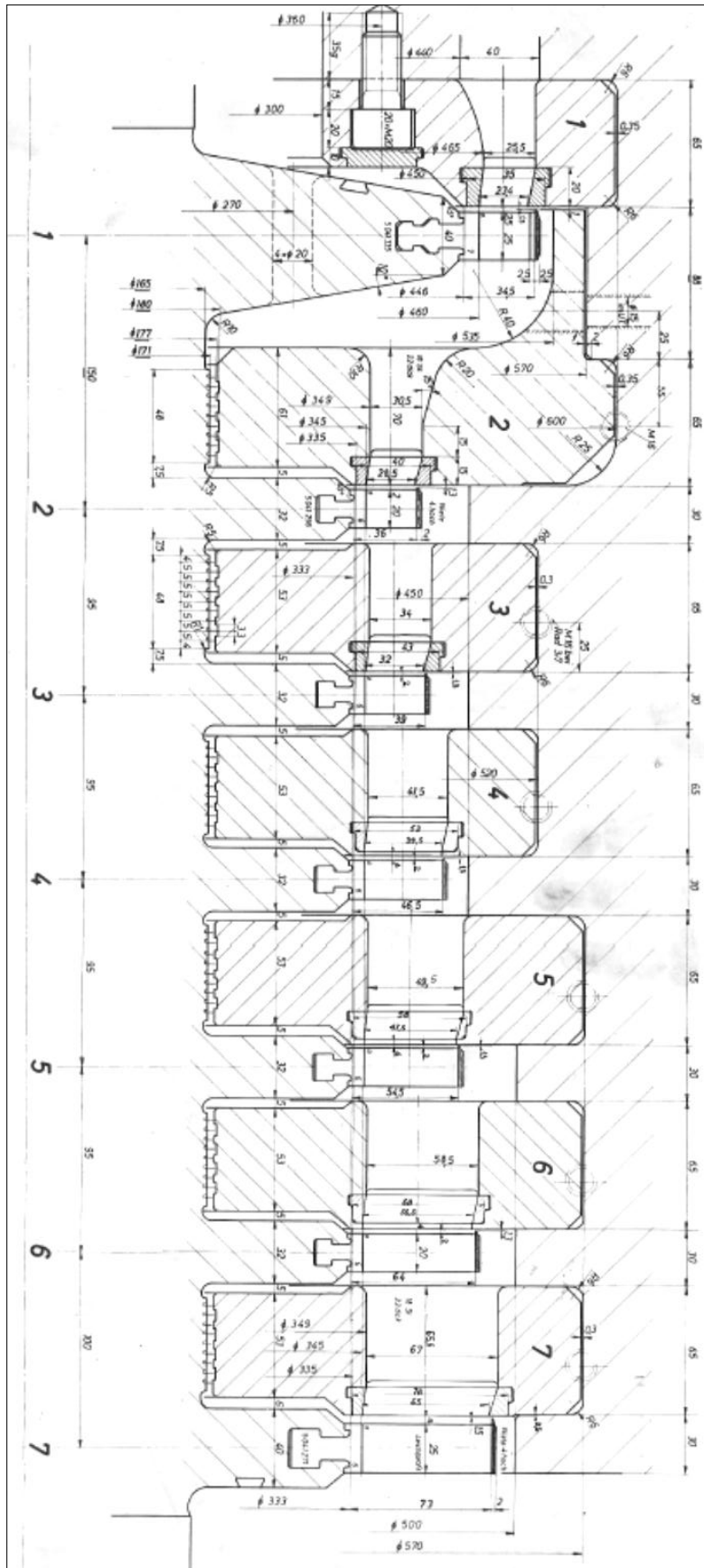


Fig. 1.27: schema dell'assieme della palettatura della macchina n° 3.

Nella figura 1.27 è riportato l'assieme della macchina n° 3, nella quale si possono osservare gli ugelli statorici che indirizzano il vapore alle palette.

Per le dimensioni del piolo si veda la tabella 3.5 nel paragrafo 1.3.2 relativo alla macchina n°1.

Le dimensioni del bendaggio del 1°, 4° e 7° stadio sono riportate rispettivamente nelle figure 1.28, 1.29 e 1.30. Le dimensioni delle palette del 1°, 4° e 7° stadio sono riportate in figura 1.31.

Nelle figure 1.32, 1.33 e 1.34 vengono riportate sono le dimensioni principali del piede palare e della cava per l'accoppiamento disco turbina-palette rispettivamente per il 1°, 6° e 8° stadio.

Si può notare dalle figure che le palette del 1° stadio presentano una sorta di bendaggio integrato alla paletta che va a sommarsi a quello che verrà vincolato tramite ribaditura dei piolini. Questa soluzione costruttiva è stata presa per irrigidire ulteriormente le palette in esame. Inoltre è provvisto di due piedi palari, uno superiore ed uno inferiore (indicati rispettivamente con *sup* e *inf* nei risultati del paragrafo 1.5.3), anche per quanto riguarda la cava sul disco turbina), per migliorare le condizioni di accoppiamento con il disco turbina.

La paletta del 7° stadio presenta invece due piolini da ribadire sul bendaggio e inoltre risulta avere una geometria leggermente svergolata.

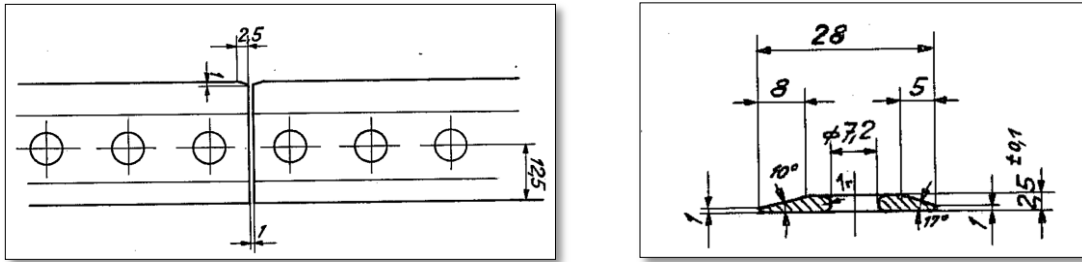


Fig. 1.28: dimensioni del bendaggio del 1° stadio della macchina n° 3.

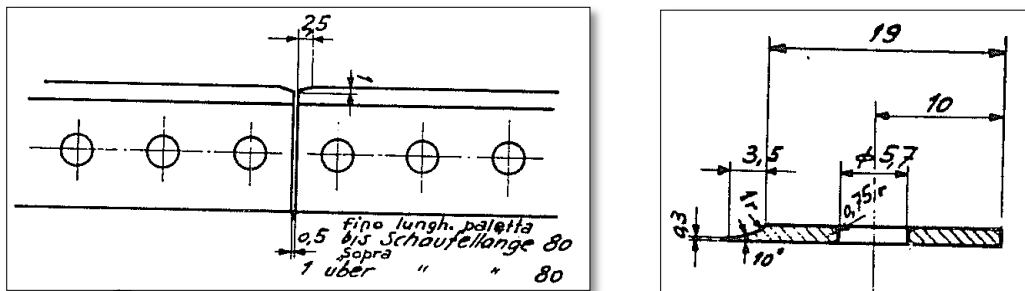


Fig. 1.29: dimensioni del bendaggio del 4° stadio della macchina n° 3.

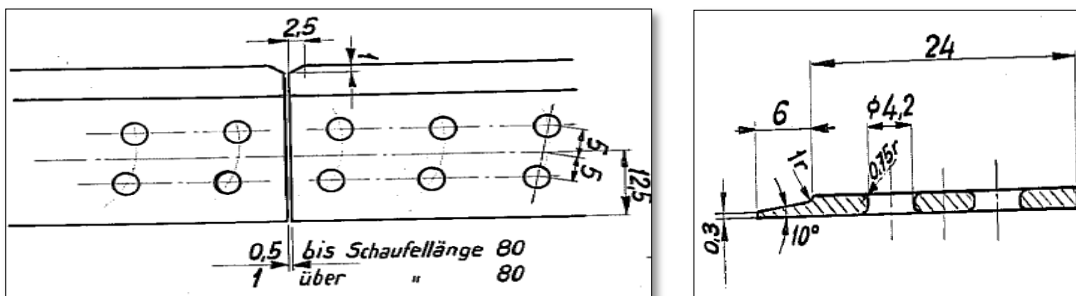


Fig. 1.30: dimensioni del bendaggio del 7° stadio della macchina n° 3.

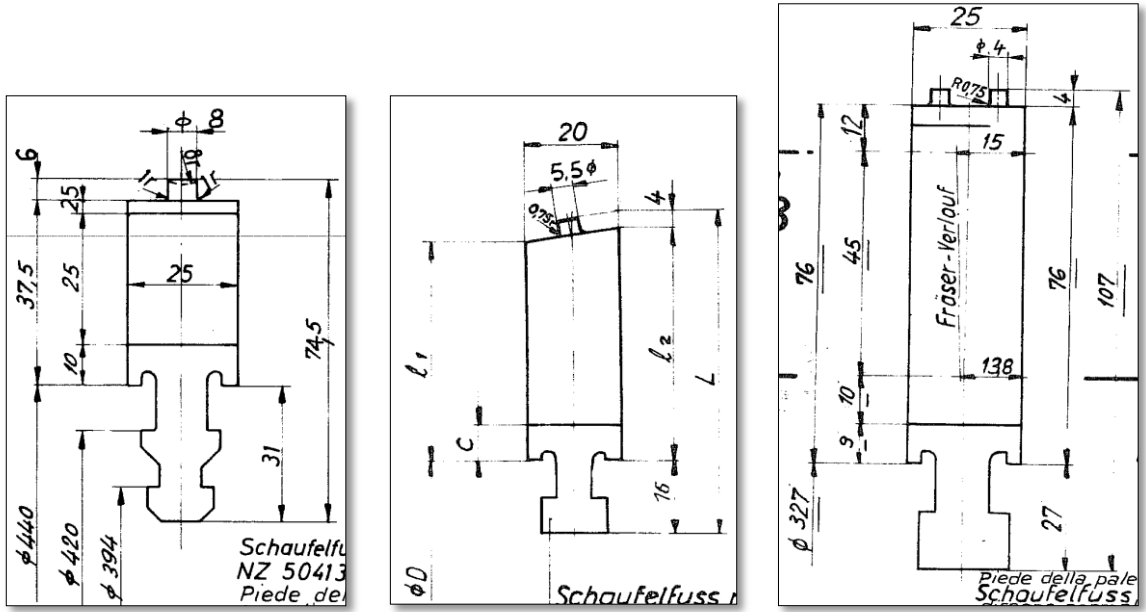


Fig. 1.31: dimensioni principali delle pale del 1°, 4° (dove  $l_1=l_2=48,5\text{mm}$ ,  $L=68,5\text{mm}$ ,  $c=8\text{mm}$  e  $D=329\text{mm}$ ) e 7° stadio della macchina n° 3, in ordine partendo da sinistra.

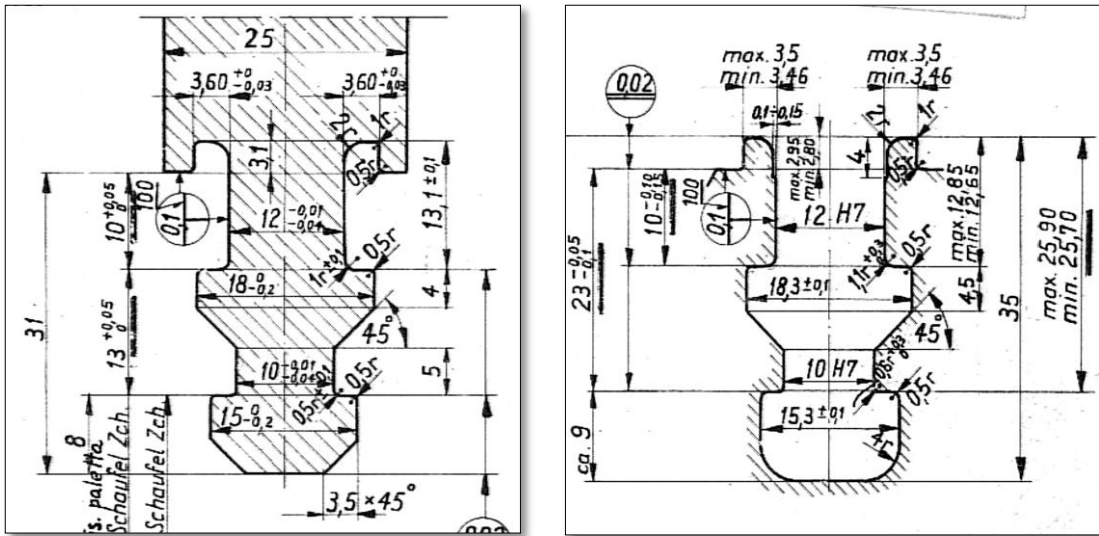


Fig. 1.32: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 1° stadio della turbina n° 3.

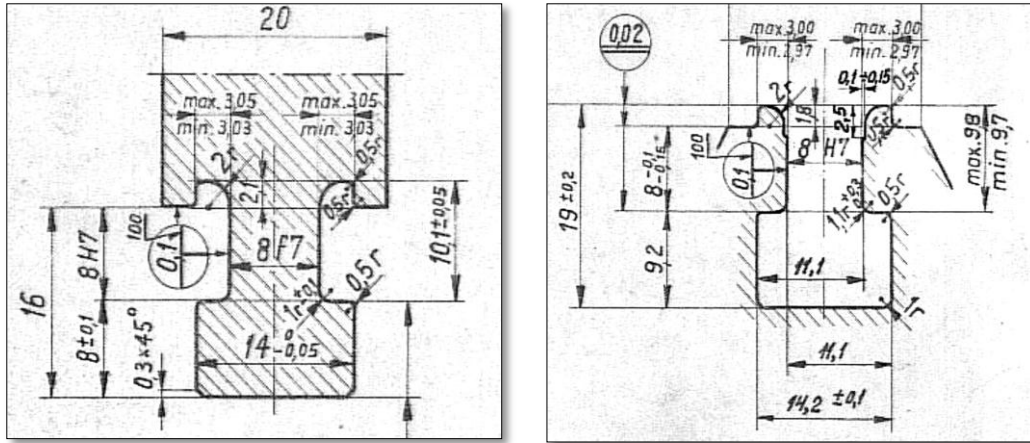


Fig. 1.33: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 4° stadio della turbina n° 3.

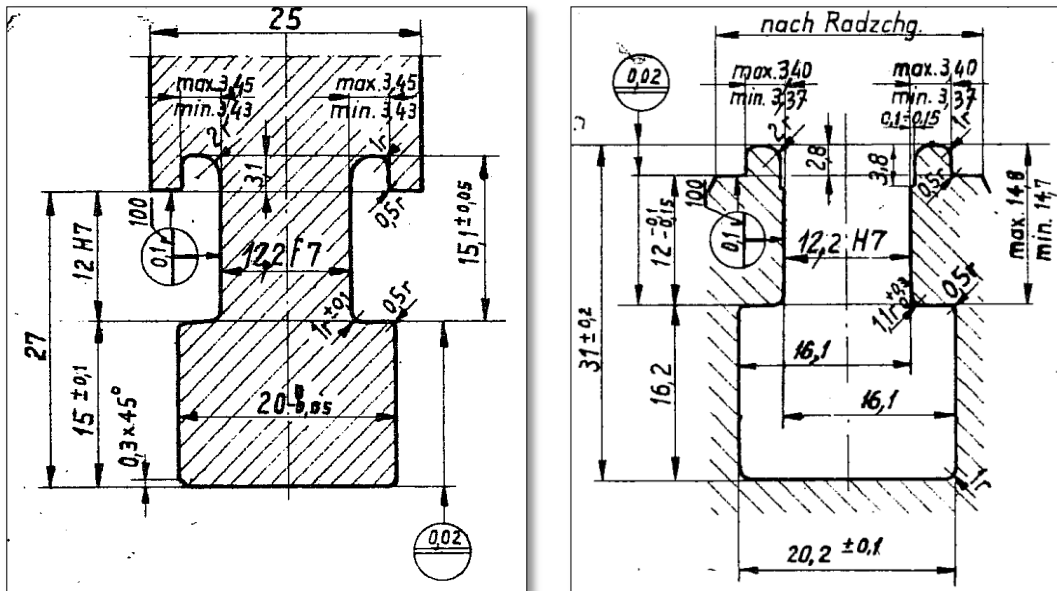


Fig. 1.34: dimensioni del piede palare e della cava sul disco del 7° stadio della turbina n° 3.

### 1.5.3 Risultati

Come per le macchine precedenti vengono riportate una serie di tabelle che riportano i risultati ottenuti dello stato di tensione e i parametri geometrici dei vari componenti degli stadi analizzati. Vengono anche in questo caso riportati i *coefficienti di sicurezza statici*  $v_{st}$  calcolati nei vari casi, trovati considerando o la tensione di snervamento o la resistenza al creep, in relazione alla temperatura di esercizio.

Si sono combinate come in precedenza le componenti di tensione tramite la *tensione ideale di Von Mises*  $\sigma_{id\_vm}$ , utilizzando la relazione (1.29).

- **Bendaggio**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	I [mm <sup>4</sup> ]	$\sigma_f$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	60,3	26,0	91,3	-	330	3,6
4	42,0	14,0	106,3	300	-	2,8
7	54,9	17,0	238,8	400	-	1,7

Tabella 1.40: risultati ottenuti per il bendaggio degli stadi della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.2).

- **Pioli**

- *Sottotesta piolo*

Stadio	d [mm]	H [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$\sigma_{amm}$ [MPa]
1	7,0	0,70	13,6	34,0	60,5	50
4	5,5	0,66	36,0	74,9	134,7	50
7	4,0	0,66	69,9	105,9	196,3	50

Tabella 1.41: risultati ottenuti per la sottotesta dei pioli degli della macchina n° 3.

- *Gambo piolo*

Stadio	d [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1	7,0	16,9	7,1	24	-	330	13,7
4	5,5	42,4	24,0	66,4	300	-	4,5
7	4,0	73,5	92,3	165,8	400	-	2,4

Tabella 1.42: risultati ottenuti per il gambo dei pioli degli stadi della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.4).



• **Paletta**

Stadio	A [mm <sup>2</sup> ]	W [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
1	151,1	159,3	54,4	4,5	58,9	-	330	5,6
4	95,1	83,7	69,4	14,2	83,6	300	-	3,6
7	140,1	134,5	116,3	20,9	137,2	400	-	2,9

Tabella 1.43: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.6).

Stadio	D <sub>m</sub> [mm]	h <sub>p</sub> [mm]	D <sub>m</sub> /h <sub>p</sub>	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{t\_p}/\sigma_{t\_b}$	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_t/\sigma_f$
1	241,7	25,0	9,7	54,4	6,8	4,5	12,1
4	192,3	40,5	4,7	69,4	6,7	14,2	4,9
7	205,0	67,0	3,1	116,3	8,3	28,0	4,2

Tabella 1.44: risultati ottenuti alla base della paletta degli stadi della macchina n° 3 al variare del diametro medio della paletta D<sub>m</sub>, dell'altezza della paletta h<sub>p</sub>.

• **Piede palare**

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]	v <sub>st</sub>
1 - sup	3,0	12	8	12,0	133,6	52,0	92,5	189,9	-	303	1,7
1 - inf	3,0	10	12	12,0	183,3	28,6	76,4	213,3	-	303	1,5
4	3,0	8	8	10,0	120,6	67,8	60,3	176,0	-	300	1,7
7	4,0	12,2	12	11,8	142,9	46,5	58,1	180,6	590	-	2,2

Tabella 1.45: risultati ottenuti del piede palare degli stadi della macchina n° 3. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.7).

- **Dischi turbina**

- *Effetto locale*

Stadio	a	b	h	s	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1 - sup	4,2	11	10	14,2	41,2	138,0	44,3	194,9	-	200	1,0
1 - inf	2,7	12,5	5	12,8	39,6	121,0	97,8	234,0	-	200	0,9
4	3,1	9	8	10,8	60,0	191,1	65,8	275,8	-	360	1,3
7	4,0	10	12	12,8	103,7	347,9	83,1	474,0	540	-	1,1

Tabella 1.46: stato tensionale locale (superiore) sui dischi turbina della macchina n° 3. Le dimensioni a, b, h e s sono in [mm] (cfr. Fig. 1.8).

Stadio	a [mm]	b [mm]	s [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$R_{p,02}$ [MPa]	$R_{p,10^5,1\%}$ [MPa]	$v_{st}$
1 - sup	4,2	11	14,2	46,0	138,0	184,0	-	200	1,1
1 - inf	2,7	12,5	12,8	40,5	121,0	161,5	-	200	1,2
4	3,1	9	10,8	63,7	191,1	254,8	-	360	1,4
7	4,0	10	12,8	116,0	347,9	463,9	540	-	1,2

Tabella 1.47: stato tensionale locale (inferiore) sui dischi turbina della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.9).

- Effetto globale

Stadio	b1 [mm]	b2 [mm]	re [mm]	rf [MPa]	rm [MPa]	R <sub>p,02</sub> [MPa]	R <sub>p,10<sup>5</sup>,1%</sub> [MPa]
1	85	49	188	135	130,0	-	200
4	95	32	148	-	82,5	-	360
7	100	40	136	-	82,5	540	-

Tabella 1.48: dimensioni e proprietà dei materiali dei dischi turbina della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	115,4	115,4	115,4	1,7	-	-	-	-
130	62,0	84,6	75,9	2,6	108,2	98,5	103,7	1,9
188	-	-	-	-	41,6	73,4	63,8	3,1

Tabella 1.49: stato tensionale del disco turbina del 1° stadio della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	54,8	54,8	54,8	6,6	-	-	-	-
82,5	33,3	42,4	38,6	9,3	98,8	62,0	86,5	4,2
148	-	-	-	-	35,8	50,6	45,1	8,0

Tabella 1.50: stato tensionale del disco turbina del 4° stadio della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.10).

r [mm]	Sottodisco 1				Sottodisco 2			
	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_{id\_vm}$ [MPa]	$v_{st}$
0	65	65	65	8,3	-	-	-	-
82,8	43,5	52,7	48,7	11,1	108,8	72,2	95,9	5,6
136	-	-	-	-	58,0	65,6	62,2	8,7

Tabella 1.51: stato tensionale del disco turbina del 7° stadio della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.10).

Stadio	rf [MPa]	Punto A		Punto B	
		$\sigma_{tmax}$ [MPa]	$v_{st}$	$\sigma_{rmax}$ [MPa]	$v_{st}$
1	135	188,9	1,1	221,3	0,9
6	-	-	-	-	-
8	-	-	-	-	-

Tabella 1.52: stato tensionale sui fori dei dischi turbina della macchina n° 3 (cfr. Fig. 1.11).

## 1.6 Conclusioni

In questo capitolo sono state svolte delle valutazioni e delle stime ingegneristiche di massima sullo stato di tensione presente sui principali componenti degli stadi rotorici di turbine a vapore, utilizzando le formule analitiche acquisite dalla Meccanica dei Solidi [3] e dalla Costruzione di Macchine [1]. I componenti che sono stati presi in esame sono i bendaggi, i pioli, le palette e i dischi turbina. I risultati analitici ottenuti, seppur approssimativi, verranno presi come base di comparazione per i risultati numerici che si otterranno da analisi più complesse agli elementi finiti che verranno svolte nei capitoli successivi (capitoli 2-3-5).

È stato dapprima esposto lo schema di calcolo che è stato assunto per questa stima e poi, dopo aver riportato i principali disegni tecnici degli assiemi e dei componenti turbina, si sono riportati i risultati ottenuti sullo stato di tensione per gli stadi analizzati delle tre diverse macchine prese in esame.

I risultati ottenuti per le tre diverse macchine con lo schema di calcolo adottato evidenziano globalmente degli stati di tensione in sicurezza, con coefficienti di sicurezza statici  $v_{st}$  quasi sempre superiori all'unità, eccezion fatta per la sottotesta dei pioli, la quale non risulta essere mai verificata. Ciò però è spiegato dalla scelta di una tensione ammissibile molto bassa (50 MPa). In generale tuttavia i coefficienti di sicurezza calcolati, fanno riferimento alla *resistenza al creep*  $R_{p,10^{5,1\%}}$  dei materiali per i primi stadi a più alta temperatura, mentre per gli ultimi stadi invece fanno riferimento alla *tensione di snervamento*  $R_{p,0,2}$ . Tutte le proprietà del materiale sono state prese alla temperatura d'esercizio dello stadio della macchine in esame e derivano da schede tecniche fornite dall'azienda De Pretto. Per la sottotesta dei pioli viene assunta dall'esperienza un *tensione ammissibile*  $\sigma_{amm}$  pari a 50 Mpa, che deriva dall'esperienza aziendale. Tuttavia nelle verifiche sui pioli svolte nel capitolo relativo alle analisi agli elementi finiti si è scelto invece la tensione di snervamento o la resistenza al creep del materiale in esame (capitolo 5).

Per quanto riguarda i bendaggi, essi risultano essere sempre verificati, e presentano dei coefficienti di sicurezza che stanno nel range di  $1,5 \div 4$ .

Quanto ai pioli invece, e in particolare per la sottotesta, essa non risulta essere mai verificata, evidentemente perché l'assunzione fatta per la tensione ammissibile di 50 MPa risulta essere troppo limitante. Il gambo dei pioli invece risulta essere sempre verificato, con coefficienti di sicurezza che vanno dai 2 ai 13. I pioli più critici si riscontrano

soprattutto negli ultimi stadi, dove la forza centrifuga del bendaggio aumenta a causa dell'aumento del diametro della macchina.

Anche le palette risultano essere sempre verificate, con valori dei coefficienti di sicurezza che stanno nel range di  $3 \div 20$ . Le palette più sollecitate risultano essere quelle sugli ultimi stadi, dove vi è un incremento sia della forza centrifuga della pala sia dell'effetto flessionale indotto dalla spinta aerodinamica a causa della presenza di altezze palari più elevate. In tutti i casi la tensione  $\sigma_t$  indotta per trazione dalla forza centrifuga risulta essere preponderante rispetto alla tensione  $\sigma_f$  indotta per flessione dalla forza aerodinamica. I rapporti delle tensioni in questione  $\sigma_t/\sigma_f$  stanno in un range che va da 4 a 20.

I piedi palari presentano coefficienti di sicurezza che vanno da 1,4 a 3 e risultano pertanto sempre verificati per tutti gli stadi delle tre macchine.

Per quanto riguarda l'effetto locale sui dischi turbina, si riscontrano dei coefficienti molto bassi, in particolare nel 2° stadio della macchina n° 1 e nel 1° stadio della macchina n° 3, dove si ottengono dei valori dei coefficienti rispettivamente pari a 0,7 e 0,9. Questo perché in questi stadi le elevate temperature in gioco comportano un elevato abbassamento della resistenza al creep del materiale.

Per quanto concerne invece l'effetto globale sui dischi, si osservano dei coefficienti di sicurezza che vanno da 1 a 11. I dischi più critici risultano essere quelli relativi ai primi stadi, soprattutto in corrispondenza dei fori sui dischi, che mostrano coefficienti di 0,6 e 0,9 rispettivamente per la macchina n° 2 e n° 3.

## **CAPITOLO 2**

# **ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI DELLE SINGOLE PALETTE**

### **2.1 Introduzione**

In questo capitolo verranno svolte delle analisi preliminari agli elementi finiti (lineari elastiche) delle palette viste singolarmente, utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench 14.0®. Non verranno pertanto considerati nel modello sia i bendaggi sia i dischi turbina e inoltre i pioli delle palette verranno modellati senza la testa ribadita. Tuttavia gli effetti del bendaggio e dei dischi turbina verranno tenuti da conto applicando opportune condizioni al contorno, che verranno esposte nel paragrafo successivo.

Queste analisi hanno lo scopo di evidenziare l'entità dello stato di tensione sui vari punti della palette e di eseguire un confronto di massima con i risultati analitici calcolati in precedenza. Le analisi f.e.m. esposte in seguito nel capitolo, vengono prese come punto di partenza per analisi agli elementi finiti successive più complesse, dove si considererà l'interazione dei componenti nel loro assieme, introducendo condizioni di contatto tra i vari elementi e modellando poi le varie tipologie di difettosità riscontrate realmente nella macchina.

## 2.2 Condizioni al contorno

Le palette che verranno analizzate dovranno essere opportunamente vincolate e caricate per avvicinarsi per quanto possibile al comportamento reale. saranno quindi ipotizzate una serie di condizioni che permettano di impostare lo studio coerentemente con quanto accade durante l'esercizio della macchina.

### 2.2.1 Condizioni di vincolo

Per descrivere l'effetto dell'accoppiamento tra la paletta e il disco turbina sono state supposte una serie di condizioni di vincolo. Si vuole già ora sottolineare il fatto che tali assunzioni non descrivono esattamente la reale condizione dell'accoppiamento in esame, ma si è cercato tuttavia di applicare con logica tali condizioni.

Per prima cosa vengono impediti gli spostamenti radiali (lungo l'asse z in figura 2.1) della paletta, in particolare in corrispondenza delle due facce del piede palare che stanno nel piano xy che poggiano sulla parte superiore della cava sul disco turbina durante l'esercizio (superfici rosse in figura 2.1). Su queste superfici si scarica in pratica tutta la forza centrifuga della paletta e del bendaggio.

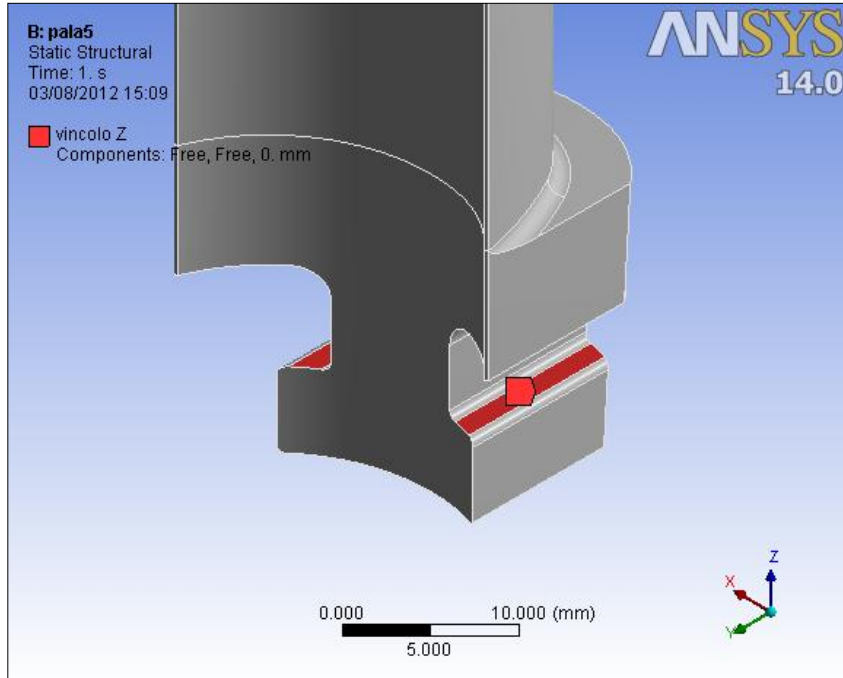


Fig. 2.1: condizione di vincolo radiale (lungo asse z) di una generica paletta.

La paletta viene ulteriormente vincolata lungo la direzione dell'asse di rotazione della macchina (asse x in figura 2.2) su una faccia verticale del piede palare che poggia sulla cava del disco turbina.

L'ultima condizione di vincolo che viene posta riguarda l'impedimento degli spostamenti della paletta lungo la direzione tangenziale della macchina. Nella realtà tale vincolo viene realizzato per attrito delle due facce (figura 2.3) laterali di contatto tra paletta e disco per attrito, a causa dell'interferenza geometrica che si genera durante l'esercizio per dilatazione differenziale dei materiali costituenti i due componenti.

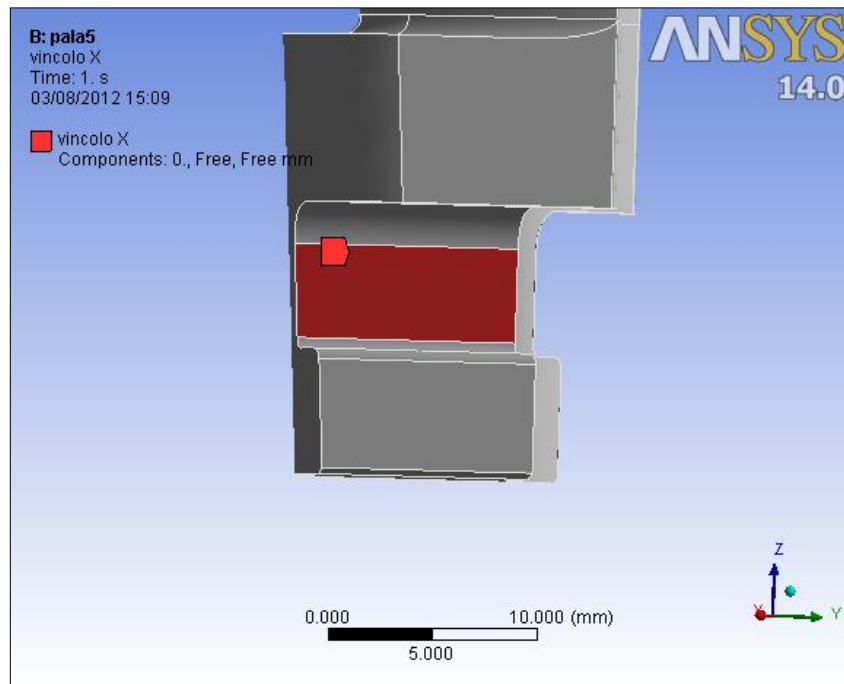


Fig. 2.2: condizione di vincolo della paletta lungo l'asse di rotazione della macchina.

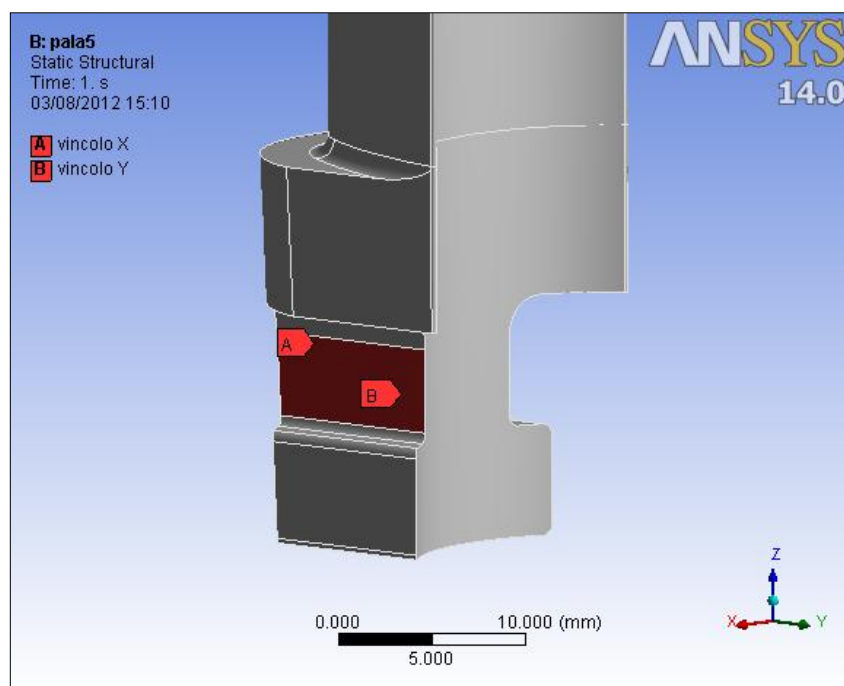


Fig. 2.3: vincoli delle due facce (di cui una è nascosta) della paletta lungo la direzione tangenziale della macchina (asse y). La faccia visibile inoltre è vincolata lungo l'asse x.



### 2.2.2 Condizioni di carico

La palette risulta sollecitata da forze di varia natura. La causa principale di sollecitazione è da attribuire alla forza centrifuga, che viene imposta tramite l'applicazione di una velocità angolare al modello, come mostrato in figura 2.4, previa impostazione della densità che compete al materiale costituente la palette.

La presenza del bendaggio è riassunta tramite l'applicazione di una forza radiale (forza centrifuga del bendaggio, lungo l'asse z nelle figure 2.4 e 2.5) e di un momento sulla faccia superiore del piolo (momento netto di natura flessionale del bendaggio, attorno all'asse x nelle figure 2.4 e 2.5), che come già detto è privo della testa ribadita. Questi ultimi carichi derivano dal calcolo strutturale analitico esposto nel paragrafo 1.2.2 relativo ai pioli delle palette.

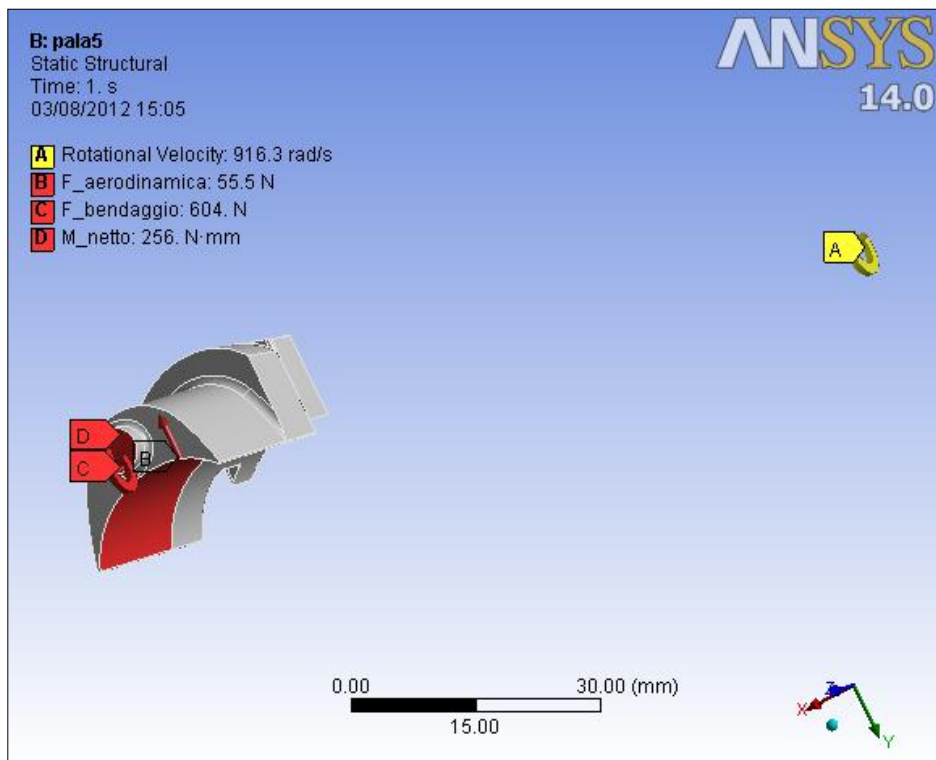


Fig. 2.4: carichi agenti sul modello della palette. Sono presenti una velocità angolare, la spinta aerodinamica e infine la forza e il momento causati dalla presenza del bendaggio.

Viene infine applicata la forza aerodinamica esercitata dal vapore sulla palette, come mostrato nelle figure 2.4 e 2.5. Anche in questo caso vengono presi i valori della spinta aerodinamica calcolati nel paragrafo 2.2.3, grazie alla variazione della quantità di moto della portata di vapore che attraversa lo stadio.

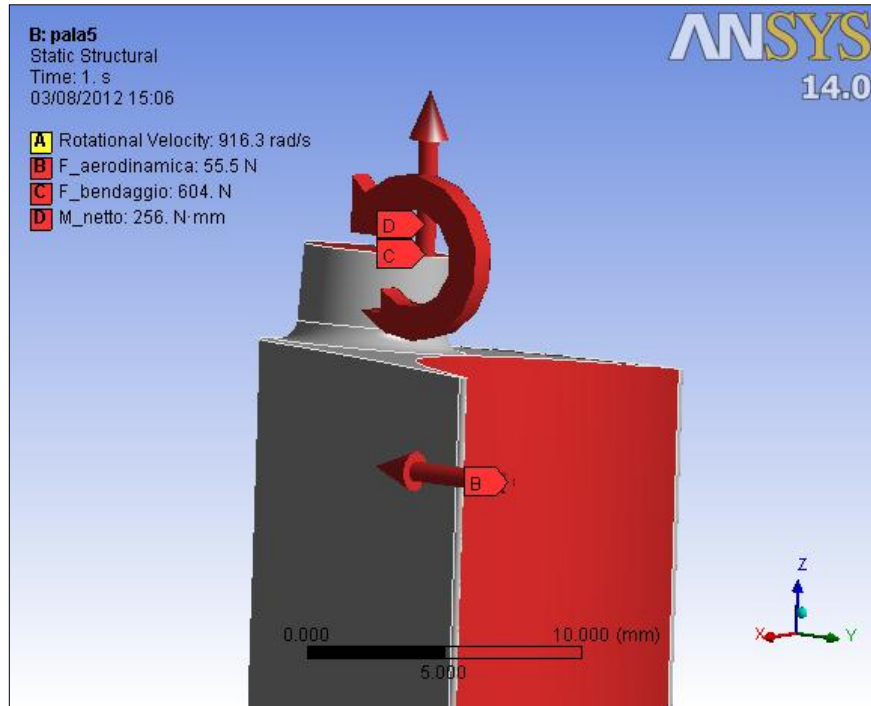


Fig. 2.5: carichi agenti sul modello della palette. Sono ben visibili la spinta aerodinamica (B) e inoltre la forza e il momento causati dalla presenza del bendaggio (C e D).

## 2.3 Risultati

Si riportano ora i risultati ottenuti dalle analisi agli elementi finiti delle palette degli stadi inerenti alle tre macchine di nostro interesse, i cui dati sono riportati nei paragrafi 1.3, 1.4 e 1.5. Si sono presi in esame i medesimi stadi analizzati nel capitolo che riguarda il calcolo strutturale analitico (vedasi capitolo 1).

Viene inizialmente riportata una immagine che evidenzia la mesh realizzata, che in questo caso è di tipo *free* con elementi tetraedrici quadratici a 10 nodi. Sono stati realizzati degli infittimenti locali lungo le linee di nostro interesse, ovvero quelle relative al piolo, alla base paletta e al piede palare. Si riportano inoltre per tutti i modelli il numero di elementi costituenti la mesh.

Per ogni paletta vengono poi riportate una serie d'immagini che descrivono lo stato di tensione ottenuto dalle analisi numeriche. In particolare si andrà ad analizzare lo stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo, della base della paletta e del piede palare, dove sono stati eseguiti appunto degli infittimenti locali della mesh, come sopra citato. Per quanto riguarda lo stato di tensione alla base della paletta, viene inoltre riportato il caso in cui è agente solamente la spinta aereaodinamica, per avere un'idea dell'influenza sullo stato tensionale finale della flessione indotta da tale spinta.

In ogni caso vengono riportati anche i risultati ottenuti con l'approccio analitico, per eseguire un confronto di massima tra gli stati di tensione derivanti dai due metodi.

### 2.3.1 Turbina a vapore n° 1

Vengono riportati i risultati ottenuti per gli stadi n° 2, 5 e 9 della prima turbina a vapore analizzata.

- *Stadio n° 2*

Viene per prima cosa riportata in figura 2.6 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 49759 elementi.

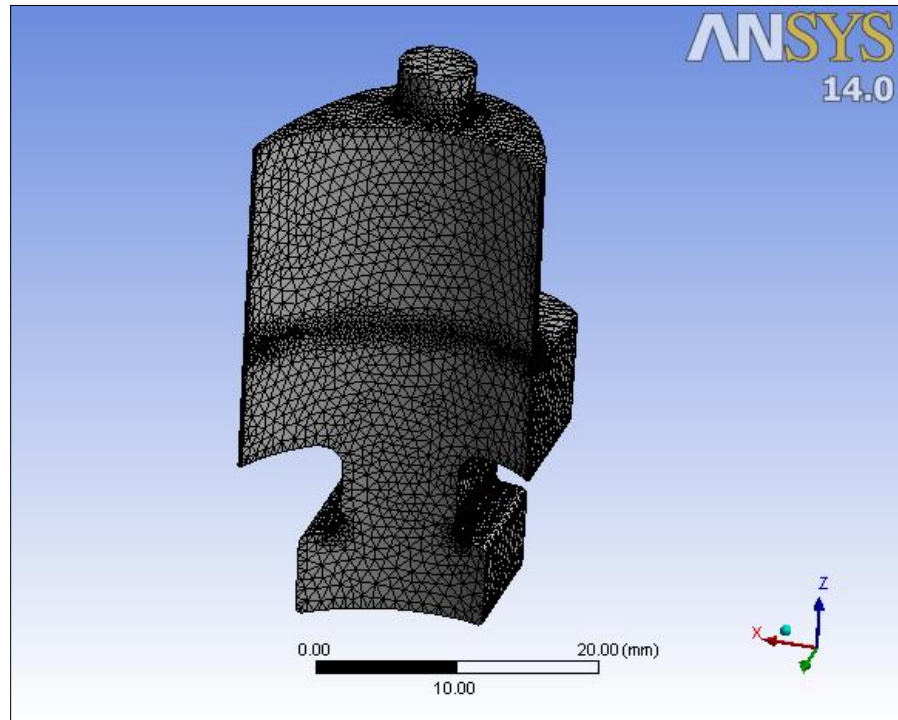


Fig. 2.6: mesh realizzata per la singola paletta del 2° stadio della turbina n° 1.

Si riportano ora gli stati di tensione ottenuti dall'analisi per i vari punti di nostro interesse. Viene dapprima riportato in figura 2.7 lo stato di tensione ottenuto globalmente sull'intera paletta e in seguito nella figura 2.8, 2.9, 2.10 e 2.11 degli zoom sullo stato di tensione presenti rispettivamente sul gambo del piolo, sulla base della paletta e sul piede palare. La didascalia di ogni immagine, ad eccezione della numero 2.7, riporta inoltre il valore della tensione calcolata con l'approccio analitico.

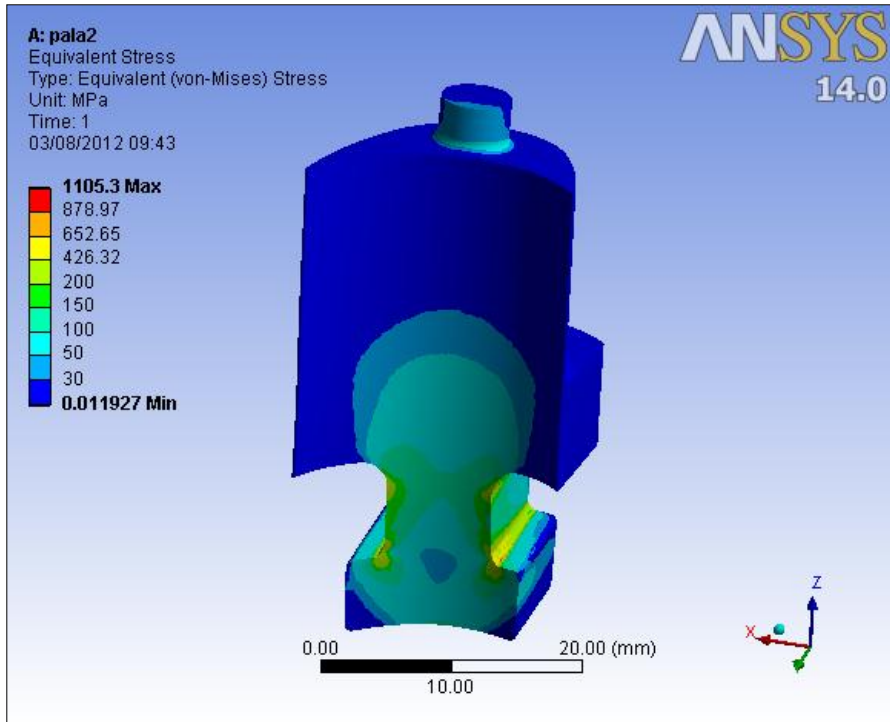


Fig. 2.7: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 2 della macchina n° 1. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

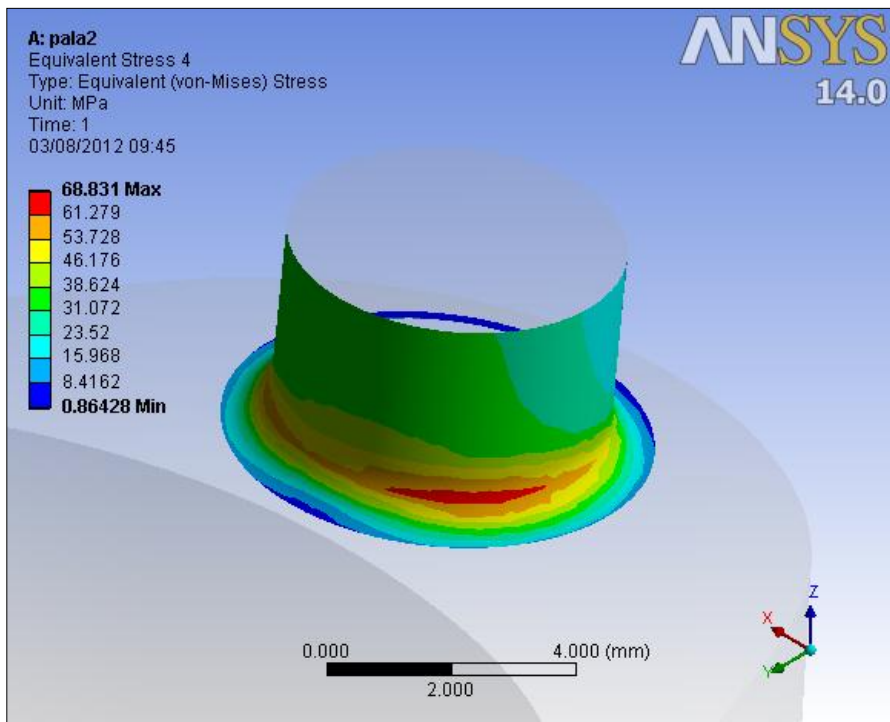


Fig. 2.8: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 2 della macchina n°1. Dal calcolo analitico risultava una tensione ideale di Von Mises pari a 40,9 MPa.

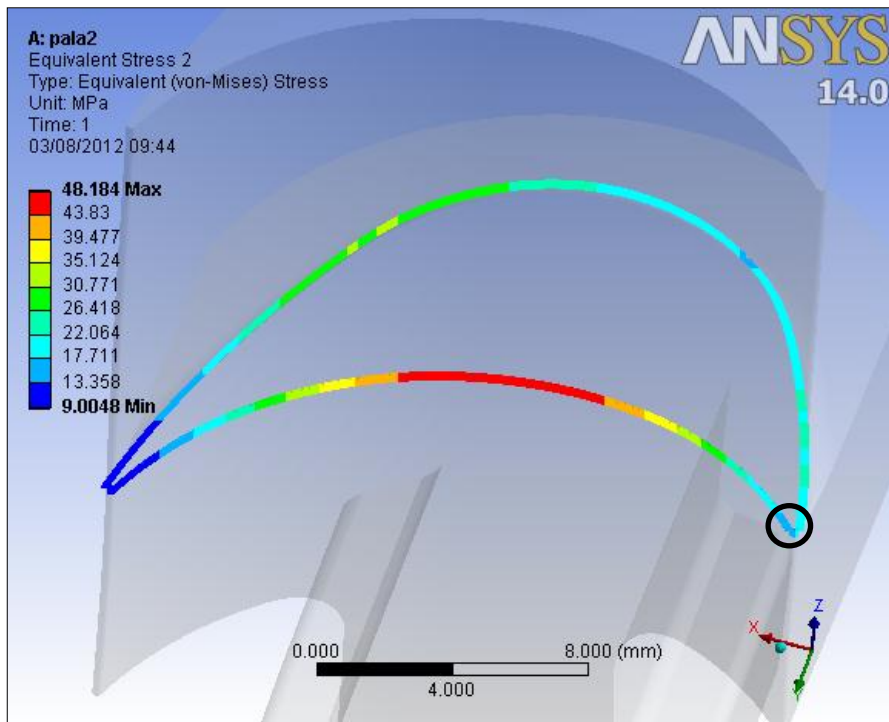


Fig. 2.9: tensione ideale di Von Mises alla base della paletta dello stadio n° 2 della macchina n° 1. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 30,3 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

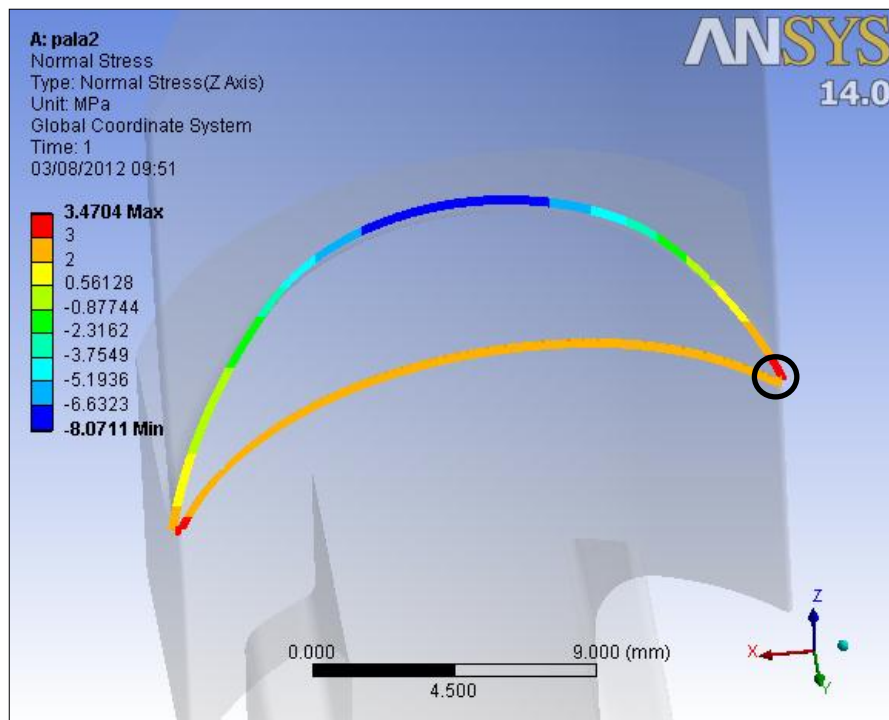


Fig. 2.10: tensione normale alla base della paletta dello stadio n° 2 della turbina n° 1 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 5,3 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

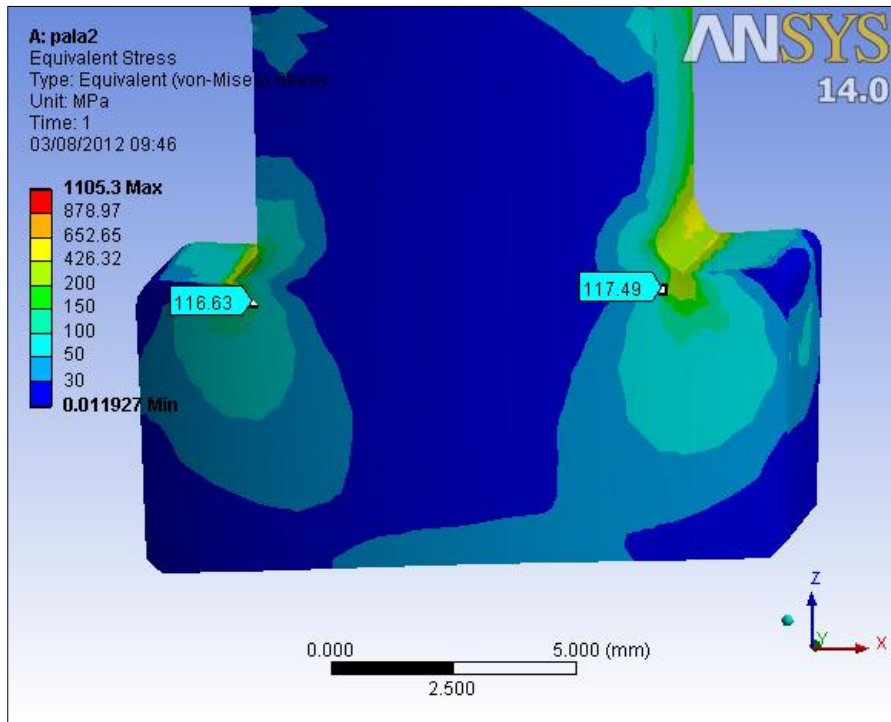


Fig. 2.11: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 2 della macchina n° 1. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 117,3 MPa.

- *Stadio n° 5*

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.12 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 51132 elementi.

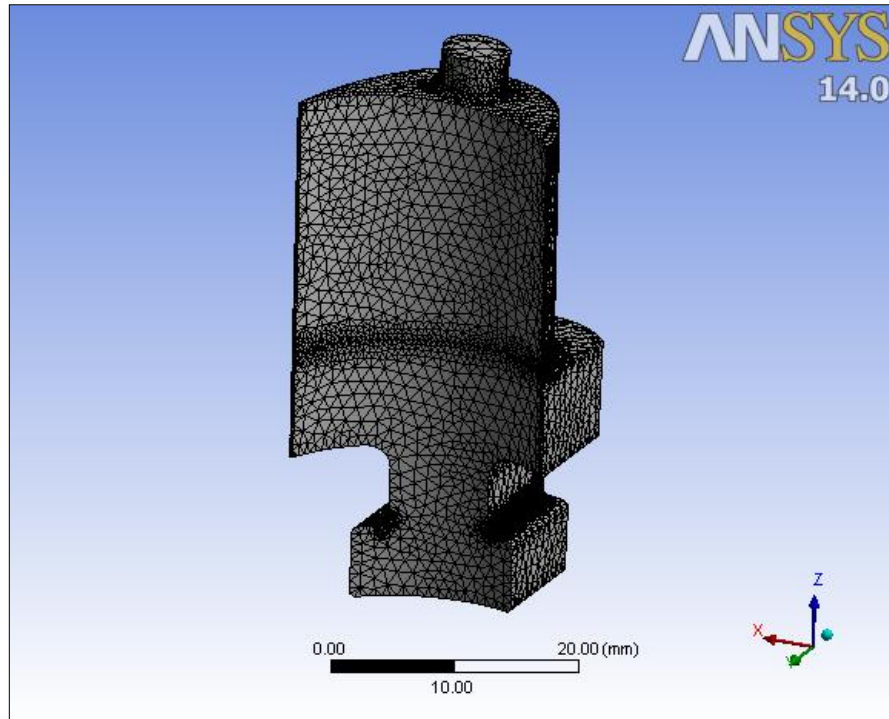


Fig. 2.12: mesh realizzata per la singola palette del 5° stadio della turbina n° 1.

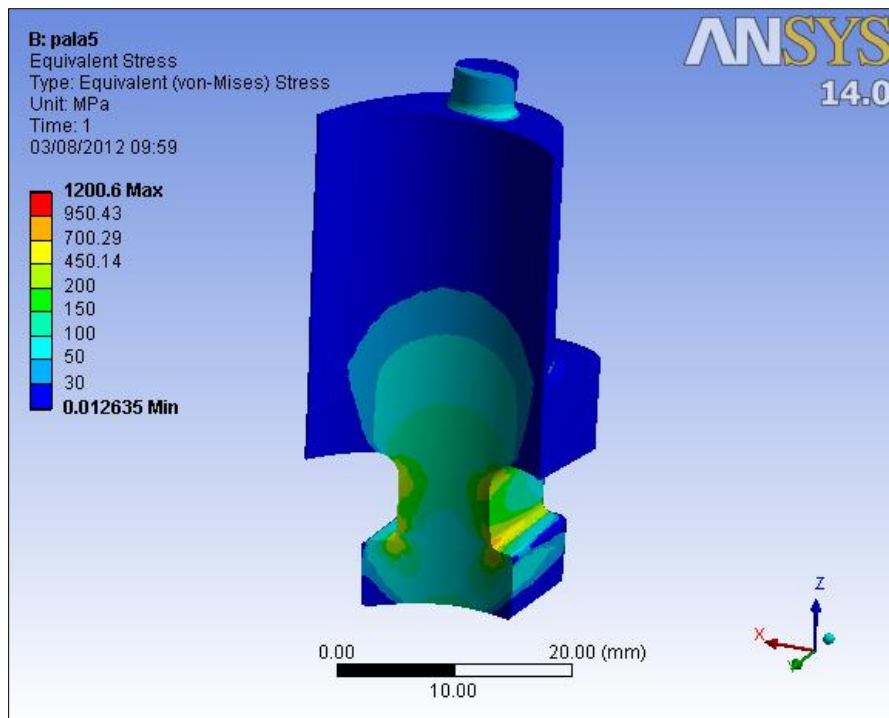


Fig. 2.13: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 5 della macchina n° 1. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.



Vengono riportate inoltre le figure 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 e 2.17 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della palette e sul piede palare.

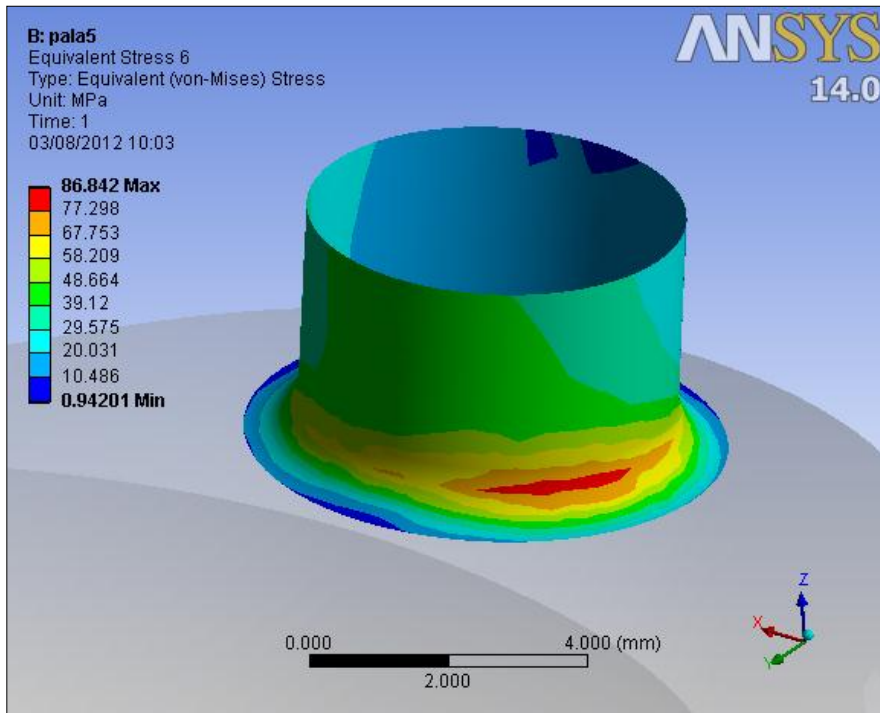


Fig. 2.14: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 5 della macchina n°1. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 46,0 MPa.

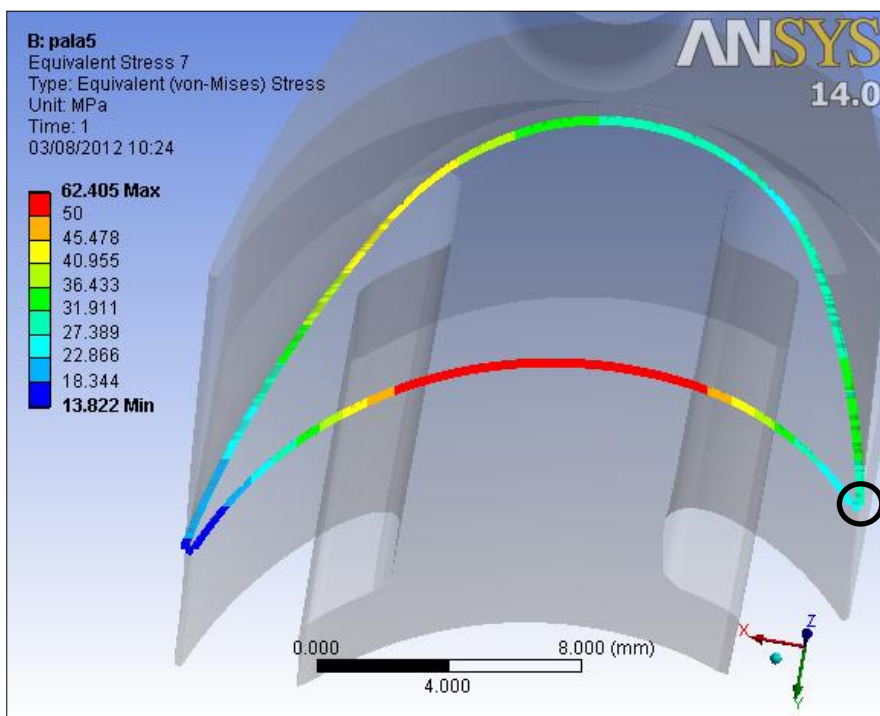


Fig. 2.15: tensione ideale di Von Mises alla base della palette dello stadio n° 5 della macchina n°1. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 37,8 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

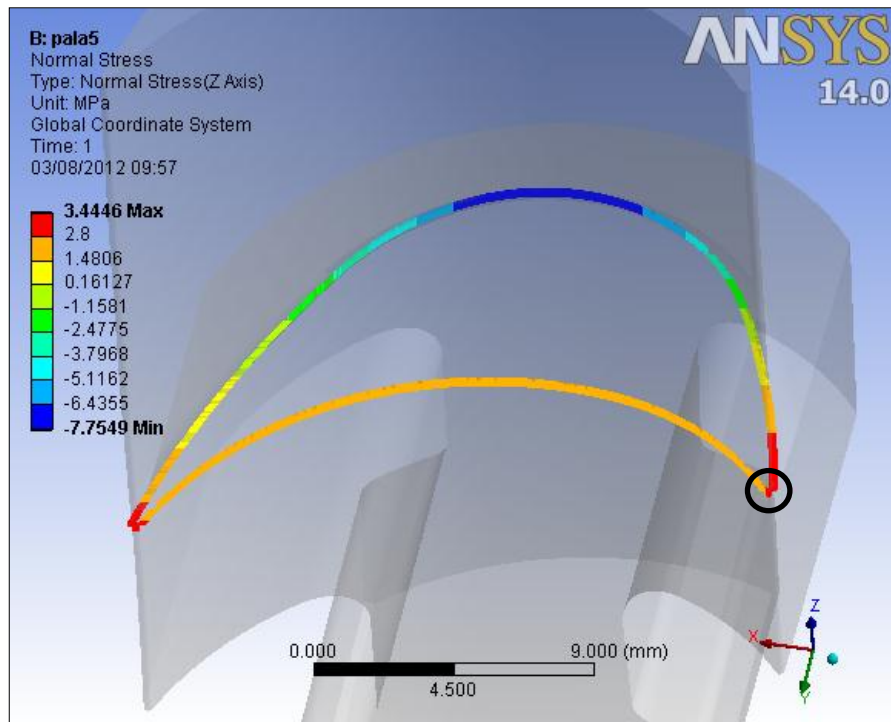


Fig. 2.16: tensione normale alla base della palette dello stadio n° 5 della turbina n° 1 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 4,9 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero)..

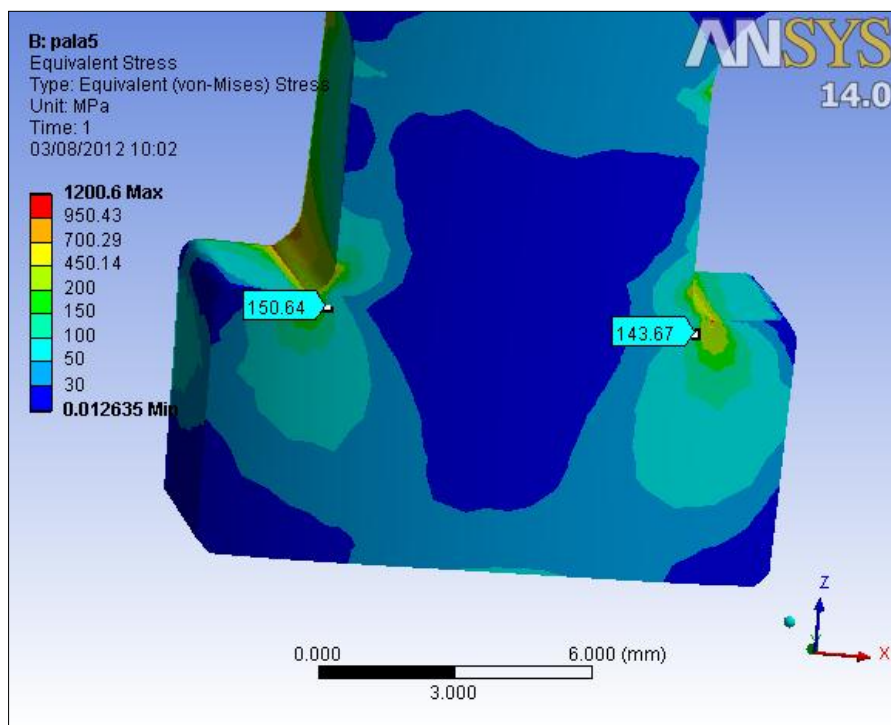


Fig. 2.17: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 5 della macchina n° 1. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 145,9 MPa.

- *Stadio n° 9*

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.18 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 65092 elementi.

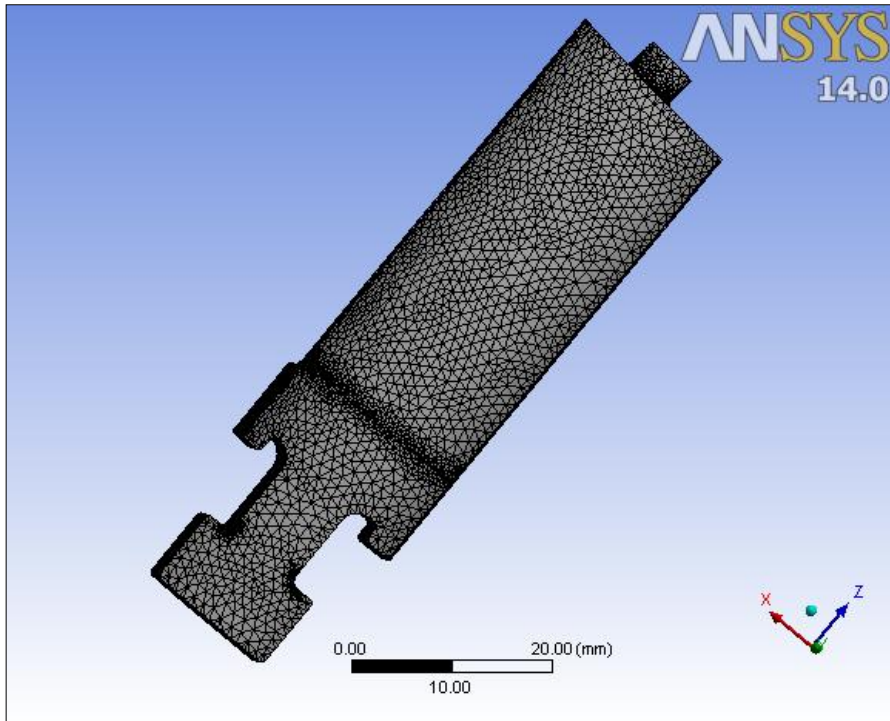


Fig. 2.18: mesh realizzata per la singola palette del 9° stadio della turbina n° 1.

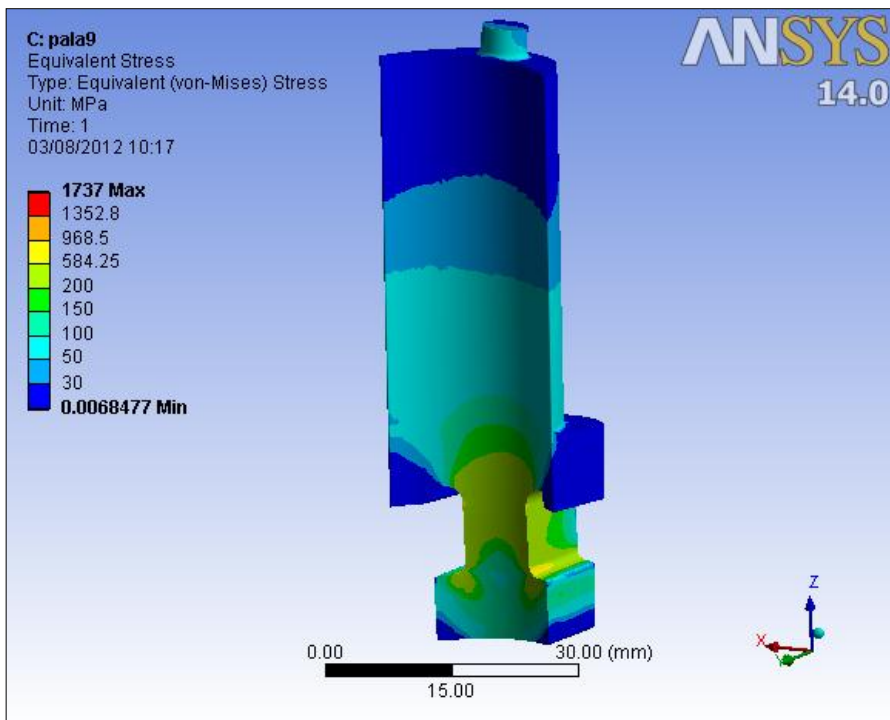


Fig. 2.19: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 9 della macchina n° 1. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

Vengono riportate inoltre le figure 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 e 2.17 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della palette e sul piede palare.

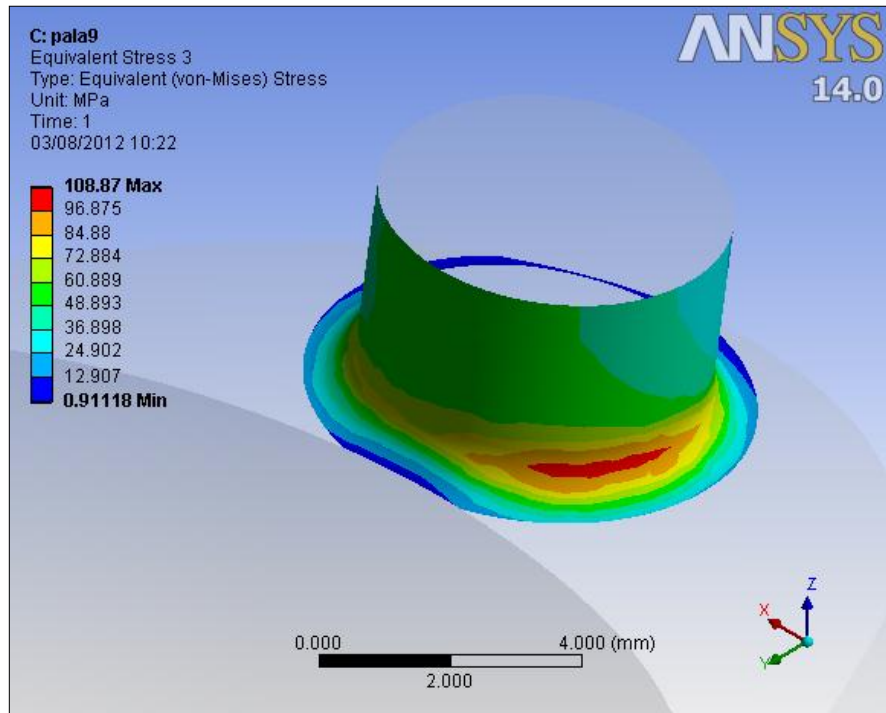


Fig. 2.20: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 9 della macchina n°1. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 59,0 MPa.

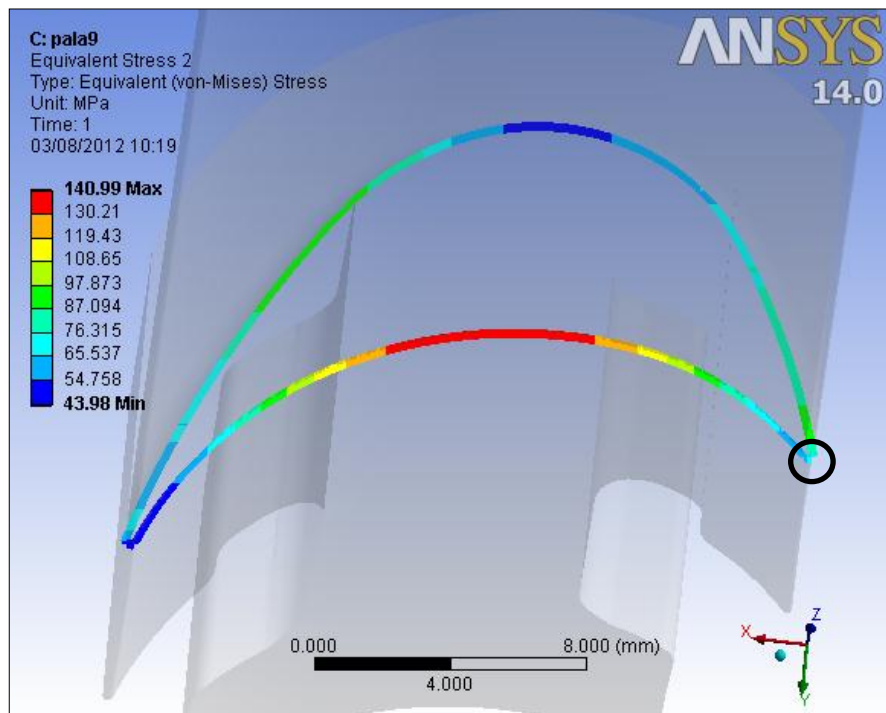


Fig. 2.21: tensione ideale di Von Mises alla base della palette dello stadio n° 9 della macchina n°1. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 92,5 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

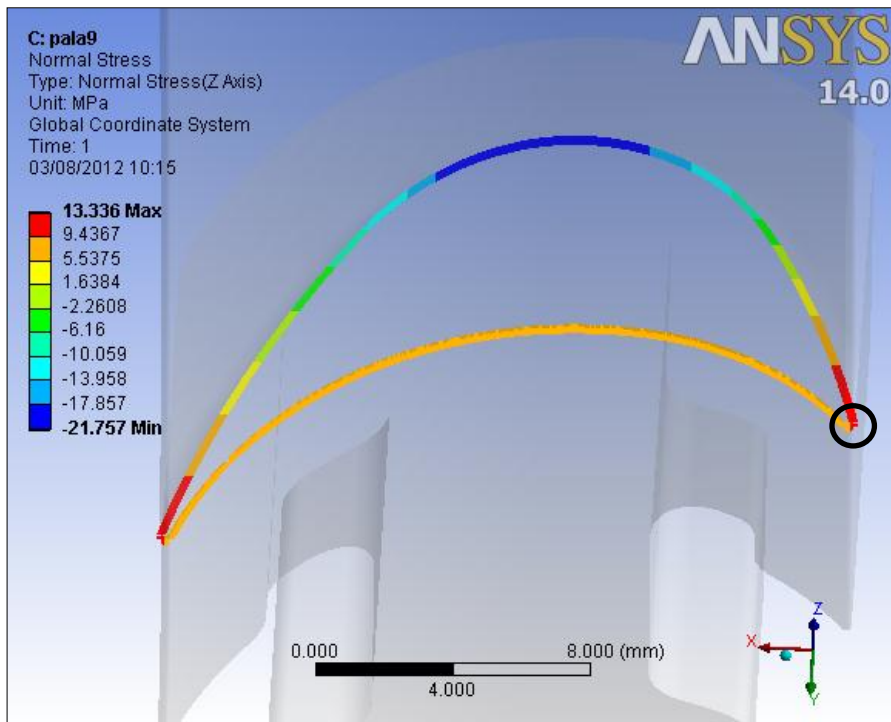


Fig. 2.22: tensione normale alla base della palette dello stadio n° 9 della turbina n° 1 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 15,5 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

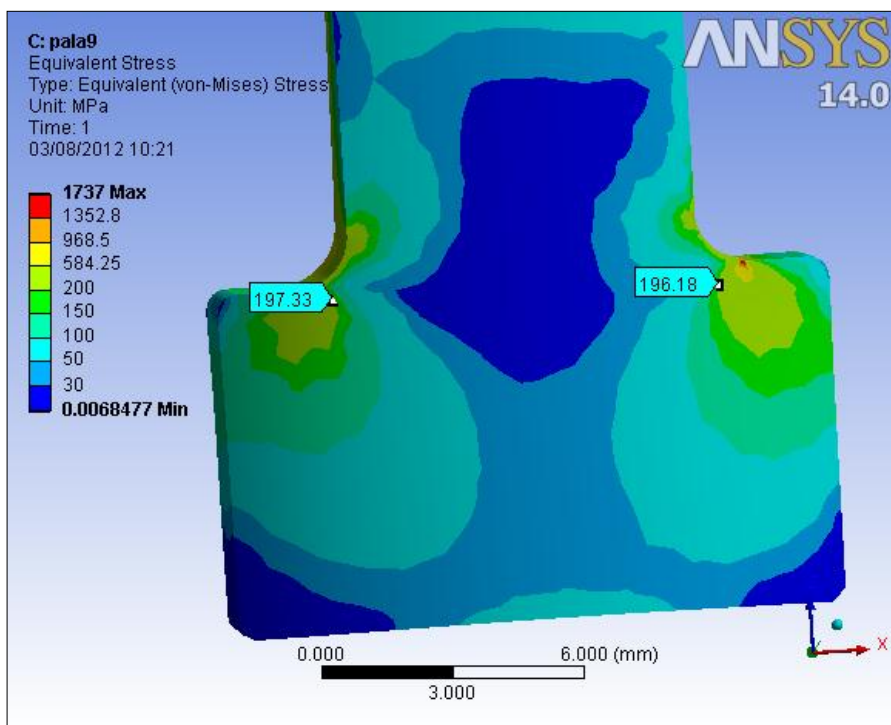


Fig. 2.23: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 9 della macchina n° 1. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 197,4 MPa.

### 2.3.2 Turbina a vapore n°2

Vengono riportati i risultati ottenuti per gli stadi n° 1, 6 e 8 della seconda turbina a vapore analizzata.

- *Stadio n° 1*

Viene per prima cosa riportata in figura 2.24 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 48873 elementi.

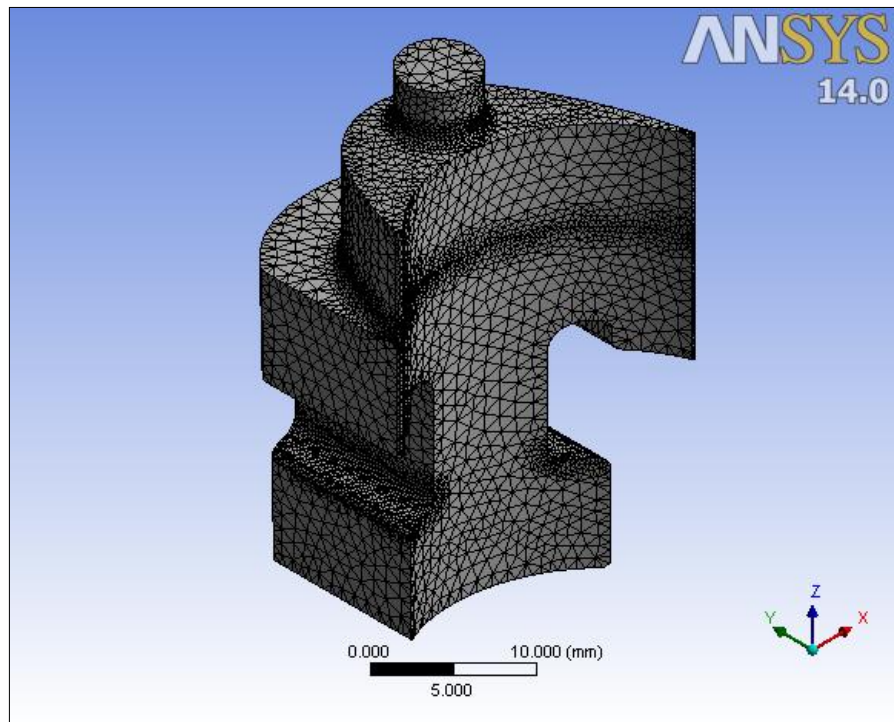


Fig. 2.24: mesh realizzata per la singola paletta del 1° stadio della turbina n° 2.

Si riportano ora gli stati di tensione ottenuti dall'analisi per i vari punti di nostro interesse. Viene dapprima riportati in figura 2.25 lo stato di tensione ottenuto globalmente sull'intera paletta e successivamente nella figura 2.26, 2.27, 2.28 e 2.29 degli zoom sullo stato di tensione presenti rispettivamente sul gambo del piolo, sulla base della paletta e sul piede palare.

La didascalia di ogni immagine, ad eccezione della numero 2.25, riporta inoltre il valore della tensione calcolata con l'approccio analitico.

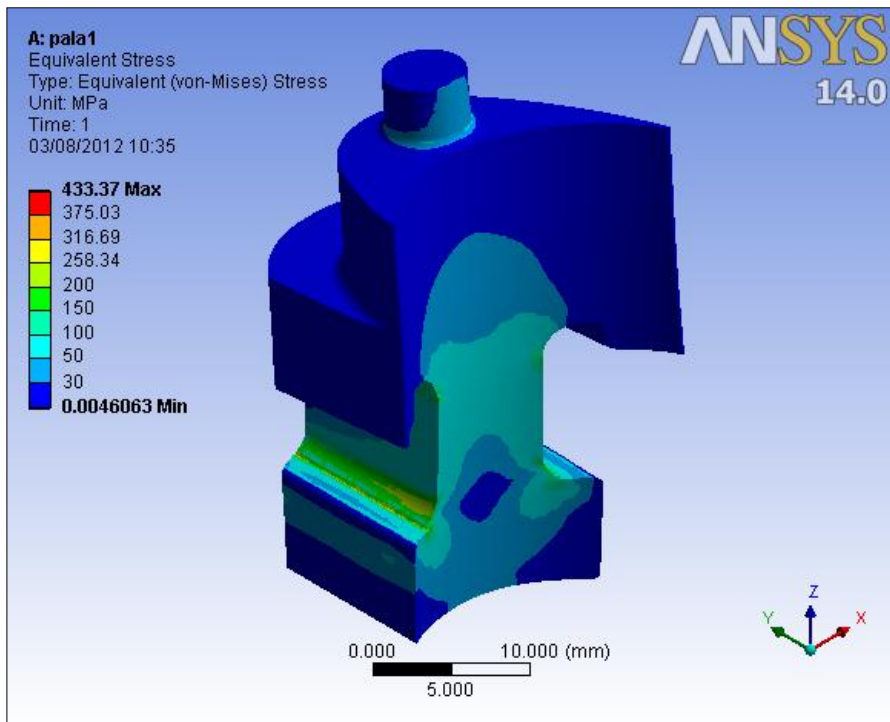


Fig. 2.25: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 1 della macchina n° 2. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

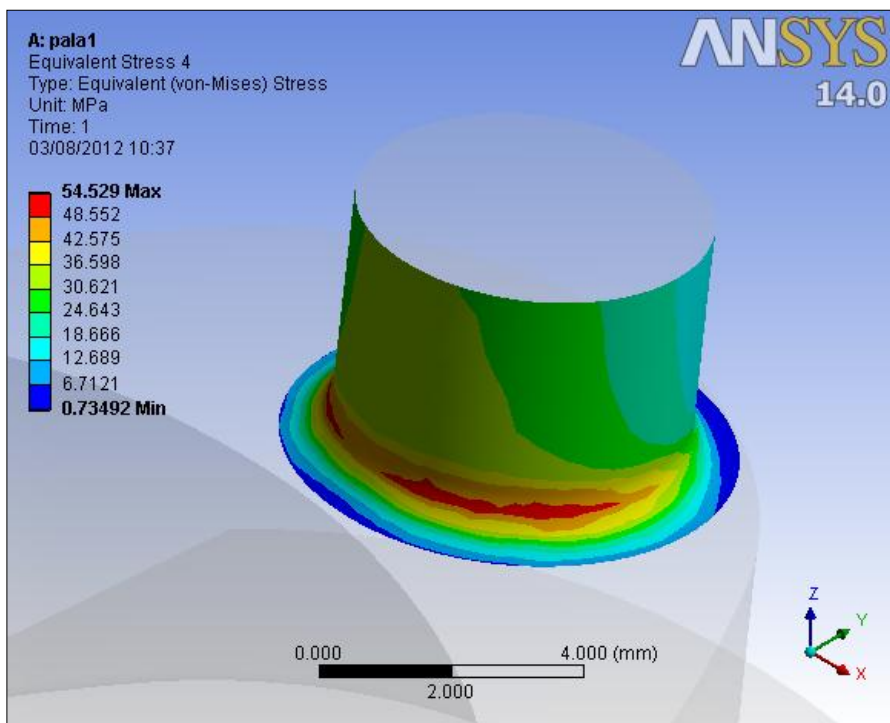


Fig. 2.26: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 1 della macchina n°2. Dal calcolo analitico risultava una tensione ideale di Von Mises pari a 36,0 MPa.

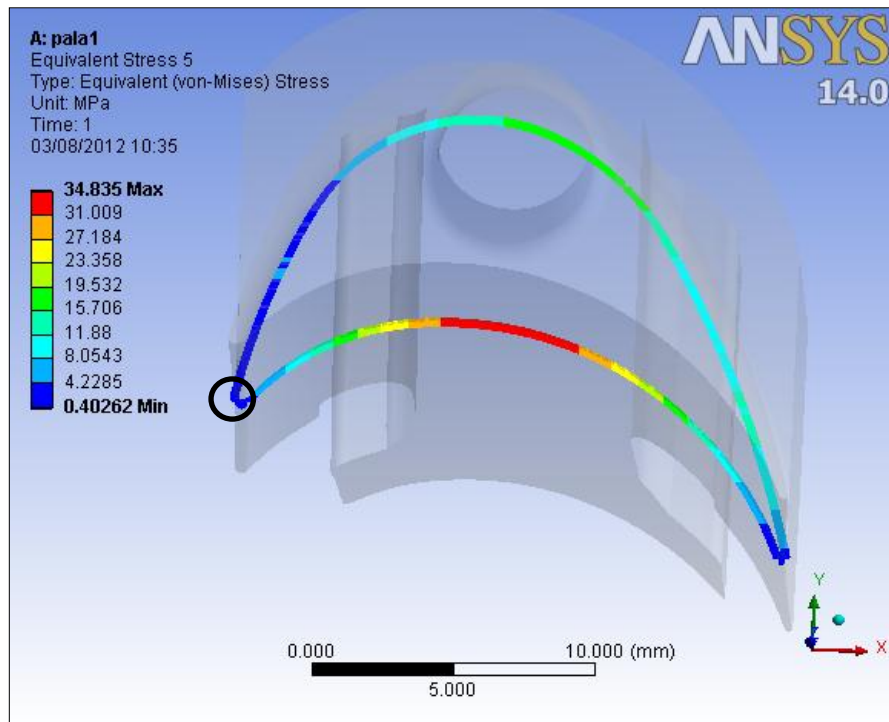


Fig. 2.27: tensione ideale di Von Mises alla base della palette dello stadio n° 1 della macchina n°2. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 15,0 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

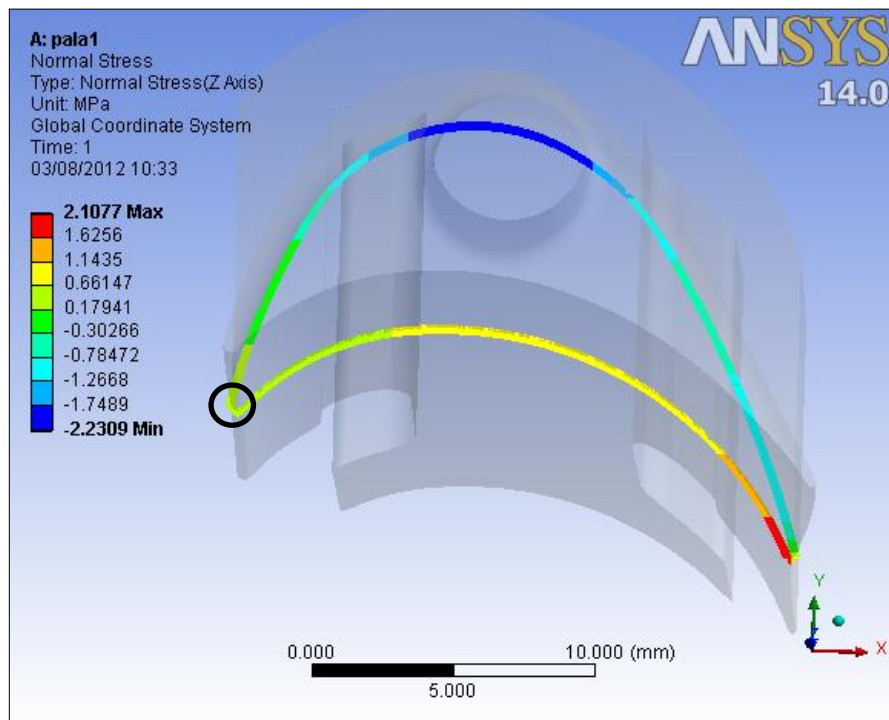


Fig. 2.28: tensione normale alla base della palette dello stadio n° 1 della turbina n° 2 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 1,4 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).



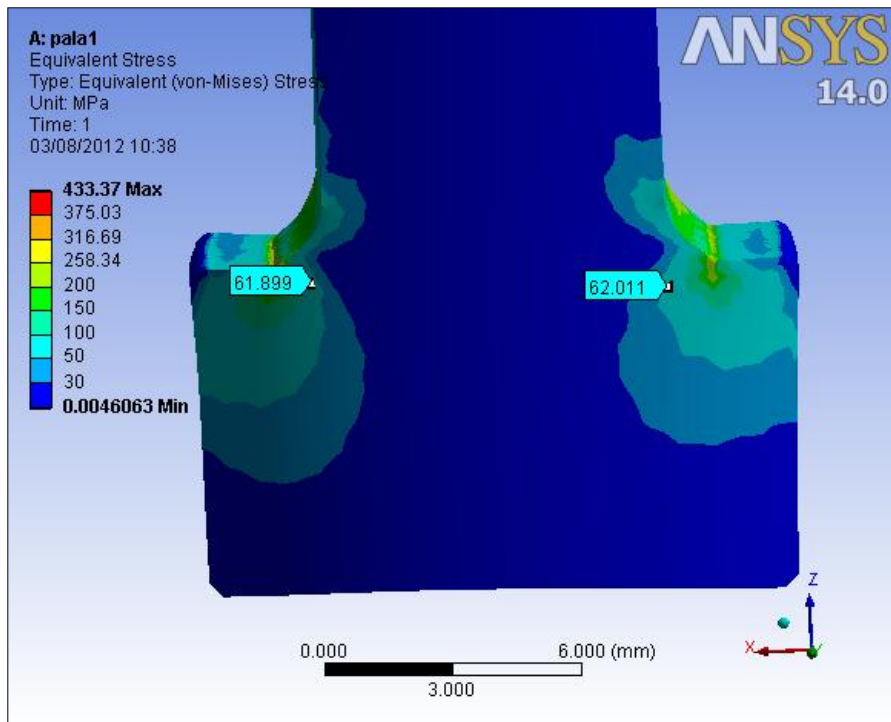


Fig. 2.29: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 1 della macchina n° 2. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 61,6 MPa.

- **Stadio n° 6**

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.30 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 57107 elementi.

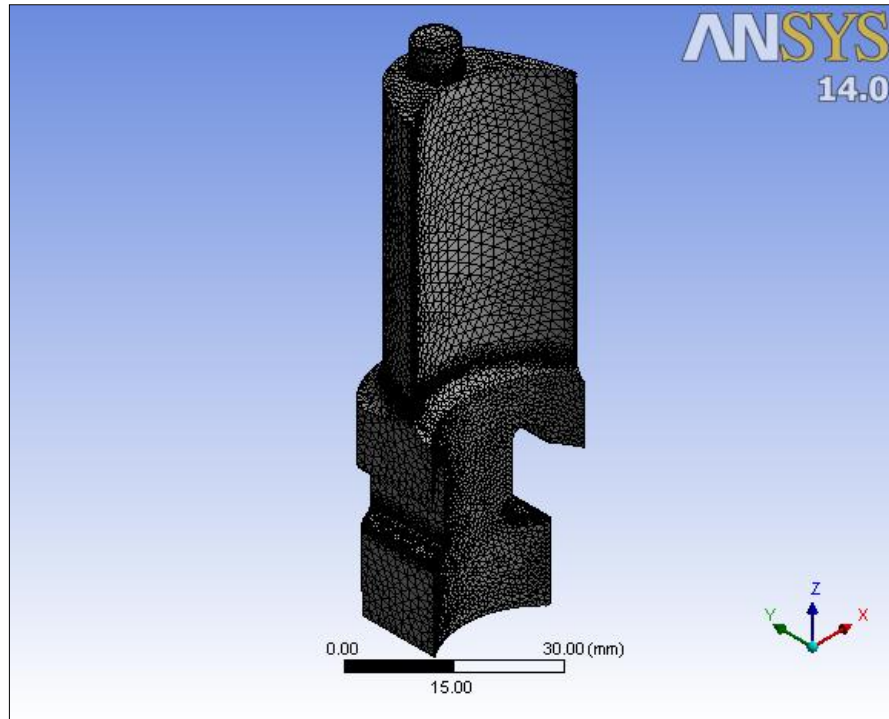


Fig. 2.30: mesh realizzata per la singola palette del 6° stadio della turbina n° 2.

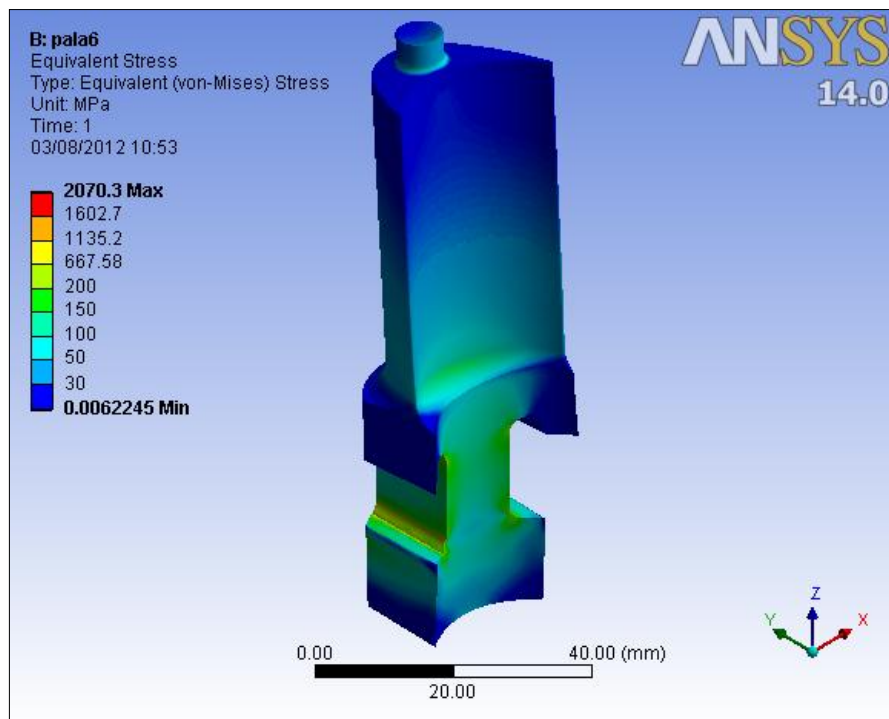


Fig. 2.31: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 6 della macchina n° 2. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

Vengono riportate inoltre le figure 2.31, 2.32, 2.33, 2.34 e 2.35 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della paletta e sul piede palare.

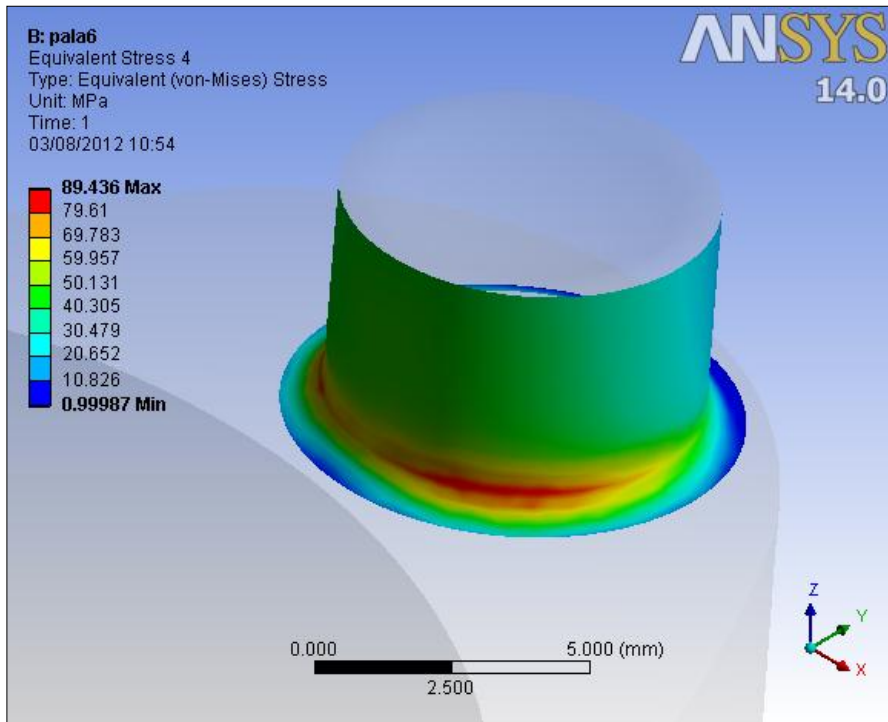


Fig. 2.32: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della paletta dello stadio n° 6 della macchina n°2. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 51,7 MPa.

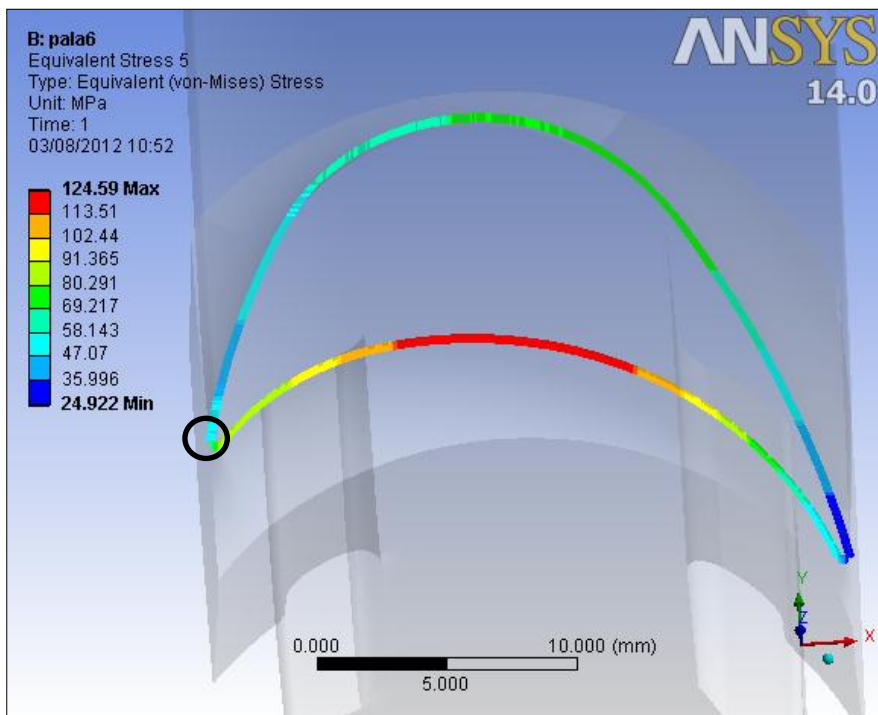


Fig. 2.33: tensione ideale di Von Mises alla base della paletta dello stadio n° 6 della macchina n°2. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 72,5 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

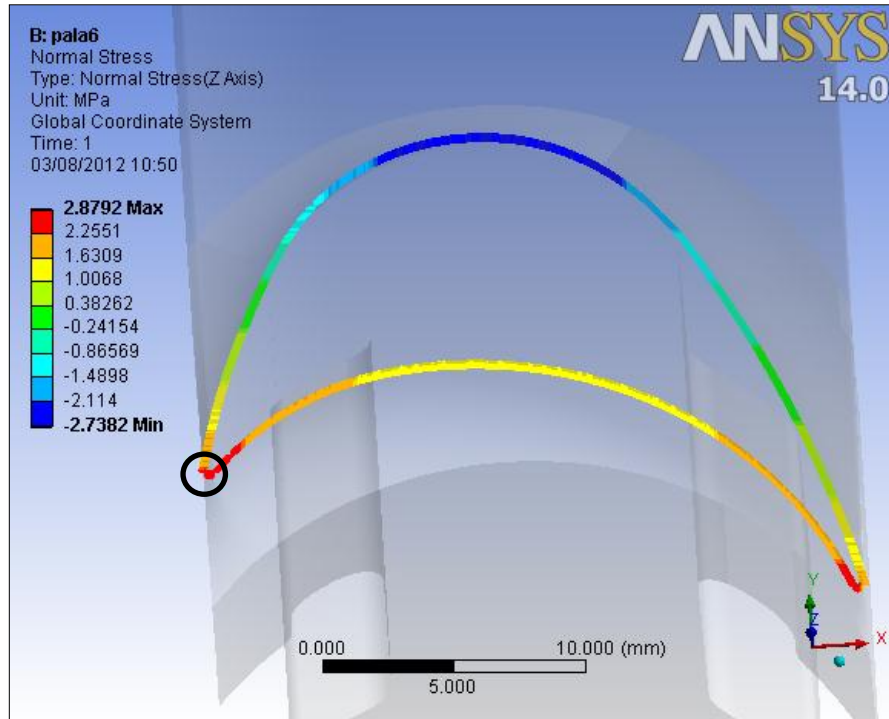


Fig. 2.34: tensione normale alla base della paletta dello stadio n° 6 della turbina n° 2 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 3,0 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

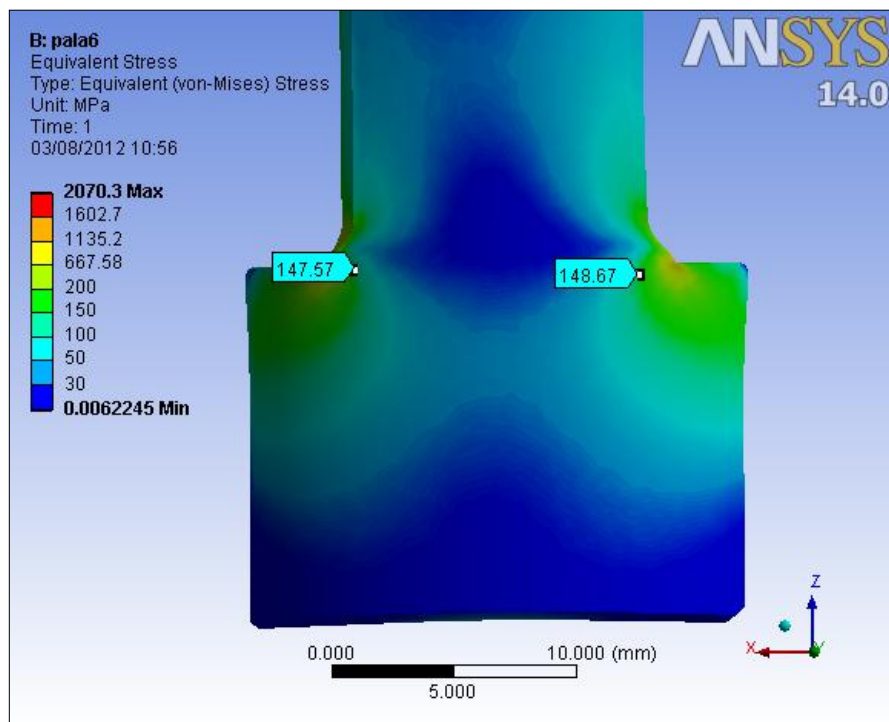


Fig. 2.35: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della paletta dello stadio n° 6 della macchina n° 2. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 138,7 MPa.

- *Stadio n° 8*

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.36 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 111698 elementi.

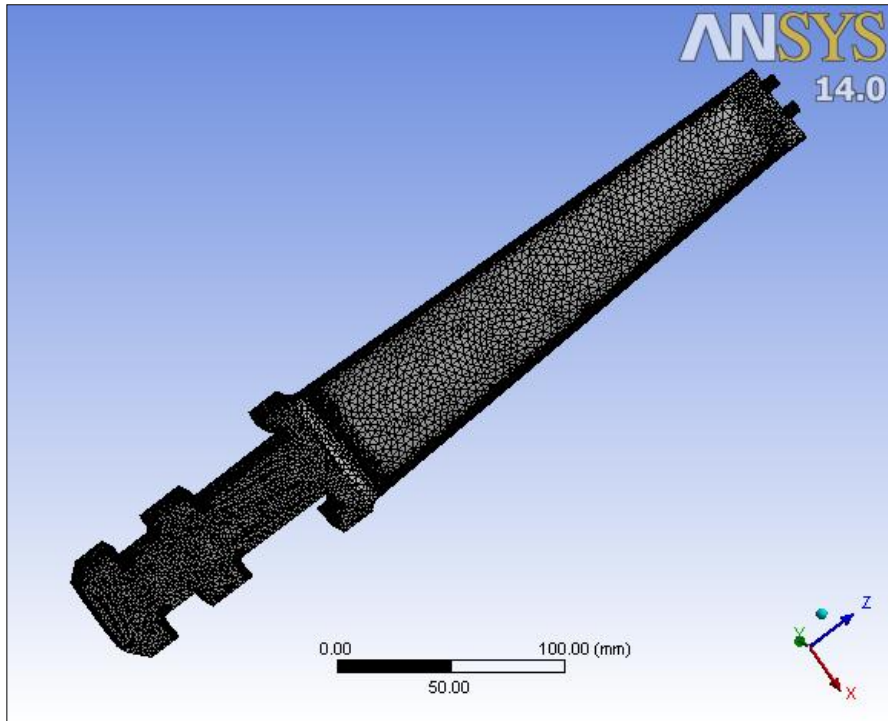


Fig. 2.36: mesh realizzata per la singola palette del 8° stadio della turbina n° 2.

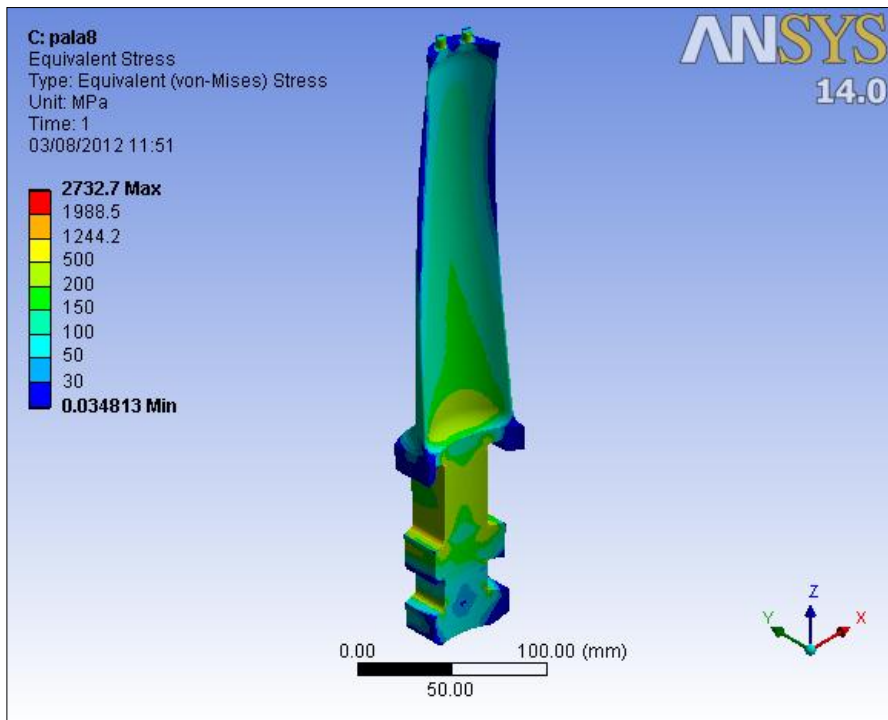


Fig. 2.37: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 8 della macchina n° 2. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

Vengono riportate inoltre le figure 2.37, 2.38, 2.39, 2.40 e 2.41 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della palette e sul piede palare.

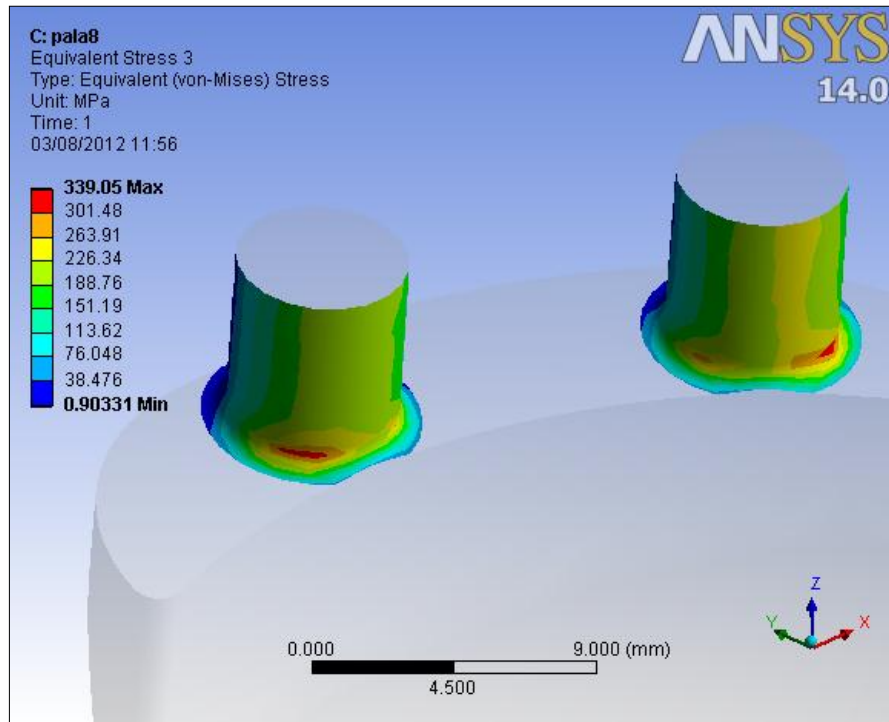


Fig. 2.38: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 8 della macchina n°2. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 241,0 MPa.

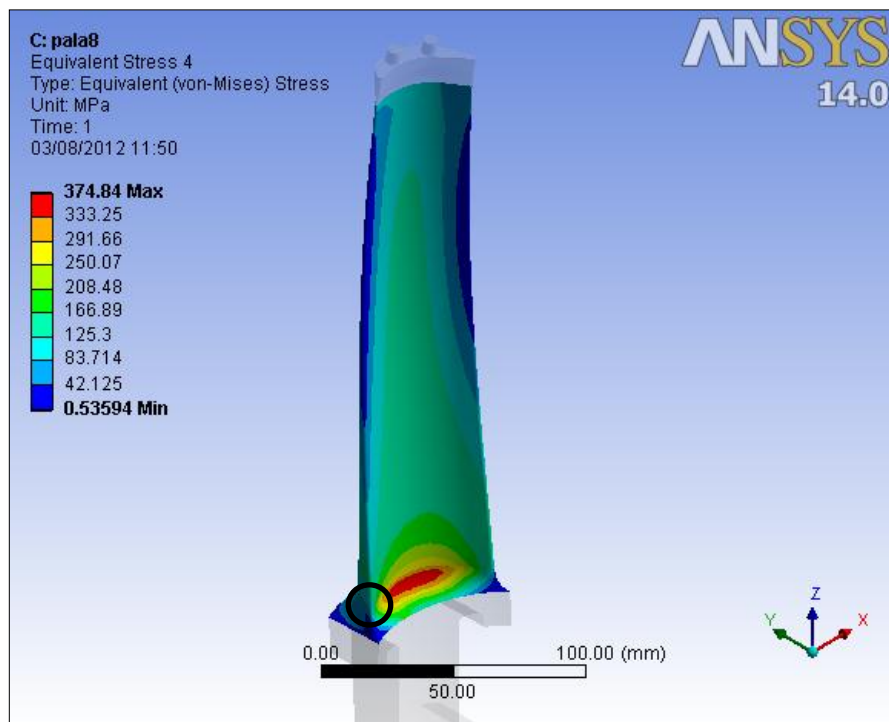


Fig. 2.39: tensione ideale di Von Mises alla base della palette dello stadio n° 8 della macchina n°2. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 187,7 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

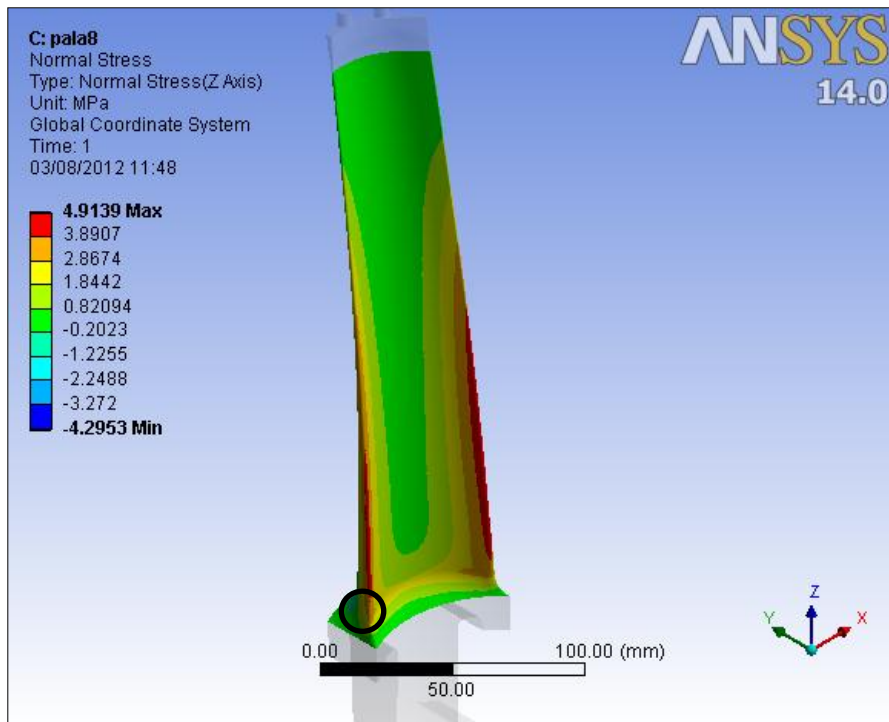


Fig. 2.40: tensione normale alla base della palette dello stadio n° 8 della turbina n° 2 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 19,4 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

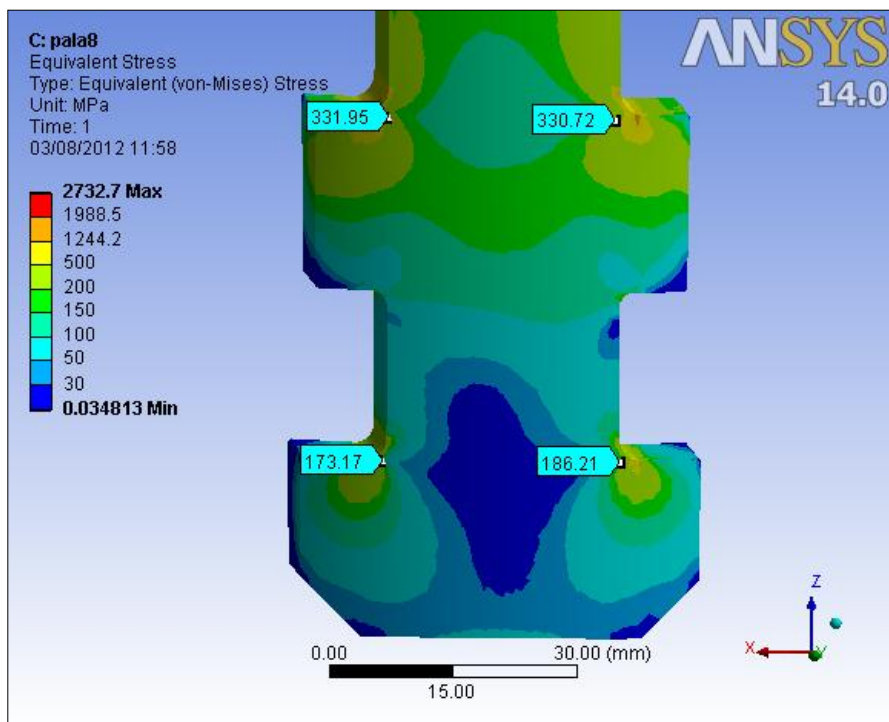


Fig. 2.41: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 8 della macchina n° 2. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 329,3 Mpa sul punto superiore e 415,9 Mpa sul punto inferiore.

### 2.3.3 Turbina a vapore n° 3

Vengono riportati i risultati ottenuti per gli stadi n° 1, 4 e 7 della terza ed ultima turbina a vapore analizzata.

- *Stadio n° 1*

Viene per prima cosa riportata in figura 2.42 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 65409 elementi.

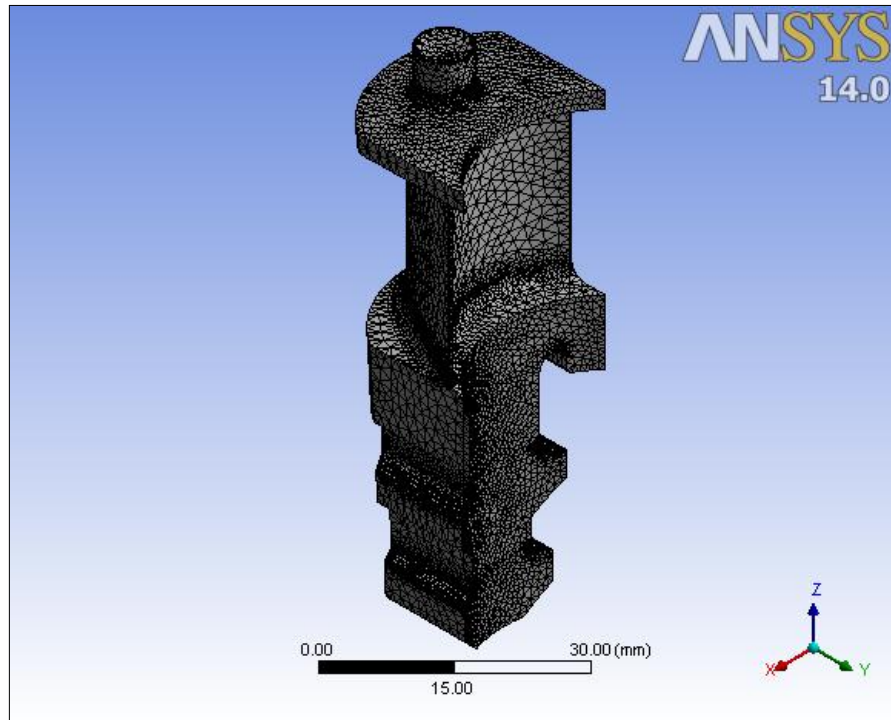


Fig. 2.42: mesh realizzata per la singola paletta del 1° stadio della turbina n° 3.

Si riportano ora gli stati di tensione ottenuti dall'analisi per i vari punti di nostro interesse. Viene dapprima riportati in figura 2.43 lo stato di tensione ottenuto globalmente sull'intera paletta e successivamente nella figura 2.44, 2.45, 2.46 e 2.47 degli zoom sullo stato di tensione presenti rispettivamente sul gambo del piolo, sulla base della paletta e sul piede palare.

La didascalia di ogni immagine, ad eccezione della numero 2.43, riporta inoltre il valore della tensione calcolata con l'approccio analitico.



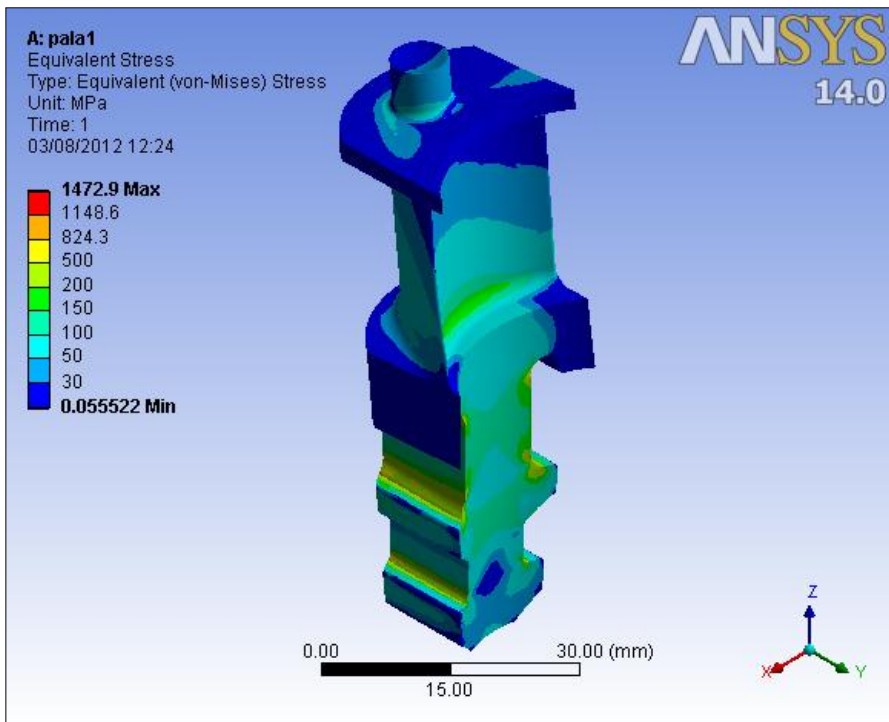


Fig. 2.43: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 1 della macchina n° 3. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

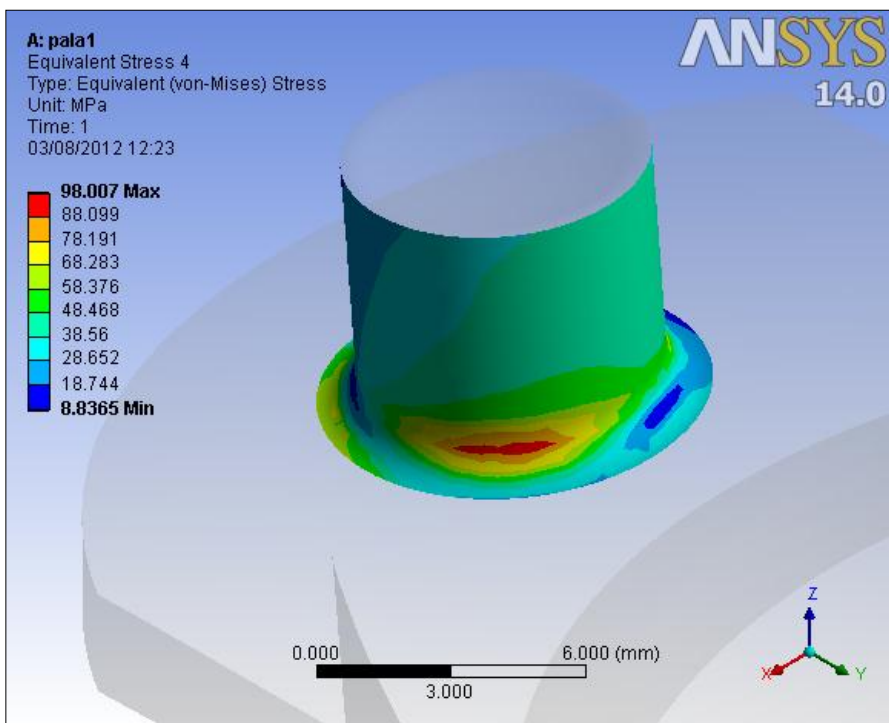


Fig. 2.44: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 1 della macchina n°3. Dal calcolo analitico risultava una tensione ideale di Von Mises pari a 24,0 MPa.

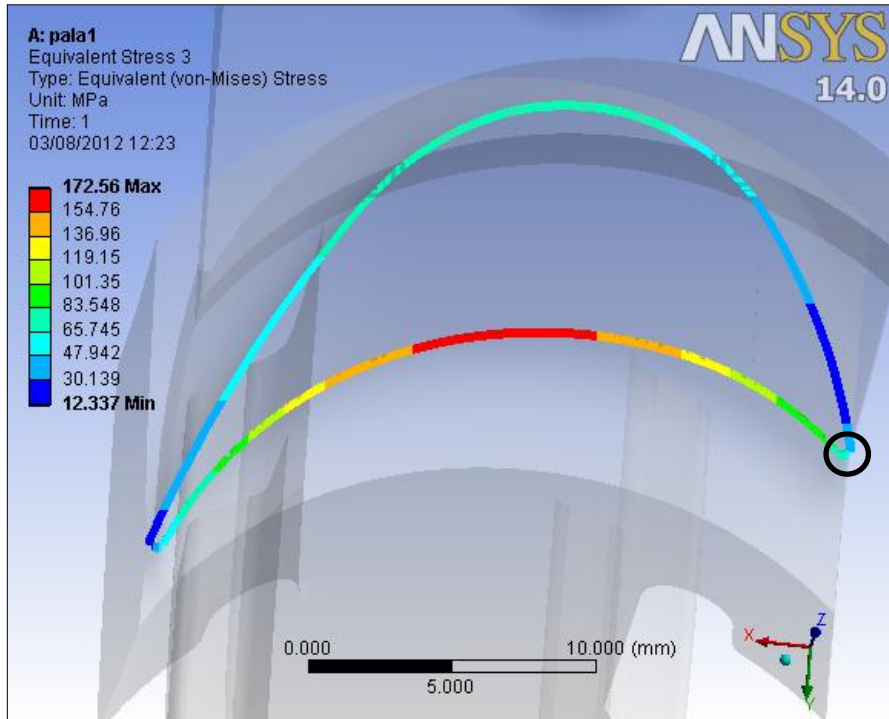


Fig. 2.45: tensione ideale di Von Mises alla base della paletta dello stadio n° 1 della macchina n° 3. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 58,9 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

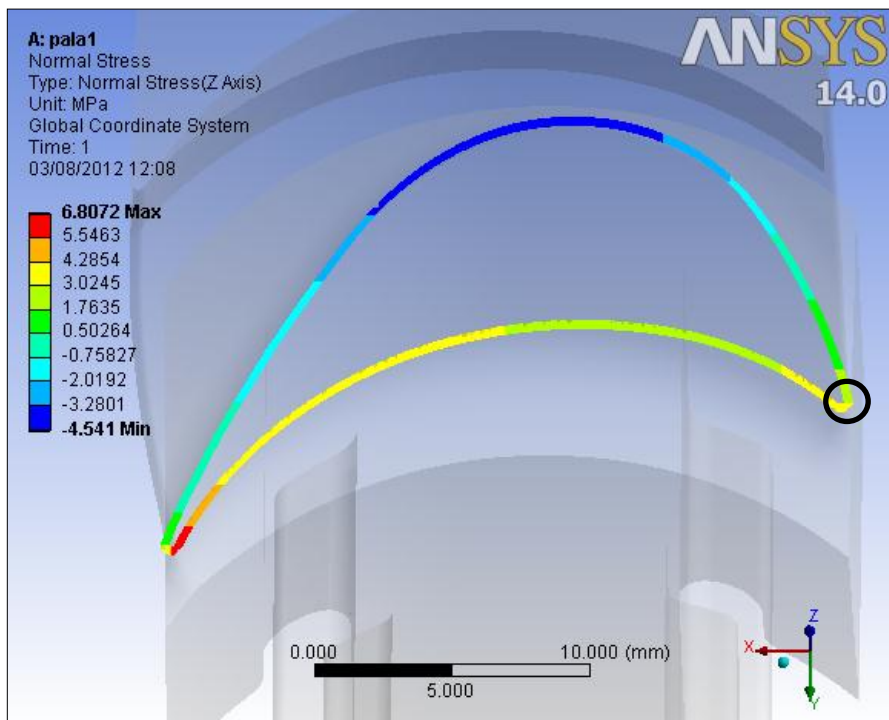


Fig. 2.46: tensione normale alla base della paletta dello stadio n° 1 della turbina n° 3 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 4,5 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

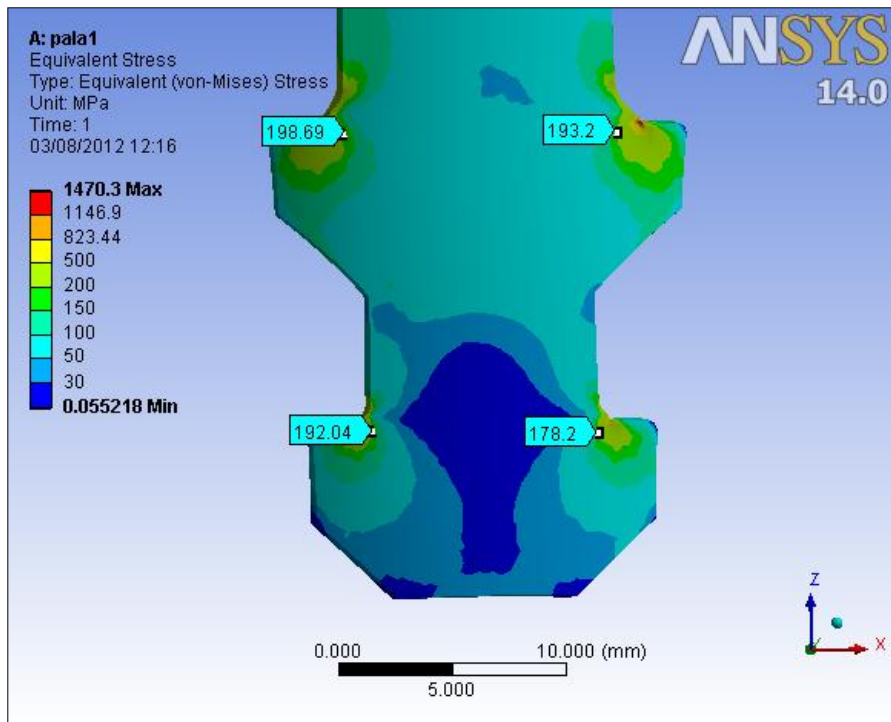


Fig. 2.47: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 1 della macchina n° 3. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 189,9 MPa sul punto superiore e 213,3 Mpa sul punto inferiore.

- **Stadio n° 4**

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.48 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 54383 elementi.

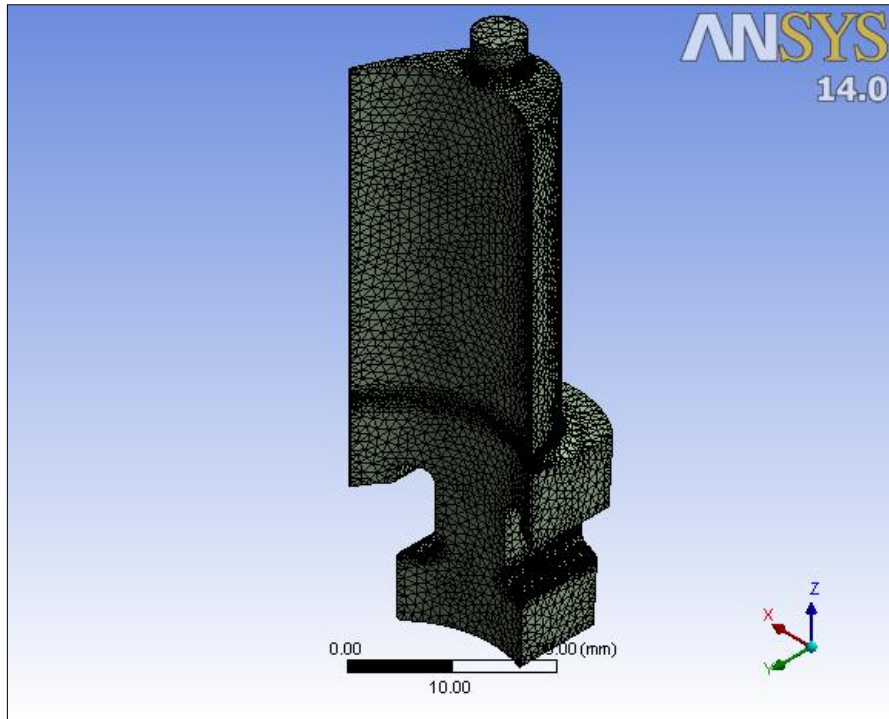


Fig. 2.48: mesh realizzata per la singola palette del 4° stadio della turbina n° 3.

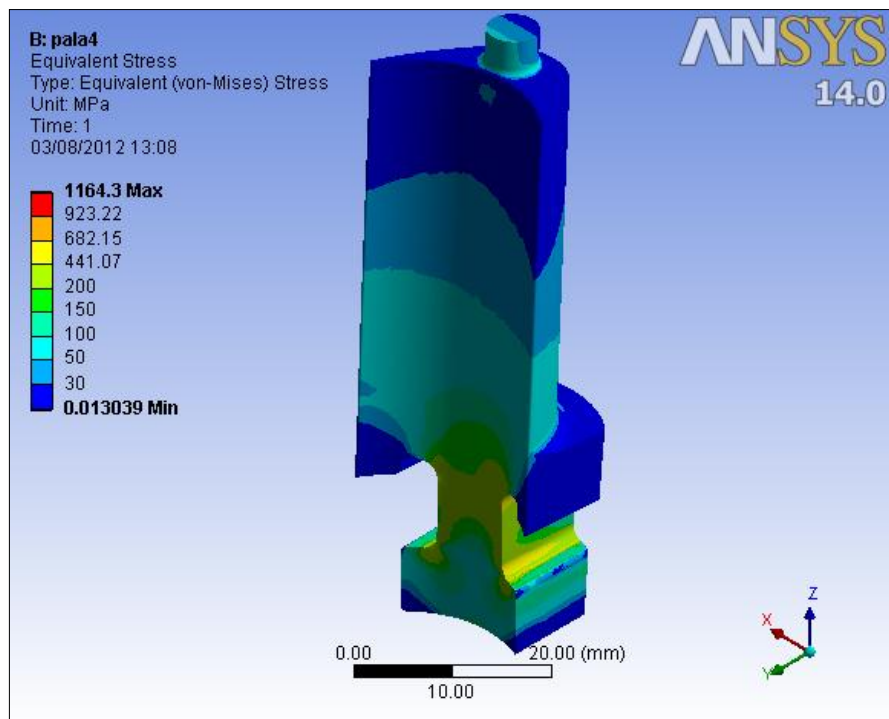


Fig. 2.49: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 4 della macchina n° 3. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

Vengono riportate inoltre le figure 2.49, 2.50, 2.51, 2.52 e 2.53 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della paletta e sul piede palare.

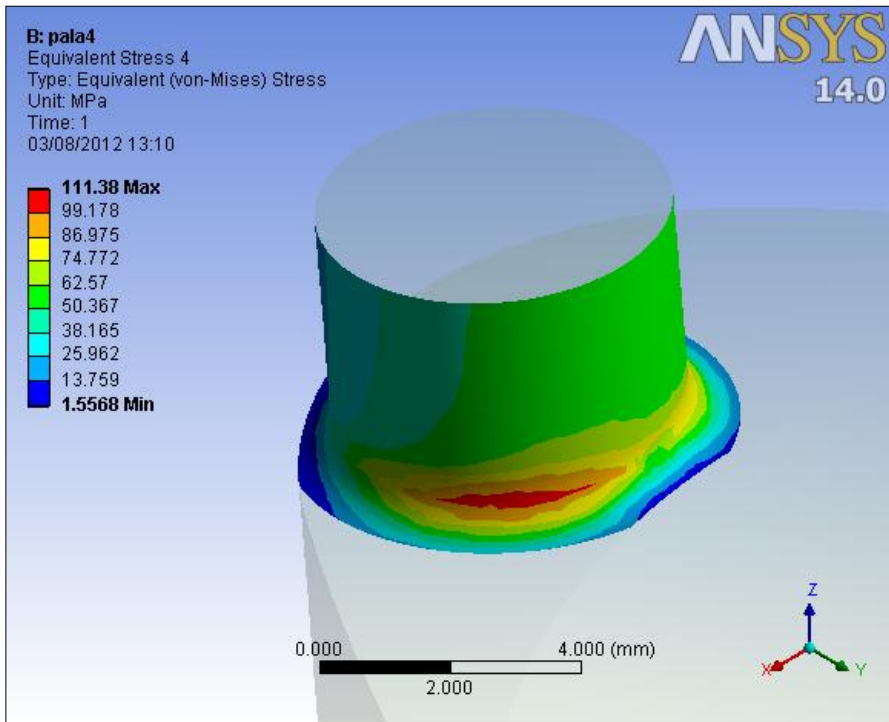


Fig. 2.50: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della paletta dello stadio n° 4 della macchina n°3. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 66,4 MPa.

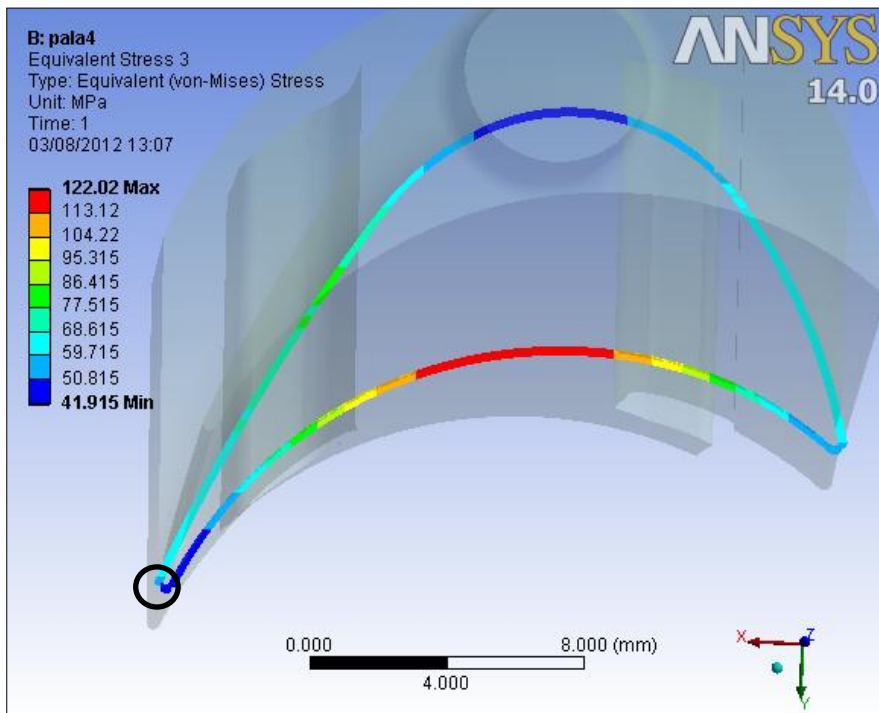


Fig. 2.51: tensione ideale di Von Mises alla base della paletta dello stadio n° 4 della macchina n°3. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 83,6 MPa in corrispondenza del bordo d'uscita della pala (cerchio in nero).

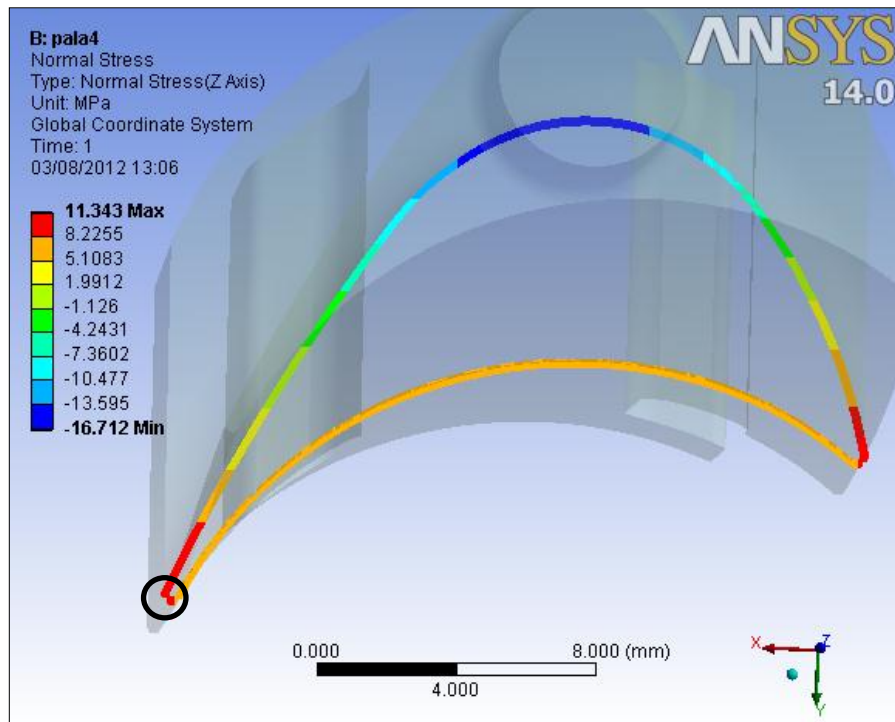


Fig. 2.52: tensione normale alla base della paletta dello stadio n° 4 della turbina n° 3 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 14,2 MPa in corrispondenza del bordo d'uscita della pala (cerchio in nero).

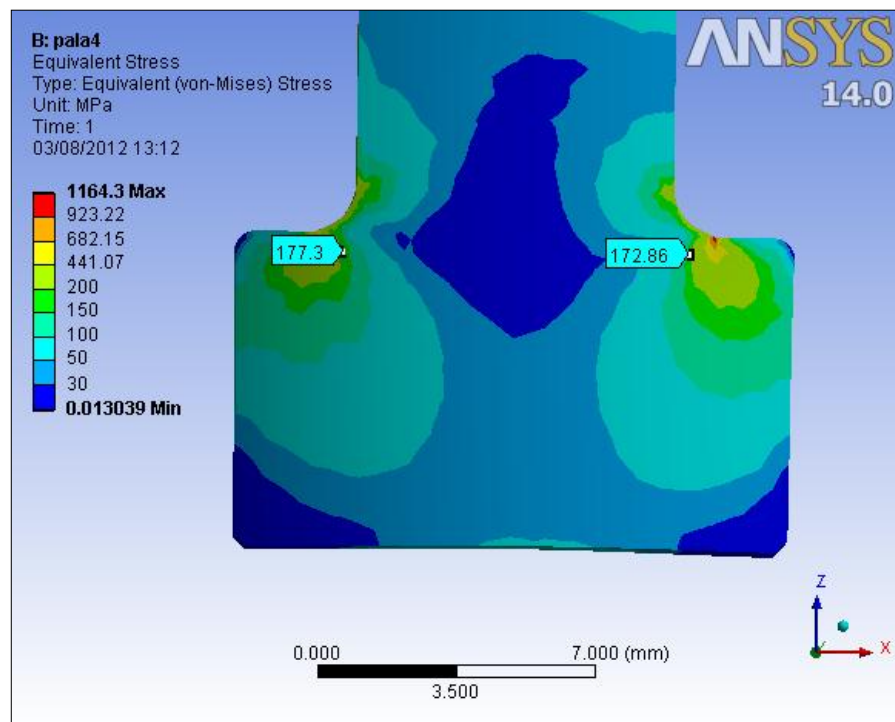


Fig. 2.53: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della paletta dello stadio n° 4 della macchina n° 3. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 176,0 MPa.

- *Stadio n° 7*

Viene anche in questo caso per prima cosa riportata in figura 2.54 la mesh che è stata realizzata per il modello in esame. Essa risulta costituita da 67664 elementi.

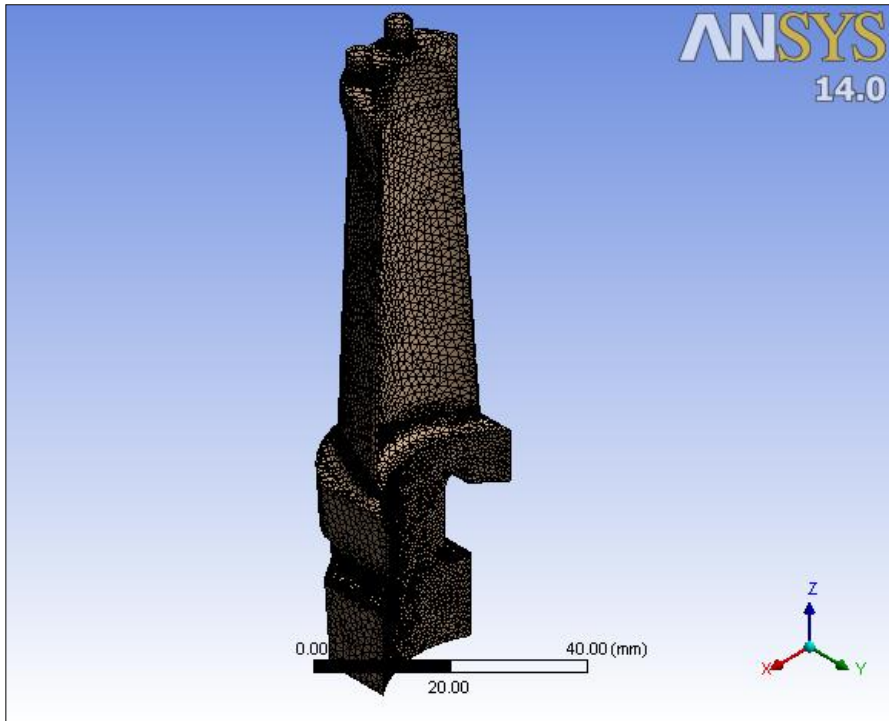


Fig. 2.54: mesh realizzata per la singola palette del 7° stadio della turbina n° 3.

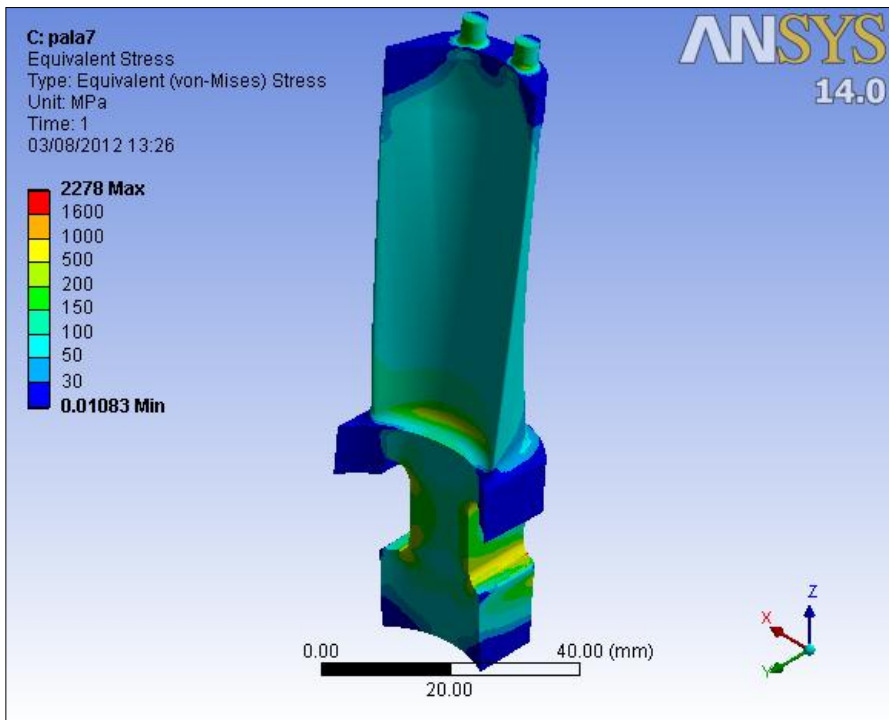


Fig. 2.55: stato di tensione globale della pala dello stadio n° 7 della macchina n° 3. Viene plottata la tensione ideale di Von Mises.

Vengono riportate inoltre le figure 2.55, 2.56, 2.57, 2.58 e 2.59 mostranti le tensioni rispettivamente a livello globale, sul piolo, sulla base della palette e sul piede palare.

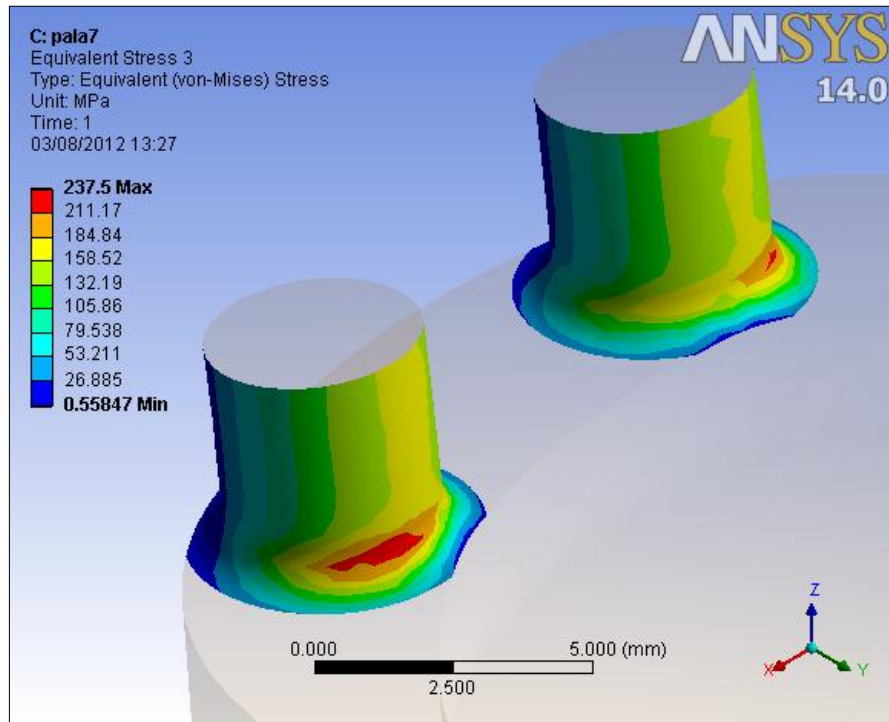


Fig. 2.56: stato di tensione in corrispondenza del gambo del piolo della palette dello stadio n° 7 della macchina n°3. Dal calcolo analitico risultava una tensione di Von Mises pari a 165,8 MPa.

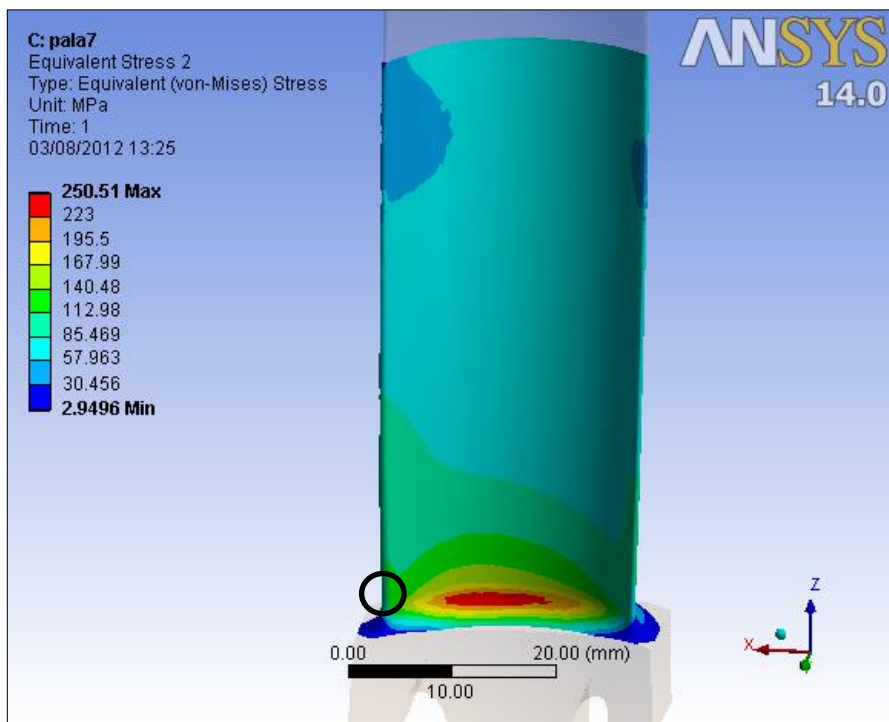


Fig. 2.57: tensione ideale di Von Mises alla base della palette dello stadio n° 7 della macchina n° 3. Dal calcolo analitico si è ottenuto un tensione pari a 137,2 MPa in corrispondenza del bordo d'uscita della pala (cerchio in nero).



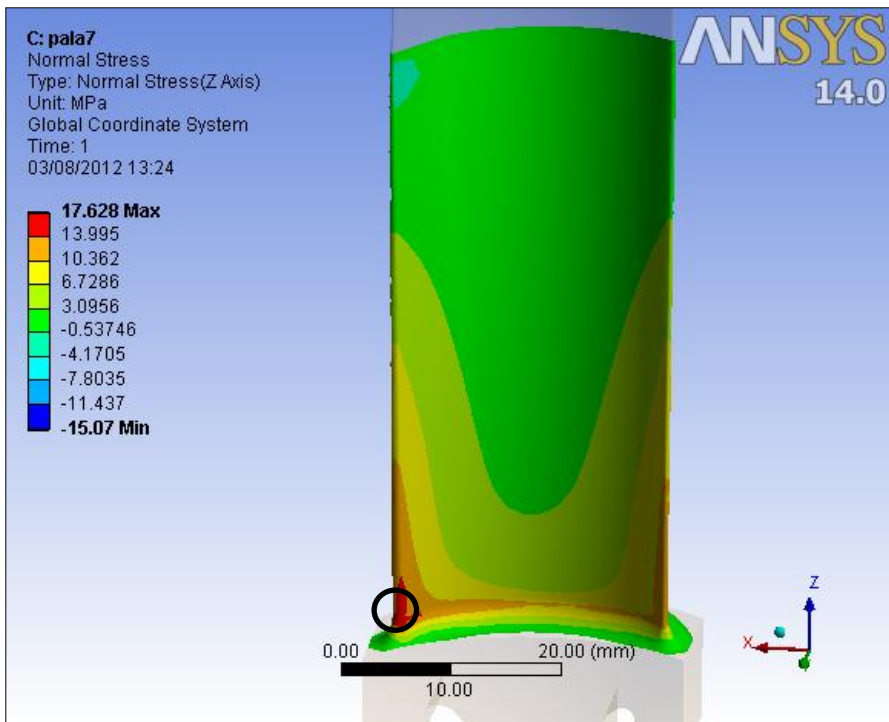


Fig. 2.58: tensione normale alla base della palette dello stadio n° 7 della turbina n° 3 a causa dell'applicazione della sola forza aerodinamica. Dal calcolo analitico risultava una tensione normale di flessione pari a 20,9 MPa in corrispondenza del bordo d'ingresso della pala (cerchio in nero).

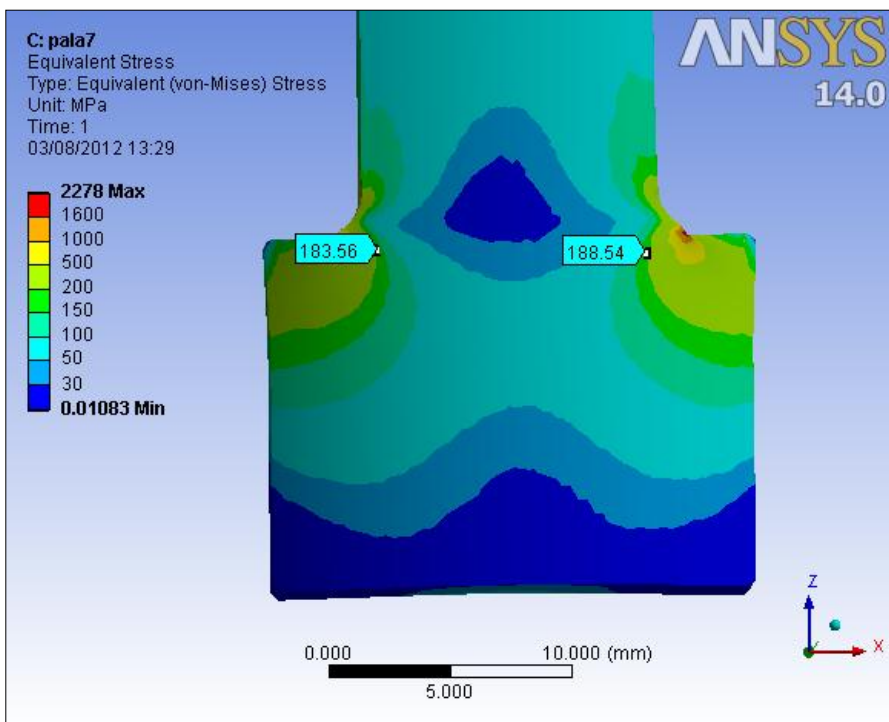


Fig. 2.59: stato di tensione presente in corrispondenza del piede palare della palette dello stadio n° 7 della macchina n° 3. La tensione ideale di Von Mises dal calcolo analitico era uguale a 180,6 MPa.

## 2.4 Conclusioni

In questo capitolo si sono svolte delle analisi preliminari agli elementi finiti sulle singole palette degli stadi analizzati delle tre diverse turbine a vapore. Nelle analisi perciò non si sono modellati gli altri componenti costituenti l'assieme, ma si sono inserite opportune condizioni di vincolo e di carico sulla palette che tengano conto, seppur in maniera semplificata, della presenza degli altri componenti (ovvero il bendaggio e il disco turbina).

Si può notare nelle varie figure come gli effetti d'intaglio (raccordi, variazioni di geometria e di sezione) contribuiscano notevolmente sullo stato di tensione locale della palette. In altre parole, le discontinuità geometriche creano degli effetti di concentrazione delle tensioni, con conseguente aumento dello stato locale di tensione, aumento che risulta non quantificabile con lo schema di calcolo analitico che è stato esposto nel paragrafo 1.2.

Da notare in particolare in tutti i modelli realizzati un inverosimile picco dello stato di tensione in corrispondenza del piede palare (anche 2200 MPa), dovuto in parte al raccordo presente, ma soprattutto per la presenza del vincolo sulle facce adiacenti (che si appoggiano sul disco turbina) che impongono degli spostamenti radiali nulli. In realtà invece la cava sulla turbina si deforma, attenuando lo stato tensionale sul piede palare sopra descritto.

La presenza di questi picchi inoltre è giustificata inoltre dal tipo di analisi che è stata eseguita, che è di tipo *lineare elastico*. Se si fosse altresì eseguita un'analisi *elastoplastica* si sarebbero ottenuti dei valori delle tensioni assai più contenuti (per un materiale elastico e perfettamente plastico al massimo le tensioni raggiunte possono essere pari alla tensione di snervamento).

Inoltre subentrano stati di sollecitazioni più complessi rispetto a quelli analizzati nello schema di calcolo analitico. Basti pensare ad esempio alla presenza di un'eccentricità della forza centrifuga che portano a stati flessionali aggiuntivi a base palette e ad esempio allo stato di compressione dovuto alla deformazione dei fianchi della palette (*ferracuum*) che si chiudono sulla palette stessa.

Si può tuttavia terminare affermando che lo stato di tensione analitico calcolato nel capitolo 1, ha dato un buon ordine di grandezza dello stato di tensione delle palette analizzate.



## CAPITOLO 3

# ANALISI FEM DI DIVERSI MODELLI D'ASSIEME E STUDIO DELLA CONVERGENZA DELLA MESH DEL MODELLO DEFINITIVO

### 3.1 Introduzione

In questo capitolo verranno eseguite diverse analisi agli elementi di finiti utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench® per lo studio dello stato tensionale dell'assieme costituito da disco turbina, palette e bendaggio. Viene preso in considerazione per questo studio il 2° stadio (d'alta pressione) della macchina n° 1, in cui vi sono 5 palette che competono ad ogni bendaggio e che costituiscono un "pacco" di palette. Le analisi sono state eseguite variando il numero di palette prese in considerazione a partire dal pacco originale e cambiando le condizioni di vincolo presenti poste sulle facce tagliate del settore circolare di disco turbina considerato (facce libere o presenza del vincolo di simmetria ciclica). Vengono inserite poi le varie condizioni di vincolo e di carico, che verranno in seguito descritte. In tutti i modelli vengono inoltre introdotte le condizioni di contatto presenti realmente tra i vari corpi, in particolare tra bendaggio e palette e tra disco turbina e palette. Vengono riportate successivamente le mesh ottenute per i diversi modelli realizzati, andando ad analizzare il tipo di elementi e le tecniche di meshatura assunte per i vari componenti. Le dimensioni degli elementi delle mesh sono uguali per tutti i modelli analizzati. Il confronto fra i diversi modelli viene eseguito realizzando delle *path* dello stato di tensione lungo l'asse radiale del disco (di cui se ne studierà la tensione tangenziale e radiale) lungo il contorno della base della paletta (dove se ne studierà la tensione ideale di Von Mises).

Una volta scelto il modello definitivo dell'assieme, che verrà poi preso in considerazione per le analisi degli altri stadi delle tre macchine analizzate, se ne studia la convergenza dei risultati al variare della fittezza della mesh realizzata.

### 3.2 Materiali

Per impostare correttamente le analisi è opportuno definire all'interno del software le esatte proprietà dei diversi materiali costituenti i componenti in esame. Ciò è possibile cliccando su *Engineering Data* dal *box* presente nella finestra *Project Schematic* che si riferisce all'analisi scelta nella pagina iniziale di Ansys WB.

Nella nuova finestra (vedi figura 3.1) è possibile definire nuovi materiali, andando a impostare nel nostro caso la densità, il modulo di elasticità longitudinale e il coefficiente di Poisson.

The screenshot shows the 'Outline of Schematic A2: Engineering Data' window. The top part is a table with columns A, B, C, and D. Row 5 is highlighted, showing 'X12CrNiWTi16-13'. Below this is the 'Properties of Outline Row 5: X12CrNiWTi16-13' window, which is a table with columns A, B, C, D, and E. The table lists properties like Density, Isotropic Elasticity, Young's Modulus, Poisson's Ratio, Bulk Modulus, and Shear Modulus with their respective values and units.

Outline of Schematic A2: Engineering Data			
A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data	source	Description
2	Material		
3	30CrMoNiV5-11		
4	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
5	X12CrNiWTi16-13		
*	Click here to add a new material		

Properties of Outline Row 5: X12CrNiWTi16-13				
A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7920	kg m <sup>-3</sup>	
3	Isotropic Elasticity			
4	Derive from	Young's Modulus...		
5	Young's Modulus	1.6E+05	MPa	
6	Poisson's Ratio	0.3		
7	Bulk Modulus	1.3333E+11	Pa	
8	Shear Modulus	6.1538E+10	Pa	

Fig. 3.1: definizione delle proprietà dei materiali nella finestra degli *engineering data*.

Nel caso in esame il bendaggio e le palette sono costituiti dal medesimo materiale. Le proprietà dei materiali utilizzati sono elencate nella tabella 3.1. I moduli elastici riportati sono quelli ricavati da prove di trazione unificate svolte internamente all'azienda, alla temperatura di prova di 500 °C (lo stadio in questione si trova a 475 °C).

Componente	Materiale	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo elastico [MPa]	Coeff. di Poisson
Bendaggio	X12CrNiWTi16-13	7920	160000	0,3
Palette	X12CrNiWTi16-13	7920	160000	0,3
Disco turbina	30CrMoNiV5-11	7850	170000	0,3

Tabella 3.1: proprietà dei materiali dei vari componenti costituenti l'assieme.

### 3.3 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno applicate a tutti modelli analizzati, possono essere divise in condizioni di carico e condizioni di vincolo.

Per quanto concerne le condizioni di carico, viene posta una velocità di rotazione pari a 916,3 rad/s lungo l'asse di rotazione della macchina e vengono inoltre applicate alle facce attive delle palette (superfici in rosso in figura 3.2, dove viene mostrato un pacco intero di palette relativo ad un singolo bendaggio) le spinte aerodinamiche esercitate dal vapore, trovate analiticamente nel capitolo 1.

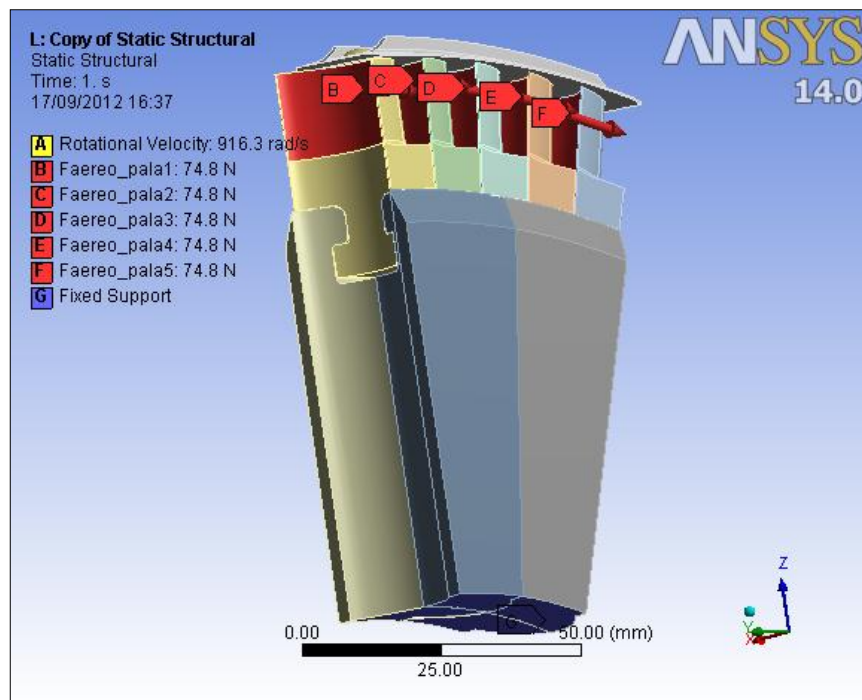


Fig. 3.2: condizioni di carico e di vincolo imposte a tutti i modelli analizzati.

Per applicare correttamente le forze aerodinamiche ad ogni singola pala è stata necessaria la definizione di sistemi di riferimento locali, che individuano correttamente la direzione tangenziale del sistema. In figura 3.3 si possono osservare tali sistemi, e in particolare la direzione lungo l'asse y, ortogonale alla relativa palette, lungo cui viene applicata la spinta aerodinamica (queste forze possono essere più facilmente applicate definendo un sistema di riferimento cilindrico).

Per quanto riguarda invece le condizioni di vincolo, poiché viene “scartato” dal modello geometrico l'albero motore, viene applicato lungo la superficie di taglio (superfici blu in figura 3.2) del disco un *fixed support*, che ristabilisce la continuità strutturale vincolandone tutti i gradi di libertà.

Per sfruttare la simmetria dell'insieme globale, viene considerato solamente un settore circolare del disco che compete ad un pacco di palette. Il disco di fatto risulta essere tagliato lungo la direzione radiale del sistema, e tale taglio può essere realizzato seguendo il contorno della pala oppure tramite un piano di taglio che genera facce di taglio piane (come mostrato in figura 3.4).

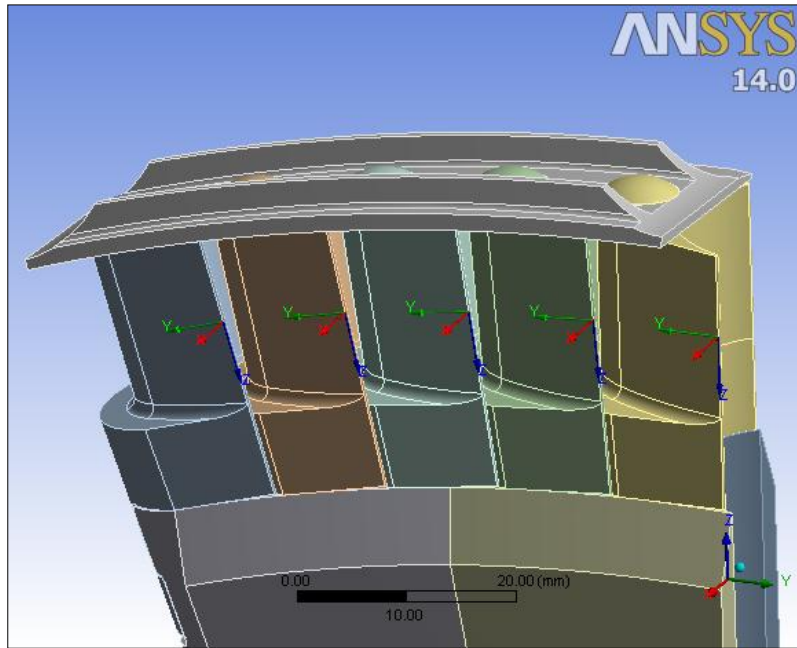


Fig. 3.3: sistemi di riferimento locali sulle palette per applicare in direzione tangenziale le spinte aerodinamiche.

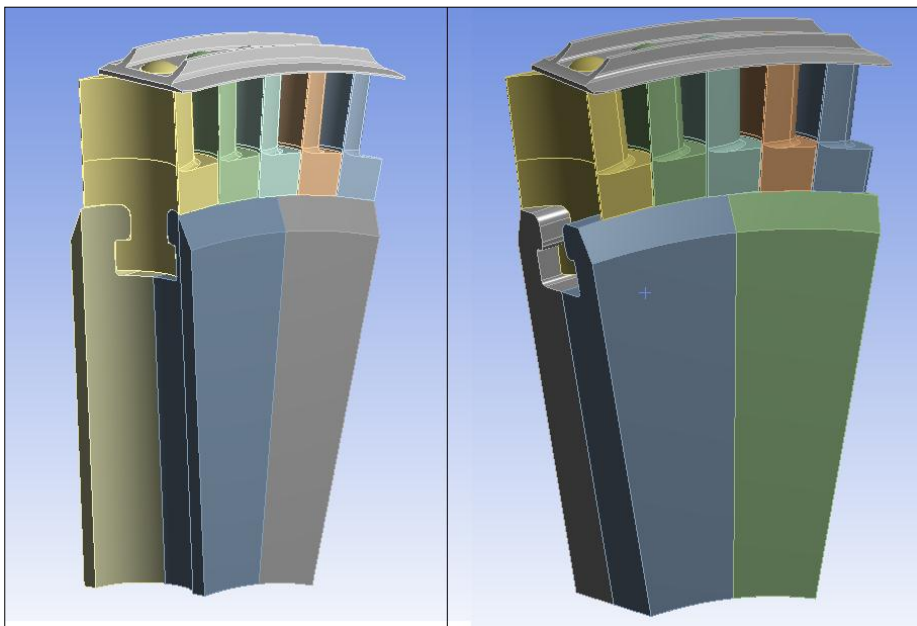


Fig. 3.4: a sinistra il disco tagliato estrudendo il profilo della pala in direzione radiale e a destra il disco tagliato in modo da generare delle facce piane.

Le analisi che saranno proposte in seguito si differenziano oltre che per il numero di palette considerate per il tipo di vincolo che viene posto su quest'ultime facce di taglio del disco turbina: in particolare tale facce possono essere o libere o vincolate imponendo la condizione di simmetria ciclica (o simmetria circolare). Per definire tale vincolo è necessaria la realizzazione di un sistema di coordinate cilindrico, con l'asse z coincidente con l'asse di rotazione della macchina e la selezione delle due facce omologhe del disco (faccia blu e faccia rossa in figura 3.5).

Nella simmetria ciclica il modulo base si ripete ogni  $\alpha$  gradi, come se fosse stato ruotato di quell'angolo; una simmetria ciclica di  $45^\circ$  è realizzata da un modulo base che copre un settore di  $45^\circ$  e che si ripete per 8 volte. Ogni modulo della struttura può essere visto come una sottostruttura ripetitiva. Se le condizioni di carico e di vincolo sono parimenti ciclicamente simmetriche anche gli spostamenti, lo stato di sollecitazione e quello di deformazione risultano essere tali. In queste condizioni è possibile analizzare il solo modulo base con l'imposizione di adeguate condizioni al contorno.

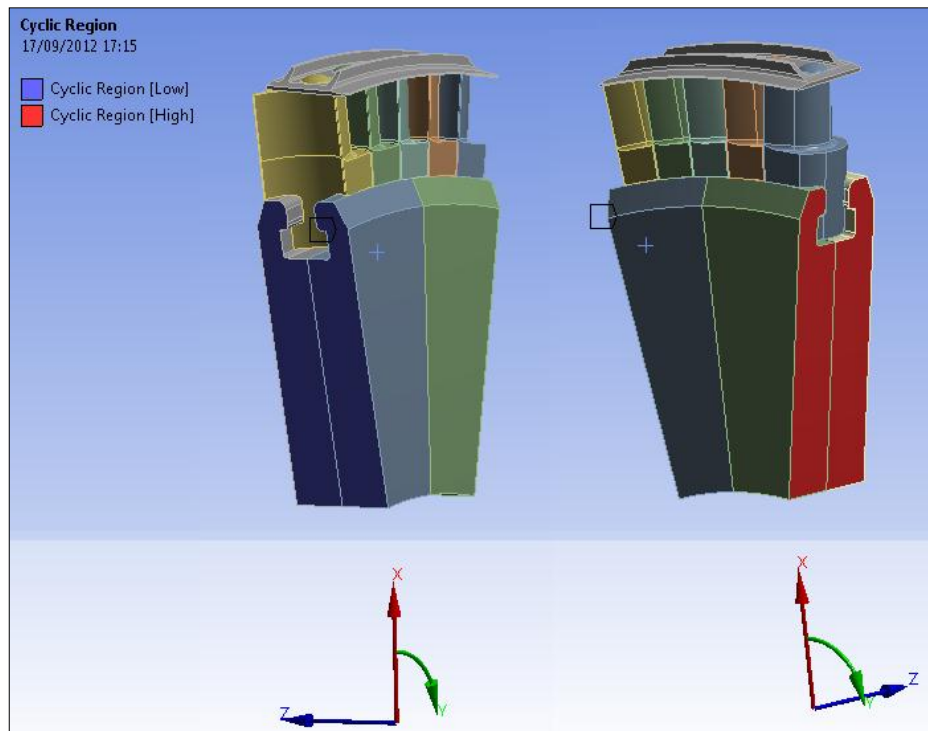


Fig. 3.5: facce del disco a cui viene imposto il vincolo di simmetria ciclica e sistema di riferimento cilindrico realizzato.



### 3.4 Regioni di contatto

Nei nostri modelli è assolutamente necessaria la definizione di regioni di contatto tra i vari componenti, per descrivere al meglio il comportamento reale dell'assieme. Infatti, la paletta risulta essere in contatto sia con il bendaggio in corrispondenza del piolo (figura 3.6) sia con il disco turbina in corrispondenza del piede palare (figura 3.7).

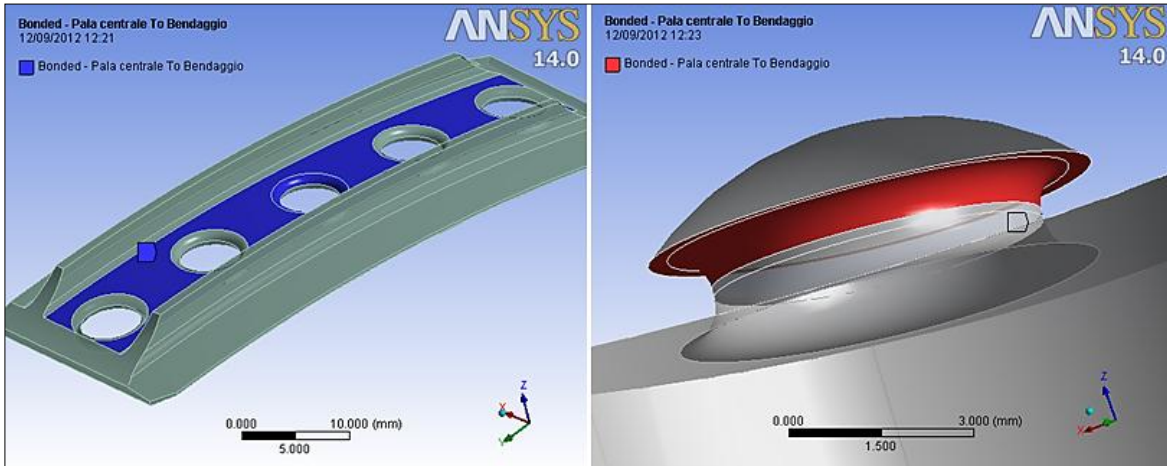


Fig. 3.6: aree di contatto tra bendaggio e piolo della paletta.

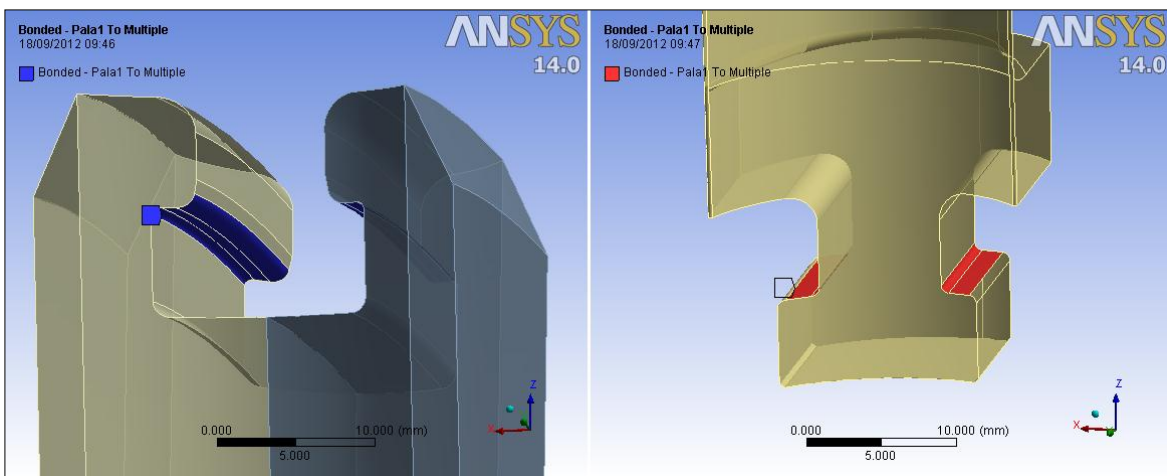


Fig. 3.7: aree di contatto tra la cava del disco turbina e il piede palare della paletta.

Nelle analisi in questione si è implementato un contatto di tipo *bonded*, che è la configurazione di default per regioni di contatto. In questo caso allora sia scorrimenti sia separazioni tra facce e linee non sono consentiti, come se le regioni fossero fisse tra di loro. Questo tipo di contatto permette soluzioni lineari delle analisi fintantoché le lunghezze e le aree di contatto non cambiano durante l'applicazione dei carichi. Se tale contatto è stato determinato nel modello matematico, tutti i *gap* presenti nelle regioni verranno chiusi ed eventuali penetrazioni iniziali verranno ignorate.

Nel capitolo 5 tuttavia, relativo alle analisi degli stadi in presenza di difetti, si è implementato un contatto di tipo No Separation che realizza un contatto privo di attrito, di tipo bilaterale rispetto alla superficie di contatto. Per lo stadio in esame (2° stadio della macchina n° 1) verrà riportato un confronto tra i risultati ottenuti con le due diverse tipologie di contatto, dove si è analizzata l'influenza del tipo di contatto sullo stato tensionale sia del bendaggio (paragrafo 5.5.1.1) che sul piolo (paragrafo 5.5.1.2). In questo studio invece (vedi paragrafo 3.6) viene studiato lo stato di tensione solo in corrispondenza della base della paletta e del disco, i quali non risultano influenzati dalla tipo di contatto usato per le regioni di contatto presenti tra pioli e bendaggio.

### 3.5 Mesh

Il tipo di elementi utilizzati per realizzare la mesh del modello e la tecnica di meshatura adottata risultano avere rilevante influenza sul tempo di soluzione dell'analisi e sulla qualità dei risultati ottenuti. Infatti, basti a pensare ad esempio che modelli con molti nodi ed elementi impiegheranno molto più tempo per il calcolo rispetto a un modello con meno elementi, e che elementi parabolici (con nodo centrale sugli spigoli) portano a soluzioni più accurate rispetto a quelli lineari (senza nodo intermedio).

Dividiamo adesso il caso della mesh per il bendaggio e le palette con la mesh per il settore di disco.

Per quanto riguarda le palette e il bendaggio, il programma di default genera una mesh di tipo *free* costituita da tetraedri parabolici (mesh a sinistra in figura 3.8). E' possibile tuttavia realizzare una mesh più accurata utilizzando la tecnica di meshatura *hex dominant method*, la quale cerca di sostituire, dove possibile, i tetraedri con elementi esaedrici. Si ottiene in tal modo una mesh con minor numero di nodi (circa un terzo) a parità di dimensioni degli elementi (mesh a destra in figura 3.8) e molta più accurata e ordinata rispetto alla mesh d'origine.

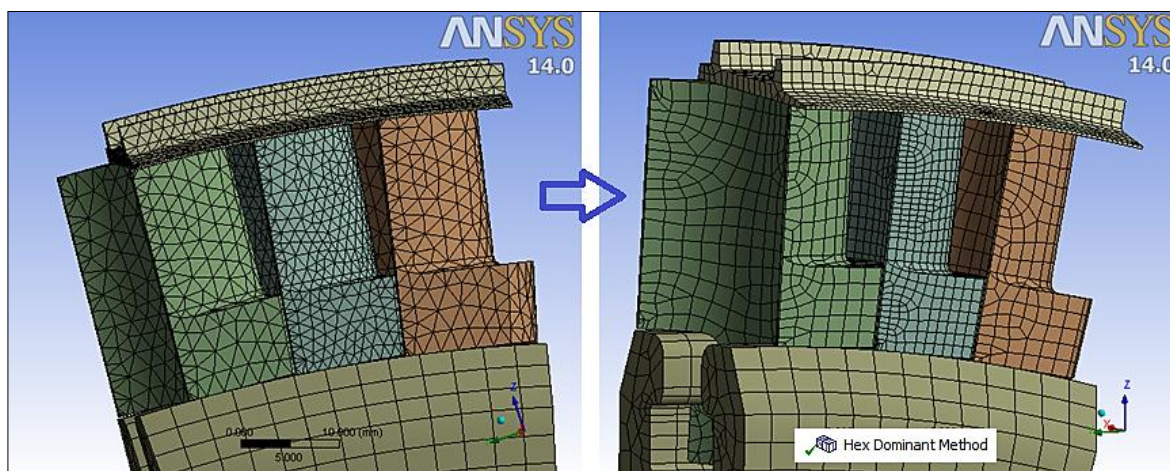


Fig. 3.8: a sinistra mesh formata da tetraedri e a destra mesh applicando la tecnica di meshatura *hex dominant method*.

Quanto alla meshatura del disco, la tipologia di mesh realizzabile è condizionata da com'è realizzata la geometria del disco, e in particolare da come viene effettuato il taglio per ottenerne il settore circolare. Infatti, se il disco viene tagliato seguendo la geometria della pala, può essere realizzata solamente una mesh di tipo *free* composta da elementi tetraedrici parabolici (mesh a sinistra in figura 3.9). Se invece il disco viene tagliato con dei piani in modo da generare delle facce piane, sarà possibile eseguire una mesh di tipo

*sweep* costituita da elementi esaedrici parabolici. Anche in questo caso risulterà una mesh molto più accurata e con un minor numero di nodi ed elementi.

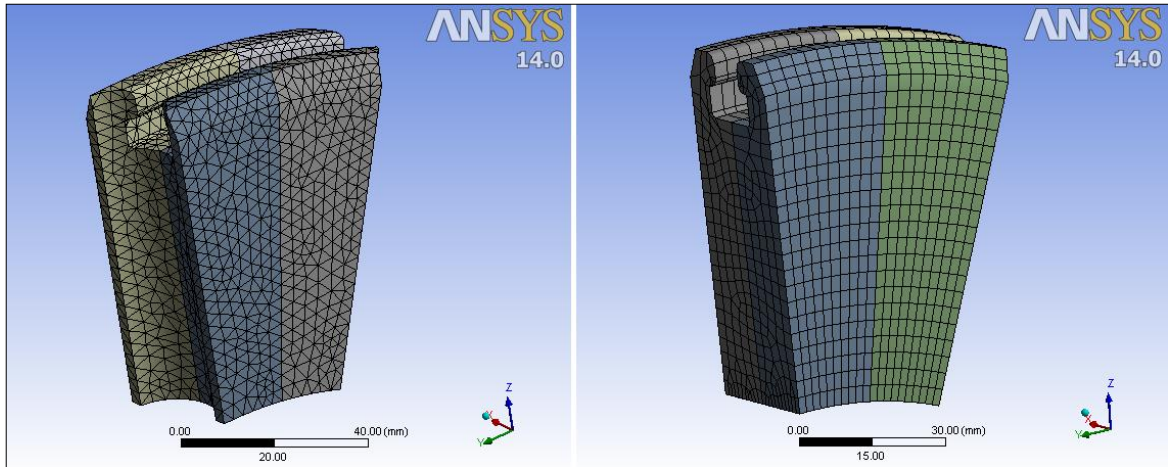


Fig. 3.9: mesh del settore circolare del disco: a sinistra mesh di tipo *free* di tetraedri, mentre a destra mesh *sweep* formata da esaedri.

Tuttavia la mesh del disco di tipo *free* può implementare correttamente l'utilizzo di una sfera d'infittimento locale (come mostrato a sinistra della figura 3.10) in corrispondenza del piede palare della pala centrale (che sarà oggetto del nostro studio). In tal modo è possibile realizzare una mesh globalmente grossolana e una mesh più fitta nella zona di nostro interesse (mesh a destra nella figura 3.10).

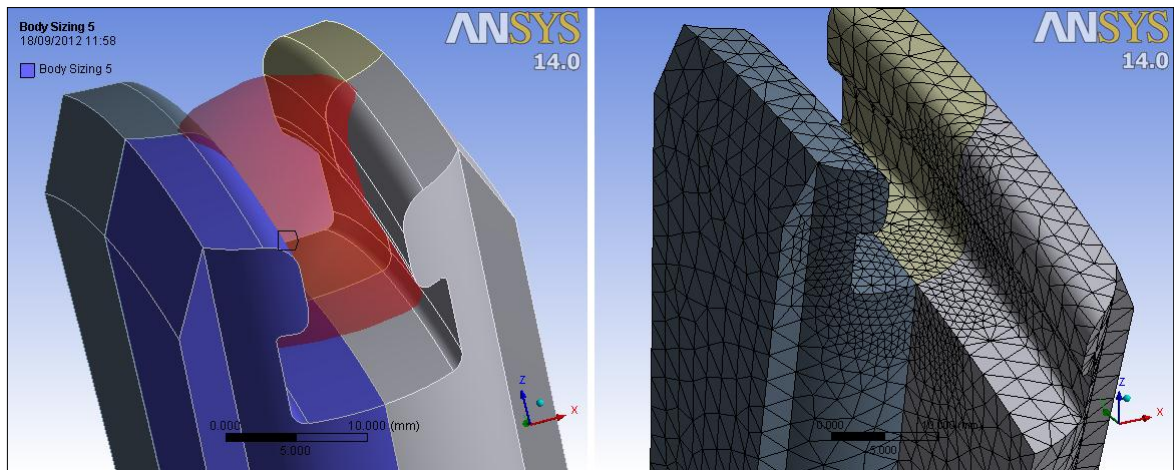


Fig. 3.10: mesh *free* di tetraedri realizzata con una sfera d'infittimento locale.

Per confrontare correttamente i risultati dei vari modelli, le mesh sono state realizzate con le stesse dimensioni (*size*) degli elementi; in particolare il bendaggio e la pala centrale hanno una *size* di 1,2 mm, le eventuali pale rimanenti invece una *size* pari a 2 mm mentre il disco infine è stato meshato con elementi di dimensione pari a 3 mm.

### 3.6 Modelli d'assieme analizzati

Come già accennato in precedenza, sono stati realizzati diversi modelli d'assieme in modo da osservare come varia lo stato di tensione in relazione alla complessità del modello analizzato. I modelli sono stati realizzati variando il numero di pale considerate e variando la condizione di vincolo imposta alle facce di taglio del disco (facce libere o vincolate con vincolo di simmetria ciclica).

In totale sono stati realizzati sei modelli, che vengono di seguito elencati:

1. assieme con singola pala e disco tagliato seguendo il profilo della pala, con imposizione del vincolo di simmetria ciclica alla porzione di bendaggio e al disco;
2. assieme con 3 pale e disco tagliato con facce piane non vincolate;
3. assieme con 3 pale e disco tagliato con facce piane cui viene posto il vincolo di simmetria ciclica;
4. assieme con 5 pale (pacco completo) e disco tagliato con facce piane non vincolate;
5. assieme con 5 pale e disco tagliato con facce piane cui viene posto il vincolo di simmetria ciclica;
6. assieme con 5 pale e disco tagliato seguendo il profilo della pala cui viene posto il vincolo di simmetria ciclica;

Il confronto fra i vari modelli è stato effettuato realizzando delle *path* sullo stato di tensione.

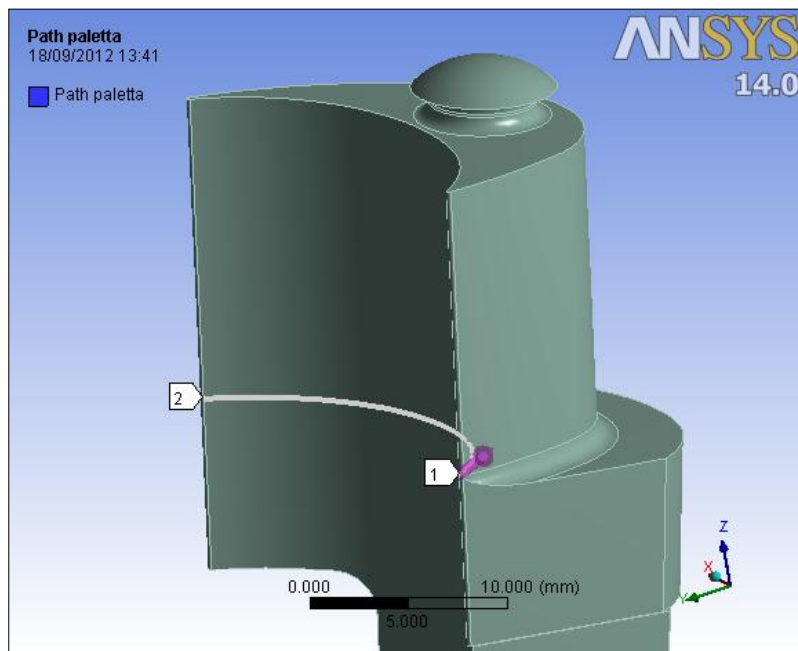


Fig. 3.11: path realizzata in corrispondenza del profilo palare alla base della paletta.

In particolare viene realizzata una *path* in corrispondenza del profilo della base della paletta (figura 3.11), dove se ne studia la tensione ideale di Von Mises, e in corrispondenza dell'asse radiale di simmetria del disco, dove si considerano la tensione radiale e quella tangenziale (figura 3.12). Per realizzare quest'ultima *path* è stata necessaria la suddivisione del disco in quattro solidi distinti, che comunque costituiscono un'unica parte.

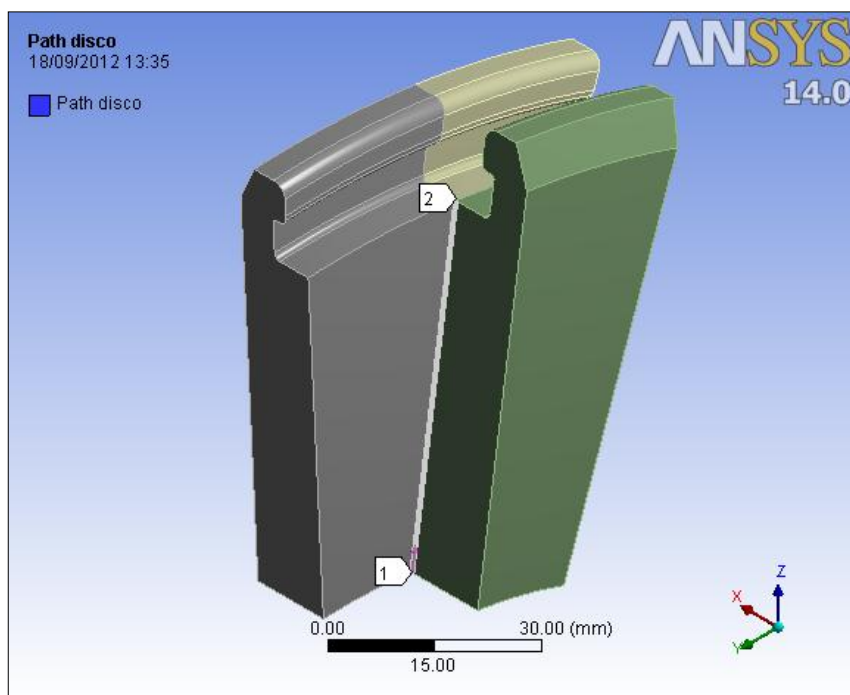


Fig. 3.12: path sull'asse di simmetria radiale del settore circolare del disco.

Per ogni modello vengono costruiti i relativi grafici dello stato di tensione presente sulle *path* appena illustrate, grafici che vengono usati poi come base di comparazione per il confronto finale.

### 3.6.1 Modello con pala singola

In questo modello viene considerata solamente la pala centrale del pacco di palette e il disco viene tagliato seguendo la geometria della paletta in modo da ottenere un settore circolare che competa interamente alla paletta. Del bendaggio viene considerata solo la porzione che compete a una paletta, che è centrata sull'asse del piolo. Esso viene tagliato tramite piani radiali in modo da ottenere due superfici di taglio piane (vedi figura 3.13). Al modello viene applicata la condizione di simmetria ciclica alle facce di taglio sia del disco sia del bendaggio.

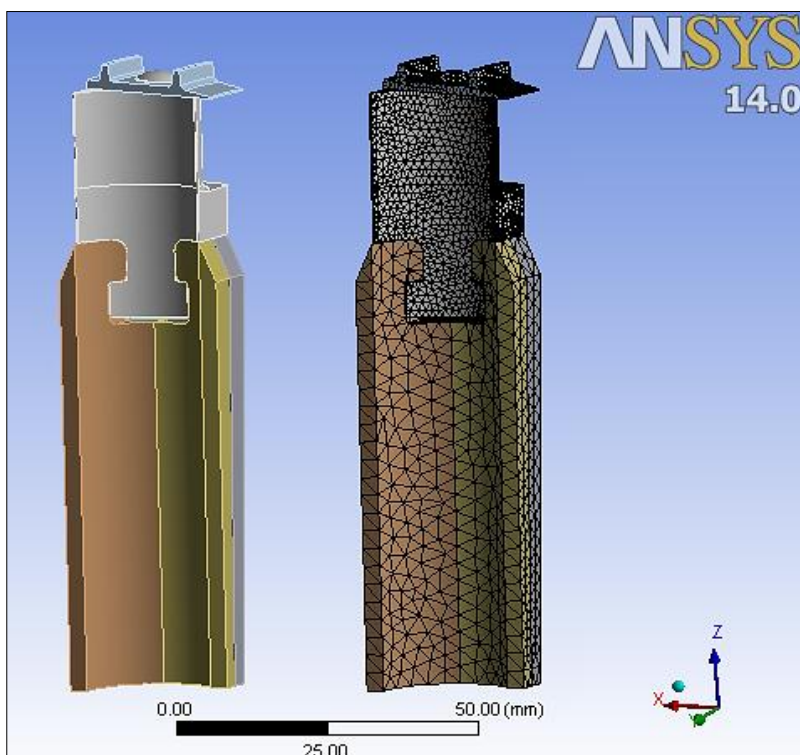


Fig. 3.13: geometria del modello corrente e mesh *free* di tetraedri realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa particolare geometria è possibile solamente la realizzazione di una mesh di tipo *free* costituita da elementi tetraedrici parabolici, sia per quanto riguarda il disco sia per la paletta e il bendaggio. Si ottiene una mesh composta da 62137 nodi (figura 3.13 a destra). In figura 3.14 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme, di cui se ne vede inoltre la configurazione finale della deformata. Grazie all'implementazione della simmetria ciclica, è possibile visualizzare lo stato di tensione sul assieme globale, costruito a partire dal modulo iniziale (figura 3.15). Ciò è possibile attivando l'opzione *Visual Expansion* sotto la voce *View* della *Toolbar* principale dell'Ansys Mechanical.

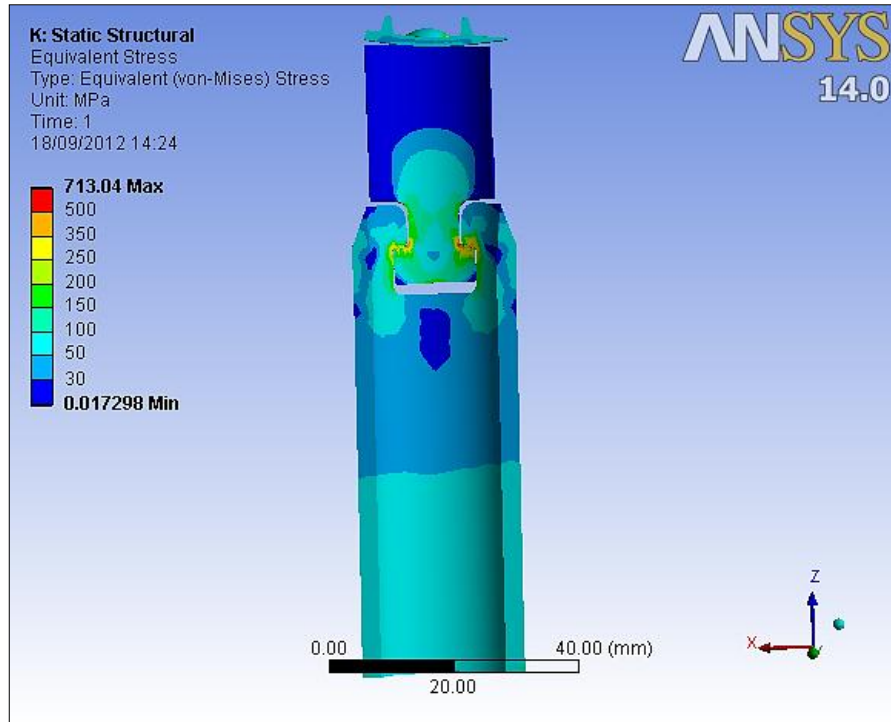


Fig. 3.14: plottaggio della tensione di Von Mises riguardante il modello con singola pala.

Lo svantaggio principale di questo modello è che viene realizzato, di fatto, un bendaggio continuo non reale, che non mette in evidenza l'effetto di discontinuità del bendaggio stesso in corrispondenza della paletta d'estremità del pacco.

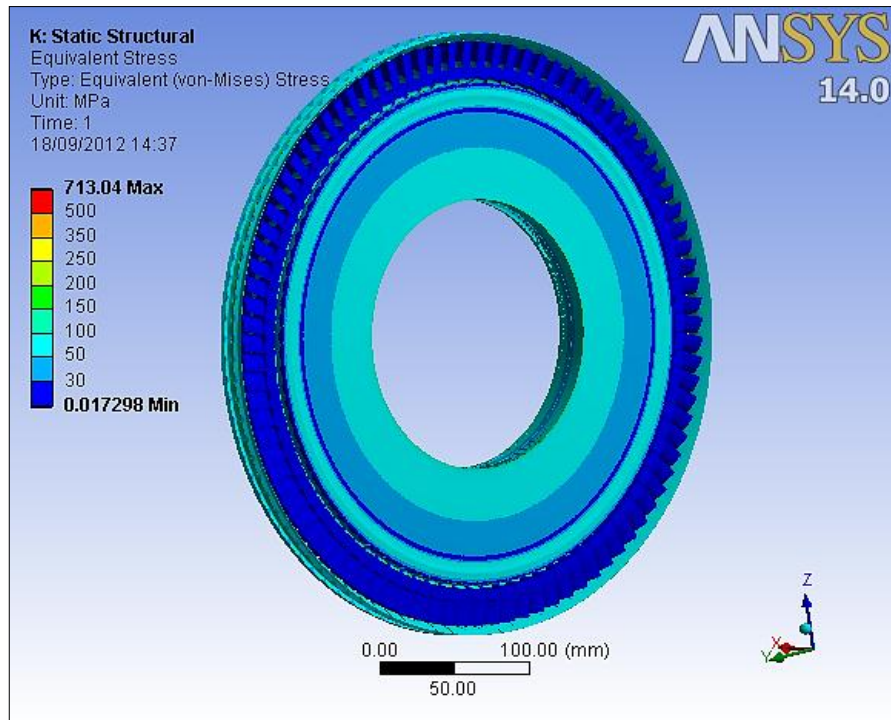


Fig. 3.15: plottaggio della tensione di Von Mises attivando l'opzione *Visual Expansion*.



**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza ottenuti per il modello con pala singola. In figura 3.16 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.17 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del settore di disco. In entrambi i grafici i simboli indicano la presenza di un nodo lungo la path.

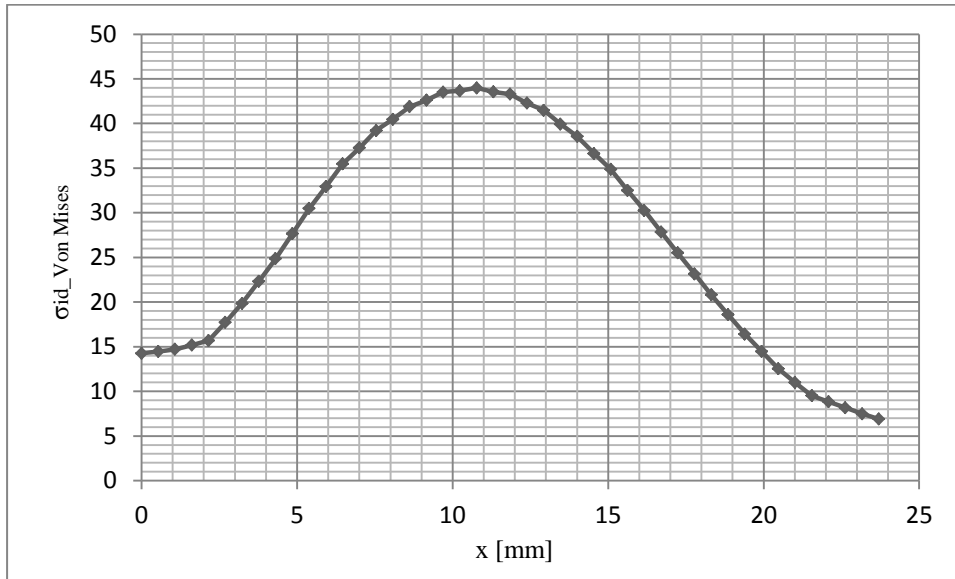


Fig. 3.16: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con pala singola).

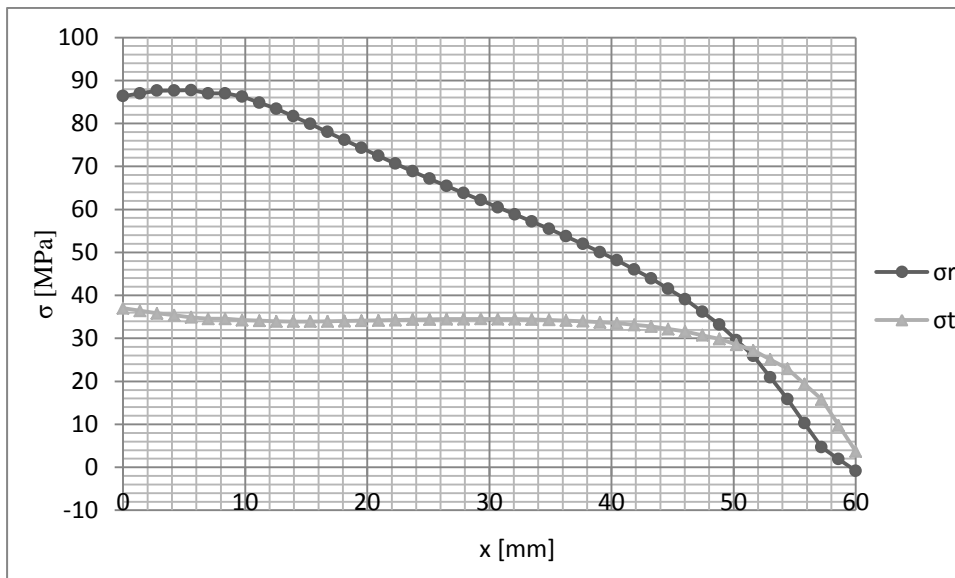


Fig. 3.17: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con pala singola).

### 3.6.2 Modello con 3 pale e disco libero

In questo modello vengono considerate tre pale e il disco viene tagliato con dei piani in modo da ottenere un settore circolare che competa alle palette con facce d'estremità piane. Del bendaggio viene considerata solo la porzione che compete alle tre pale, che è centrata sull'asse del piolo della paletta centrale. Esso viene tagliato tramite piani radiali in modo da ottenere due superfici di taglio piane (vedi figura 3.18). In questo caso sia alle facce di taglio del bendaggio sia a quelle del disco non viene applicata nessuna condizione di vincolo.

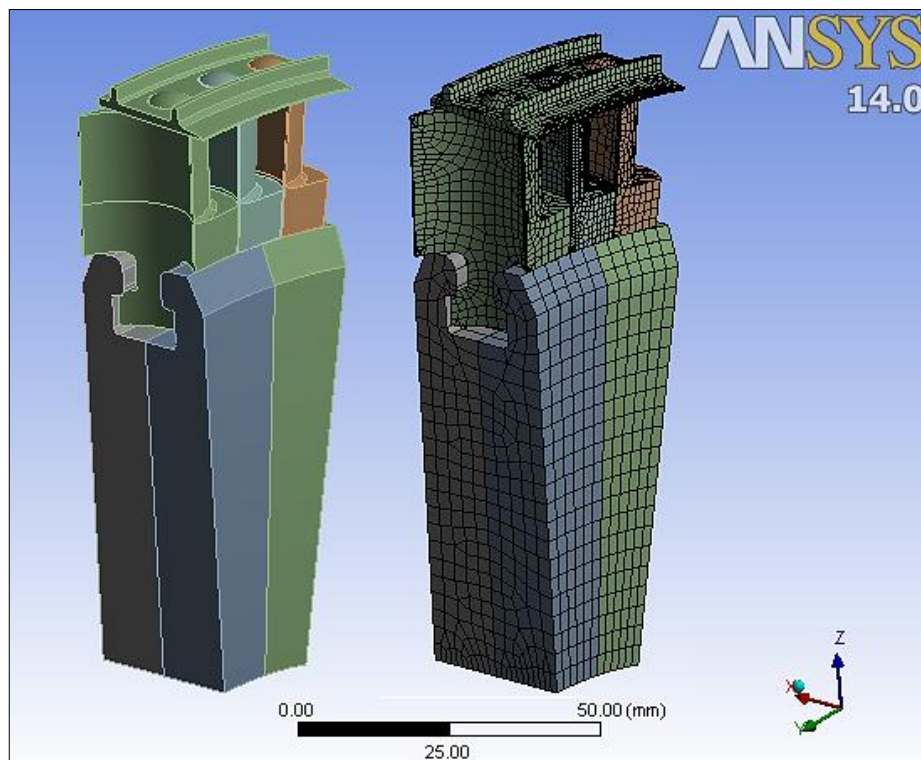


Fig. 3.18: geometria del modello con 3 pale e relativa mesh realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa geometria è possibile la realizzazione di una mesh di tipo *hex dominant* costituita da elementi esaedrici parabolici, sia per quanto riguarda la paletta e il bendaggio e una mesh di tipo *sweep* per il settore di disco. Si ottiene una mesh composta da 82205 nodi (figura 3.18 a destra). In figura 3.19 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme, di cui se ne vede inoltre la configurazione finale della deformata. In figura 3.20 viene isolata la paletta centrale e ne viene riportata anche in questo caso la tensione ideale di Von Mises.

Lo svantaggio principale di questo modello è che non viene descritto l'intero bendaggio, senza rendere evidente l'effetto di discontinuità del bendaggio stesso in corrispondenza

della paletta d'estremità del pacco. Inoltre la mancanza del vincolo di ciclicità comporta un maggiore scostamento dalla realtà del comportamento dell'assieme.

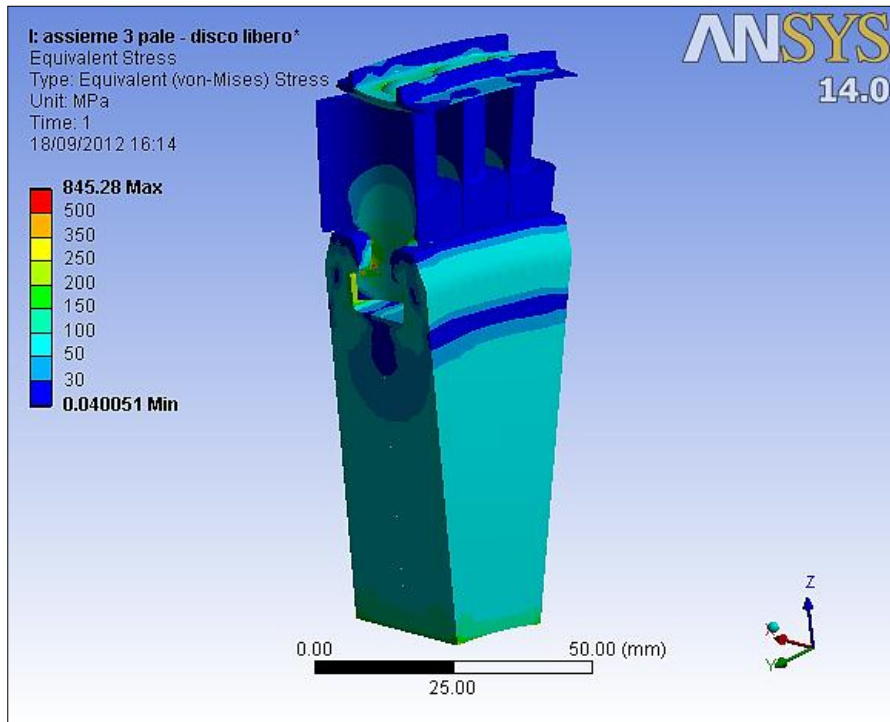


Fig. 3.19: plottaggio della tensione di Von Mises riguardante il modello con 3 pale (facce di taglio del disco non vincolate).

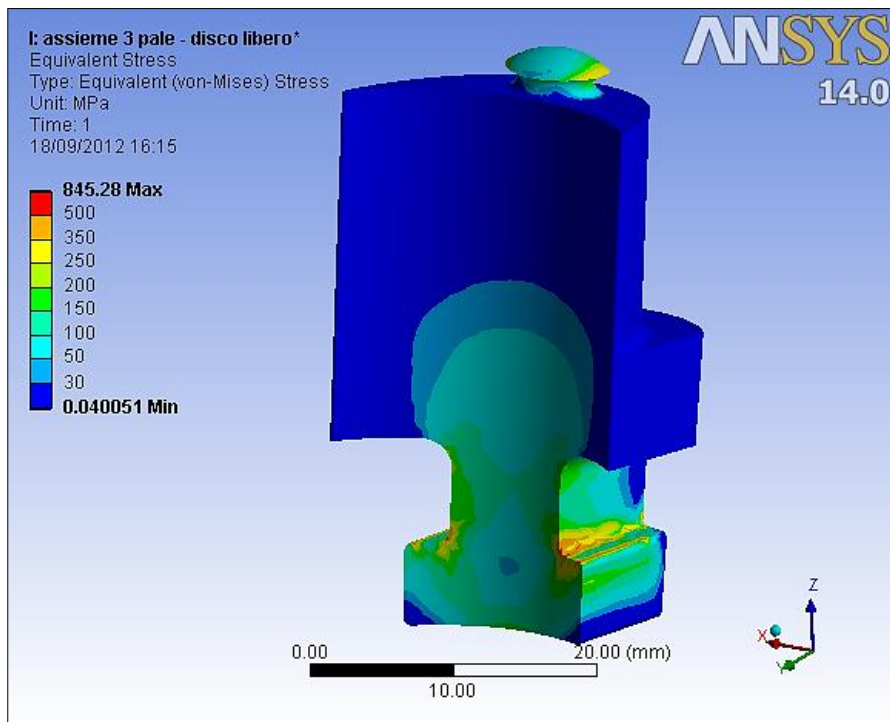


Fig. 3.20: plottaggio della tensione di Von Mises sulla paletta centrale dell'assieme.

**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza per il modello con tre pale, con le facce di taglio piane del disco non vincolate. In figura 3.21 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.22 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del settore di disco. In entrambi i grafici i simboli indicano la presenza di un nodo lungo la path.

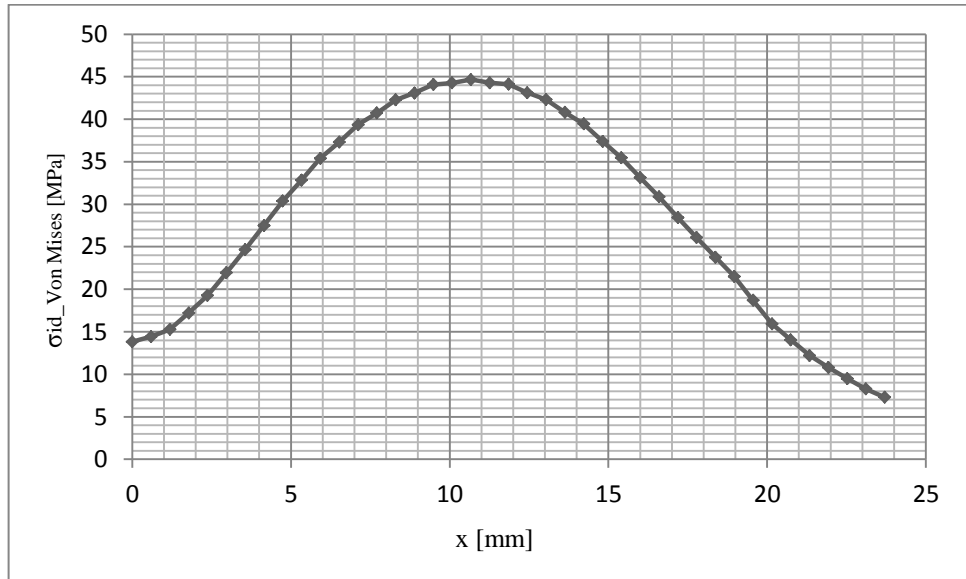


Fig. 3.21: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con 3 pale e facce di taglio piane del disco non vincolate).

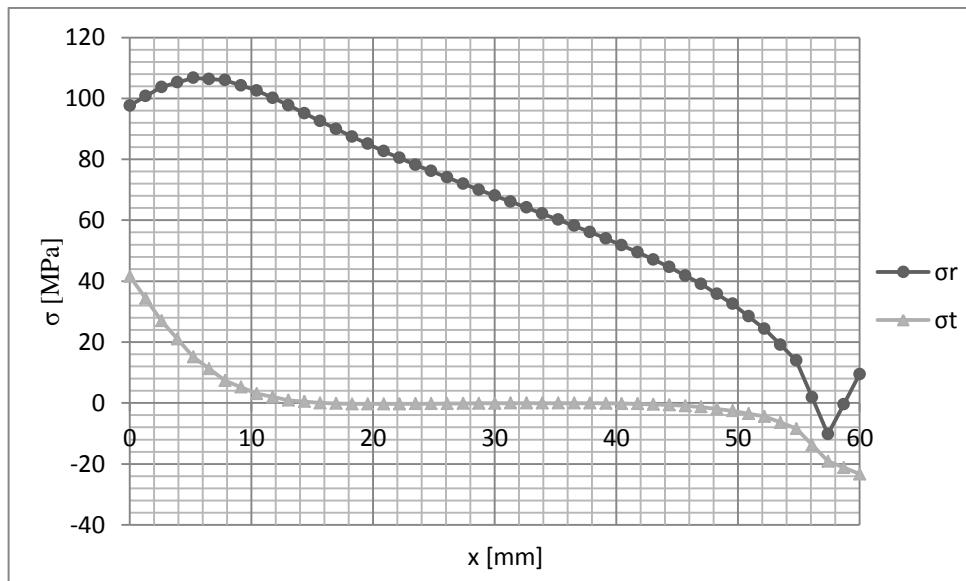


Fig. 3.22: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con 3 pale e facce di taglio piane del disco non vincolate).

### 3.6.3 Modello con 3 pale e disco con vincolo di ciclicità

Anche in questo modello vengono considerate tre pale e il disco viene tagliato con dei piani in modo da ottenere un settore circolare che compete alle palette con facce d'estremità piane. Del bendaggio viene considerata solo la porzione che compete alle tre pale, che risulta essere centrata sull'asse del piolo della paletta centrale. Esso viene tagliato tramite piani radiali in modo da ottenere due superfici di taglio piane (vedi figura 3.23). In questo caso solo le facce del disco sono vincolate imponendo la condizione di simmetria ciclica, mentre le facce di taglio del bendaggio vengono lasciate libere.

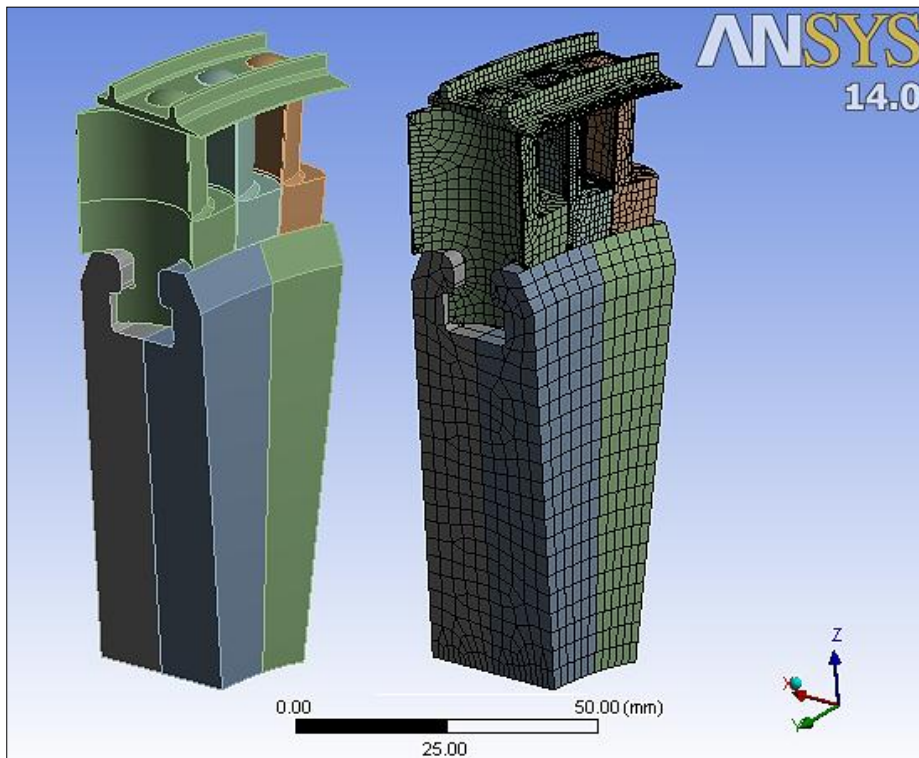


Fig. 3.23: geometria del modello con 3 pale e relativa mesh realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa geometria è possibile la realizzazione di una mesh di tipo *hex dominant* costituita da elementi esaedrici parabolici, sia per quanto riguarda la paletta e il bendaggio e una mesh di tipo *sweep* per il settore di disco. Si ottiene una mesh composta da 82205 nodi, identica a quella del modello precedente (figura 3.23 a destra). In figura 3.24 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme mentre in figura 3.25 sulla singola paletta. In entrambi i plottaggi è stata attivata l'opzione *Visual Expansion*. Lo svantaggio di questo modello è che non viene descritto l'intero bendaggio, senza mettere in evidenza l'effetto di discontinuità del bendaggio stesso in corrispondenza della paletta d'estremità del pacco. Tuttavia è presente l'effetto

flessionale della porzione di bendaggio tra il piolo centrale e i pioli adiacenti. Inoltre, per entrambi i modelli con 3pale il disco tagliato con piani radiali descrive in maniera meno accurata il comportamento reale dell'assieme.

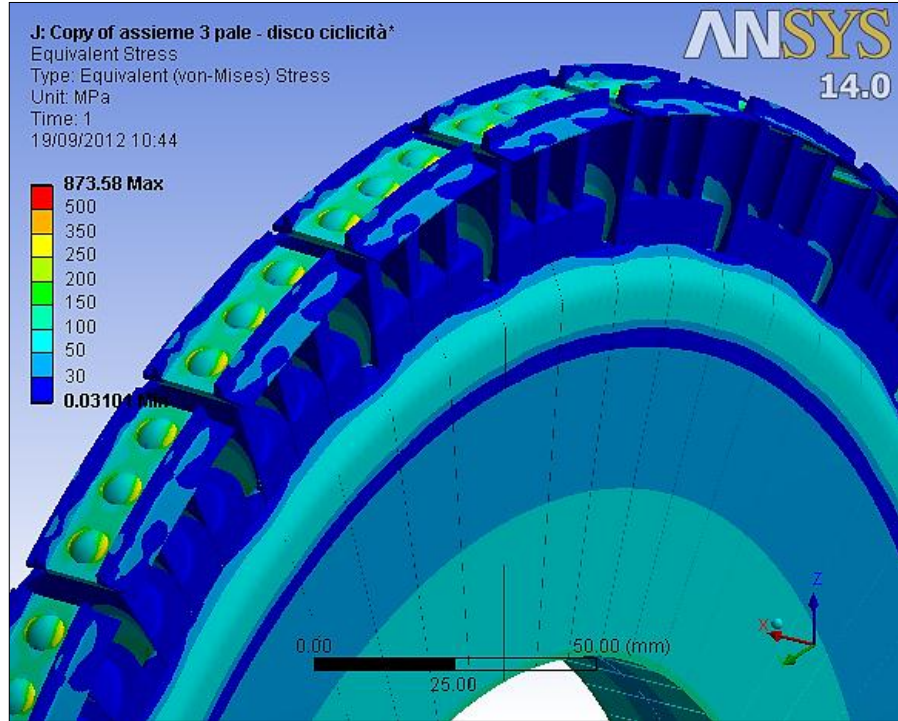


Fig. 3.24: plottaggio della tensione di Von Mises relativa al modello con 3 pale (facce di taglio del disco con imposizione della simmetria ciclica).

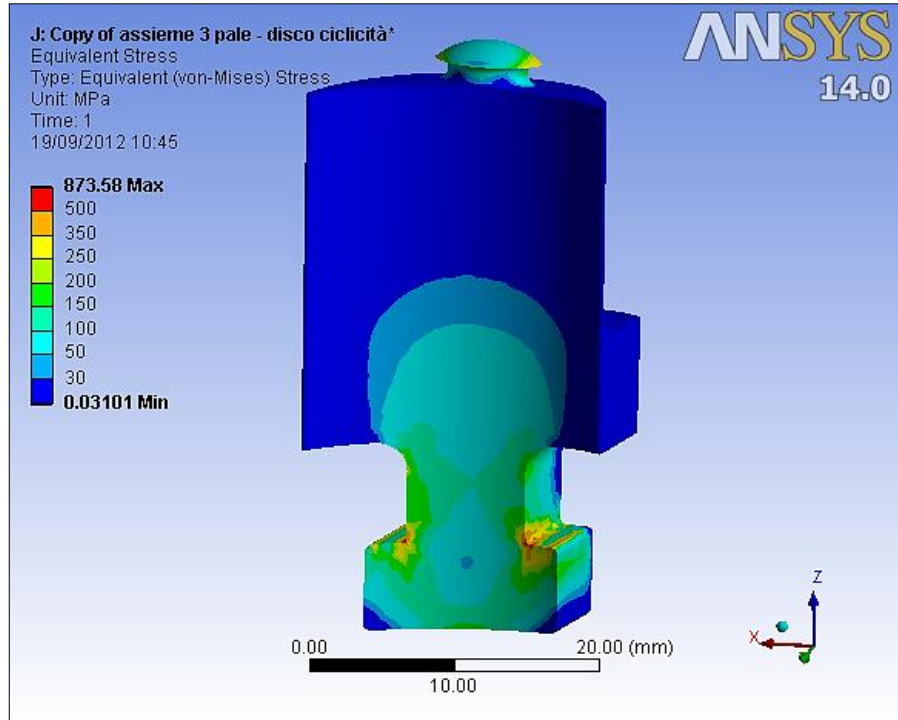


Fig. 3.25: plottaggio della tensione di Von Mises sulla paletta centrale dell'assieme con 3 pale (facce di taglio del disco con imposizione della simmetria ciclica).

**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza per il modello con tre pale, con le facce di taglio piane del disco vincolate imponendo la simmetria ciclica. In figura 3.26 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.27 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del settore di disco. In entrambi i grafici i simboli indicano la presenza di un nodo lungo la path.

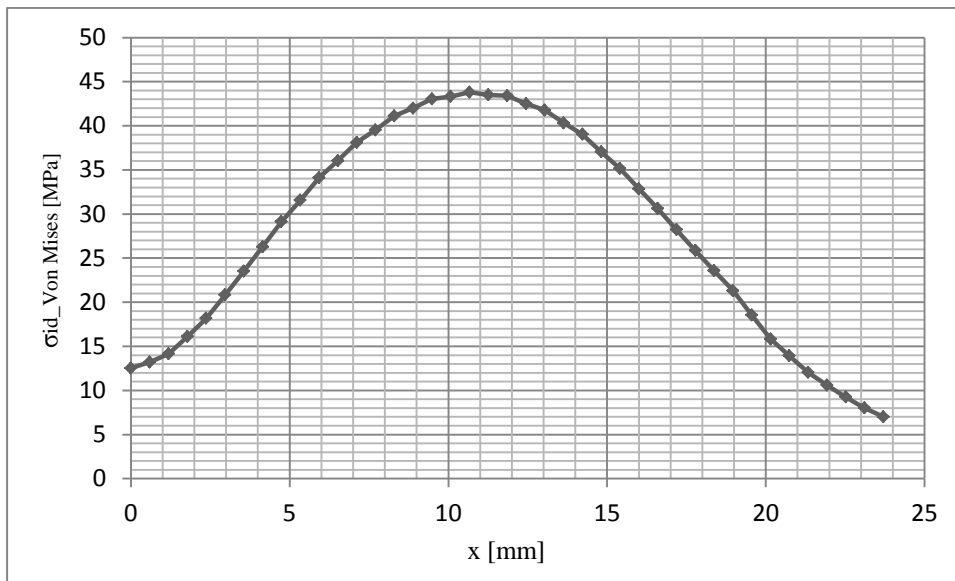


Fig. 3.26: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con 3 pale e facce di taglio piane del disco vincolate con simmetria ciclica).

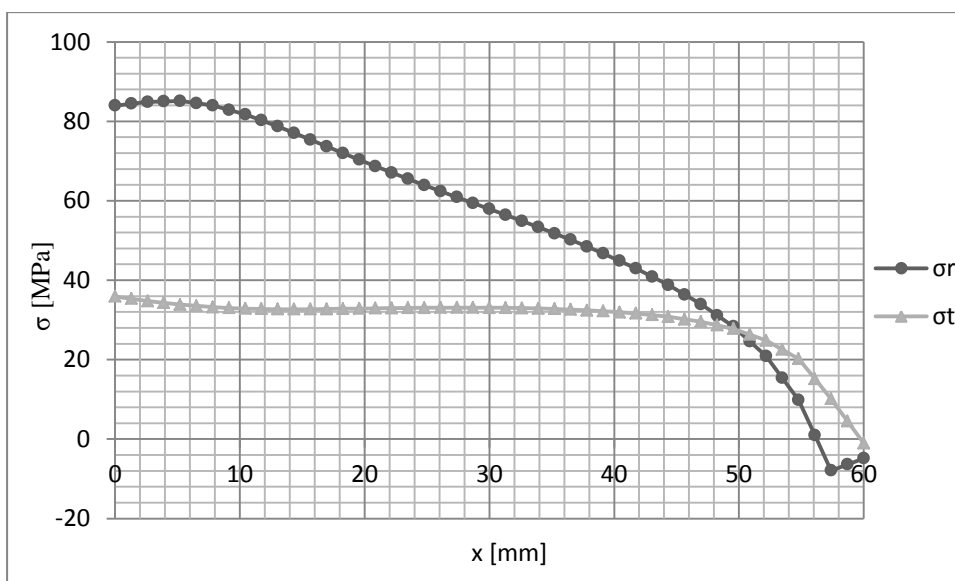


Fig. 3.27: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con 3 pale e facce di taglio piane del disco vincolate con simmetria ciclica).

### 3.6.4 Modello con 5 pale e disco libero

In questo modello viene considerato l'intero pacco di palette e il disco viene tagliato con dei piani in modo da ottenere un settore circolare con facce d'estremità piane (figura 3.28 a sinistra). Il bendaggio in questo caso viene interamente considerato, e le facce di taglio del settore di disco risultano essere non vincolate.

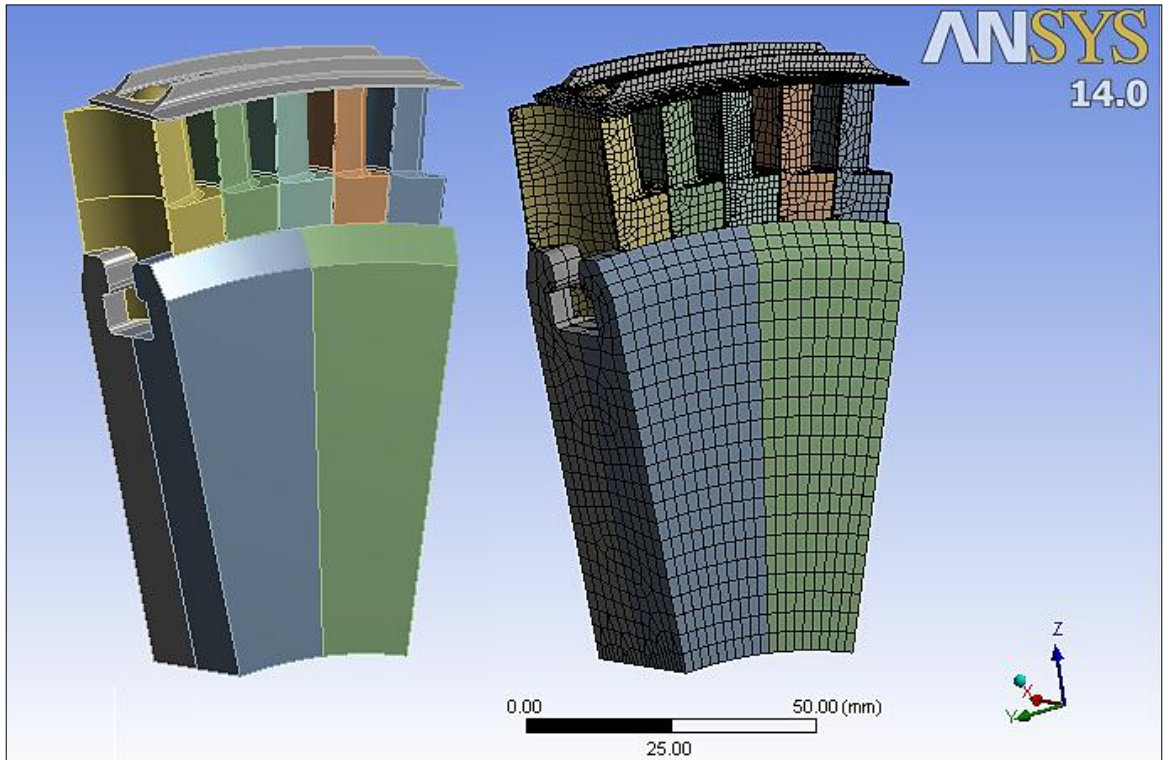


Fig. 3.28: geometria del modello con 3 pale e relativa mesh realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa geometria è possibile la realizzazione di una mesh di tipo *hex dominant* costituita da elementi esaedrici parabolici, sia per quanto riguarda la paletta e il bendaggio e una mesh di tipo *sweep* per il settore di disco. Si ottiene una mesh composta da 127217 nodi (figura 3.28 a destra).

In figura 3.29 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme, di cui se ne vede inoltre la configurazione finale della deformata. In figura 3.30 viene isolata la paletta centrale e ne viene riportata anche in questo caso la tensione ideale di Von Mises.

Il vantaggio principale di questo modello è che viene considerato tutto il bendaggio. Tuttavia la mancanza del vincolo di ciclicità e il disco tagliato con piani radiali comportano un maggiore scostamento dalla realtà del comportamento dell'assieme.



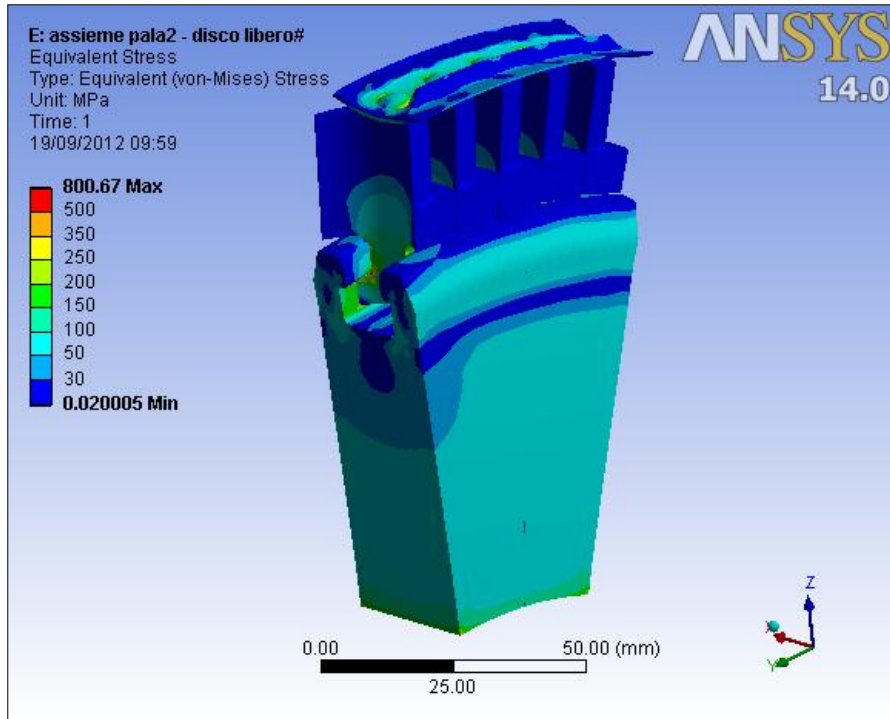


Fig. 3.29: plottaggio della tensione di Von Mises riguardante il modello con 5 pale (facce di taglio del disco non vincolate).

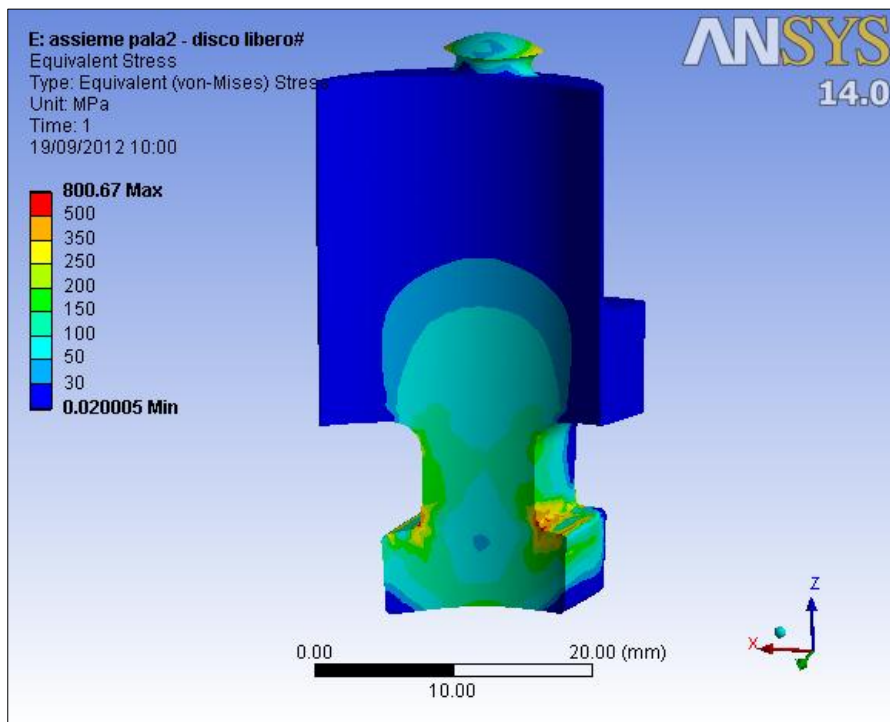


Fig. 3.30: plottaggio della tensione di Von Mises sulla paletta centrale dell'assieme con 5 pale (facce di taglio del disco non vincolate).

**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza per il modello con cinque pale, con le facce di taglio piane del disco non vincolate. In figura 3.31 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.32 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del settore di disco. In entrambi i grafici i simboli indicano la presenza di un nodo lungo la path.

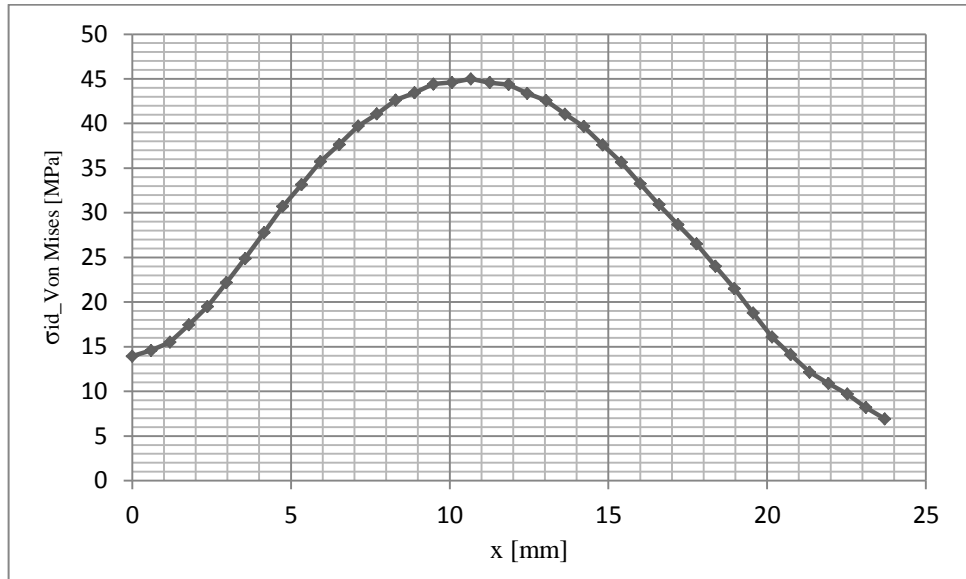


Fig. 3.31: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con 5 pale e facce di taglio piane del disco non vincolate).

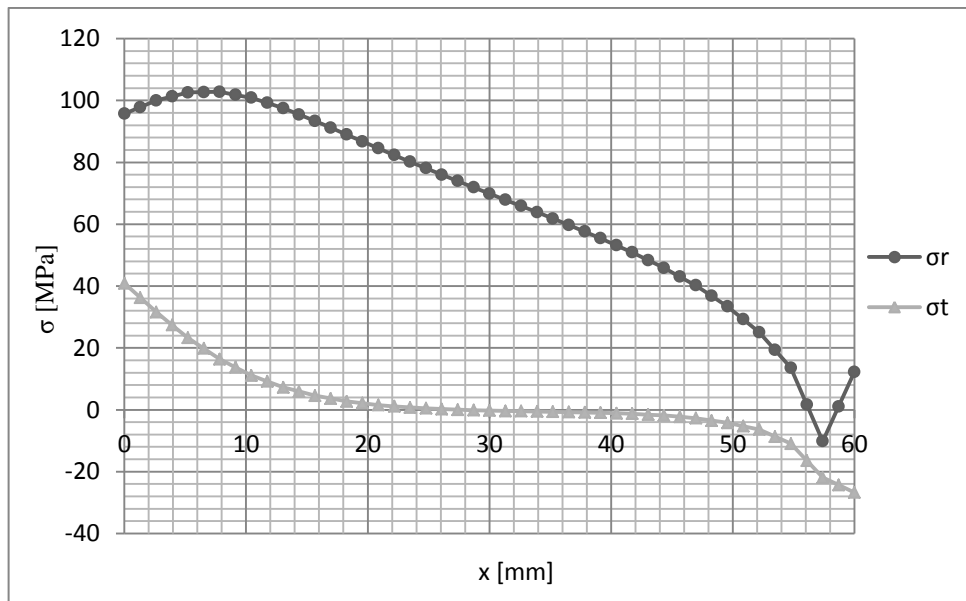


Fig. 3.32: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con 5 pale e facce di taglio piane del disco non vincolate).

### 3.6.5 Modello con 5 pale e disco con vincolo di ciclicità

In questo modello viene considerato l'intero pacco di palette e il disco viene tagliato con dei piani in modo da ottenere un settore circolare con facce d'estremità piane. Il bendaggio in questo caso viene interamente considerato, e le facce di taglio del settore di disco sono vincolate attraverso l'imposizione della simmetria ciclica.

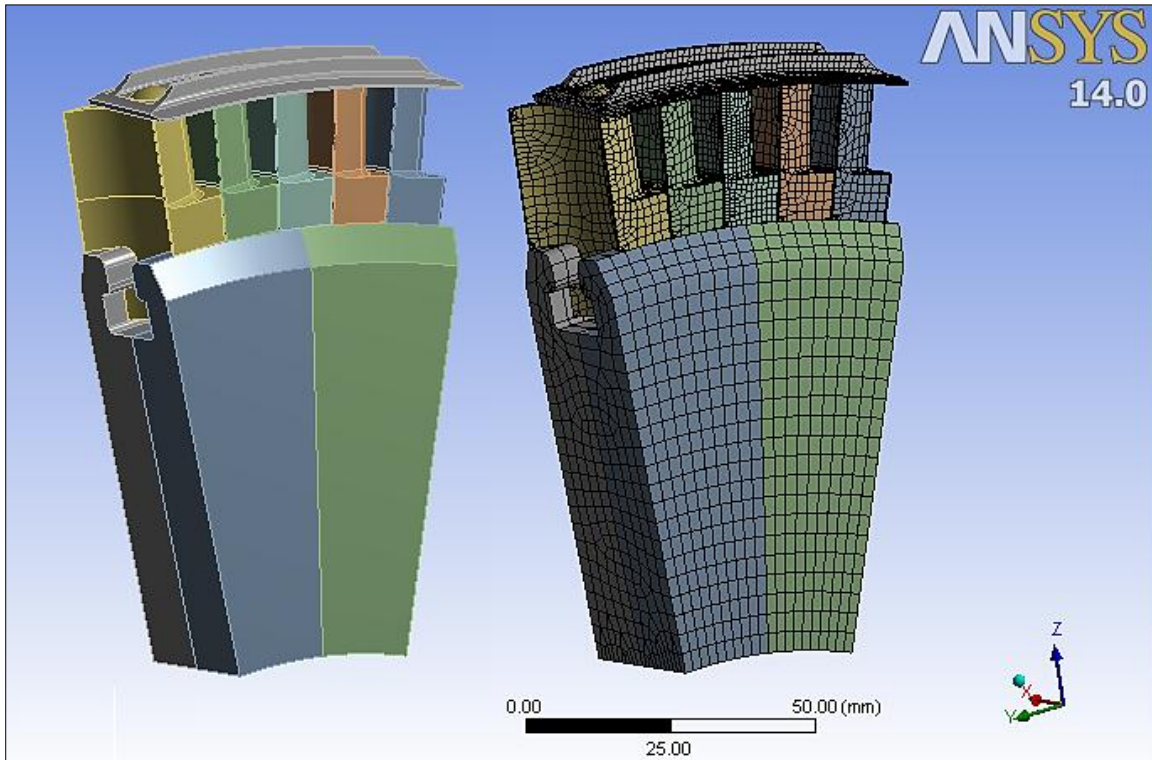


Fig. 3.33: geometria del modello con 5 pale e relativa mesh realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa geometria è possibile la realizzazione di una mesh di tipo *hex dominant* costituita da elementi esaedrici parabolici, sia per quanto riguarda la paletta e il bendaggio e una mesh di tipo *sweep* per il settore di disco. Si ottiene una mesh composta da 127217 nodi (figura 3.33 a destra).

In figura 3.34 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme, di cui se ne vede inoltre la configurazione finale della deformata. In figura 3.35 viene isolata la paletta centrale e ne viene riportata anche in questo caso la tensione ideale di Von Mises.

I vantaggi principali di questo modello è che viene considerato tutto il bendaggio e viene inoltre applicato il vincolo di ciclicità al disco. Tuttavia il disco tagliato con piani radiali comporta un maggiore scostamento dalla realtà del comportamento dell'assieme.

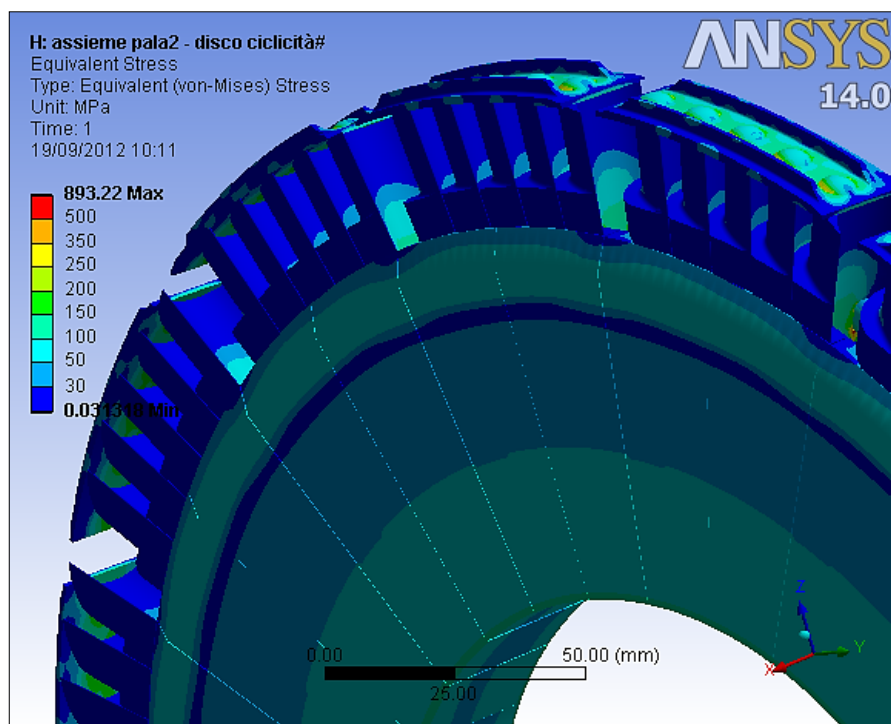


Fig. 3.34: plottaggio della tensione di Von Mises relativa al modello con 5 pale (facce di taglio del disco con vincolo di ciclicità).

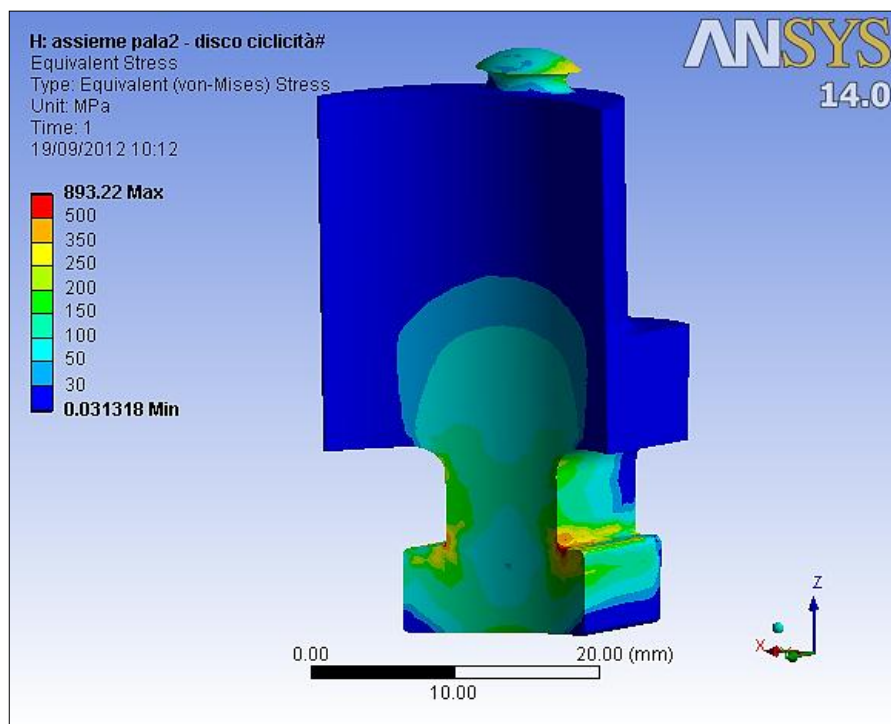


Fig. 3.35: plottaggio della tensione di Von Mises sulla paletta centrale dell'assieme con 5 pale (facce di taglio del disco con vincolo di ciclicità).

**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza per il modello con cinque pale, con le facce di taglio piane del disco vincolate imponendo la simmetria ciclica. In figura 3.36 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.37 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del settore di disco. In entrambi i grafici i simboli indicano la presenza di un nodo lungo la path.

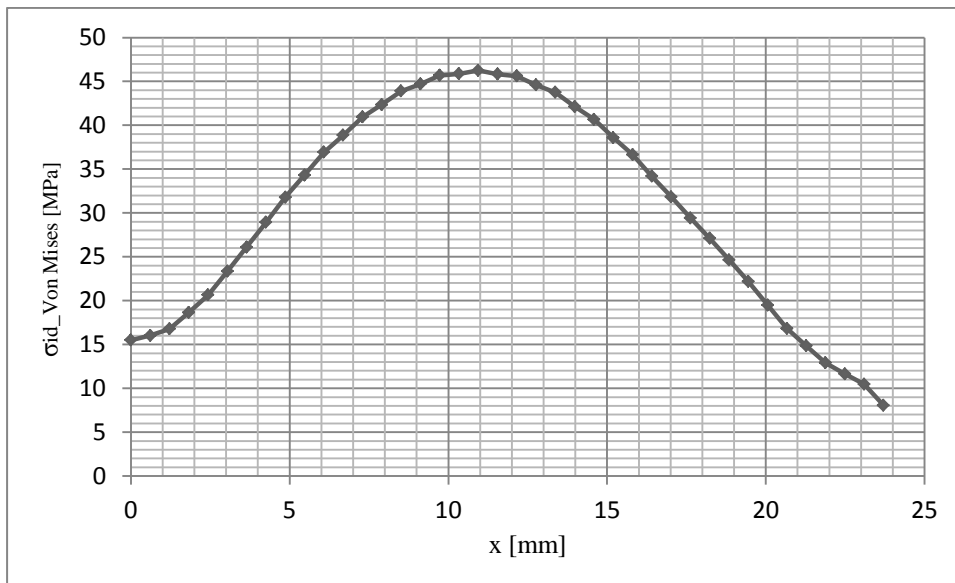


Fig. 3.36: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con 5 pale e facce di taglio piane del disco con vincolo di ciclicità).

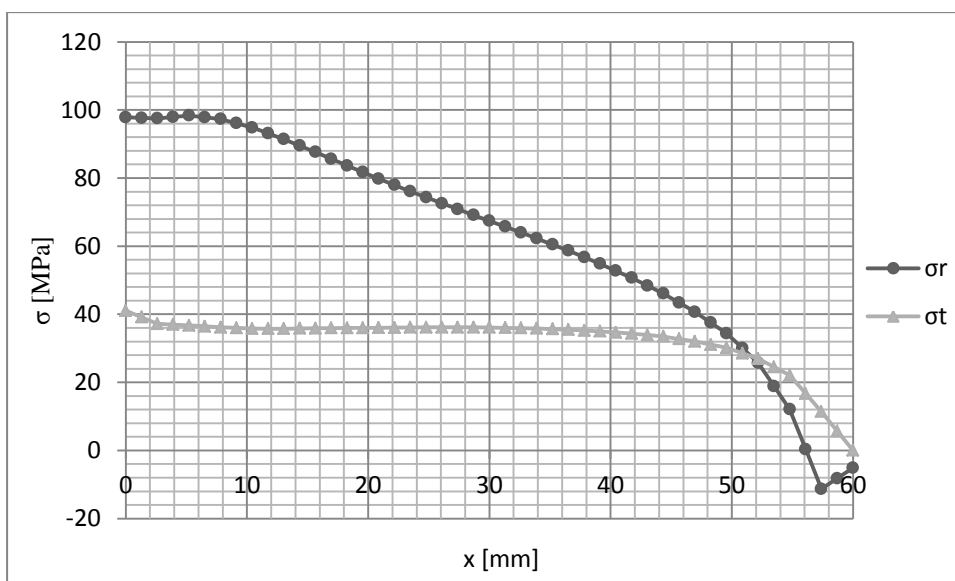


Fig. 3.37: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con 5 pale e facce di taglio piane del disco con vincolo di ciclicità).

### 3.6.6 Modello con 5 pale e disco con vincolo di ciclicità, tagliato con il profilo palare

In questo modello viene considerato l'intero pacco di palette e il disco viene tagliato tramite l'estrusione in direzione radiale del profilo palare. Il bendaggio in questo caso viene interamente considerato, e le facce di taglio del settore di disco risultano essere vincolate attraverso l'imposizione della simmetria ciclica.

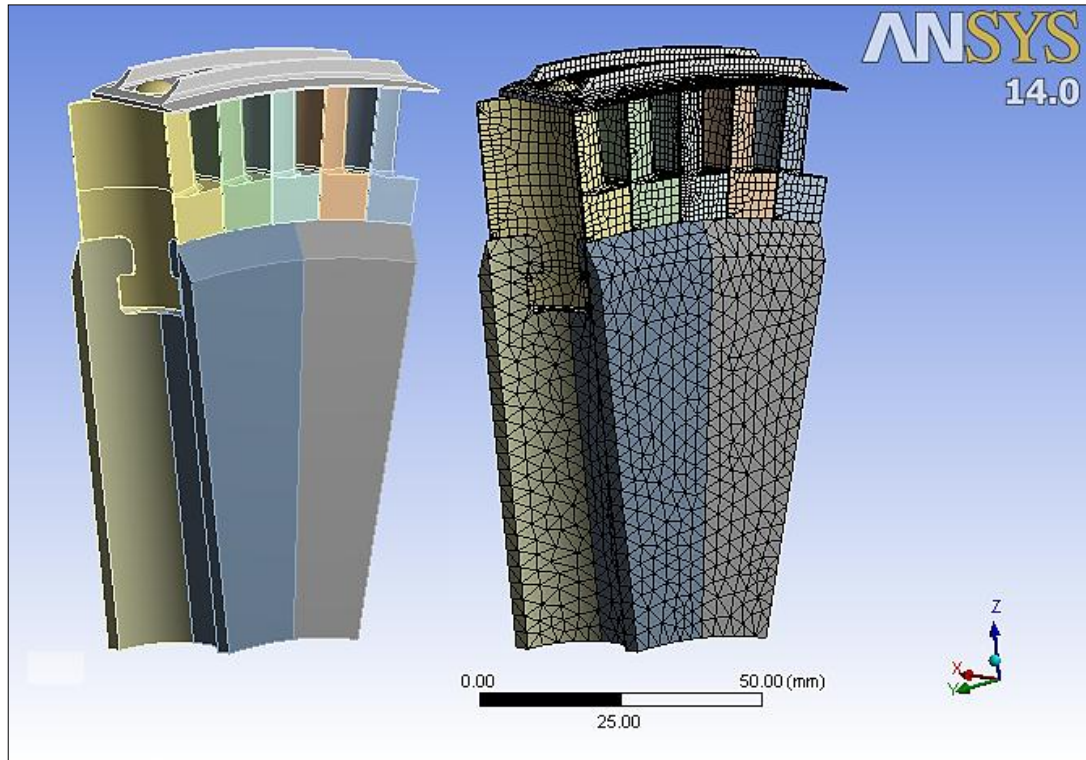


Fig. 3.38: geometria del modello con 5 pale e relativa mesh realizzata.

Per quanto riguarda la mesh, per questa geometria è possibile la realizzazione di una mesh di tipo *hex dominant* costituita da elementi esaedrici parabolici, sia per quanto riguarda la paletta e il bendaggio. Per quanto riguarda invece la mesh del disco, per questa particolare geometria è possibile solamente la realizzazione di una mesh di tipo *free* costituita da elementi tetraedrici parabolici. Si ottiene una mesh composta da 144767 nodi (figura 3.38 a destra).

In figura 3.39 viene plottata la distribuzione della tensione ideale di Von Mises sull'intero assieme, di cui se ne vede inoltre la configurazione finale della deformata. In figura 3.40 viene isolata la paletta centrale e ne viene riportata anche in questo caso la tensione ideale di Von Mises. I vantaggi principali di questo modello sono che viene considerato tutto il bendaggio e viene inoltre applicato il vincolo di ciclicità al disco. Inoltre il taglio che viene

eseguito sul disco per ottenerne il settore circolare necessario, risulta essere più accurato rispetto al taglio piano eseguito sui modelli precedenti con 5 pale.

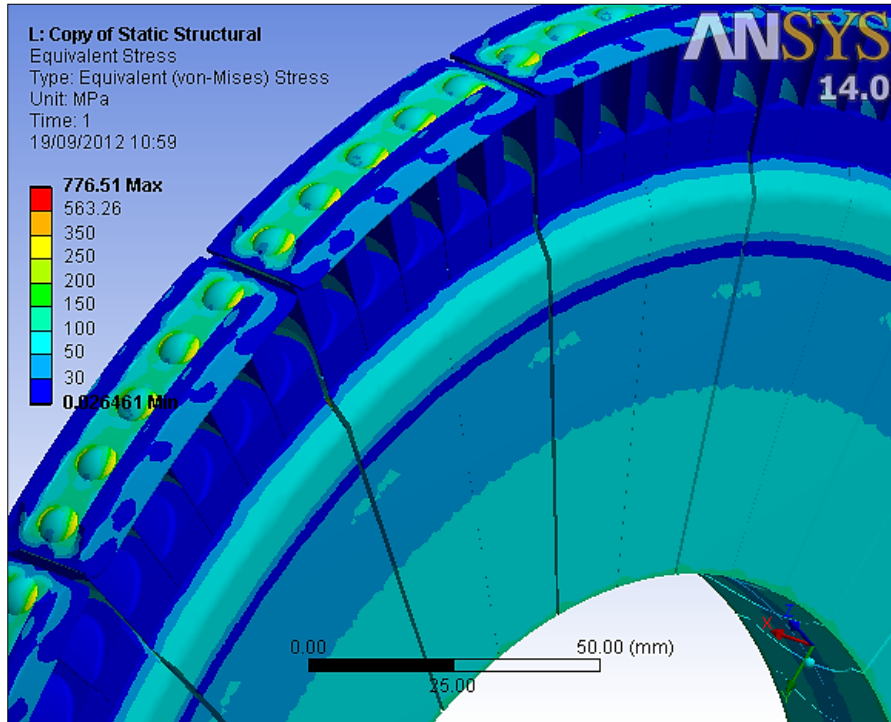


Fig. 3.39: plottaggio della tensione di Von Mises riguardante il modello con 5 pale (facce di taglio del disco con vincolo di ciclicità).

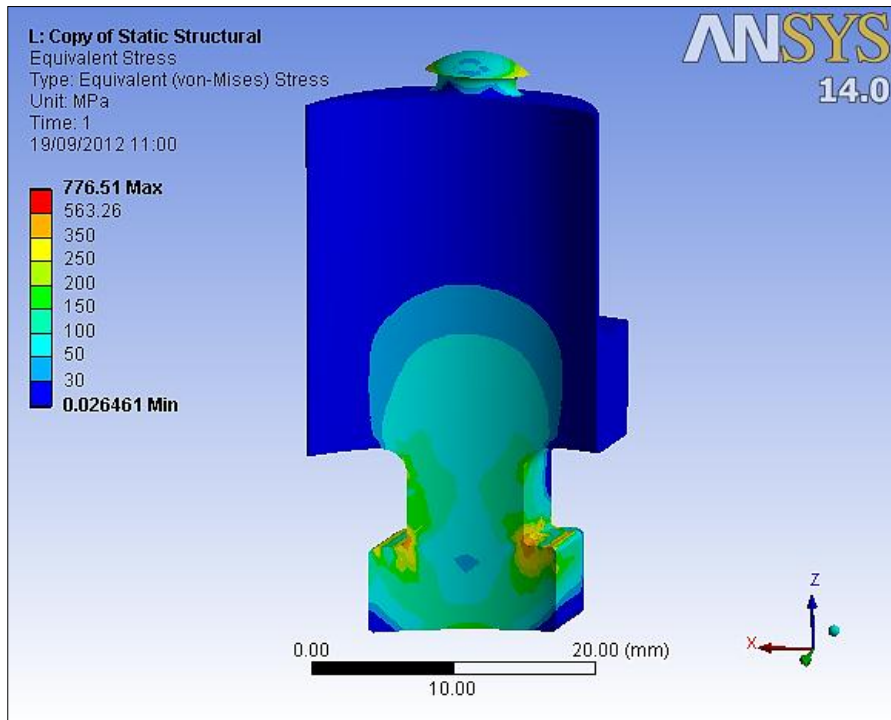


Fig. 3.40: plottaggio della tensione di Von Mises sulla paletta centrale dell'assieme con 5 pale (facce di taglio del disco con vincolo di ciclicità).

**Andamento delle tensioni**

Si riportano ora gli andamenti delle tensioni lungo le path citate in precedenza per il modello con cinque pale, con le facce di taglio del disco che seguono la geometria del profilo palare, vincolate imponendo la simmetria ciclica. In figura 3.41 si osserva l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path alla base della paletta, mentre in figura 3.42 si riporta l'andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del disco.

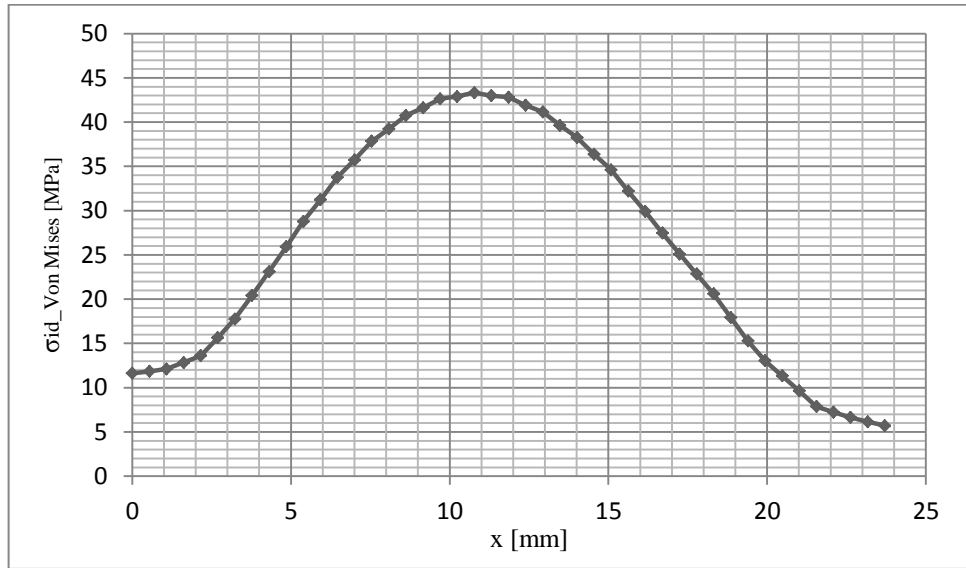


Fig. 3.41: andamento della tensione di Von Mises lungo la path alla base della paletta (modello con 5 pale e facce di taglio del disco che seguono la geometria della pala, vincolate con simmetria ciclicità).

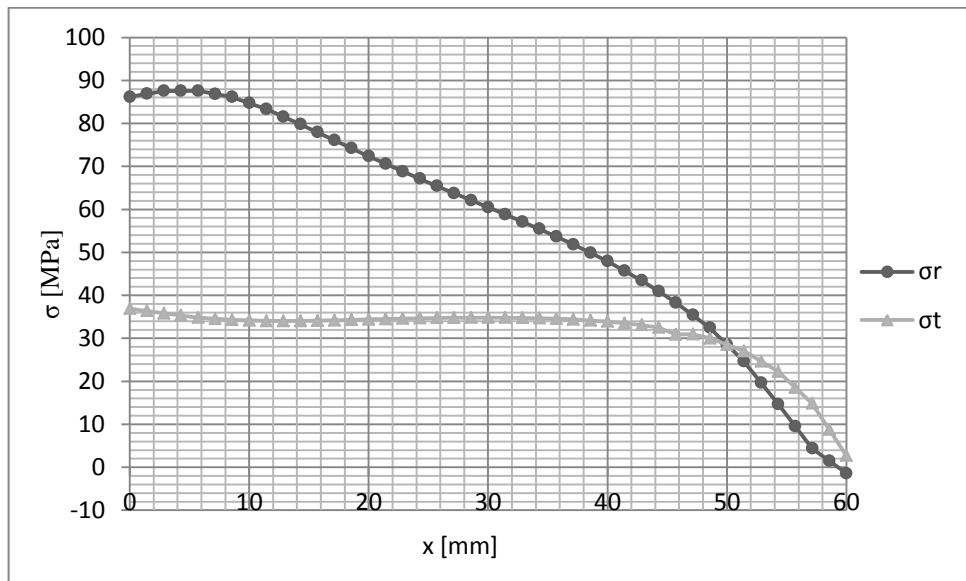


Fig. 3.42: andamento della tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  lungo la path sul disco (modello con 5 pale e facce di taglio del disco che seguono la geometria della pala, vincolate con simmetria ciclicità).



### **3.6.7 Confronto dei risultati e scelta del modello finale**

Dai risultati ottenuti si evince che, per quanto riguarda lo stato di tensione lungo il profilo alla base della paletta, l'andamento della tensione ideale di Von Mises lungo la path costruita risulta essere in pratica lo stesso al variare della tipologia del modello. Si può affermare che lo stato di tensione globale della paletta risulta non essere perturbato né dalla presenza del vincolo di simmetria ciclica né dal numero di palette considerate nel modello (e quindi inoltre dall'entità della porzione di bendaggio considerato). Ciò è vero per le zone al di fuori delle regioni di contatto, dove il diverso comportamento del bendaggio e del settore di disco nei vari modelli può portare a differenti stati di tensioni locali (vedi figure 3.16-21-26-31-36-41).

Per quanto concerne il disco turbina invece, si può osservare che l'andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo la path in corrispondenza dell'asse radiale del disco, varia in maniera significativa a seconda che venga applicato o no il vincolo di ciclicità al disco. La differenza più significativa riguarda la tensione tangenziale, la quale risulta essere pressoché nulla (tra circa i 15 e i 50 mm lungo la ascissa  $x$ ) nei grafici 3.22 e 3.32, relativi rispettivamente al modello con 3 pale e al modello con 5 pale, entrambi col disco non vincolato. Nei modelli invece in cui è stata implementata la condizione di simmetria ciclica, la tensione tangenziale rimane attorno al valore di circa 40 MPa (tra circa i 5 e i 50 mm lungo la ascissa  $x$ ), come si osserva nei grafici 3.17-27-37-42.

Lo stato di tensione sulla path del disco tuttavia non risulta influenzato dal numero di palette considerate nel modello.

Per queste ragioni, e per ragioni legate alle analisi che verranno svolte nei capitoli successivi (nelle quali vengono introdotte diverse tipologie di difettosità), viene scelto l'ultimo modello che è stato analizzato (paragrafo 3.6.6), ovvero l'assieme che considera il pacco intero di palette e il disco tagliato seguendo il profilo della pala, con le facce di taglio di quest'ultimo vincolate con simmetria ciclica.

### 3.7 Analisi di convergenza dei risultati del modello d'assieme definitivo

Viene ora svolta un'analisi di convergenza dei risultati del modello definitivo. Vengono studiati i valori della tensione massima principale ( $\sigma_1$ ) in corrispondenza di specifiche zone dei vari componenti, calcolata al diminuire delle dimensioni degli elementi (*size*) che compongono la mesh. Per lo studio viene scelta una zona significativa per ogni componente, stando distanti da punti geometrici in cui vi siano effetti di concentrazioni di tensioni troppo marcate (come ad esempio spigoli vivi) e regioni in cui è presente del contatto (come accade in corrispondenza del piede palare).

Per quanto riguarda il bendaggio viene analizzata la tensione massima principale lungo un *edge* presente sulla faccia inferiore del bendaggio e compreso tra due fori contigui (vedi figura 3.43). Per studiare lo stato di tensione lungo tale segmento è stata necessaria l'esecuzione di un taglio (*slice*) del bendaggio in due porzioni, che comunque costituiscono una parte unica.

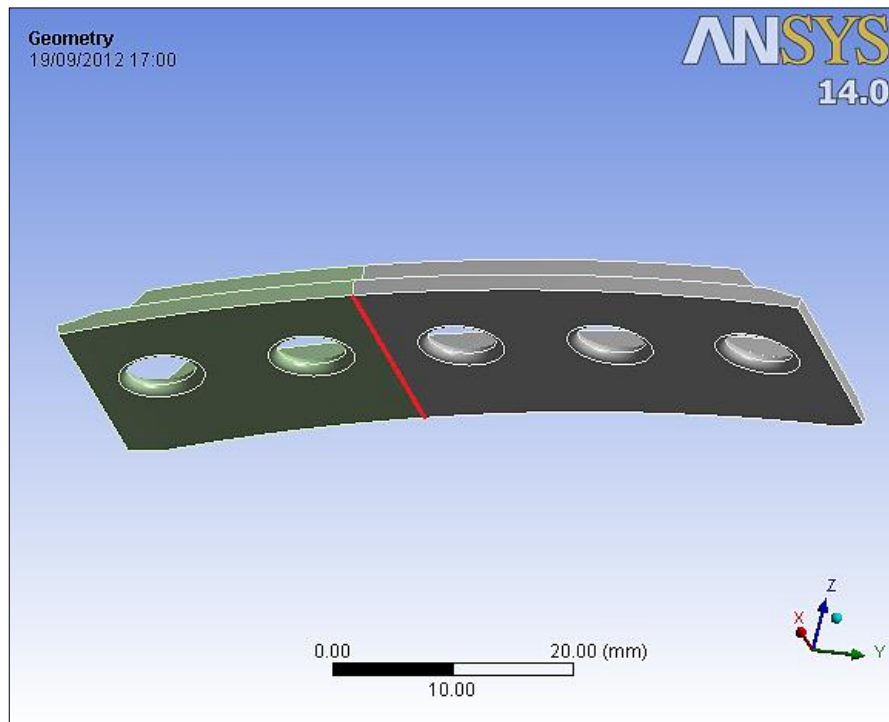


Fig. 3.43: *edge* (linea in rosso) del bendaggio dove se ne studia la tensione max principale.

Per quanto concerne le palette invece, si studia sempre la tensione massima principale in corrispondenza dei raccordi (raggio pari a 2 mm) presenti sopra il piede palare (superfici in verde in figura 3.44).

Del disco invece si studia come varia la tensione massima principale in corrispondenza del raccordo (raggio pari a 1 mm) nella zona inferiore della cava (figura 3.45).

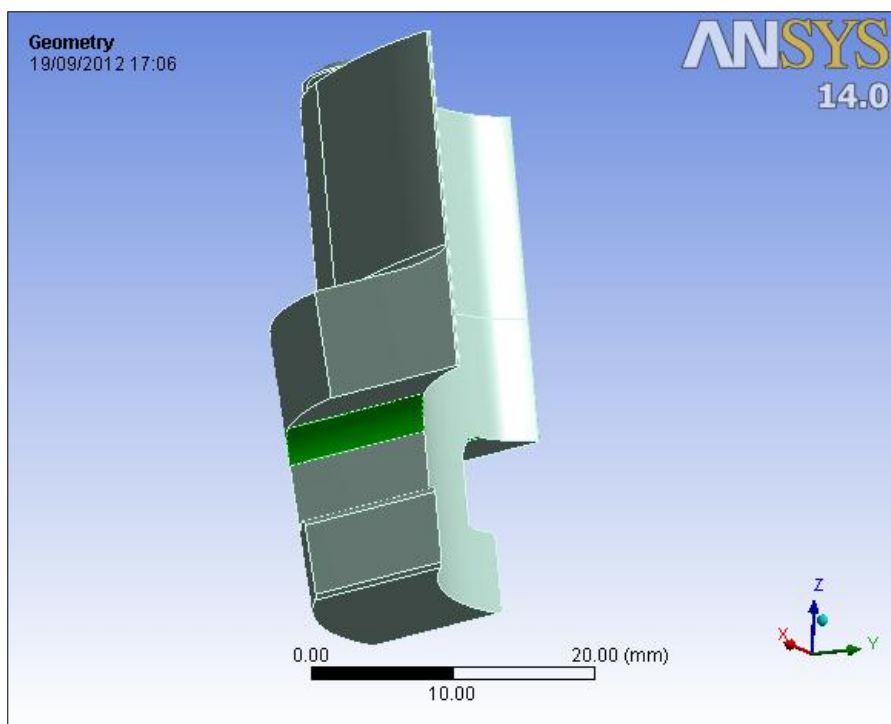


Fig. 3.44: superfici dei raccordi della pala centrale dove se ne studia la tensione max principale.

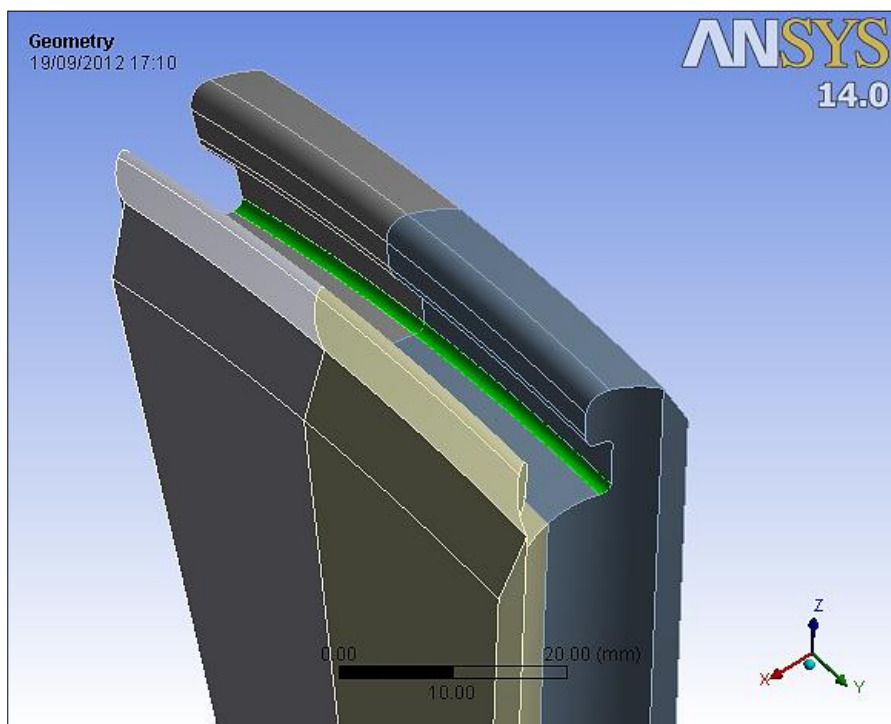


Fig. 3.45: superfici dei raccordi del disco dove se ne studia la tensione max principale.

La mesh è stata realizzata senza infittimenti locali, ma solo impostando la dimensione degli elementi della mesh. Verranno eseguite in totale quattro mesh differenti, le cui dimensioni degli elementi utilizzati per il bendaggio, per le palette e per il disco turbina sono riportate

in tabella 3.2. Nella tabella vengono inoltre riportati il numero di nodi che costituiscono la mesh (valore utile per una stima delle dimensioni della matrice di rigidità del sistema).

	Size Bendaggio [mm]	Size Palette [mm]	Size Disco [mm]	N° nodi
1° Mesh	3	3	6	54'978
2° Mesh	2	2	4	91'678
3° Mesh	1	1	2	363'271
4° Mesh	0,5	0,5	1	2'190'011

Tabella 3.2: valori delle dimensioni degli elementi per i vari componenti a seconda della mesh realizzata e numero di nodi del modello.

Vengono ora riportate una tabella e un grafico per ogni componente che evidenziano come varia la tensione massima principale all'aumentare della fittezza della mesh. Le tabelle 3.3, 3.4 e 3.5, riguardanti rispettivamente il bendaggio, le palette e il disco, riportano i risultati ottenuti al variare delle dimensioni degli elementi, con annesso l'errore percentuale calcolato tra una mesh e la precedente. Nelle figure 3.46, 3.47 e 3.48 sono riportati dei grafici che mostra l'andamento della soluzione al variare delle dimensioni degli elementi di ogni componente.

- **Bendaggio**

	Size Bendaggio [mm]	$\sigma_1$ [MPa]	errore %
1° Mesh	3	141,7	/
2° Mesh	2	159,6	11,2
3° Mesh	1	170,6	6,4
4° Mesh	0,5	172,8	1,3

Tabella 3.3: valori della tensione  $\sigma_1$  calcolata al variare delle dimensioni degli elementi del bendaggio; viene riportato inoltre l'errore percentuale tra un risultato e il precedente.

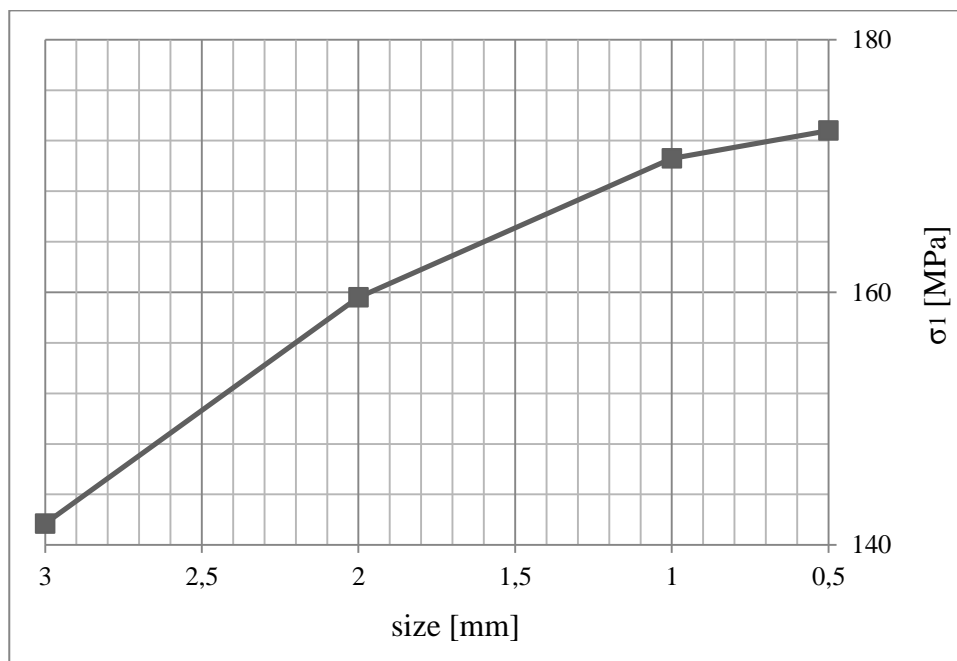


Fig. 3.46: grafico che mostra l'andamento della tensione  $\sigma_1$  in funzione della dimensione degli elementi che costituiscono il bendaggio.

Per quanto riguarda il bendaggio, come si può notare dal grafico, la tensione massima principale converge abbastanza rapidamente alla soluzione finale, con un errore percentuale finale dell'1,3 %.

- **Palette**

	Size Palette [mm]	$\sigma_1$ [MPa]	errore %
1° Mesh	3	206,8	/
2° Mesh	2	232,5	11,1
3° Mesh	1	253,1	8,1
4° Mesh	0,5	265,4	4,6

Tabella 3.4: valori della tensione  $\sigma_1$  calcolata al variare delle dimensioni degli elementi delle pale; viene riportato inoltre l'errore percentuale tra un risultato ed il precedente.

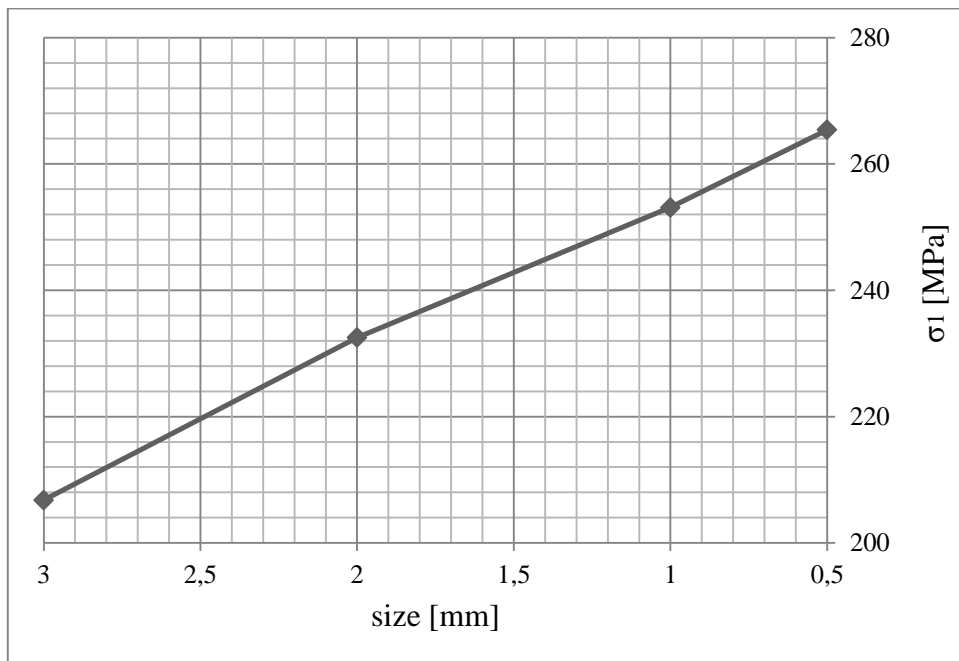


Fig. 3.47: grafico che mostra l'andamento della tensione  $\sigma_1$  in funzione della dimensione degli elementi che costituiscono le palette.

Per quanto riguarda le palette, la tensione massima principale converge meno rapidamente alla soluzione finale rispetto a quanto osservato nel bendaggio, con un errore percentuale finale del 4,6 %. In questo caso però si è analizzato lo stato di tensione in corrispondenza di un raccordo, quindi sarà necessario un ulteriore infittimento per convergere maggiormente alla soluzione.

- **Disco**

	Size Disco [mm]	$\sigma_1$ [MPa]	errore %
1° Mesh	6	224,8	/
2° Mesh	4	256,4	12,3
3° Mesh	2	285,2	10,1
4° Mesh	1	301,8	5,5

Tabella 3.5: valori della tensione  $\sigma_1$  calcolata al variare delle dimensioni degli elementi del disco; viene riportato inoltre l'errore percentuale tra un risultato ed il precedente.

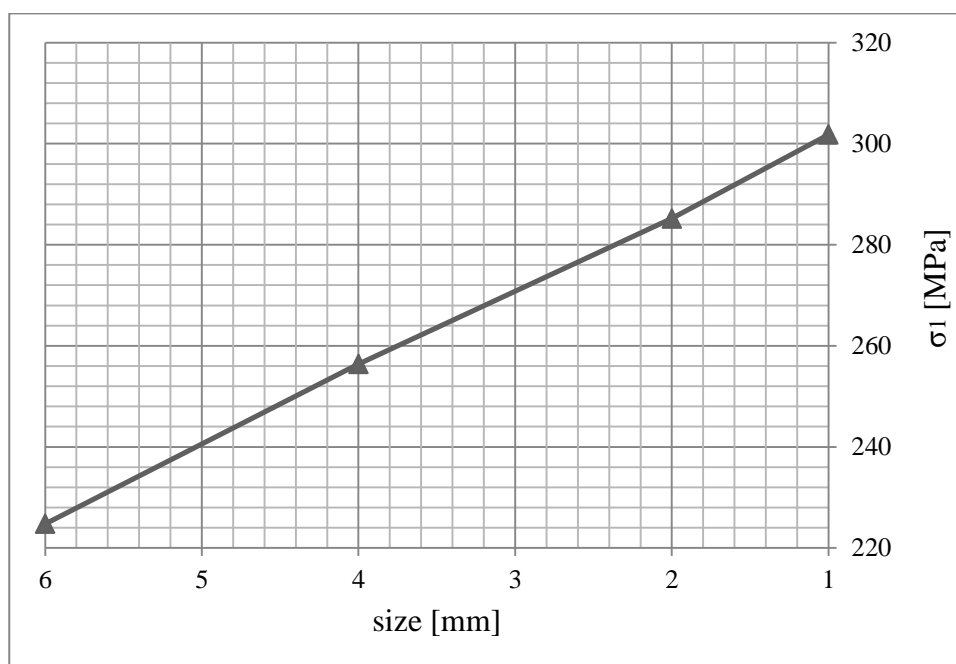


Fig. 3.48: grafico che mostra l'andamento della tensione  $\sigma_1$  in funzione della dimensione degli elementi che costituiscono il disco.

Quanto al disco, la tensione massima principale converge ancor meno rapidamente alla soluzione finale rispetto a quanto osservato nel bendaggio, con un errore percentuale finale pari al 5,5 %. Anche in questo caso bisogna evidenziare che si è analizzato lo stato di tensione in corrispondenza di un raccordo, quindi sarà necessario un ulteriore infittimento per convergere maggiormente alla soluzione.

### 3.8 Conclusioni

In questo capitolo sono state svolte delle analisi agli elementi finiti, utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench 14.0®, di diversi modelli dell'assieme composto dal bendaggio, dalle palette e dal settore circolare di disco turbina. Si sono descritti i materiali, le condizioni al contorno (di carico e di vincolo) e le regioni in cui è presente del contatto per i vari modelli. Vengono inoltre riportate le diverse tecniche di meshatura che sono state intraprese a seconda dell'assieme considerato.

I modelli sono stati realizzati variando il numero di pale considerate nell'assieme e variando la condizione di vincolo imposta alle facce di taglio del disco (facce libere o vincolate con vincolo di simmetria ciclica). In totale sono stati realizzati sei modelli (vedi paragrafo 3.6). L'obiettivo di queste analisi è eseguire un confronto degli stati di tensione presenti nei vari modelli, tramite la realizzazione di *path* delle tensioni. In particolare viene realizzata una *path* in corrispondenza del profilo della base della paletta (figura 3.11), dove si studia la tensione ideale di Von Mises, e in corrispondenza dell'asse radiale di simmetria del disco, dove si considerano la tensione radiale e quella tangenziale (figura 3.12).

Dai risultati ottenuti sulle diverse *path*, si nota che lo stato di tensione in corrispondenza della base della paletta rimane pressoché invariato in tutti i modelli. Per quanto concerne il disco invece, si nota un notevole cambiamento dello stato di tensione tra il modello d'assieme in cui vi è la presenza del vincolo di ciclicità sul disco e quello in cui il disco è libero (per considerazioni più dettagliate a riguardo, vedi paragrafo 3.6.7). Viene scelto l'ultimo modello che è stato analizzato (paragrafo 3.6.6), ovvero l'assieme che considera il pacco intero di palette e il disco tagliato seguendo il profilo della pala, con le facce di taglio di quest'ultimo vincolate con simmetria ciclica.

Per questo assieme viene svolta un'analisi di convergenza dei risultati, che viene eseguita studiando come varia la tensione massima principale in corrispondenza di zone particolari del bendaggio, della paletta e del disco al variare della fittezza della mesh (vedi figure 3.43, 3.44 e 3.45). I grafici dei risultati ottenuti (figure 3.46, 3.47 e 3.48 rispettivamente per il bendaggio, le palette e il disco) mostrano la convergenza dei risultati al variare delle dimensioni degli elementi costituenti la mesh. Si nota una convergenza dei risultati poco accentuata per la paletta e il disco, in quanto si è analizzato lo stato di tensione in corrispondenza di superfici di raccordo. Sarebbe stato necessario un ulteriore infittimento per ottenere una convergenza più accentuata al risultato finale.



L'obiettivo dell'analisi di convergenza svolta è dare un ordine di grandezza delle dimensioni degli elementi da imporre globalmente alla mesh dei componenti dell'assieme nelle analisi che verranno proposte nei capitoli successivi (capitolo 5), nelle quali verranno inserite diverse tipologie di difettosità. In queste analisi, infatti, saranno necessari degli infittimenti locali della mesh in corrispondenza delle zone (raccordi, intagli, cricche, ecc.) in cui si vogliono ottenere dei risultati più accurati in relazione alla difettosità analizzata. In tal modo si evita la realizzazione di mesh troppo fitte globalmente, che porterebbe a un numero totale di nodi molto elevato con conseguente aumento dei tempi di calcolo.

## **CAPITOLO 4**

# **VALUTAZIONE DELLA RESISTENZA STATICA DI COMPONENTI MECCANICI IN PRESENZA DI DIFETTI**

### **4.1 Introduzione**

Nel campo della progettazione o verifica di organi meccanici ci si trova quasi sempre di fronte a geometrie con intagli e/o discontinuità geometriche, necessarie per il corretto funzionamento durante l'esercizio. Tali variazioni geometriche alterano localmente lo stato di tensione provocando in genere un decremento della resistenza dell'organo, rispetto alla configurazione senza intagli. Basti pensare ad esempio ad una piastra metallica alla quale viene praticata un foro circolare, necessario ad esempio per il collegamento con un'altra piastra tramite bullonamento (figura 4.1). Sicuramente l'introduzione di questa discontinuità geometrica abbassa la resistenza della piastra rispetto alla configurazione priva del foro. In casi come questi, di fatto la presenza della discontinuità non può essere evitata perché legata direttamente alle funzionalità del componente.

L'alterazione dello stato di tensione può essere altresì provocato dalla presenza di difetti indesiderati (erosione, fori, cricche, ecc.) che vengono a generarsi dopo un certo periodo di esercizio a causa di agenti esterni o condizioni particolarmente sfavorevoli di funzionamento. La presenza di queste difettosità possono indurre un incremento dello stato di tensione sia in corrispondenza degli intagli iniziali di "progetto" sia in corrispondenza del difetto stesso.

In generale risulta necessaria la definizione di un metodo di valutazione della resistenza statica dei componenti con discontinuità geometriche, sia in presenza di difetti che non. Ci si può servire dei criteri forniti dalla meccanica classica, in base alla quale si considera per

la verifica il picco di tensione lineare elastico in corrispondenza dell'intaglio, la cui "pericolosità" viene descritta dal *coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico* (paragrafo 4.2). Come si vedrà in seguito, questo approccio non valuta correttamente la resistenza statica effettiva di un componente perché non considera in maniera esatta il reale comportamento del materiale in esame (duttile o fragile). Per tal motivo la valutazione dell'effettiva resistenza statica in un organo meccanico può avvenire attraverso prove sperimentali, attraverso le quali si può definire il *fattore di concentrazione delle tensioni sperimentale* (paragrafo 4.3). In tal modo si considera in maniera corretta il fenomeno della collaborazione plastica offerta dal materiale e il suo effetto sull'effettiva resistenza statica del componente intagliato.

Un approccio alternativo alla meccanica classica, che può essere utile per la valutazione della resistenza statica in presenza di difetti (in particolare cricche), è la meccanica della frattura (paragrafo 4.4), in base alla quale non ci si limita a considerare il solo picco di tensione in corrispondenza dell'intaglio ma bensì l'intero andamento dello stato di tensione in prossimità dell'apice dell'intaglio.

Nei prossimi paragrafi si vogliono descrivere le assunzioni e le ipotesi che stanno alla base dei criteri appena descritti, andando a descrivere le potenzialità e le limitazioni offerte da ciascuno di essi.

## 4.2 Fattore di concentrazione delle tensioni teorico

Nel campo dell'ingegneria meccanica è assai raro trovare organi meccanici privi di discontinuità. Infatti nella quasi totalità dei casi essi presentano irregolarità geometriche, variazioni di sezione e di forma che sono legate alle specifiche funzionalità che vengono loro richiesti. Nei componenti meccanici ogni discontinuità geometrica altera la distribuzione delle tensioni nel suo intorno, provocando generalmente un *incremento* della tensione massima. Le zone in cui ciò accade sono chiamate *zone di concentrazione delle tensioni*.

Un esempio molto significativo è quello qui sotto riportato, che raffigura una piastra metallica forata sollecitata a trazione. E' possibile osservare l'andamento effettivo esponenziale delle tensioni, le quali risultano più elevate in corrispondenza del foro e decrescono via via che ci si allontana da esso (figura 4.1).

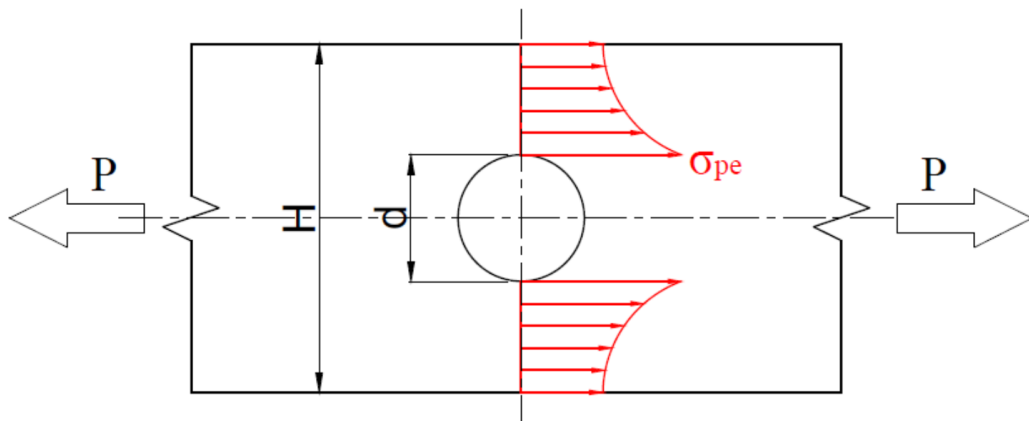


Fig. 4.1: andamento delle tensioni in corrispondenza di un foro presente in una piastra.

Al fine di correlare la massima tensione in corrispondenza della discontinuità con la tensione nominale (che verrà in seguito definita) ottenuta in assenza di discontinuità, si usa il *fattore di concentrazione delle tensioni*, che viene indicato con  $K_t$ . Nell'ipotesi di *comportamento lineare elastico* del materiale, con le assunzioni che quest'ultimo sia *isotropo e omogeneo*, il  $K_t$  viene definito con la (4.1):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe}}{\sigma_{nom}} \quad (4.1)$$

dove  $\sigma_{pe}$  è la tensione di picco calcolata in campo elastico nell'intorno dell'intaglio;  $\sigma_{nom}$  è il valore nominale della tensione. E' possibile fare riferimento alla sezione netta (*net*, sezione in corrispondenza della discontinuità) e alla sezione lorda (*gross*, sezione a monte e a valle

della discontinuità) del componente in esame per la determinazione della  $\sigma_{nom}$ .

Prendendo in riferimento la figura 4.2, la tensione nominale riferita alla sezione netta è  $\sigma_{nom,net} = P/[(H-d)\cdot t]$  (dove  $t$  risulta essere lo spessore della piastra), mentre quella riferita alla sezione lorda è  $\sigma_{nom,gross} = P/(H\cdot t)$ . Per semplicità indicheremo con  $\sigma_n$  la tensione relativa alla sezione netta, mentre con  $\sigma_g$  quella relativa alla sezione lorda. Risulta evidente che  $\sigma_n \neq \sigma_g$ , le quali sono entrambe tensioni nominali, ma vanno subito distinte per evitare errori.

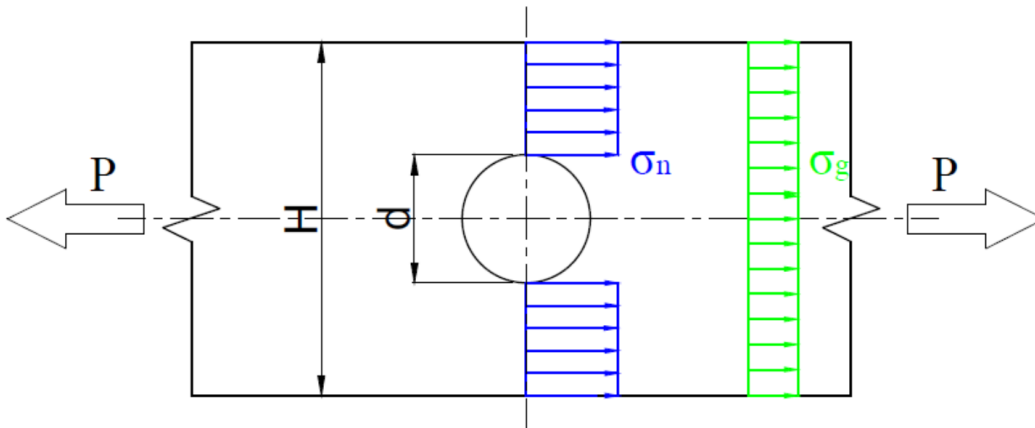


Fig. 4.2: tensione nominale netta  $\sigma_n$  e lorda  $\sigma_g$  nell'esempio della piastra forata.

Nell'ipotesi di comportamento lineare elastico del materiale  $\sigma_g$  rappresenta una condizione realistica ( $\sigma$  costante sulla sez. lorda purché si sia sufficientemente lontani dalla zona dell'intaglio e dalla zona di applicazione del carico), mentre  $\sigma_n$  rappresenta una condizione del tutto fittizia. Infatti, come già detto, nella sezione netta la distribuzione delle tensioni non è uniforme.

Si noti inoltre che  $\sigma_{pe}$  e  $\sigma_{nom}$  possono avere direzioni differenti, poiché lo stato tensionale dell'elemento con intaglio può essere diverso da quello del componente in assenza di variazioni geometriche.

Con questa distinzione delle due tensioni nominali, ne conseguono in generale due valori del coefficiente di concentrazione delle tensioni  $K_t$  (che ovviamente stanno tra loro nello stesso rapporto delle sezioni,  $S_g =$  area della sezione lorda;  $S_n =$  area della sezione netta):

$$K_{t,n} = \frac{\sigma_{pe}}{\sigma_n} \quad ; \quad K_{t,g} = \frac{\sigma_{pe}}{\sigma_{ng}} \quad \rightarrow \quad \frac{K_{t,n}}{K_{t,g}} = \frac{S_n}{S_g} \quad (4.2)$$

Perciò noto il  $K_t$  e la tensione nominale è possibile risalire alla  $\sigma_{pe}$  tramite l'ultima delle relazioni sopracitate, con l'avvertenza che la tensione nominale deve essere calcolata

introducendo gli stessi parametri geometrici utilizzati per determinare il coefficiente di concentrazione.

Il fattore di concentrazione delle tensioni così definito dipende dalla sola geometria del componente, ovvero non dipende dalle dimensioni assolute del pezzo considerato. Inoltre non dipende dall'entità del carico applicato (uno stesso componente ha un unico  $K_t$  pur variando il valore della sollecitazione applicata), e dal materiale di cui è costituito l'organo in esame.

### 4.2.1 Influenza del $K_t$ sulla resistenza meccanica

Come già detto la presenza di una discontinuità geometrica comporta un incremento della tensione in corrispondenza di essa. Ciò ha effetti gravosi per quel che concerne la resistenza meccanica del componente, sia nel caso di sollecitazione *statica* che dinamica, quest'ultima causata da carichi variabili nel tempo. Tuttavia è utile distinguere i due casi applicativi, in relazione alla tipologia del materiale in esame: *duttile* o *fragile*.

Ricordando però la definizione del coefficiente di concentrazione delle tensioni appena dato, si era affermato che esso non era influenzato dal materiale che costituiva l'elemento meccanico. Ma con un esame del comportamento reale del componente (in particolare l'esperienza diretta) si dimostra che l'effetto di una discontinuità di forma dipende dalle caratteristiche del materiale, in particolare dalla sua fragilità o duttilità. Infatti spesso si riscontra che la resistenza di un componente avente una discontinuità geometrica è maggiore di quella prevedibile utilizzando il fattore di concentrazione delle tensioni.

Riassumendo, ora evidenzieremo i vari casi, in relazione alla classificazione del materiale in esame (duttile o fragile). In figura 4.3 sono mostrati gli andamenti tipici delle curve sforzi-deformazioni ottenuti in una prova di trazione statica per un materiale duttile e fragile (curve in nero).

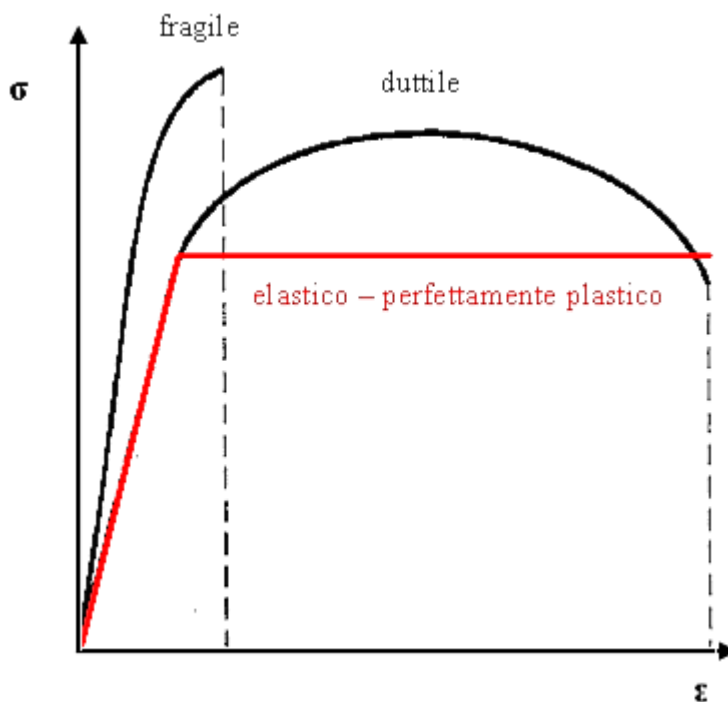


Fig. 4.3: diagrammi sforzi-deformazione per materiale fragile, duttile ed elastico perfettamente plastico (duttile ideale)

- **Materiale duttile**

Nel caso in cui il componente meccanico intagliato sia soggetto a carichi statici (o sporadicamente a carichi dinamici), il contributo dell'intaglio all'incremento del livello locale delle tensioni può essere trascurato a patto che il materiale sia sufficientemente duttile. Infatti i materiali duttili ideali presentano un ampio campo plastico e nella realtà le tensioni non salgono ai valori che si otterrebbero applicando il  $K_t$  ma, nei punti critici, si attestano al massimo attorno al valore della tensione di snervamento del materiale a discapito di locali plasticizzazioni, che comportano una *ridistribuzione degli sforzi*. Si ha di fatto una collaborazione del materiale limitrofo ad assorbire l'incremento di tensione, e inoltre il materiale snervato partecipa alla resistenza del componente, in quanto continua a sopportare una tensione pari a quella di snervamento.

Il componente resiste fino a quando il carico esterno assume un valore tale da provocare lo snervamento di tutta la sezione con successiva rottura; questo valore del carico coincide, praticamente, con quello che porta a rottura il provino non intagliato.

Per capire meglio quanto detto riguardo la ridistribuzione degli sforzi, consideriamo l'esempio della piastra forata sollecitata a trazione (figura 4.1) costituita da un materiale duttile ideale.

Un materiale duttile ideale (comportamento elastico–perfettamente plastico) presenta un diagramma  $\sigma$ - $\epsilon$  rettilineo sino ad una tensione corrispondente a quella di snervamento  $\sigma_s$ , superata la quale l'incremento di deformazione non richiede un ulteriore incremento di tensione e il diagramma procede con andamento parallelo all'asse delle ascisse sino alla deformazione di rottura. Un siffatto materiale presenta un diagramma indicato dalla linea rossa riportata in figura 4.3, mentre la linea nera rappresenta l'andamento reale di un acciaio duttile.

Analizziamo ora come varia l'andamento delle tensioni sulla piastra all'aumentare della sollecitazione applicata.

Qualora la tensione di picco in corrispondenza del foro risulti inferiore a quella di snervamento, la distribuzione sulla sezione netta è come quella rappresentata in figura 4.1, nella quale si ha un andamento regolare della tensione. Se ora aumentiamo gradualmente la forza di trazione, la tensione nell'intorno del foro ad un certo punto raggiungerà la tensione di snervamento del materiale. Continuando ad aumentare la forza di trazione, la tensione, ove ha raggiunto lo snervamento non può aumentare ulteriormente in quanto le ipotesi sul materiale non lo consentono. Per equilibrare la forza esterna di trazione la tensione non



può che aumentare nelle altre zone fino a raggiungere il valore della tensione di snervamento, come riportando nella figura 4.4. La linea tratteggiata rappresenta la distribuzione delle tensioni che si avrebbe con un materiale elastico ideale, mentre la linea continua rappresenta la distribuzione ottenuta con un approccio elastoplastico.

Aumentando ulteriormente la tensione, si arriva ad un ridistribuzione tale che tutta la sezione ha raggiunto la tensione di snervamento (figura 4.5).

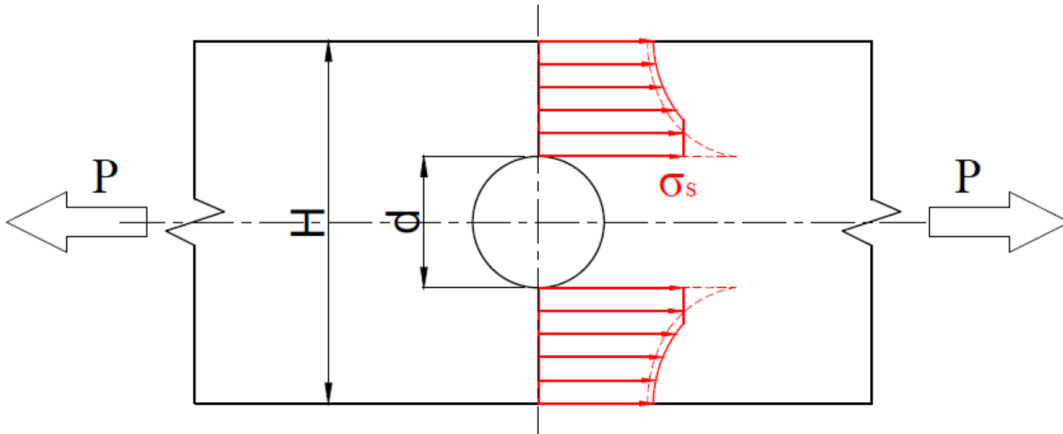


Fig. 4.4: andamento della tensione in corrispondenza di un foro in una piastra realizzata con un materiale elastico – perfettamente plastico.

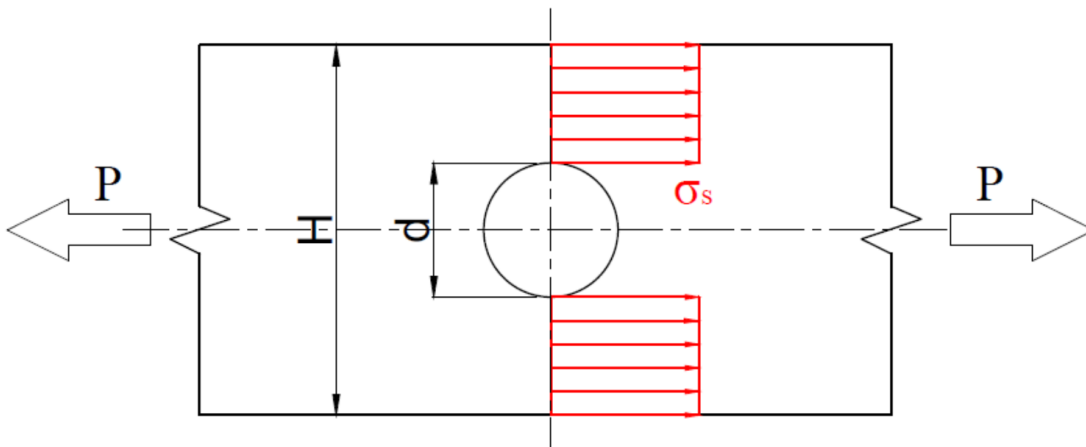


Fig. 4.5: andamento della tensione in corrispondenza di un foro in una piastra realizzata con un materiale elastico – perfettamente plastico, quando il carico applicato porta a snervamento l'intera sezione netta.

Dalla trattazione appena esposta, possiamo affermare che la verifica statica di un componente meccanico, nel caso di materiale duttile, si esegue limitando la tensione nominale netta  $\sigma_n$ , la quale risulta essere sempre inferiore alla tensione massima realmente presente nella sezione. Fintantoché la tensione nominale netta risulterà inferiore al carico di snervamento vorrà dire che la sezione non ha plasticizzato completamente e

che pertanto una parte di essa potrà ancora contribuire a sopportare un aumento del carico. Tuttavia nel caso reale il comportamento del materiale non è ovviamente elastico-perfettamente plastico e quindi la redistribuzione è comunque accompagnata da un incremento delle tensioni oltre lo snervamento. In realtà quindi la verifica con la tensione nominale netta può essere a svantaggio di sicurezza. Per tal motivo, nel paragrafo 4.3, viene introdotto un *coefficiente di concentrazione delle tensioni sperimentale*, che descrive correttamente la sensibilità all'intaglio del materiale in presenza di difetti.

- ***Materiale fragile***

Nel caso in cui i carichi siano sempre statici ma il materiale abbia comportamento fragile, trascurare la presenza dei picchi di tensione è alquanto pericoloso. Infatti i materiali fragili presentano un campo plastico molto limitato se non assente e i picchi di tensione, se superano la tensione di rottura, portano a delle decoesioni locali con rapida apertura di una cricca che propagandosi in maniera quasi istantanea riduce la sezione resistente, con conseguente rottura. Perciò, una volta raggiunta la tensione di rottura  $\sigma_R$ , il materiale cede e non partecipa alla resistenza della sezione, al contrario di quanto accade con i materiali duttili quando raggiungono lo snervamento.

In conclusione quando si progetta a carico statico un organo meccanico con effetti d'intaglio, nel caso di materiali fragili, la verifica statica si effettua limitando il valore della tensione massima di picco  $\sigma_{pe}$  rispetto alla  $\sigma_R$ . Una buona regola di progettazione nel caso di materiali fragili è quella ad esempio di utilizzare ampi raggi di raccordo per tutte le variazioni di forma, cioè di ridurre possibili effetti di intaglio.

#### 4.2.2 Determinazione del coefficiente di concentrazione delle tensioni

Tipicamente al progettista non è richiesta la determinazione del fattore di concentrazione delle tensioni che è già disponibile in varia forma (tabelle, formule teoriche o empiriche) per molti casi di interesse pratico. La determinazione del fattore di concentrazione delle tensioni richiede la valutazione della massima tensione effettivamente agente sul componente, cosa che può essere effettuata in modo *sperimentale* (fotoelasticità), o per via *analitica* tramite la teoria dell'elasticità o per via *numerica* (elementi finiti).

Vi sono molteplici soluzioni analitiche che si basano sulla teoria dell'elasticità per la concentrazione delle tensioni, come ad esempio per la piastra forata in figura 3. Queste soluzioni si basano su formulazioni che includono assunzioni, quali l'isotropia e l'omogeneità del materiale in esame. I risultati così ottenuti possono essere riportati in dei *diagrammi*, disponibili per i casi che si presentano più frequentemente nella pratica. La più nota delle raccolte di questi diagrammi è la [7]. Questi grafici forniscono il valore del fattore di concentrazione delle tensioni, come ad esempio, quelli mostrati nelle figure 4.6-11. Usualmente i coefficienti sono riferiti ai parametri geometrici dell'elemento e dell'intaglio riportati in forma adimensionale.

Per ottenere la tensione massima il progettista deve calcolare la tensione nominale facendo uso delle appropriate formule semplici (ad esempio nel caso della trave la teoria di De Saint Venant per flessione, torsione, taglio e sforzo normale), che sono indicate sul diagramma stesso, e moltiplicare il risultato per il coefficiente ottenuto dal diagramma. E' sempre importante prestare attenzione a quali parametri geometrici devono essere introdotti nella formula della tensione nominale che sono indicati espressamente nel diagramma. In alcuni casi nella formula della tensione nominale devono essere introdotte le dimensioni della sezione in assenza di discontinuità.

Spesso per la stessa geometria del componente sono disponibili più diagrammi ciascuno relativo ad un diverso tipo di sollecitazione, ad esempio per trazione e flessione.

Se invece si vuole calcolare il  $K_t$  tramite un'analisi agli elementi finiti, si ottiene velocemente il picco di tensione elastico in corrispondenza dell'intaglio, mentre risulta di più difficile determinazione il valore della tensione nominale, soprattutto per componenti meccanici complessi.

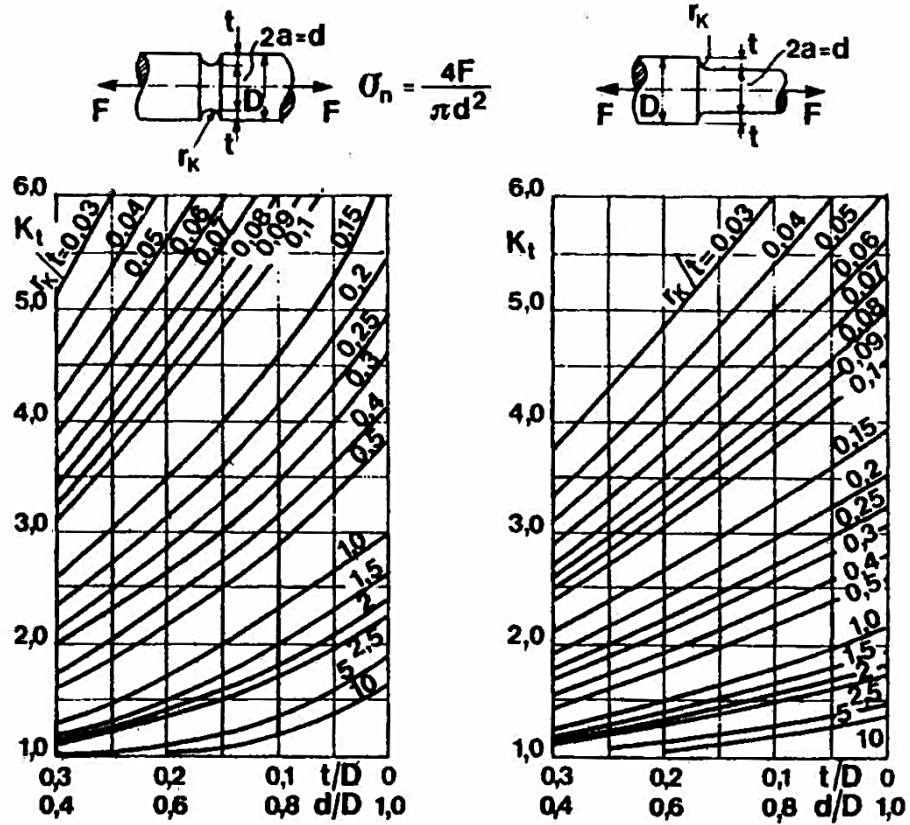


Fig. 4.6: coefficiente di intaglio teorico per asta a sezione circolare di diametro  $d$ , sottoposta a forza assiale  $F$ .

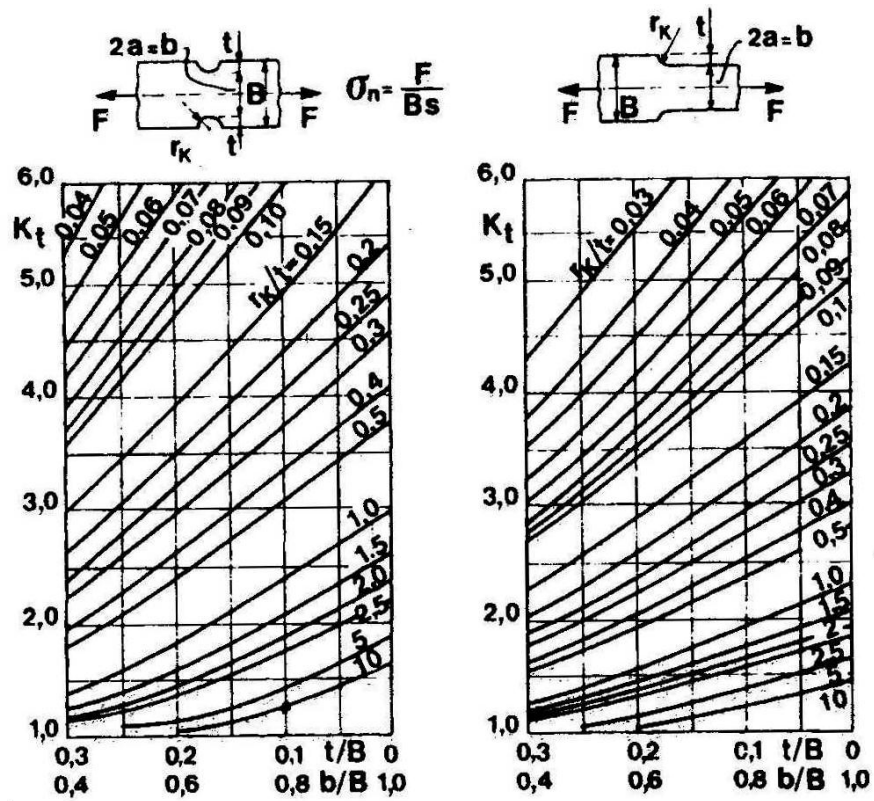


Fig. 4.7: coefficiente di intaglio teorico per asta a sezione rettangolare di spessore  $s$ , sottoposta a forza assiale  $F$ .

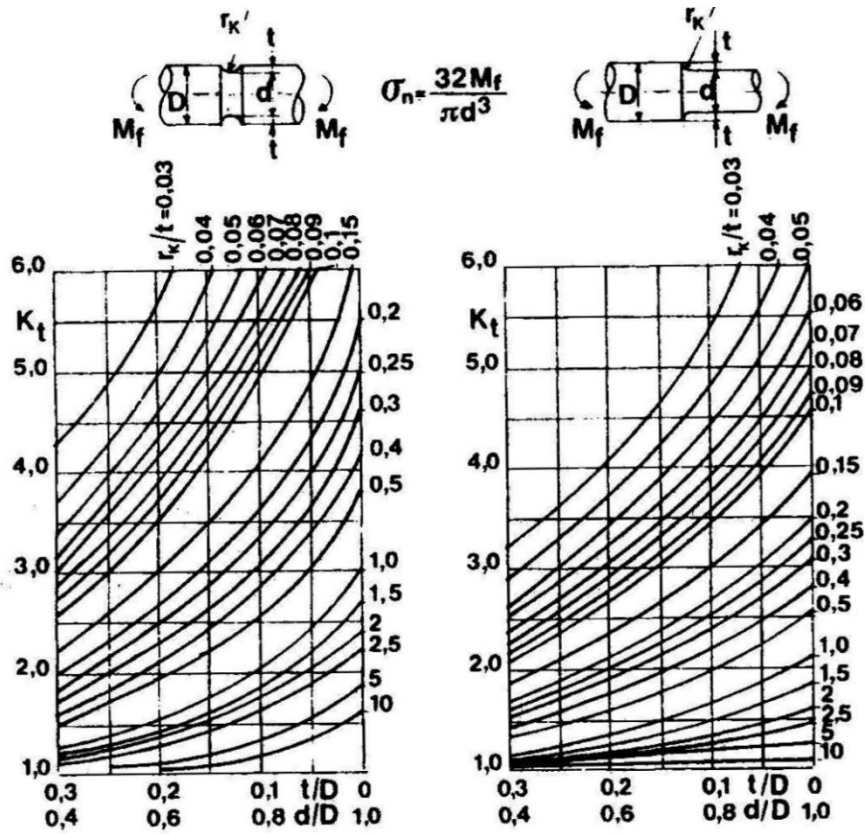


Fig. 4.8: coefficiente di intaglio teorico per asta a sezione circolare di diametro  $d$ , sottoposta a momento flettente  $M_f$ .

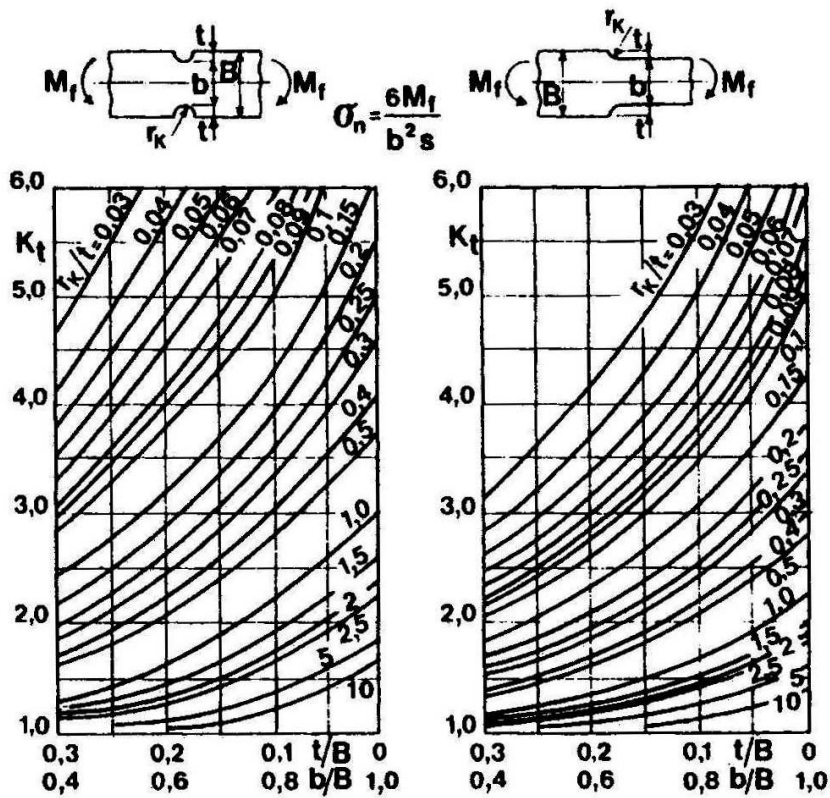


Fig. 4.9: coefficiente di intaglio teorico per asta a sezione rettangolare di spessore  $s$ , sottoposta a momento flettente  $M_f$ .

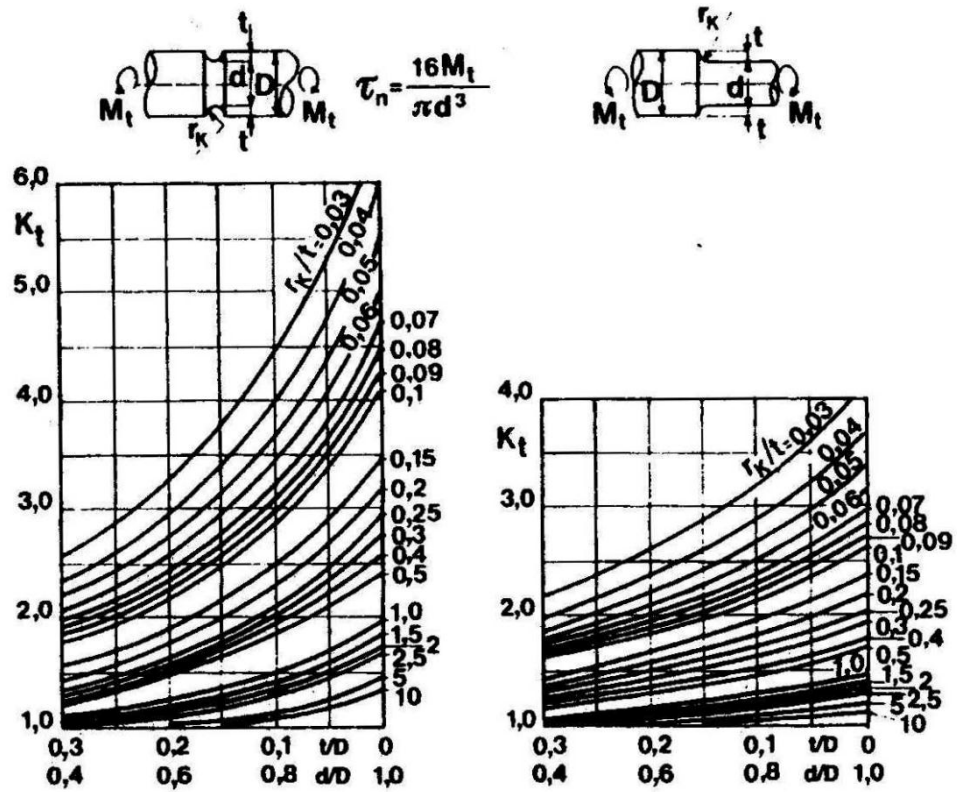


Fig. 4.10: coefficiente di intaglio teorico per asta a sezione circolare di diametro  $d$ , sottoposta a momento torcente  $M_t$ .

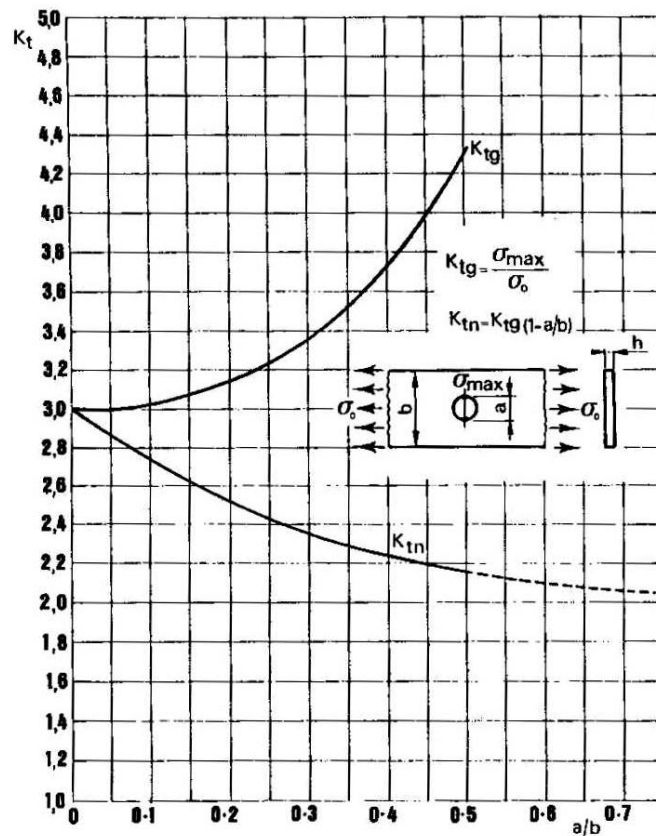


Fig. 4.11: coefficienti di intaglio teorico per asta forata sottile tesa

### 4.3 Fattore di concentrazione delle tensioni sperimentale [5]

Come descritto nel paragrafo precedente, per eseguire una verifica statica di componenti realizzati con un materiale duttile ideale, si può utilizzare la tensione nominale netta come parametro di confronto con la tensione caratteristica del materiale. In questo caso di fatto l'effetto di concentrazione delle tensioni non provoca nessun peggioramento della resistenza del componente.

Tuttavia nella realtà i materiali duttili non risultano avere un comportamento perfettamente plastico, ma bensì dopo il carico di snervamento l'aumento delle deformazioni è accompagnato da un incremento di tensione. Nella realtà quindi vi è un leggero decadimento della resistenza dovuta dalla presenza dell'intaglio, anche se in maniera molto più limitata rispetto a ciò che accade con un materiale fragile.

Per valutare correttamente l'entità della riduzione della resistenza statica di un componente, viene introdotto il *coefficiente di intaglio sperimentale*. Esso è il rapporto tra due sforzi nominali calcolati per la medesima condizione limite (relazione 4.3) (ad esempio rottura statica, plasticizzazione totale o condizione di deformazione totale accumulata in un punto): l'uno calcolato per il corpo privo di effetti di forma e l'altro per il corpo intagliato:

$$K_{sper} = \frac{\sigma_{nl}}{\sigma_{nli}} \quad (4.3)$$

Nei prossimi paragrafi verranno descritti in particolare i coefficienti di intaglio sperimentale per il caso di rottura e per il caso di deformazione plastica dello 0,2 % nel punto maggiormente sollecitato.

### 4.3.1 Coefficiente di intaglio sperimentale a rottura per carichi statici

Per stati di sollecitazione nominali uniformi (elementi strutturali tesi o compressi) con riferimento alla situazione di rottura per carichi statici, si ha la seguente espressione del coefficiente di intaglio sperimentale:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{Ri}} \quad (4.4)$$

dove  $\sigma_R$  è lo sforzo nominale di rottura a trazione (o compressione) del materiale (ricavato con provino senza intaglio) e  $\sigma_{Ri}$  è lo sforzo nominale di rottura del provino intagliato dato dal rapporto tra il suo carico di rottura a trazione (o compressione) e l'area della sua sezione minima resistente.

Per i materiali perfettamente fragili, cioè con legami sforzi deformazioni lineare fino alla rottura, si ha:

$$K_{stR} = K_t \quad (4.5)$$

Con i materiali duttili invece, prima di giungere alla rottura la plasticizzazione porta a una redistribuzione degli sforzi rispetto al caso elastico lineare. In questo caso la situazione reale di rottura coincide con quella nominale e perciò:

$$K_{stR} = 1 \quad (4.6)$$

La suddivisione fatta sopra mette in evidenza la dipendenza di  $K_{stR}$  dal tipo di materiale. In realtà esso dipende anche dal tipo di intaglio. Come mostrato in figura 4.12, in provini cilindrici con intagli molto acuti si creano stati di sforzo tridimensionali che, con materiali duttili, causano un aumento dello sforzo nominale di rottura nel provino intagliato rispetto allo sforzo di rottura nel provino senza intaglio. In tal caso si ha addirittura  $K_{stR} < 1$ . In questi provini intagliati, la conseguenza del mutato stato di sforzo è un aumento della resistenza accompagnata però da un marcato e pericoloso infragilimento.

In base alla definizione data per  $K_{stR}$ , lo sforzo nominale di rottura per un pezzo intagliato teso o compresso è:

$$\sigma_{Ri} = \frac{\sigma_R}{K_{stR}} \quad (4.7)$$

Per effettuare una verifica di resistenza a rottura statica si deve confrontare tale sforzo  $\sigma_{Ri}$  con lo sforzo nominale nella sezione minima  $\sigma_n$ , dovuto all'azione interna normale. Si effettua calcolando il coefficiente di sicurezza statico a rottura  $v_{stR}$ :



$$v_{stR} = \frac{\sigma_{Ri}}{\sigma_n} = \frac{\sigma_R}{\sigma_n \cdot K_{stR}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{effR}} \quad (4.8)$$

Di fatto la verifica si esegue rapportando la tensione di rottura del materiale liscio  $\sigma_R$  con una *tensione efficace di rottura*  $\sigma_{effR}$ , definita come:

$$\sigma_{effR} = \sigma_n \cdot K_{stR} \quad (4.9)$$

Questa tensione così definita, tiene conto della capacità della collaborazione plastica del materiale tramite il  $K_{stR}$  a partire dalla tensione nominale normale  $\sigma_n$  agente sulla struttura.

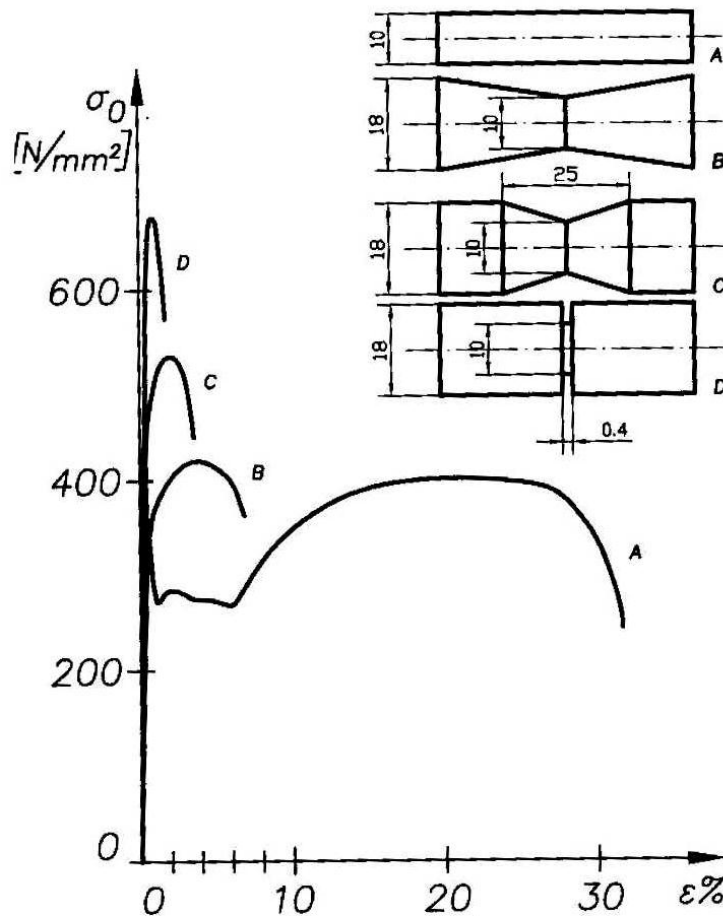


Fig. 4.12: influenza della forma della provetta per un acciaio dolce simile al Fe410.

Per stati di sollecitazione nominali non uniformi come ad esempio la flessione (ma anche la torsione) per elementi non intagliati sollecitati staticamente si parla di sforzo vero  $\sigma_R$  e di sforzo fittizio  $\sigma_{Rf}$ , legati fra loro dal coefficiente di collaborazione statica a rottura  $C_{Rf}$ <sup>1</sup>:

$$\sigma_{Rf} = \sigma_R \cdot C_{Rf} \quad (4.10)$$

In presenza di intaglio si ha il seguente sforzo nominale o fittizio di rottura a flessione  $\sigma_{Rfi}$ :

$$\sigma_{Rfi} = \frac{\sigma_R \cdot C_{Rf}}{K_{stRf}} \quad (4.11)$$

Per  $K_{stRf}$  (coefficiente di intaglio sperimentale a flessione) vale quanto detto per  $K_{stR}$ : per materiali perfettamente fragili risulta pari a  $K_t$  mentre per materiali duttili ideali si assume unitario.

Per effettuare una verifica di resistenza a rottura statica si devono confrontare i valori nominali o fittizi di rottura con gli sforzi elastici nominali massimi  $\sigma_f$  agenti nella sezione in esame. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di sicurezza statico a rottura  $V_{stR}$ :

$$V_{stR} = \frac{\sigma_{Rfi}}{\sigma_f} = \frac{\sigma_R \cdot C_{Rf}}{\sigma_f \cdot K_{stRf}} = \frac{\sigma_R \cdot C_{Rf}}{\sigma_{effR}} \quad (4.12)$$

Anche nel caso della flessione si può definire una *tensione efficace a rottura*  $\sigma_{effR}$ , definita analogamente alla relazione (4.9, in cui la tensione nominale di riferimento è quella di flessione  $\sigma_f$ .

<sup>1</sup> Per i materiali che non seguono la legge di proporzionalità fino dall'inizio della deformazione e, sopra la fase di proporzionalità, anche per quelli che non la seguono per un certo tratto, per stati di sforzo flessionali (ma anche torsionali) si hanno contributi di resistenza da parte delle zone meno sollecitate della sezione, cioè più vicine all'asse, maggiori di quelli previsti dall'ipotesi di legame lineare tra gli sforzi e le deformazioni. Si manifesta cioè il fenomeno della collaborazione, la cui entità si esprime mediante il *coefficiente di collaborazione a flessione*, che con riferimento all'azione interna (momento flettente M), si definisce come rapporto:

$$C_f = \frac{M^*}{M_{pr}} \quad (4.13)$$

dove  $M^*$  è il momento nominale o fittizio che produce rottura ( $M_R$ ) o plasticizzazione totale ( $M_S$ ), mentre  $M_{pr}$  è il momento che produce nella fibra più sollecitata il massimo sforzo consentito nell'ipotesi di proporzionalità tra sforzi e deformazioni. Se si considera la rottura,  $M_R$  è il momento che porterà effettivamente a rottura il componente (si parlerà allora di *coefficiente di collaborazione di rottura a flessione*  $C_{Rf}$ ), mentre se si considera invece lo snervamento,  $M_S$  è il momento che porterà a plasticizzazione totale l'intero componente (si parlerà allora di *coefficiente di collaborazione di snervamento a flessione*  $C_{Sf}$ ). Questi coefficienti dipendono dal materiale e dalla forma della sezione.

Si può assumere per semplicità, per una barra tonda  $C_{Rf} = C_{Sf} = 1,7$ , mentre per una barra rettangolare  $C_{Rf} = C_{Sf} = 1,5$ . Si noti che nelle espressioni generali di coefficiente di collaborazione i momenti di flessione possono essere sostituiti con i rispettivi sforzi di flessione  $\sigma$ .

Ciò mette in evidenza il motivo che è alla base della definizione dei coefficienti di collaborazione e sperimentale di intaglio: poter operare, nelle verifiche di resistenza, sempre e soltanto sugli sforzi elastici nominali.

Nell'ambito dei coefficienti di intaglio sperimentali è comodo definire due parametri: la *sensibilità all'intaglio*  $\eta_{st}$  e il *parametro di resistenza*  $\delta_{st}$ , entrambi riferiti alla particolare situazione sperimentale (rottura, deformazione, plasticizzazione).

In questo caso per la rottura statica si hanno le seguenti definizioni:

- *Sensibilità all'intaglio a rottura statica*  $\eta_{stR}$ . L'incremento di sforzo dovuto all'intaglio nelle reali condizioni di rottura è, rispetto alle condizioni nominali, pari a:

$$\Delta\sigma_{stR} = K_{stR} \cdot \sigma_n - \sigma_n = (K_{stR} - 1) \cdot \sigma_n \quad (4.14)$$

L'incremento di sforzo teorico è invece pari a:

$$\Delta\sigma_t = K_t \cdot \sigma_n - \sigma_n = (K_t - 1) \cdot \sigma_n \quad (4.15)$$

Si definisce la sensibilità all'intaglio a rottura statica come:

$$\eta_{stR} = \frac{\Delta\sigma_{stR}}{\Delta\sigma_t} = \frac{K_{stR} - 1}{K_t - 1} \quad (4.16)$$

Se si ha collaborazione plastica del materiale  $\eta_{stR} \leq 1$ , mentre per materiali fragili  $\eta_{stR} = 1$  (piena sensibilità all'intaglio).

- *Parametro di resistenza a rottura statica*  $\delta_{stR}$ , pari a:

$$\delta_{stR} = \frac{K_t}{K_{stR}} \quad (4.17)$$

Si può intuire che se si ha collaborazione plastica si avrà  $\delta_{stR} \geq 1$ , mentre per materiali fragili  $\delta_{stR} = 1$ .

In tabella 4.1 si riportano i valori di  $\delta_{stR}$  secondo la normativa ISO 6336/III B per ingranaggi. Si osserva che secondo questa normativa non viene considerato il coefficiente di collaborazione  $C_f$ . Per definizioni date si ha:

$$K_{stR} = \frac{K_t}{\delta_{stR}} \quad (4.18)$$

Materiali	$\delta_{stR}$
Acciai dolci	$1 + 0,93 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_{eL}}}$
Acciai a tutta tempra	$1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}$
Acciai cementati in cassetta	$0,77 \cdot K_t + 0,22$
Acciai nitrurati in bagno o a gas	$0,27 \cdot K_t + 0,72$
Ghise grigie	1

Tabella 4.1:  $\delta_{stR}$  secondo la normativa ISO 6336/III B per ingranaggi.  $\sigma_{eL}$  (sforzo di snervamento inferiore) e  $\sigma_{p0,2}$  (sforzo di scostamento dalla proporzionalità, rimosso il quale, con legge proporzionale, si verifica una deformazione permanente dello 0,2 % della lunghezza iniziale) devono essere espresse in MPa.

### 4.3.2 Coefficiente di intaglio sperimentale per carichi statici per una deformazione plastica di 0,2 % nei punti maggiormente sollecitati

Per i materiali non perfettamente fragili e privi di snervamento marcato, sovente si assume come sforzo limite per trazione statica lo sforzo  $\sigma_{p0,2}$  a cui corrisponde una deformazione plastica (o uno scostamento dalla proporzionalità) di 0,2 %. In presenza di intaglio la situazione limite sarà quella in cui si ha una deformazione plastica di 0,2 % nel punto più sollecitato della zona dell'intaglio. In tal caso, a causa della redistribuzione plastica degli sforzi, nella zona minima resistente si ha uno sforzo nominale maggiore di  $\sigma_{p0,2} / K_t$ .

Secondo il Niemann [], in base a numerose prove sperimentali, per gli acciai temprati si può assumere come valore limite  $\sigma_{lim0,2}$  da confrontare con lo sforzo nominale per sollecitazione dovuta a sforzo normale:

$$\sigma_{lim0,2} = \frac{\sigma_{p0,2}}{K_{st0,2}} \quad (4.19)$$

Dove il coefficiente di intaglio sperimentale  $K_{st0,2}$  per una deformazione plastica dello 0,2 % nel punto più sollecitato vale:

$$K_{st0,2} = \frac{K_t}{1 + 0,93 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} \quad (4.20)$$

Per effettuare una verifica di resistenza a snervamento (la condizione limite è pari ad una deformazione plastica dello 0,2 % nel punto più sollecitato) si deve confrontare lo sforzo limite  $\sigma_{lim0,2}$  con lo sforzo nominale  $\sigma_n$ , dovuto all'azione interna normale. Il coefficiente di sicurezza statico a snervamento  $v_{st0,2}$ :

$$v_{stR} = \frac{\sigma_{lim0,2}}{\sigma_n} = \frac{\sigma_{p0,2}}{\sigma_n \cdot K_{st0,2}} = \frac{\sigma_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2}} \quad (4.21)$$

Anche in questo caso per la verifica si considera una *tensione efficace allo snervamento*  $\sigma_{eff0,2}$  (che deve essere confrontato con il carico di scostamento dalla proporzionalità del materiale  $\sigma_{p0,2}$ ) definita come:

$$\sigma_{eff0,2} = \sigma_n \cdot K_{st0,2} \quad (4.22)$$

Per sollecitazione di flessione, tenendo conto contemporaneamente anche del coefficiente di collaborazione di snervamento a flessione  $C_{sf}$ , si ha come tensione limite  $\sigma_{lim0,2}$  allo snervamento dovuto allo sforzo di flessione:

$$\sigma_{lim0,2} = \frac{\sigma_{p0,2} \cdot C_{sf}}{K_{st0,2}} \quad (4.19)$$

Per il  $K_{st0,2f}$  il Niemann propone:

$$K_{st0,2f} = \frac{K_t}{1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} \quad (4.21)$$

Per la verifica statica a snervamento, anche per il caso di flessione, si può calcolare il coefficiente di sicurezza statico a rottura  $v_{st0,2}$ :

$$v_{st0,2} = \frac{\sigma_{lim0,2}}{\sigma_f} = \frac{\sigma_{p0,2} \cdot C_{sf}}{\sigma_f \cdot K_{st0,2f}} = \frac{\sigma_{p0,2} \cdot C_{sf}}{\sigma_{eff0,2}} \quad (4.22)$$

Anche per la flessione quindi si può definire una *tensione efficace a snervamento*  $\sigma_{eff0,2}$ , definita analogamente alla relazione (4.22, in cui la tensione nominale di riferimento è quella di flessione  $\sigma_f$ .

Si osserva che il denominatore delle (4.20 e (4.21 rappresenta il *parametro di resistenza alla deformazione di 0,2 %*,  $\delta_{st0,2}$ . Le formule sono interessanti perché mettono in evidenza l'effetto sul coefficiente d'intaglio del materiale e del tipo di intaglio.

Si definiscono anche in questo caso:

- *Sensibilità all'intaglio per deformazione plastica 0,2%:*

$$\eta_{st0,2} = \frac{K_{st0,2} - 1}{K_t - 1} \quad (4.23)$$

- *Parametro di resistenza per deformazione plastica 0,2%:*

$$\delta_{st0,2} = \frac{K_t}{K_{st0,2}} \quad (4.24)$$

Si ricorda che le norme ISO 6336/III B per gli ingranaggi danno formule simili alle precedenti, ma diverse a seconda delle classi di acciai (ricotti, temprati, cementati o nitrurati) riferite alla situazione di rottura. Non vengono qui riportate perché in esse non è messo in evidenza l'effetto del coefficiente di collaborazione.

#### 4.4 Meccanica della frattura lineare elastica (LEFM) [1]

Si è visto nei paragrafi precedenti il caso in cui vi sia la presenza di discontinuità geometriche non troppo acute negli organi meccanici. In tal caso, si è attuato un *criterio di punto*, valido nel caso in cui il gradiente delle tensioni non sia troppo elevato e quindi le tensioni variano in maniera abbastanza dolce. Per la verifica statica infatti si è considerato il picco di tensione lineare elastico introdotto dall'intaglio, andando poi a considerare il comportamento del materiale in esame (duttile o fragile). Non si è considerato però in che modo variava lo stato di tensione in prossimità dell'intaglio stesso.

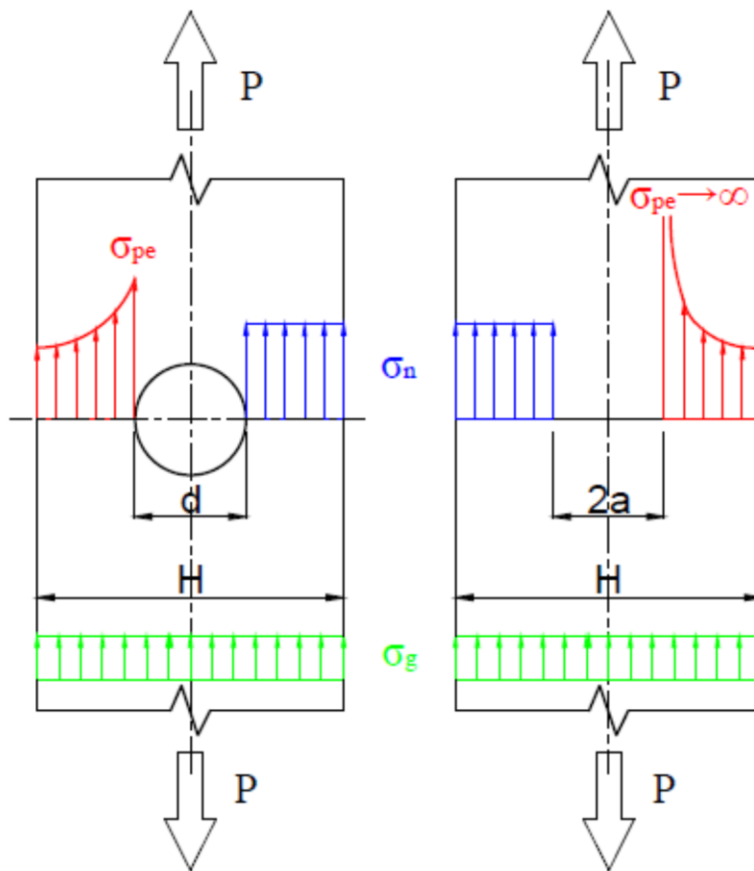


Fig. 4.13: tensioni nominale netta  $\sigma_n$  e lorda  $\sigma_g$  e andamento dello stato di tensione con l'ipotesi di lineare elasticità per una piastra forata (a sinistra) e criccata (a destra).

Nel caso in cui invece il difetto presente sia estremamente acuto (al limite una cricca, intesa come intaglio acuto con angolo di apertura tra i due lembi nullo e raggio di fondo intaglio nullo), un calcolo analitico porta a tensioni infinite in corrispondenza dell'apice della cricca (figura 4.13). Non risulta pertanto più possibile usare l'ipotesi elastica utilizzando un approccio di punto. È necessario un metodo alternativo che sia basato sul confronto dello stato di tensione e non sulla tensione di picco. Si utilizza di fatto un

*criterio di campo* che considera quindi l'intero campo di tensione che si crea attorno al punto di massima sollecitazione. Con questo approccio alternativo si deve prendere il campo di tensione e vedere come esso aumenti o diminuisca al variare della forza esterna applicata. Ciò è fattibile in quanto è possibile dimostrare che il campo di tensione in corrispondenza dell'apice di una cricca varia omoteticamente, cioè rimanendo simile a se stesso.

Uno studio in campo elastico porterebbe ad un andamento del gradiente di tensione simile a quello a tratto continuo in figura 4.13 (tratto rosso nella piastra criccata). Tuttavia un'analisi più realistica condotta in campo elastoplastico evidenzia una redistribuzione del carico per effetto dello snervamento, per cui il picco di tensione viene smussato dal valore  $\sigma_s$  del materiale. Si può affermare che, anche se la zona in corrispondenza dell'apice plasticizza sempre, se questa è piccola il comportamento reale della zona che non plasticizza è vicino a quello calcolato in campo elastico e quindi le verifiche possono essere effettuate con ottima approssimazione usando quest'ultimo ed evitando così i problemi relativi ad un'analisi elastoplastica.

È opportuno evidenziare che la tensione nominale a cui si fa in genere riferimento in meccanica della frattura sia diversa da quella in cui si fa riferimento nella meccanica classica. In quel caso infatti si era visto essere opportuno fare riferimento alla tensione netta  $\sigma_n$  per la verifica statica. Nella meccanica della frattura invece la tensione nominale è calcolata come se le cricche non ci fossero, considerando cioè la tensione lorda  $\sigma_g$ . L'approccio visto rappresenta una nuova possibilità per affrontare il problema della verifica di organi meccanici reali con campo di tensione variabile da punto a punto, che richiederà naturalmente un nuovo tipo di prove sperimentali di caratterizzazione del materiale.

Su questo approccio si è sviluppato un campo relativamente recente della meccanica che permette di verificare il livello di affidabilità di organi meccanici in presenza di cricche o difetti (schematizzabili come intagli acuti) e che prende il nome di *meccanica della frattura lineare elastica (LMFE)*, valida solo quando non si abbia plasticizzazione estesa in corrispondenza dell'apice della cricca. Come si vedrà in seguito, essa si basa sul criterio del *fattore di intensificazione delle tensioni  $K_I$*  che risulta essere associato alla distribuzione dello stato di sforzo elastico che si manifesta nell'intorno dell'apice della fessura.



#### 4.4.1 Fattore di intensificazione delle tensioni (*stress intensity factor*)

Con le premesse precedentemente esposte si affronta ora il problema di come si possa effettuare la verifica statica di un organo con la presenza di un difetto assimilabile ad una cricca. Nella realtà applicativa si nota innanzitutto che la cricca può essere sollecitata in modi diversi. I modi classici sono illustrati in figura 4.14, dove il caso più utilizzato nella pratica è quello di apertura (I).

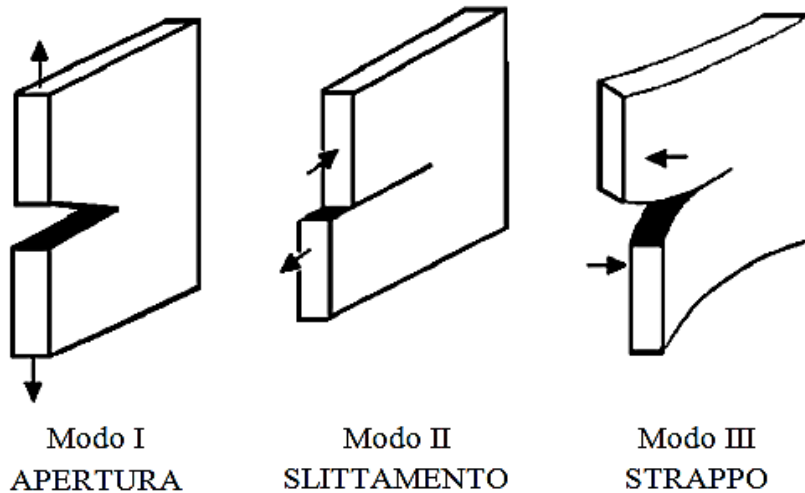


Fig. 4.14: modi in cui può essere sollecitata una cricca.

Per questo caso è stato trovato che le tensioni locali  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$  e  $\tau_{xy}$  (figura 4.15) nel caso piano (di deformazione o tensione) si possono esprimere per mezzo di una costante di proporzionalità  $K_I$  (K primo). È possibile dimostrare che il campo di tensione nelle adiacenze del punto di discontinuità è esprimibile mediante le equazioni di Irwin:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\ \sigma_{yy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\ \tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot \left(\cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \frac{3\theta}{2}\right) \end{aligned} \quad (4.25)$$

dove  $r$  è la distanza del punto considerato dal vertice della cricca e  $\theta$  è l'anomalia. In particolare in corrispondenza dell'asse  $x$  (ovvero per  $\theta=0^\circ$ ) si ha:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} ; \tau_{xy} = 0 \quad (4.26)$$

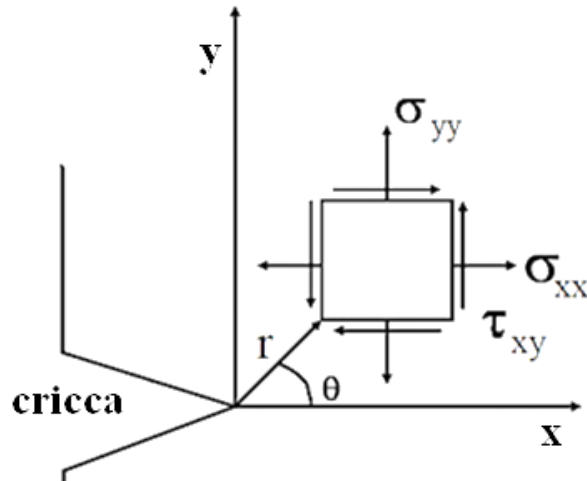


Fig. 4.15: tensioni in corrispondenza dell'apice della cricca e sistemi di riferimento.

Le condizioni di validità di tali espressioni sono le seguenti:

- 1) Modo I di apertura;
- 2) Caso piano (*plane stress* o *plain strain*);
- 3)  $r < 0,1 \cdot a$ , in quanto le formule di Irwin portano a valori nulli delle tensioni quando si è distanti dalla cricca, mentre nella realtà il campo reale tende alla tensione nominale  $\sigma_g$ ;
- 4)  $\sigma_g \leq 0,6 \cdot \sigma_S$ , per evitare che la zona plasticizzata in corrispondenza dell'apice della cricca non sia troppo estesa. Maggiore è la zona plasticizzata minore risulta essere la validità delle formule di Irwin (e quindi della Meccanica della frattura lineare elastica).

Le tensioni presenti sono quelle viste sia per il caso di tensione piana che per quello di deformazione piana. In quest'ultimo caso si aggiunge però la presenza di una  $\sigma_{zz}$ . Si ha infatti:

- tensione piana:  $\sigma_{zz} = 0$  ;  $\tau_{xz} = 0$  ;  $\tau_{yz} = 0$
- deformazione piana:  $\varepsilon_{zz} = 0 \rightarrow \sigma_{zz} = \nu \cdot (\sigma_{xx} + \sigma_{yy})$  ;  $\tau_{xz} = 0$  ;  $\tau_{yz} = 0$

La costante di proporzionalità  $K_I$  si misura in  $\left[ \frac{N}{mm^{3/2}} \right]$  o  $[MPa \cdot \sqrt{m}]$  e viene chiamata fattore di intensificazione delle tensioni o *stress intensity factor*. Il  $K_I$  caratterizza lo stato di tensione e ne definisce la criticità. Esso può essere diagrammato in scale log-log ( $\log(x)$  in ascissa e  $\log(\sigma_{yy})$  in ordinata, come mostrato in figura 4.16) e si osserva che il campo di tensione è rappresentato da una retta inclinata con una pendenza di  $-0,5$  (data dall'esponente di  $r$ ). Il campo di tensione risulterà tanto più gravoso quanto più elevato sarà il valore assunto dal  $K_I$  (quanto più la retta del diagramma log-log sarà traslata verso

destra). Il  $K_I$  non è una caratteristica del materiale, ma è semplicemente il parametro che individua l'entità del campo di tensione che si ha in prossimità del vertice della cricca.

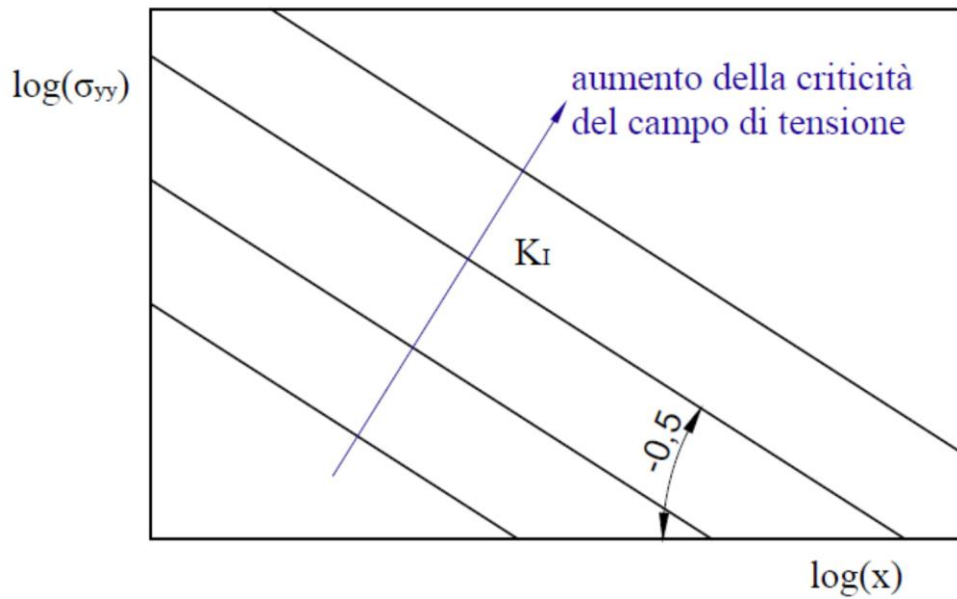


Fig. 4.16: andamento della  $\sigma_{yy}$  in funzione della coordinata  $x$  per  $K_I$  diversi (diagramma doppio logaritmico).

#### 4.4.2 Determinazione del fattore di intensificazione delle tensioni

Nella pratica il fattore di intensificazione delle tensioni per un componente meccanico criccato può essere determinato generalmente con due approcci diversi: numerico e analitico.

##### 4.4.2.1 Metodo analitico

Nella pratica applicativa si è soliti calcolare il  $K_I$  di un organo meccanico tramite manuali specialistici che riportano il valore del fattore di concentrazione delle tensioni per particolari geometrie e condizioni di carico, riferendosi al caso base di riferimento di piastra infinita (analogamente a quanto accade nel Peterson per il calcolo del  $K_t$ ).

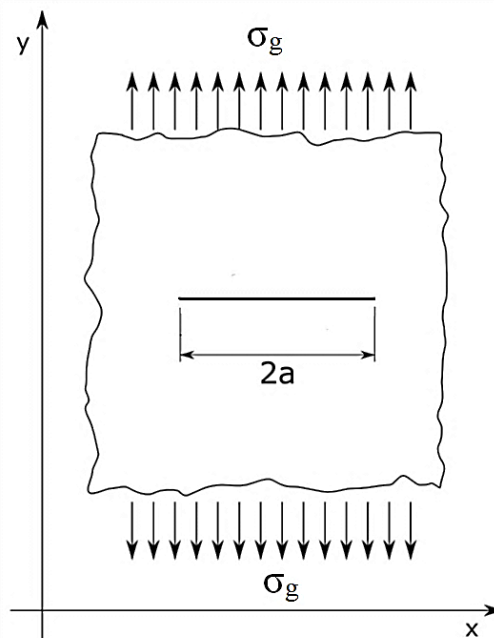


Fig. 4.17: piastra infinita con cricca di ampiezza  $2a$  soggetta alla tensione nominale  $\sigma_g$ .

Per una piastra infinita con una cricca di lunghezza  $2a$  soggetta alla tensione nominale  $\sigma_g$  (figura 4.17) l'espressione del  $K_I$  è molto semplice:

$$K_I = \sigma_g \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (4.27)$$

mentre nel caso di un organo meccanico di forma diversa l'espressione è analoga, ma introduce un *fattore di forma*  $\alpha$ :

$$K_I = \alpha \cdot \sigma_g \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (4.28)$$

È facile intuire l'utilità di poter disporre di manuali che riportino i valori di  $\alpha$  per le diverse geometrie tipiche di organi meccanici, evitando così la necessità di calcoli complessi per il

caso reale. Alcuni manuali forniscono il valore di  $\alpha$  come è stato precedentemente introdotto, mentre altri manuali forniscono direttamente il valore di  $\alpha \cdot \sqrt{\pi}$  (spesso indicato con Y).

La  $\sigma_g$  è la tensione a monte, o a valle, della cricca. Tale definizione è valida solo nel caso di campo di tensione uniforme. Se il campo è variabile (come ad esempio i casi di flessione e presenza di variazioni di forma), va specificato che la  $\sigma_g$  è in generale la tensione che si calcolerebbe nell'ipotesi di elasticità lineare se non ci fosse la cricca, ma nel punto in cui è presente l'apice della cricca stesso.

Si riportano nelle figure 4.18 alcuni esempi di diagrammi che forniscono il fattore di forma al variare della geometria e delle dimensioni della cricca.

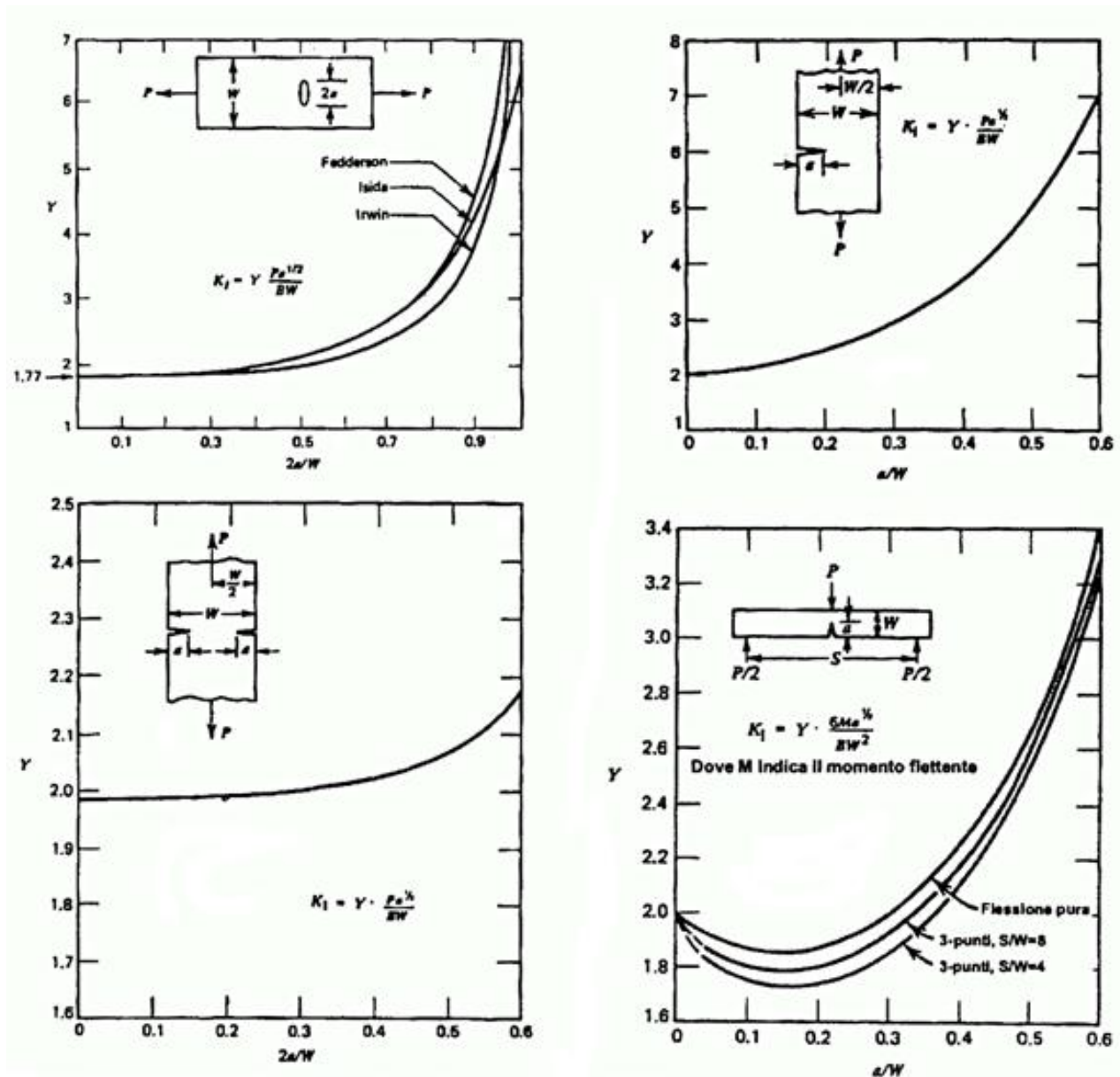


Fig. 4.18: coefficienti di forma Y generici per diverse configurazioni geometriche.

Le condizioni al contorno che maggiormente influenzano l'entità del  $K_I$  sono:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \text{ la tensione nominale } \sigma_g \\ 2) \text{ dimensione della cricca } a \end{array} \right\} \rightarrow K_I = f(\sigma_g, a)$$

Il  $K_I$  aumenta (e quindi aumenta la criticità del componente) sia al crescere della tensione nominale  $\sigma_g$  (la retta nel diagramma log-log trasla lungo l'asse x) sia al crescere dell'ampiezza della cricca  $a$  (la retta nel diagramma log-log trasla lungo l'asse y).

#### 4.4.2.2 Metodo numerico

Grazie alle avanzate tecniche numeriche è possibile implementare al calcolatore delle analisi agli elementi finiti (*finite element method, F.E.M.*), con le quali è possibile ottenere lo stato tensionale e deformativo di un certo componente meccanico. In particolare è possibile ottenere l'andamento della tensione  $\sigma_{yy}$  in funzione della distanza  $x$  dall'apice della cricca. Il  $K_I$  si troverà teoricamente tramite il seguente limite:

$$K_I = \lim_{x \rightarrow 0} [\sigma_{yy} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot x}] \quad (4.29)$$

Nella pratica tuttavia è difficile calcolare correttamente tale limite. Si può comunque procedere esportando come output di un'analisi le soluzioni nodali del modello, in particolare le tensioni in corrispondenza dei nodi prossimi all'apice della cricca. Per ogni nodo  $i$ -esimo è possibile calcolare un valore del  $K_I$ :

$$K_{I_i} = \sigma_{yy_i} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot x_i} \quad (4.30)$$

dove  $\sigma_{yy_i}$  e  $x_i$  sono rispettivamente la tensione e la distanza dall'apice della cricca nel nodo  $i$ -esimo e il  $K_{I_i}$  è il fattore di intensificazione delle tensioni calcolato per il nodo stesso. Si avranno quindi una serie di valori del  $K_I$  in funzione della distanza  $x$ , che verranno poi mediati in un opportuno intervallo di  $x$  ove si può considerare il  $K_I$  approssimativamente costante.

#### 4.4.3 Verifica statica nella meccanica della frattura

All'aumentare della forza che sollecita un organo meccanico aumenta anche la  $\sigma_{yy}$  e nel diagramma di figura 4.19 ci si sposta su diverse rette nel senso dei  $K_I$  crescenti. Ad un certo punto la sollecitazione sarà tale da raggiungere la situazione critica (che sarà diversa a seconda del tipo di materiale). L'analisi del campo di tensione viene effettuata indipendentemente dal tipo di materiale. Si pone pertanto un limite al  $K_I$  (chiamato  $K_c$  nel caso statico, resistenza a frattura o *fracture toughness*) affinché non venga superata la situazione critica tipica di un certo materiale. Al crescere dello stato di tensione ( $K_I$ ) aumenta la pericolosità del campo, ad un certo punto si arriva al valore critico  $K_c$  già noto da prove sperimentali effettuate sul materiale.

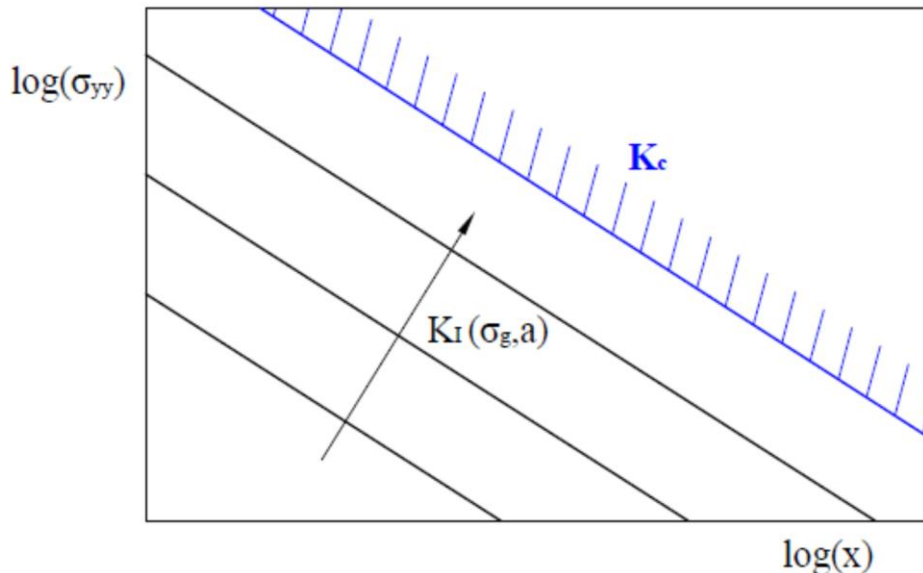


Fig. 4.19: definizione della resistenza a frattura  $K_c$ .

In definitiva quando  $K_I$  raggiunge il valore critico  $K_c$  si ha rottura del componente. Pertanto il componente sarà in sicurezza quando viene verificata la condizione:

$$K_I < K_c \quad (4.31)$$

Tanto più distante è il valore del  $K_I$  dal  $K_c$ , tanto più l'organo meccanico è in condizione di sicurezza (quindi è alquanto immediato il calcolo del coefficiente di sicurezza). I valori della resistenza a frattura  $K_c$  possono essere determinati sperimentalmente e riportati in tabella per diversi materiali.

Per determinare il  $K_c$  si sottopone a trazione statica sino a rottura una provetta precriccata: si prende una provetta dopo avervi praticato una cricca di lunghezza  $2a$  e con una

macchina di trazione la si porta a rottura statica e così, conoscendo la tensione nominale di rottura  $\sigma_{gR}$  e la dimensione iniziale della cricca, si risale al valore di  $K_c$ .

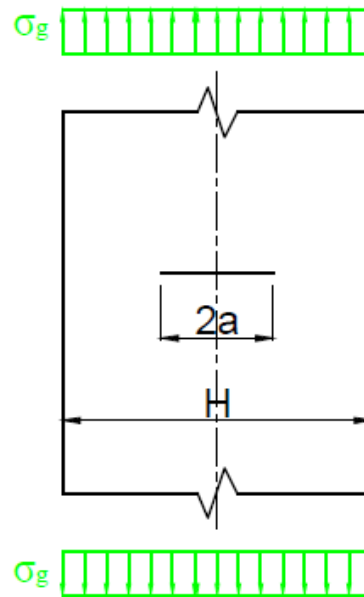


Fig. 4.20: piastra precriccata sollecitata a trazione per il calcolo del  $K_c$ .

Per esempio si abbia una piastra precriccata con una cricca di lunghezza iniziale pari a  $2a$  (figura 4.20). Se  $H \gg 2a$  si può ipotizzare il provino come piastra infinita, e varrà perciò la relazione 4.25). Se si prende una prima piastra con cricca di lunghezza  $2a_1$  e la si porta a rottura, si conosce la  $\sigma_{gR}$  e con essa si ricava  $K_c = \sigma_{gR_1} \cdot \sqrt{\pi \cdot a_1}$ . È utile rappresentare in un diagramma doppio logaritmico l'espressione che esplicita  $K_c$ , ove si possono riportare i punti sperimentali (vedi figura 4.21). Il diagramma è del tutto analogo a quello relativo al  $K_I$  (figura 4.16), in cui però in ascissa si ha la semi ampiezza della cricca  $a$  (anziché la distanza  $x$  dall'apice della cricca) e in ordinata la tensione nominale che innesca la rottura del provino (anziché la tensione nominale generica  $\sigma_g$ ).

Se si riportano i valori della prima prova nel diagramma si può ottenere un primo punto sperimentale. Se da tale punto si fa passare una retta inclinata di  $-0,5$  essa rappresenta il limite per i valori di  $K_I$ , cioè il  $K_c$ , che resta costante per ogni larghezza di cricca e per ogni  $\sigma_g$  (a meno delle dispersioni di ordine statistico). Quindi entrando nel diagramma con la semi ampiezza  $a$  di una generica piastra si conosce subito la tensione  $\sigma_{gR}$  che ne comporterebbe la rottura.

Naturalmente è opportuno non limitarsi ad una sola prova, bensì effettuarne diverse per caratterizzare meglio il valore della resistenza a frattura. Perciò si effettuano più prove ad  $a$  diverse per ottenere una dispersione accettabile dei punti sperimentale, estrapolando poi



per interpolazione il valore del  $K_c$ . Bisogna porre molta attenzione ai punti ottenuti, visto che in alcuni casi possono portare a valori errati del  $K_c$ .

In particolare per a “piccoli” i punti sperimentali nel diagramma tendono al valore della tensione di rottura statica  $\sigma_R$  del materiale non criccato (derivante dalla meccanica classica). Con a piccoli quindi, il materiale criccato si comporterà di fatto come se la cricca non ci fosse e i punti sperimentali tendono ad un asintoto orizzontale (retta blu in figura 4.21).

Per a molto grandi invece viene meno la condizione di piastra infinita, per cui il  $K_c$  sarà influenzato dal coefficiente di forma  $\alpha = \alpha(a/H)^2$ , per cui ora varrà la relazione  $K_c = \alpha \cdot \sigma_{gR_1} \cdot \sqrt{\pi \cdot a_1}$  anziché  $K_c = \sigma_{gR_1} \cdot \sqrt{\pi \cdot a_1}$  che è stata utilizzata per la costruzione del grafico. Al limite per  $a = a_{max} = H/2$  si ha ovviamente  $\sigma_{gR} = 0$ , e tanto più si è vicini a tale valore  $a_{max}$  tanto più la curva sarà influenzata dal coefficiente di forma  $\alpha$ .

Si può quindi concludere affermando che la definizione del  $K_c$  è valida in un tratto intermedio delle semi ampiezze della cricca a.

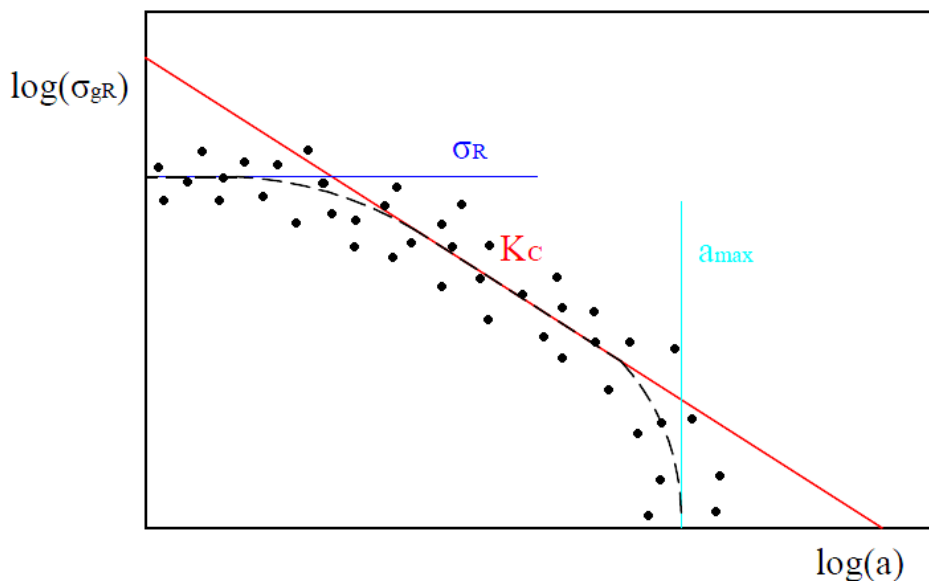


Fig. 4.21: andamento della  $\sigma_{gR}$  in funzione della semi ampiezza della cricca a per una piastra metallica sollecitata a trazione.

<sup>2</sup> Nel caso di piastra finita di larghezza H l'espressione del  $K_I$  risulta essere:

$$K_I = \alpha \cdot \sigma_g \cdot \sqrt{\pi \cdot a} = \sigma_g \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \sqrt{\sec \frac{\pi \cdot a}{H}} \quad (4.32)$$

In sostanza questa formula non è molto diversa da quella relativa alla piastra infinita, l'unica variante sta nel fattore di forma  $\alpha = \sqrt{\sec \frac{\pi \cdot a}{H}}$ , che tiene conto della forma dell'organo meccanico.

#### 4.4.4 Fattori che influenzano la resistenza alla frattura $K_c$

Come visto  $K_c$  può essere determinato sperimentalmente per un dato materiale e i principali parametri da cui esso dipende sono lo spessore, il tipo di materiale e la temperatura.

- **Spessore del provino**

Per diversi spessori del provino utilizzato per la determinazione del  $K_c$  si trovano valori della tenacità a frattura che variano in funzione dello spessore  $t$  secondo la curva rappresentata in figura 4.22.

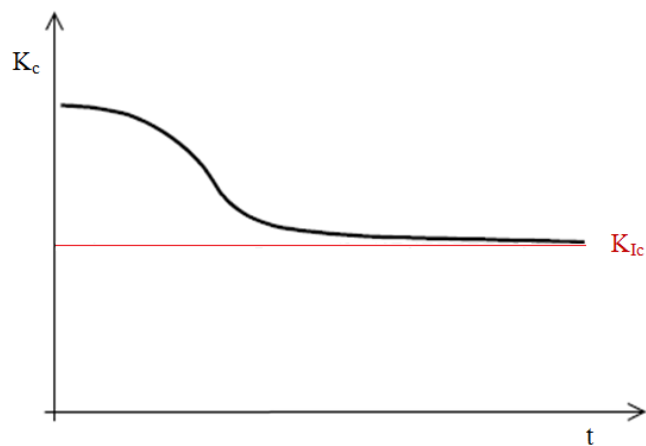


Fig. 4.22: andamento del  $K_c$  al variare dello spessore  $t$  del provino.

Si osserva che per valori elevati dello spessore la curva tende asintoticamente ad un valore minimo di  $K_c$  che viene chiamato  $K_{Ic}$  (*plane strain fracture toughness* o resistenza a frattura nel caso di deformazione piana). Infatti per spessori elevati della piastra si realizza appunto la condizione di deformazione piana, mentre se si hanno spessori piccoli si realizza la condizione di tensione piana. Tuttavia le reali condizioni di un organo meccanico spesso non si conoscono e quindi non si può ricavare il valore più adatto del  $K_c$ , di conseguenza i manuali in genere danno i valori di  $K_{Ic}$ , in modo tale da porsi in condizioni in favore di sicurezza.

Le norme ASTM prevedono una formula per lo spessore minimo del provino in corrispondenza del quale si è sicuri di aver raggiunto l'asintoto  $K_{Ic}$ :  $t \geq 2,5 \cdot \left(\frac{K_c}{\sigma_s}\right)^2$ .

- **Tipo di materiale**

In generale, per tutte le classi di materiali (leghe d'alluminio, leghe di titanio, acciai), si può osservare che all'aumentare del carico di snervamento diminuisce il valore  $K_{Ic}$ . Quindi se si hanno problemi di difetti, conseguenti ad esempio a certe lavorazioni, non è sempre conveniente scegliere un materiale migliore, cioè più resistente. In linea generale un materiale che resiste di più a sollecitazioni statiche è anche più sensibile alla presenza di difetti.

- **Temperatura**

In figura 4.23 si riporta l'andamento della resistenza a frattura in stato di deformazione piana  $K_{Ic}$  e la tensione di snervamento  $\sigma_s$  al variare della temperatura. Da un valore circa costante di  $K_{Ic}$  alle basse temperature, si passa ad un forte gradiente in prossimità degli 0 °C (*temperatura di transizione duttile-fragile*, che generalmente avviene tra i -30 e i 40 °C). La curva al crescere della temperatura non continua salire, ma l'andamento si stabilizza nuovamente.

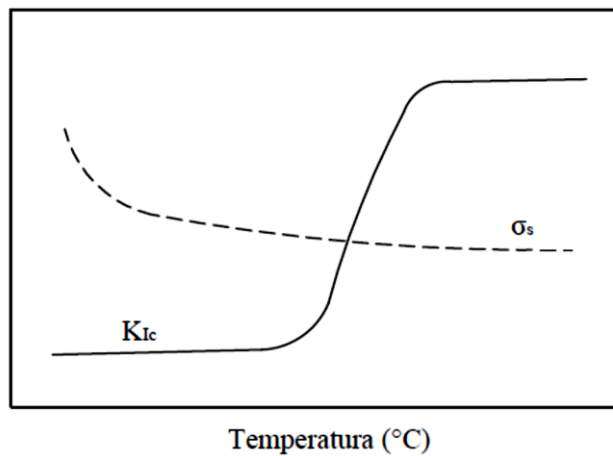


Fig. 4.23: influenza della temperatura sulla tensione di snervamento  $\sigma_s$  e sulla resistenza a frattura  $K_{Ic}$ .

La tenacità a frattura diminuisce molto al di sotto della temperatura di transizione, per cui una struttura con cricche e difetti che resiste bene a temperatura ambiente ordinaria, non è detto che resista altrettanto bene nel caso in cui la temperatura di esercizio scenda, eccezionalmente, a temperature molto più basse. In tal caso possono verificarsi pericolosissime rotture di schianto, in assenza di qualunque preavviso (si verifica la cosiddetta *rottura fragile*).

Si osservi come al diminuire della temperatura, l'effetto combinato della riduzione della resistenza a frattura e dell'aumento della tensione di snervamento provochi un allargamento del campo in cui la resistenza del pezzo è determinata dalla presenza di cricche. Si rendono così critiche cricche che in condizioni normali non lo sarebbero. In figura 4.24 infatti, come esempio, alla temperatura  $T_1$  la cricca di lunghezza  $a^*$ , non risulta essere critica (la resistenza del componente è pari a  $\sigma_s$ , come se la cricca non ci fosse). Se la temperatura d'esercizio dovesse scendere alla temperatura  $T_2 < T_1$ , la stessa cricca diverrebbe critica, causando un decremento della resistenza del componente (infatti si passa ad una tensione limite pari a  $\sigma_{gs}^* < \sigma_s$ ).

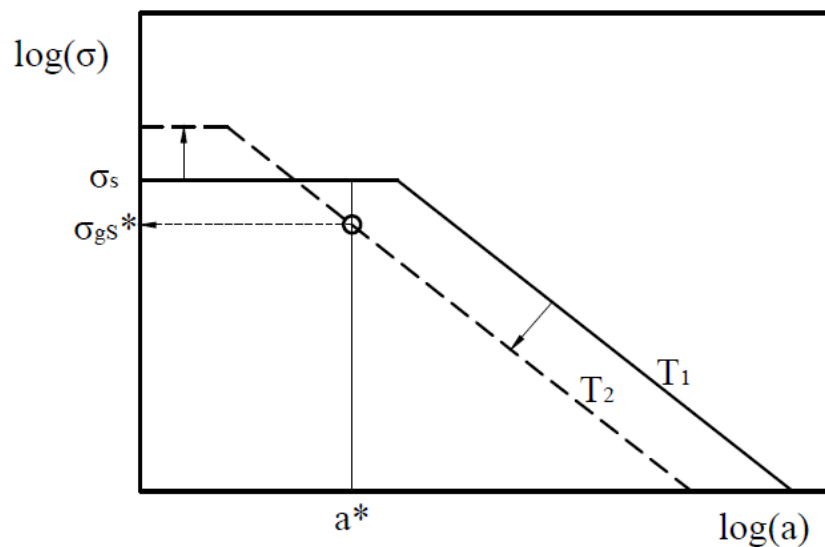


Fig. 4.24: effetto della temperatura sulla resistenza statica di un organo con cricca lunga  $a^*$ .

#### 4.4.5 Campo di utilizzo della meccanica della frattura lineare elastica

Il diagramma precedente in figura 4.21 (retta rossa) rappresenta la relazione (valida per piastra infinita)  $K_c = \sigma_{gR} \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$ , la quale mette in evidenza la dipendenza del  $K_c$  dal prodotto della tensione nominale di rottura  $\sigma_{gR}$  e della semi ampiezza della cricca  $a$ . Si può dire che per ogni coppia ( $\sigma_{gR}$ ,  $a$ ) che porta a rottura,  $K_c$  sia costante per un certo materiale.. Ciò significa che, per un dato materiale, se la cricca è grande il pezzo si rompe applicando una  $\sigma_g$  piccola. Se invece la cricca è piccola il pezzo si rompe con una  $\sigma_g$  grande; se la  $a$  è sufficientemente piccola, la  $\sigma_g$  teoricamente può essere anche più elevata della tensione di rottura statica  $\sigma_R$  del materiale non criccato. Quest'ultima affermazione non può essere valida, in quanto il materiale non può resistere a tensioni più elevate di quella di rottura derivante dall'approccio classico. Questo importante aspetto evidenzia che l'utilizzo della meccanica della frattura è valido solo per determinate ampiezze della cricca, fuori dalle quali si dedurrebbero delle informazioni errate sull'effettiva resistenza statica del materiale.

Si riportano ora i campi entro i quali può essere ritenuto valido l'utilizzo della meccanica della frattura, in relazione alla tipologia di materiale utilizzato (fragile o duttile).

- **Materiale fragile**

Come mostrato nel diagramma in figura 4.25, la retta inclinata relativa alla tenacità alla frattura  $K_c$  ha validità fino a che non interseca la retta orizzontale della tensione di rottura  $\sigma_R$ , dopo di che la tensione nominale critica da considerare è quella di rottura statica.

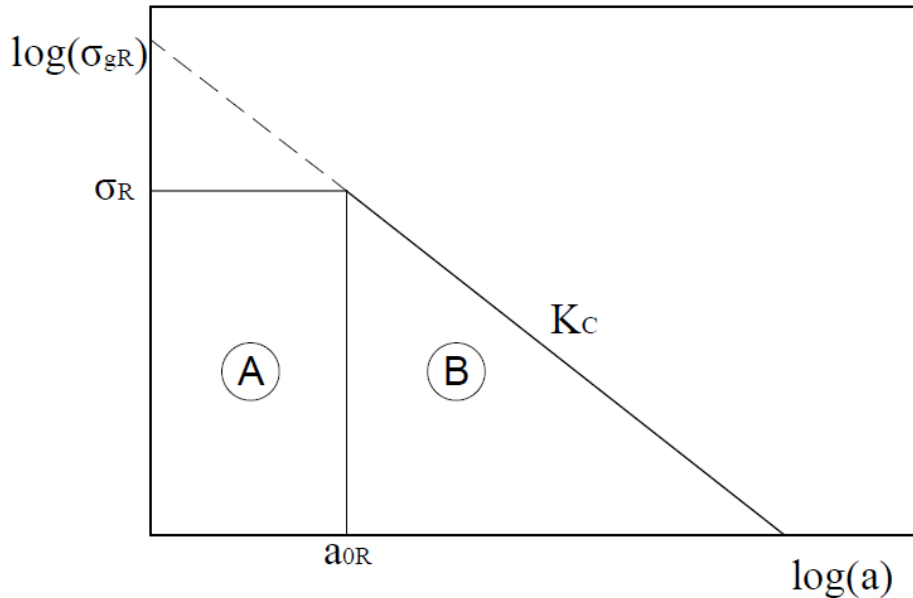


Fig. 4.25: campo di utilizzo della meccanica della frattura per un materiale fragile.

Nel diagramma si possono individuare due zone caratteristiche in funzione della dimensione della cricca. Il valore della semi ampiezza della cricca  $a_{0R}$  che divide le due zone, è quella per cui si ha l'intersezione delle rette e per la quale la tensione nominale di rottura raggiunge quella di rottura statica:

$$\left. \begin{array}{l} 1) K_c = \sigma_{gR} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \\ 2) \sigma_{gR} = \sigma_R \end{array} \right\} a_{0R} = \frac{1}{\pi} \cdot \left( \frac{K_c}{\sigma_R} \right)^2 \quad (4.33)$$

Per le cricche inferiori alla dimensione  $a_{0R}$  (zona A in figura 4.25) vale la progettazione “classica”: in tale zona le cricche sono sufficientemente piccole per cui il materiale arriva a rompersi non per l'effetto della presenza della cricca, ma semplicemente perché raggiunge la  $\sigma_R$ . Di fatto in tale zona la progettazione del componente si esegue come se la cricca non ci fosse.

Le cricche più grandi della dimensione  $a_{0R}$  (zona B in figura 4.25) invece, sono così grandi da procurare il collasso dell'organo meccanico prima del raggiungimento della tensione  $\sigma_R$ . In questo caso per la progettazione si segue la via della meccanica della frattura lineare elastica.

• **Materiale duttile**

Per i materiali duttili ideali, valgono le stesse considerazioni fatte per i materiali fragili, considerando ora però come condizione limite non più la rottura ma bensì lo snervamento (vale il diagramma di figura 4.25 nella quale al posto della  $\sigma_R$  vi è lo snervamento  $\sigma_s$ , a cui corrisponderà una dimensione limite della cricca pari a  $a_{0s} = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{K_c}{\sigma_s}\right)^2$ ).

Nella realtà però, con materiali duttili, le zone non sono due ma bensì tre, in quanto si aggiunge una zona “C”, compresa tra la A e la B, di meccanica della frattura elastoplastica, nella quale bisogna tener conto della plasticizzazione del materiale. Il diagramma in corrispondenza di tale zona ora presenta un’inclinazione diversa dalla retta del  $K_c$  (figura 4.26).

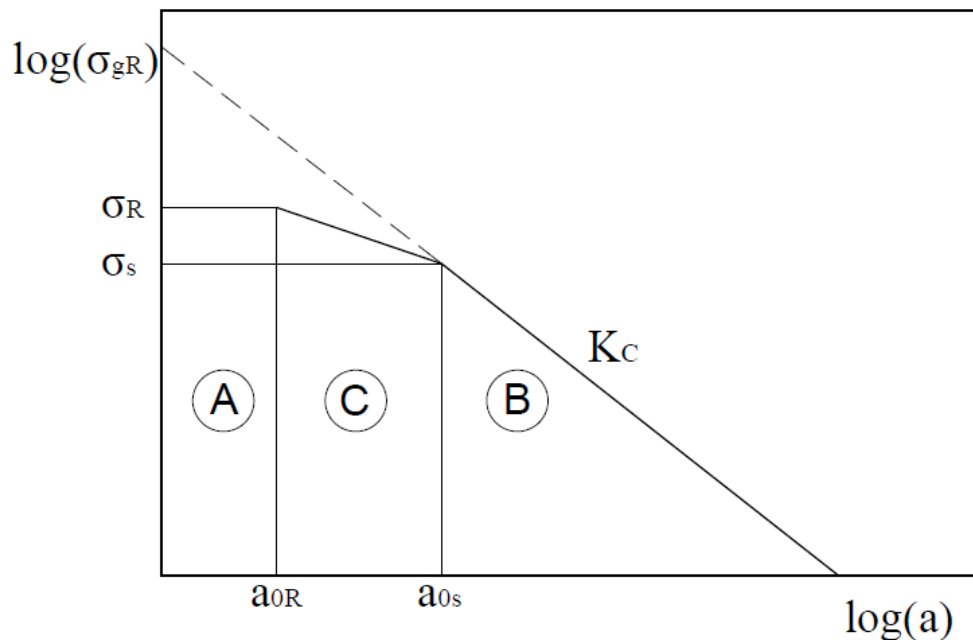


Fig. 4.26: campo di utilizzo della meccanica della frattura per un materiale duttile.

Riassumendo, per un materiale duttile, in funzione della dimensione della cricca  $a$  si ha:

- A)  $a < a_{0R} \rightarrow$  progettazione statica classica;
- B)  $a_{0R} < a < a_{0s} \rightarrow$  progettazione con la meccanica della frattura elastoplastica;
- C)  $a > a_{0s} \rightarrow$  progettazione con la meccanica della frattura lineare elastica.

In genere i valori delle dimensioni limite della cricca che consentano l'applicazione della meccanica della frattura lineare elastica sono molto grandi, per cui si ricade nella progettazione statica classica, anche se vi è la presenza di difetti e/o cricche con dimensioni non trascurabili.

## 4.5 Conclusioni

In base a quanto descritto nei paragrafi precedenti si può concludere affermando che la resistenza statica effettiva di un componente intagliato dipende dalla forma e dalle dimensioni dell'intaglio e inoltre dal tipo di materiale costituente l'organo meccanico.

Per i materiali fragili (ad esempio un vetro), in base all'approccio classico, la valutazione della resistenza statica di un componente intagliato può avvenire determinando il picco di tensione lineare elastico in corrispondenza della discontinuità e confrontandolo poi con la resistenza a rottura del materiale determinata sperimentalmente su un provino liscio. In tal caso il materiale risulta essere pienamente sensibile a qualsiasi tipo d'intaglio e perciò ci si può limitare a valutare il massimo della tensione tramite il coefficiente di intaglio teorico.

Tuttavia per intagli e difetti molto piccoli, in base all'approccio fornito dalla meccanica della frattura, si può affermare che questi non hanno alcuna influenza sulla resistenza statica del componente e perciò si può considerare il componente come se non fossero presenti tali intagli (per dimensioni inferiori al valore  $a_{0R}$ ). Quanto detto può essere riassunto qualitativamente nella tabella 4.2.

$a_{0R}$		dimensione dell'intaglio $d$
$d < a_{0R}$	→	
$d < a_{0R}$	$d > a_{0R}$	
NULLA SENSIBILITA' ALL'INTAGLIO (valutazione della resistenza come se l'intaglio non ci fosse)	PIENA SENSIBILITA' ALL'INTAGLIO (valutazione della resistenza con il $K_t$ e la tensione di picco lineare elastica $\sigma_{pe}$ )	

Tabella 4.2: valutazione della resistenza statica di componenti intagliati realizzati con materiale fragile, in funzione della dimensione dell'intaglio.

Per i materiali duttili, come già descritto in precedenza, la verifica con la tensione di picco elastica può essere esageratamente in favore di sicurezza, mentre la verifica con la tensione nominale netta invece può essere a svantaggio di sicurezza. La tensione effettiva con la quale eseguire correttamente la valutazione della resistenza statica sarà un valore intermedio tra quella di picco e quella netta, e tale valore dipenderà dalle dimensioni e dalla forma dell'intaglio.

Se ci troviamo di fronte ad un intaglio di grandi dimensioni (con ampi raggi di raccordo) la tensione di picco non si discosterà di molto da quella nominale netta e il  $K_t$  assumerà dei valori molto bassi (vicini all'unità). Il picco risulterà agire su di un volume strutturale molto ampio, con un gradiente delle tensioni limitato. In questo caso, in base alle formule



che danno il parametro di resistenza  $\delta_{st}$  (tabella 4.1 per il caso della rottura e formula (4.24 per il caso della di deformazione dello 0,2% nel punto più sollecitato), per  $K_t$  bassi e prossimi all'unità, il  $\delta_{st}$  risulta anch'esso essere circa uguale a uno. Ne consegue allora che il  $K_t \approx K_{st}$ , per cui si può assumere per la verifica statica la tensione di picco lineare elastica  $\sigma_{pe}$  (che risulta essere prossima alla tensione efficace  $\sigma_{eff}$  a rottura o allo snervamento). Si ha di fatto piena sensibilità all'intaglio (infatti dalle relazioni (4.16 e (4.23 si ha la sensibilità all'intaglio  $\eta_{st}$  circa pari all'unità); tuttavia non si commette un grave errore se si progetta con la tensione nominale netta, anche se comunque considerando la  $\sigma_{pe}$  si è a vantaggio di sicurezza.

Se invece si hanno intagli di dimensioni normali (con piccoli raggi di raccordo) la tensione di picco assumerà un valore più elevato rispetto alla nominale netta e il  $K_t$  presenterà valori più elevati che in precedenza. Il picco risulterà agire su di un volume strutturale molto limitato, con un gradiente delle tensioni elevato. In questo caso è quindi opportuno considerare la tensione efficace  $\sigma_{eff}$ , che risulterà avere un valore intermedio tra quella di picco e quella nominale netta (situazione di intermedia sensibilità all'intaglio). In generale più sarà elevato il  $K_t$  minore sarà la sensibilità all'intaglio del materiale.

Anche in questo caso per intagli e difetti molto piccoli, in base all'approccio fornito dalla meccanica della frattura, si può affermare che questi non hanno alcuna influenza sulla resistenza statica del componente (per dimensioni inferiori al valore  $a_{0s}$ , se si assume come condizione limite lo snervamento). Tuttavia la presenza di difetti con dimensioni comprese tra  $a_{0R}$  e  $a_{0s}$ , è accompagnata da un decremento seppur limitato della resistenza statica (come si può intuire dal grafico di figura (4.26). Quindi solo per dimensioni inferiori  $a_{0R}$  la resistenza del componente intagliato rimane invariata (nulla sensibilità all'intaglio). Quanto detto può essere riassunto qualitativamente nella tabella 4.3.

$a_{0R}$		dimensione dell'intaglio $d$
$d < a_{0R}$	$d > a_{0R}$ (intagli normali)	$d \gg a_{0R}$ (macrointagli)
NULLA SENSIBILITA' ALL'INTAGLIO	INTERMEDIA SENSIBILITA' ALL'INTAGLIO	PIENA SENSIBILITA' ALL'INTAGLIO
(valutazione della resistenza come se l'intaglio non ci fosse)	(valutazione della resistenza con il $K_{st0,2}$ e la tensione efficace $\sigma_{eff0,2}$ )	(valutazione della resistenza con il $K_t$ e la tensione di picco lineare elastica $\sigma_{pe}$ )

Tabella 4.3: valutazione della resistenza statica di componenti intagliati realizzati con materiale duttile, in funzione della dimensione dell'intaglio.

## **CAPITOLO 5**

# **VALUTAZIONE DELL'INFLUENZA DEI DIFETTI SULLA RESISTENZA STRUTTURALE STATICA DI COMPONENTI DI TURBINE A VAPORE**

### **5.1 Introduzione**

In questo capitolo verranno eseguite una serie di analisi agli elementi finiti, utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®, di diversi assiemi di stadi rotorici di turbine a vapore, con lo scopo di valutarne la resistenza statica in presenza di difetti. L'Azienda De Pretto ha infatti rilevato dopo un certo periodo di funzionamento, in sede di manutenzione, una serie di difettosità sui componenti turbina, causate sostanzialmente dall'erosione del vapore.



Fig. 5.1: esempio di cavità da erosione sulla testa di un piolo ribadito e sul disco di bendaggio.

Nelle seguenti figure vengono mostrate delle rilevazioni dei difetti riscontrati su diverse macchine, in particolare in corrispondenza dei pioli ribaditi e sul disco di bendaggio (figura 5.1), sulle palette (figura 5.2) e sui dischi turbina (figura 5.3). I difetti riscontrati sono simili nella maggior parte dei casi a intagli raccordati, con dimensioni attorno a un millimetro. In altri casi invece, si ha un'ampia erosione diffusa che comporta una complessiva riduzione delle sezioni resistenti dei componenti, come accade in particolare per i dischi turbina. L'entità del materiale asportato dall'erosione sarà simulata nelle analisi al calcolatore sottraendo volumi equivalenti di geometria semplice. Verranno perciò ipotizzate inizialmente delle geometrie semplici di difettosità che verranno poi realizzate sui modelli geometrici di partenza integri. La modellazione di tali geometrie verrà eseguita utilizzando l'interfaccia geometrica Design Modeler, disponibile all'interno del software Ansys Workbench®.



Fig. 5.2: esempio di effetti dell'erosione diffusa del vapore sui componenti turbina.

Verranno poi eseguite, come già accennato, delle analisi F.E.M. lineari elastiche dei gruppi costituiti da bendaggio, palette e disco turbina, inizialmente in assenza di difetti e successivamente andando a inserire i difetti precedentemente descritti. L'obiettivo delle analisi è pertanto quello di valutare numericamente l'entità della riduzione della resistenza statica dei componenti difettati. Dalle analisi si otterranno i valori delle tensioni lineari elastiche in corrispondenza dei punti più critici dell'assieme. Per valutare correttamente la resistenza statica dei componenti indeboliti dagli intagli verrà definito un criterio di resistenza per tener conto della sensibilità all'intaglio del materiale. A tale scopo verrà

utilizzato il coefficiente di intaglio sperimentale per carichi statici per una deformazione plastica di 0,2 % nei punti maggiormente sollecitati  $K_{st0,2}$  (paragrafo 4.3.2), che tiene conto della capacità di collaborazione plastica offerta dai materiali. Si otterranno così delle tensioni efficaci  $\sigma_{eff0,2}$ , a partire da quelle di picco lineari elastiche  $\sigma_{pe,FEM}$  ottenute dalle analisi agli elementi finiti. Queste tensioni efficaci verranno poi confrontate con la tensione di snervamento del materiale  $R_{p0,2}$  per gli stadi freddi o con la resistenza al creep  $R_{p,10^5,1\%}$  per gli stadi caldi.



Fig. 5.3: esempio di effetti dell'erosione diffusa su un disco turbina.

I risultati ottenuti verranno espressi in termini di incremento percentuale dello stato di tensione rispetto alla configurazione integra in assenza di erosione, attraverso la definizione di classi di accettabilità dei difetti in funzione dell'incremento percentuale ottenuto. Tali incrementi percentuali verranno riportati in tabelle riassuntive in funzione delle dimensioni e delle tipologie dei difetti modellate.

## 5.2 Tipologie di difettosità modellate

Vengono ora riassunte tutte le varie tipologie di difettosità che sono state assunte per descrivere l'effetto di erosione provocato dal vapore sui vari componenti turbina. Le dimensioni dei difetti che vengono in seguito riportate sono state rilevate con un calibro ventesimale su diverse turbine. I valori riportati sono indicativi, in quanto le varie dimensioni possono cambiare da uno stadio all'altro (cambiano le geometrie dove vengono inseriti); per conoscere i valori intermedi tra i valori sotto riportati vedasi in dettaglio le tabelle che verranno riportate nei prossimi paragrafi relativi ai risultati dei singoli stadi.

### 5.2.1 Difetti sul bendaggio

L'effetto di erosione sul bendaggio verrà simulato sottraendo dal modello di partenza integro dei volumi di materiale pari a dei cilindri di diametro  $d$ , con fondo sferico per evitare zone di singolarità geometrica. La profondità  $p$  del difetto sarà di qualche mm, fino a raggiungere la condizione di foro passante. Verranno studiate per ogni assieme due condizioni diverse di posizionamento del difetto sul bendaggio (figura 5.4-5). I difetti sono stati inseriti direttamente sulle fibre più sollecitate.

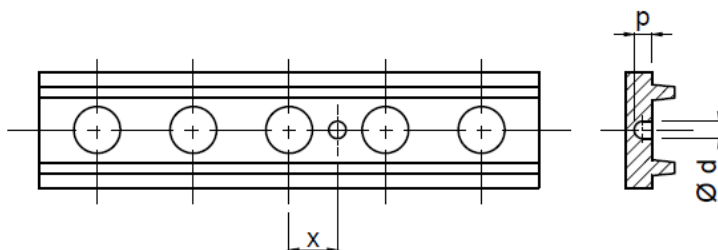


Fig. 5.4: esempio di schematizzazione del bendaggio e quote principale del difetto modellato.

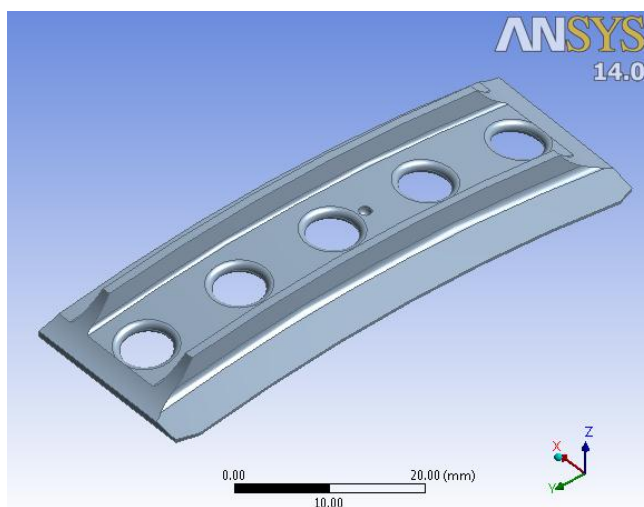


Fig. 5.5: realizzazione del difetto sul modello di bendaggio iniziale con il Design Modeler.

**Dimensioni dei difetti riscontrate:**  $d = 0,5 \text{ mm} - 1,5 \text{ mm}$  ;  $p = 0,5 \text{ mm} - \text{passante}$

### 5.2.2 Difetti sul piolo ribadito

L'effetto di erosione sul piolo verrà simulato sottraendo dal modello di partenza integro dei volumi di materiale di diverse tipologie di geometria semplice. Sono previste in totale quattro tipologie di difetti sul piolo della paletta. I difetti verranno posizionati nella testa del piolo in corrispondenza dei punti del raccordo sottotesta in cui si verifica il massimo valore di picco della tensione.

- **1° Tipologia**

Questo difetto sarà realizzato asportando dalla testa del piolo un cilindro di diametro  $d$ , a base sferica, di profondità totale  $p$ . Se ne studierà l'effetto di riduzione di resistenza al variare dell'eccentricità e del difetto stesso rispetto l'asse del piolo (figure 5.6-7).

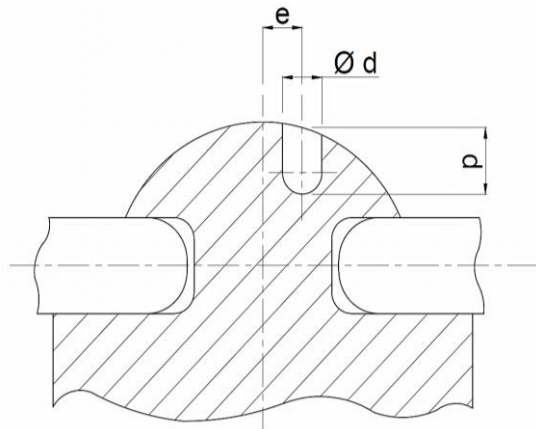


Fig. 5.6: esempio di schematizzazione del piolo e quote della 1° tipologia di difetto modellato.

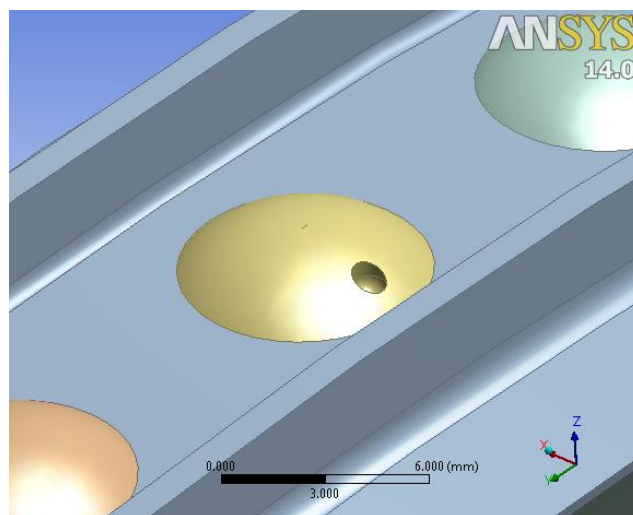


Fig. 5.7: realizzazione del difetto sul modello di piolo ribadito iniziale con il D. M..

**Dimensioni dei difetti riscontrate:**

$$d = 0,2 \text{ mm} - 1 \text{ mm} ; p = 0,2 \text{ mm} - 0,8 \text{ mm} ; e = 0,5 \text{ mm} - 2,5 \text{ mm}$$

- **2° Tipologia**

Questo difetto sarà realizzato asportando dalla testa del piolo un intaglio laterale semicircolare di raggio  $R$ , di profondità laterale  $p$  rispetto il diametro esterno della testa (figura 5.8-9).

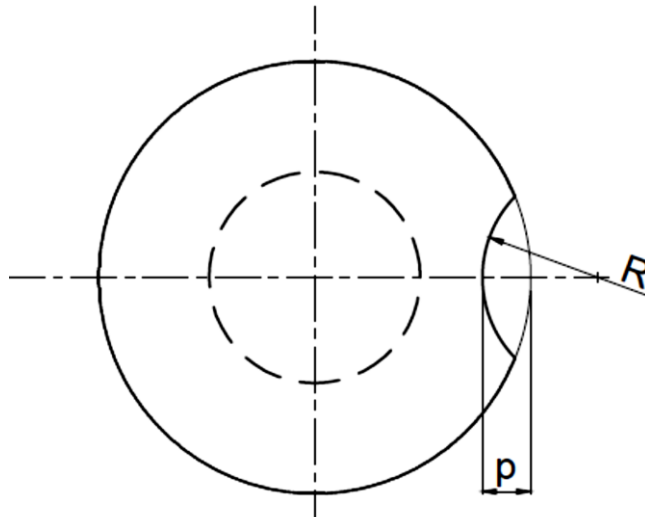


Fig. 5.8: esempio di schematizzazione del piolo e quote della 2° tipologia di difetto modellato.

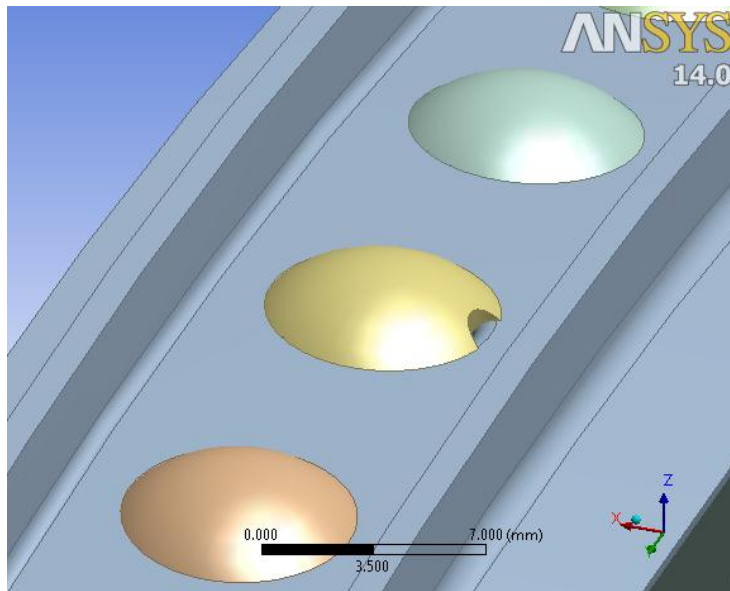


Fig. 5.9: realizzazione del difetto sul modello di piolo ribadito iniziale con il Design Modeler.

***Dimensioni dei difetti riscontrate:***

$$d = 0,5 \text{ mm} - 1 \text{ mm}$$

$$p = 0,2 \text{ mm} - 0,8 \text{ mm}$$

- **3° Tipologia**

Questo difetto è assimilabile ad una cricca radiale di profondità  $p$ , posizionata lateralmente sulla testa del piolo (figure 5.10-11). In questo caso se ne studierà l'effetto di riduzione della resistenza tramite l'approccio con la meccanica della frattura lineare elastica (paragrafo 4.4.2.2). Questo difetto verrà studiato solo nel 2° stadio della macchina n° 1.

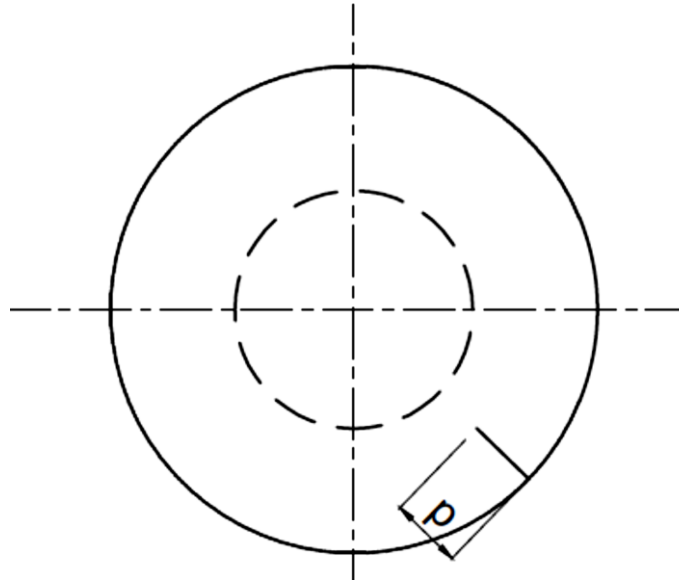


Fig. 5.10: esempio di schematizzazione del piolo e quota della cricca radiale modellata.

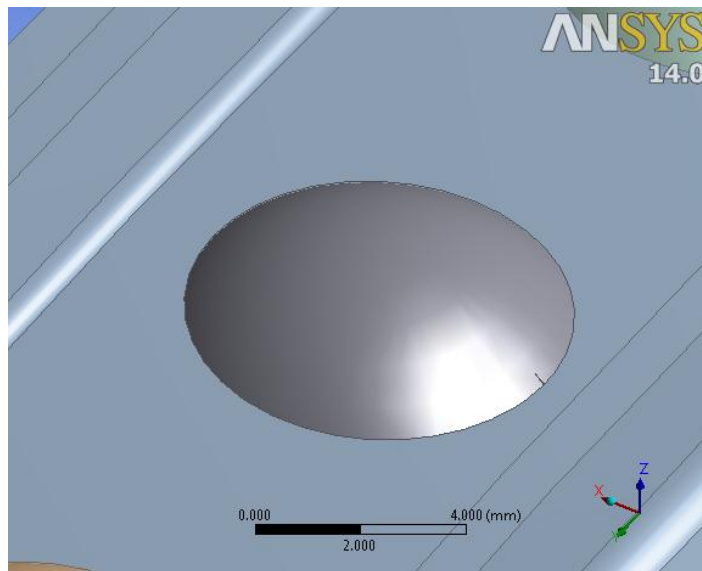


Fig. 5.11: realizzazione della cricca sul modello di piolo ribadito iniziale con il Design Modeler.

***Dimensioni dei difetti riscontrate:***

$$p = 0,2 \text{ mm} - 1 \text{ mm}$$



- **4° Tipologia**

Questo difetto sarà realizzato asportando una porzione laterale della testa del piolo equivalente ad una erosione diffusa dovuta all'azione del vapore (figure 5.12-13). Si procederà riducendo progressivamente il diametro iniziale della testa  $D^*$ , fino a raggiungere la condizione limite nella quale si raggiunge il diametro del gambo del piolo.

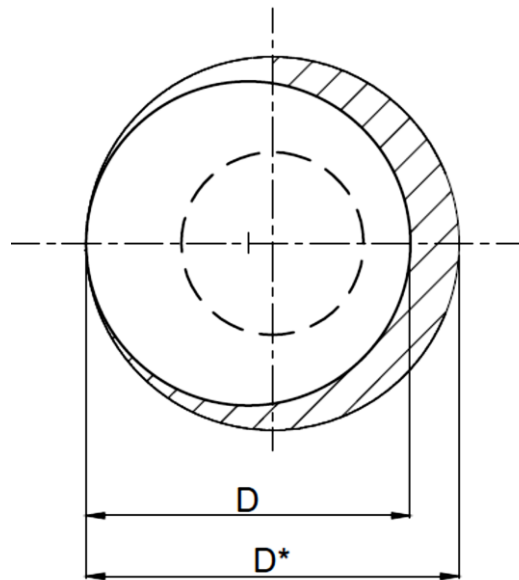


Fig. 5.12: esempio di schematizzazione del piolo e quote della cricca radiale modellata.

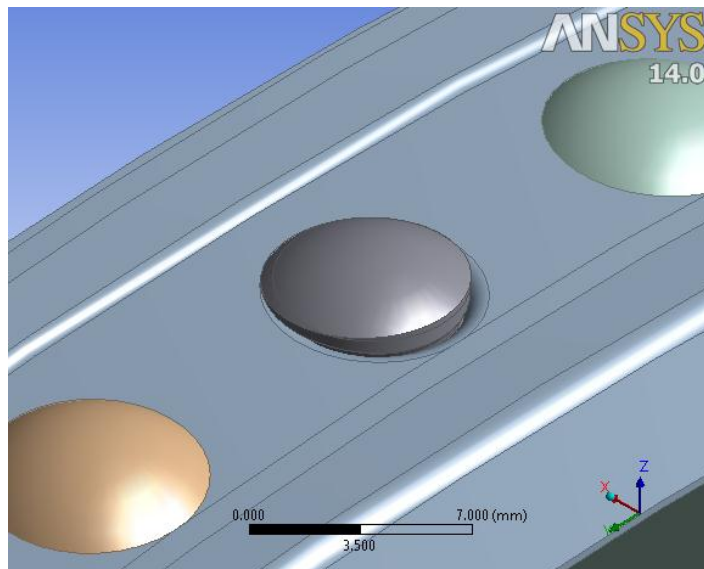


Fig. 5.13: realizzazione della cricca sul modello di piolo ribadito iniziale con il Design Modeler.

***Dimensioni dei difetti riscontrate:***

$$D = D^* - (0,2 \text{ mm} - 1 \text{ mm})$$

### 5.2.3 Difetti sulla paletta

L'effetto di erosione sulla paletta verrà simulato sottraendo dal modello di partenza integro dei volumi di materiale di diverse tipologie di geometria semplice. Sono previste in totale due tipologie di difetti sulla paletta. I difetti verranno posizionate sul bordo d'uscita della paletta e nel primo tratto della pala pari al 20% dell'altezza totale.

#### 1° Tipologia

Il primo difetto è schematizzabile come un intaglio semicircolare laterale di raggio  $R$  e passante sullo spessore della pala (figure 5.14-15).

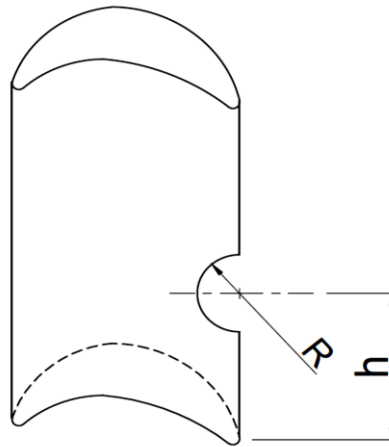


Fig. 5.14: esempio di schematizzazione del pala e quote dell'intaglio semicircolare modellato.

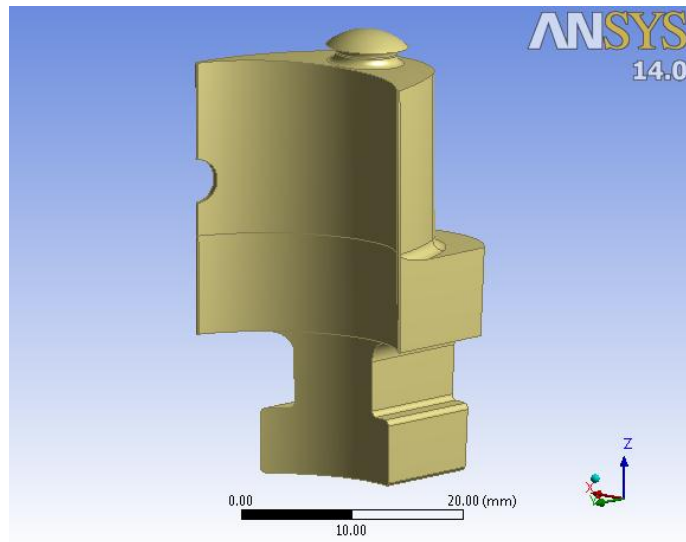


Fig. 5.15: realizzazione dell'intaglio semicircolare sulla paletta con il Design Modeler.

#### **Dimensioni dei difetti riscontrate:**

$$R = 1 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$h$  compresa nel primo tratto pari al 20 % dell'altezza totale della pala

## 2° Tipologia

Il secondo tipo di difetto è schematizzabile come un foro a base sferica di diametro  $d$  e profondità  $p$ , distante  $e$  dal bordo d'uscita della pala. Nella maggior parte delle analisi F.E.M. effettuate verranno studiati solo i casi di fori passanti (figure 5.16-17).

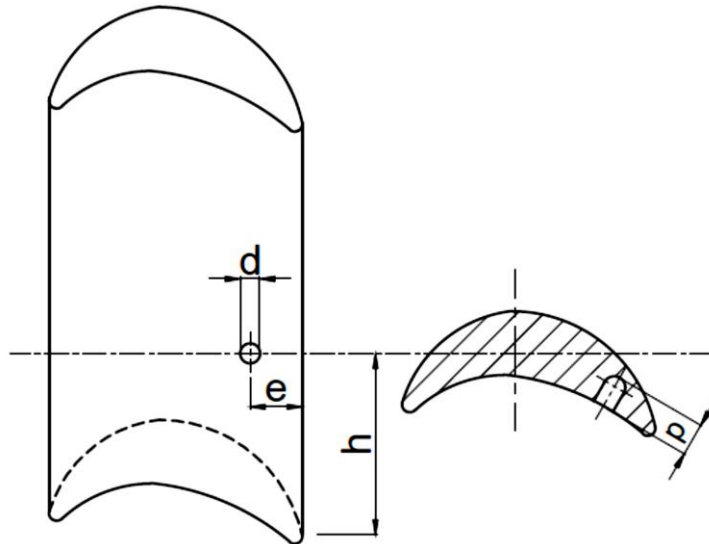


Fig. 5.16: esempio di schematizzazione del pala e quote del 2° tipo di difetto modellato.

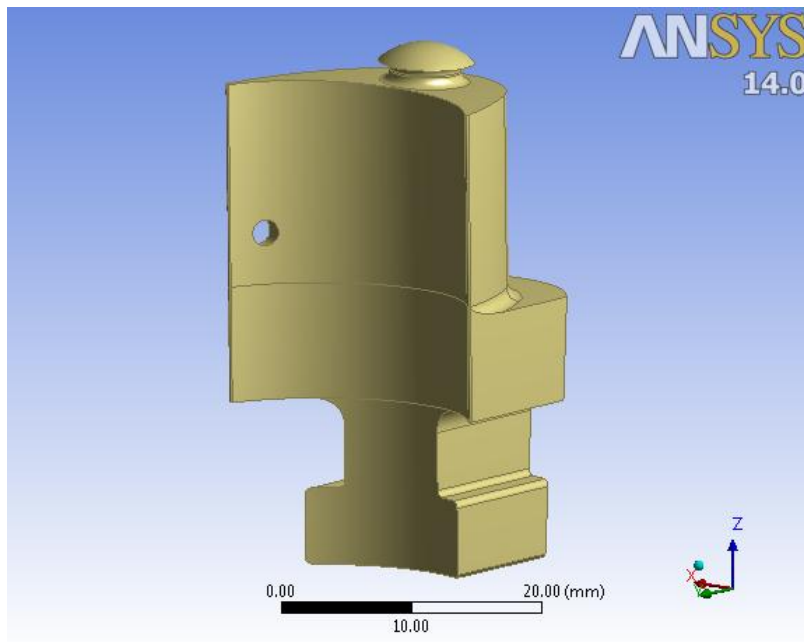


Fig. 5.17: realizzazione del foro sulla paletta con il Design Modeler.

### ***Dimensioni dei difetti riscontrate:***

$$d = 0,5 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$$e = 1,5 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$p = 1 \text{ mm} - \text{passante}$$

$h$  compresa nel primo tratto pari al 20 % dell'altezza totale della pala

### 5.2.4 Difetti sul fianco della paletta (*Ferracuum*)

Questo difetto viene realizzato asportando dal fianco della paletta un cilindro di diametro  $d$  con fondo sferico e con profondità totale pari a  $p$ . Questo difetto sarà studiato solo nelle palette in cui è presente il *ferracuum*, necessario per l'accoppiamento con i dentini presenti sulla parte superiore dei dischi turbina (figure 5.18-19).

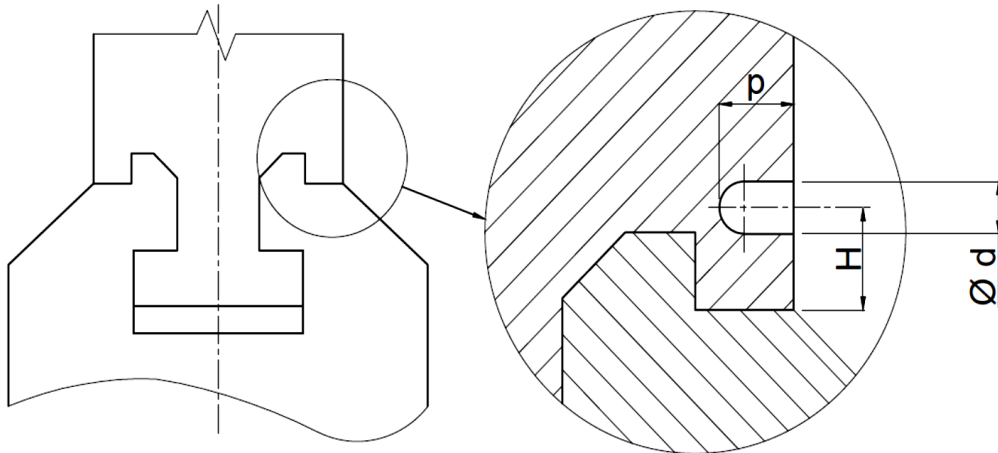


Fig. 5.18: esempio di schematizzazione del fianco della pala e quote del difetto modellato.

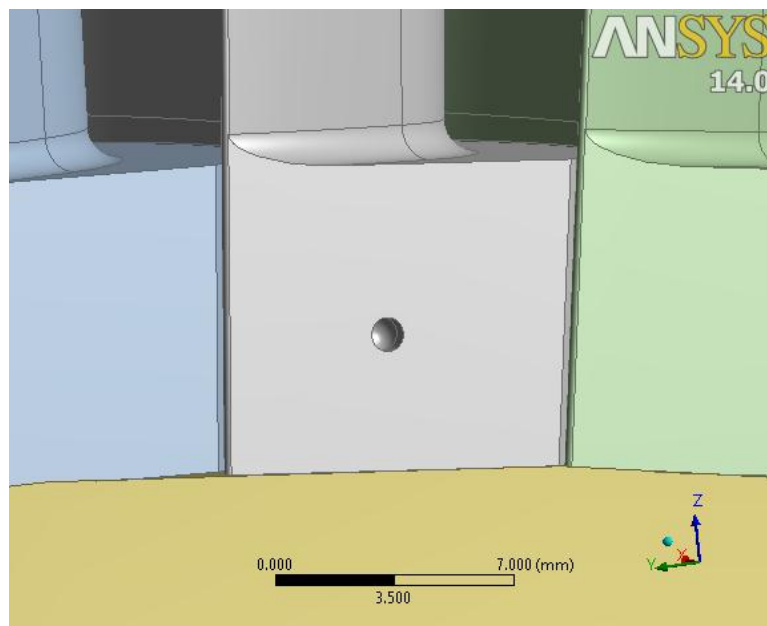


Fig. 5.19: realizzazione del foro sul ferracuum della paletta con il Design Modeler.

***Dimensioni dei difetti riscontrate:***

$$d = 1 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$$e = 0,5 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

H in funzione della paletta analizzata

### 5.2.5 Difetto di erosione diffusa sul disco turbina

Come mostrato in figura 5.3 i difetti presenti sui dischi possono essere sintetizzati come una riduzione complessiva delle sezioni resistenti, che descrive l'erosione diffusa presente. Tali riduzioni verranno effettuate realizzando degli *offset* negativi sulle superfici che costituiscono il disco (figure 5.20-21).

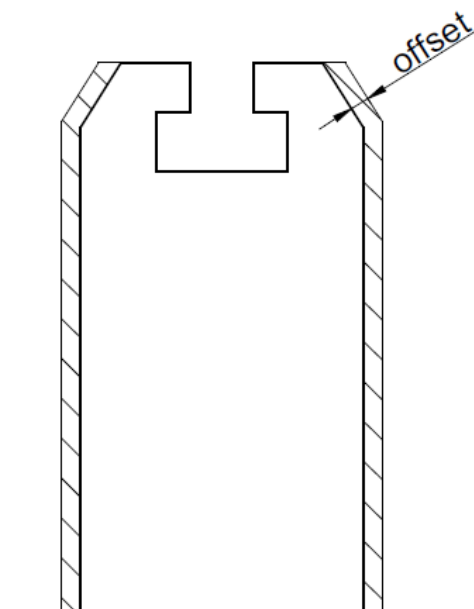


Fig. 5.20: esempio di schematizzazione del disco e offset di riduzione globale dello spessore.

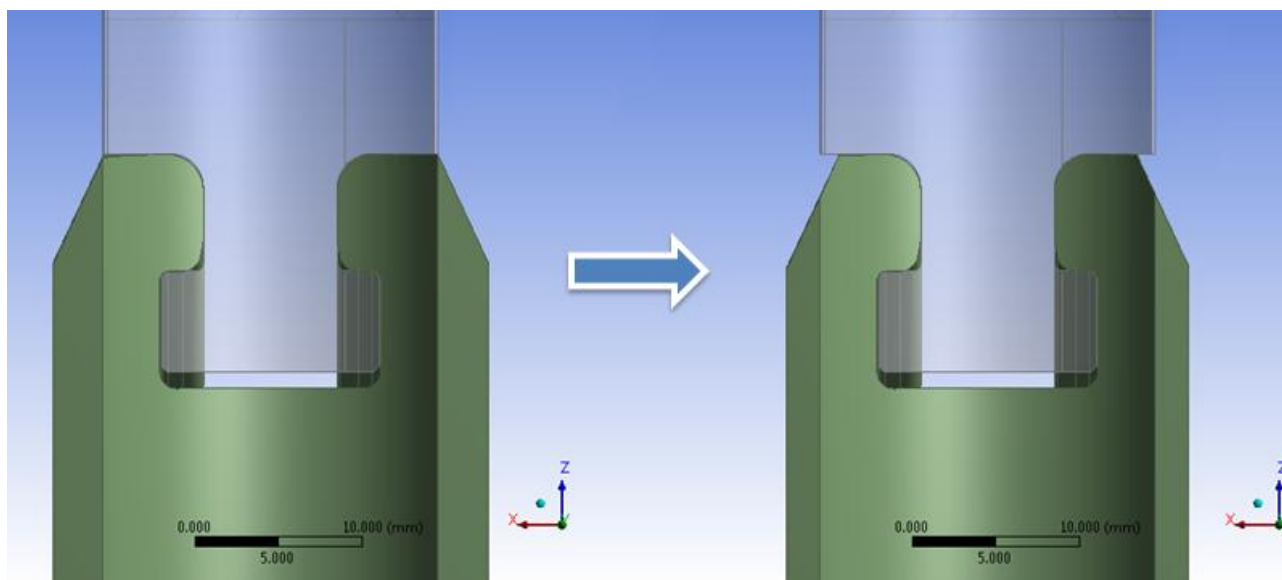


Fig. 5.21: realizzazione dell'offset negativo sulle superfici del disco con il Design Modeler.

**Dimensioni dei difetti riscontrate:**

offset = 0,5 mm – 1 mm

### 5.3 Criterio di resistenza per la valutazione della resistenza statica di componenti di turbine a vapore indeboliti da intagli

Come già citato nell'introduzione, si ha la necessità di definire una metodologia di calcolo per la corretta valutazione della resistenza statica dei componenti turbina in presenza di difetti. Per fare ciò viene utilizzato un approccio con la meccanica classica, apportando una opportuna correzione per tener conto della sensibilità all'intaglio del materiale. Per tener conto della capacità di collaborazione plastica offerta dal materiale, viene utilizzato il coefficiente di intaglio sperimentale per carichi statici per una deformazione plastica di 0,2 % nei punti maggiormente sollecitati  $K_{st0,2}$  (paragrafo 4.3.2). È possibile introdurre una *tensione efficace allo snervamento*  $\sigma_{eff0,2}$  definita come:

$$\sigma_{eff0,2} = \sigma_n \cdot K_{st0,2} \quad (5.1)$$

la quale sarà compresa tra la tensione nominale  $\sigma_n$  e la tensione di picco lineare elastica calcolata con gli elementi finiti  $\sigma_{pe,FEM}$ . Tanto più il materiale sarà sensibile all'intaglio, tanto più la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2}$  si avvicinerà a quella di picco  $\sigma_{pe,FEM}$ ; d'altro canto, tanto più il materiale presenta nulla sensibilità tanto più la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2}$  si avvicinerà a quella nominale netta  $\sigma_n$ .

Oltre alla (5.1) vale la relazione lineare elastica che lega la tensione nominale  $\sigma_n$  alla tensione di picco  $\sigma_{pe,FEM}$ , attraverso il coefficiente di intaglio teorico  $K_t$  (paragrafo 4.2):

$$\sigma_{pe,FEM} = \sigma_n \cdot K_t \quad (5.2)$$

Combinando le relazioni 5.1 e 5.2 è possibile calcolare la tensione efficace allo snervamento  $\sigma_{eff0,2}$  a partire dalla tensione lineare elastica calcolate col F.E.M. Si ottiene infatti la seguente relazione:

$$\sigma_{eff0,2} = \frac{\sigma_{pe,FEM}}{K_t / K_{st0,2}} \quad (5.3)$$

e grazie alla definizione del *parametro di resistenza per deformazione plastica dello 0,2%*  $\delta_{st0,2}$  data dalla relazione (4.24), si può scrivere anche:

$$\sigma_{eff0,2} = \frac{\sigma_{pe,FEM}}{\delta_{st0,2}} \quad (5.4)$$

È possibile pertanto calcolare la tensione efficace da confrontare con le caratteristiche limiti del materiale, a partire dalla tensione lineare elastica e previa determinazione del parametro di resistenza, che vale, in caso di sforzo normale:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} \quad (5.5)$$

mentre nel caso di sollecitazioni flessionali, tenendo conto del coefficiente di collaborazione di snervamento a flessione  $C_{sf}$ , vale:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} \quad (5.6)$$

Quindi per poter calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , e quindi la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2}$ , è necessaria la conoscenza della tensione di snervamento  $\sigma_{p0,2}$  dal materiale (alla temperatura di esercizio dello stadio in qui si trova lo specifico componente) e del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico.

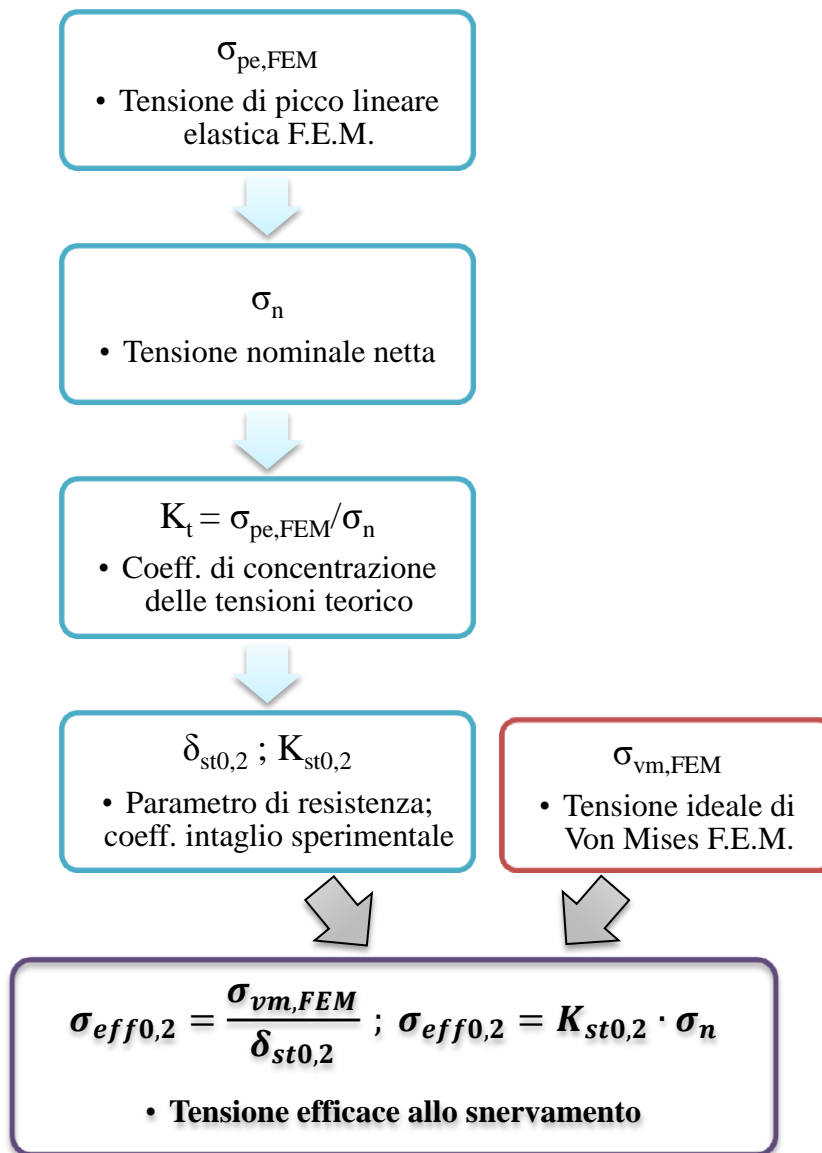


Fig. 5.22: flow-chart generale per la valutazione delle tensioni efficaci.

Per il calcolo del  $K_t$  occorre, oltre a ricavare il picco di tensione lineare elastico, calcolare la tensione nominale netta per ogni componente in esame. Ciò verrà illustrato in dettaglio nei paragrafi successivi.

Una volta calcolato il parametro di resistenza e il coefficiente di intaglio sperimentale, per tenere conto dello stato di sforzo triassiale, viene utilizzata la tensione ideale di Von Mises, la quale verrà utilizzata per il calcolo della *tensione efficace allo snervamento*, al posto della tensione di picco lineare elastica. Varrà pertanto:

$$\sigma_{eff0,2} = \frac{\sigma_{vm,FEM}}{\delta_{st0,2}} \quad (5.7)$$

La tensione efficace allo snervamento può essere altresì trovata con la seguente equazione, equivalente alla (5.7):

$$\sigma_{eff0,2} = K_{st0,2} \cdot \sigma_n \quad (5.8)$$

Lo schema di calcolo appena descritto è stato riassunto qualitativamente nello schema a blocchi in figura 5.22. Tale schema risulta essere del tutto generale, in quanto verranno utilizzati dei procedimenti di calcolo diversi in relazione del componente della macchina analizzato.

Si potrà poi calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$ , utilizzando come tensione limite del materiale la resistenza al creep  $R_{p,1\%,10^5}$  per gli stadi caldi, mentre gli stadi freddi il carico di scostamento dalla proporzionalità  $R_{p0,2}$  (o tensione di snervamento, denominata equivalentemente con il termine  $\sigma_{p0,2}$ ), tramite le relazioni:

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2}} ; v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2}} \quad (5.9)$$

Lo schema di calcolo appena proposto viene utilizzato per il calcolo delle tensioni efficaci dei componenti intagli in assenza di difetti. L'inserimento successivo delle difettosità comporterà un incremento dello stato di tensione sia in corrispondenza degli intagli iniziali di "progetto" sia in corrispondenza del difetto stesso.

Si valuterà l'entità del peggioramento dello stato tensione attraverso il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_{\sigma_i}$ , che descrive l'incremento di tensione sugli intagli indotto dalla presenza del difetto rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2}^{senza difetti}} \quad (5.10)$$



La tensione efficace  $\sigma_{eff0,2}^{senza\ difetti}$  è relativa al componente intagliato in assenza di difettosità e viene presa come riferimento dello stato iniziale di tensione, mentre la tensione  $\sigma_{eff0,2}^{indotta}$  è sempre relativa al componente intagliato, ora però in presenza di difetti. Da notare che questi coefficienti di incremento potranno essere calcolati sia considerando le tensioni efficaci, come appena descritto, sia utilizzando le tensioni di picco lineari elastiche derivanti dalle analisi agli elementi finiti.

In alcuni casi anche il difetto stesso crea un incremento locale della tensione, che può essere anche superiore della tensione efficace di partenza del componente intagliato. Allo stesso modo pertanto si può calcolare il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$  dovuto al difetto stesso:

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2}^{difetto}}{\sigma_{eff0,2}^{senza\ difetti}} \quad (5.11)$$

Per calcolare la tensione efficace in corrispondenza del difetto  $\sigma_{eff0,2}^{difetto}$  viene utilizzato anche in questo caso lo schema di calcolo riassunto in figura 5.22. Avremo pertanto in certi casi due valori del coefficiente  $C_{\sigma}$  e se ne prenderà il valore massimo per la compilazione delle tabelle finali di incremento percentuale dello stato di tensione. Anche in questo caso la definizione dei coefficienti di incremento è del tutto generale, e la definizione dipenderà dalla specifica analisi di un determinato componente. L'effetto dell'introduzione del difetto nei componenti può essere riassunto in via generale nello schema di figura 5.23.

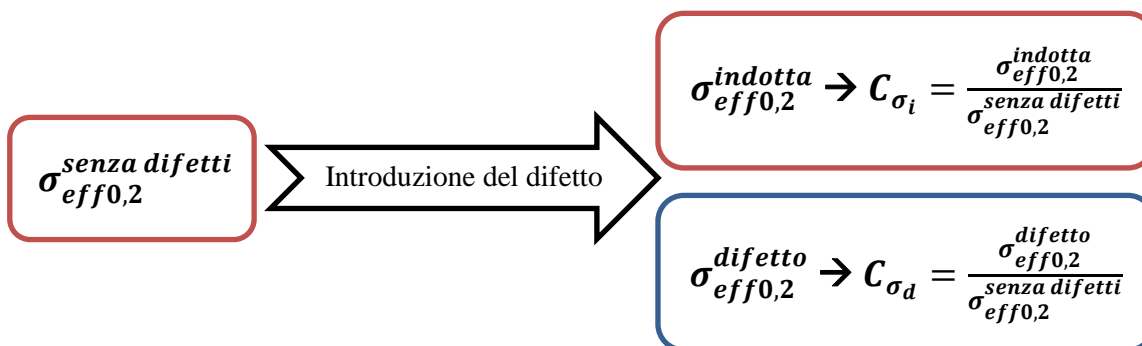


Fig. 5.23: coefficienti di incremento tensionale calcolati a seguito dell'introduzione del difetto.

Nei prossimi paragrafi i parametri appena descritti verranno particolarizzati per lo specifico componente o difetto tramite opportuni apici e pedici.

## 5.4 Modelli delle analisi agli elementi finiti

Per quanto riguarda i modelli F.E.M. dei vari assiemi che sono stati realizzati, può essere preso come riferimento quanto detto nel capitolo 3, ove si erano descritte le condizioni di carico e di vincolo presenti nei modelli. Le analisi svolte in seguito si basano sull'ultimo modello che è stato analizzato nel capitolo 3 (paragrafo 3.6.6), ovvero l'assieme che considera il pacco intero di palette e il disco tagliato seguendo il profilo della pala, con le facce di taglio di quest'ultimo vincolate con simmetria ciclica. Le uniche varianti riguardano le condizioni di contatto e la tecnica di meshatura adottata.

Per quanto riguarda le regioni di contatto tra bendaggio e pioli (figura 3.6) si è scelto il modello *No Separation*, che realizza un contatto privo di attrito, di tipo bilaterale rispetto alla superficie di contatto, mentre per le regioni di contatto tra disco turbina e piedi palari (figura 3.7) si è scelto un contatto di tipo *Bonded*, il quale realizza una condivisione rigida dei nodi degli elementi in contatto. Solo nel secondo stadio della prima macchina analizzata si è voluto realizzare entrambe le tipologie di contatto per le due regioni in esame, per avere un'idea delle differenze dei risultati che accompagnano le diverse ipotesi sui modelli di contatto.

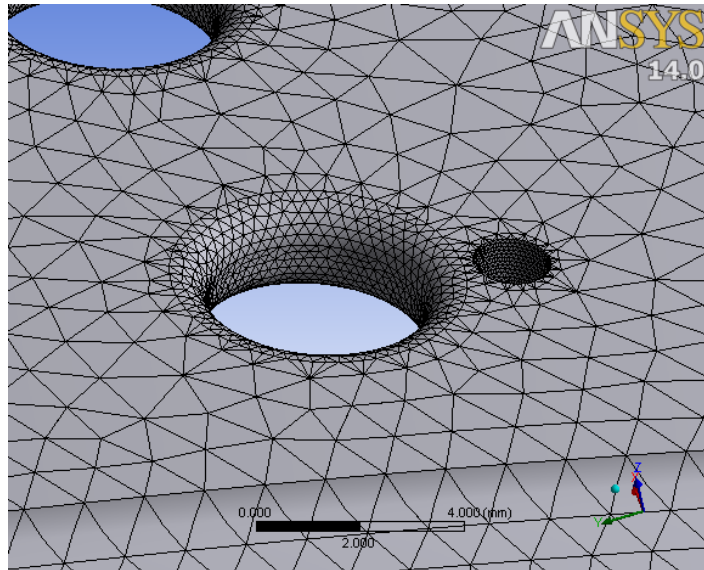


Fig. 5.24: esempio di infittimento locale della mesh in corrispondenza di un difetto modellato in prossimità del foro di un bendaggio

Per quanto riguarda la mesh, sono stati realizzati degli infittimenti locali solo sulle superfici di interesse, come per esempio in corrispondenza degli intagli geometrici e delle difettosità modellate col Design Modeler, in modo tale da avere risultati più accurati solo in specifici punti e per non appesantire troppo il modello con dimensioni globali troppo

ridotte (figura 5.24). Inoltre nel modello del paragrafo 3.6.6 si erano utilizzati degli elementi esaedrici per la realizzazione della mesh; in certi stadi in seguito riportati è stata utilizzata invece la tecnica di meshatura con tetraedri, con l'accorgimento di utilizzare degli elementi parabolici aventi un nodo intermedio sui lati (attivando l'opzione *Kept* alla voce *Element Midside Nodes* presente sul menù relativo alla sezione *Mesh*).

Altre eventuali varianti sui modelli realizzati verranno descritte in seguito nei paragrafi relativi ad ogni singolo stadio.

## 5.5 Turbina a vapore n° 1

Della prima macchina verranno analizzati due stadi, il 2° ad alta pressione e l'ultimo a bassa pressione (9° stadio).

### 5.5.1 2° Stadio

Il 2° stadio della prima macchina analizzata lavora a 475 °C e risulta essere costituito da 92 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 916,3 rad/s. In figura 5.24 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello “meshato”.

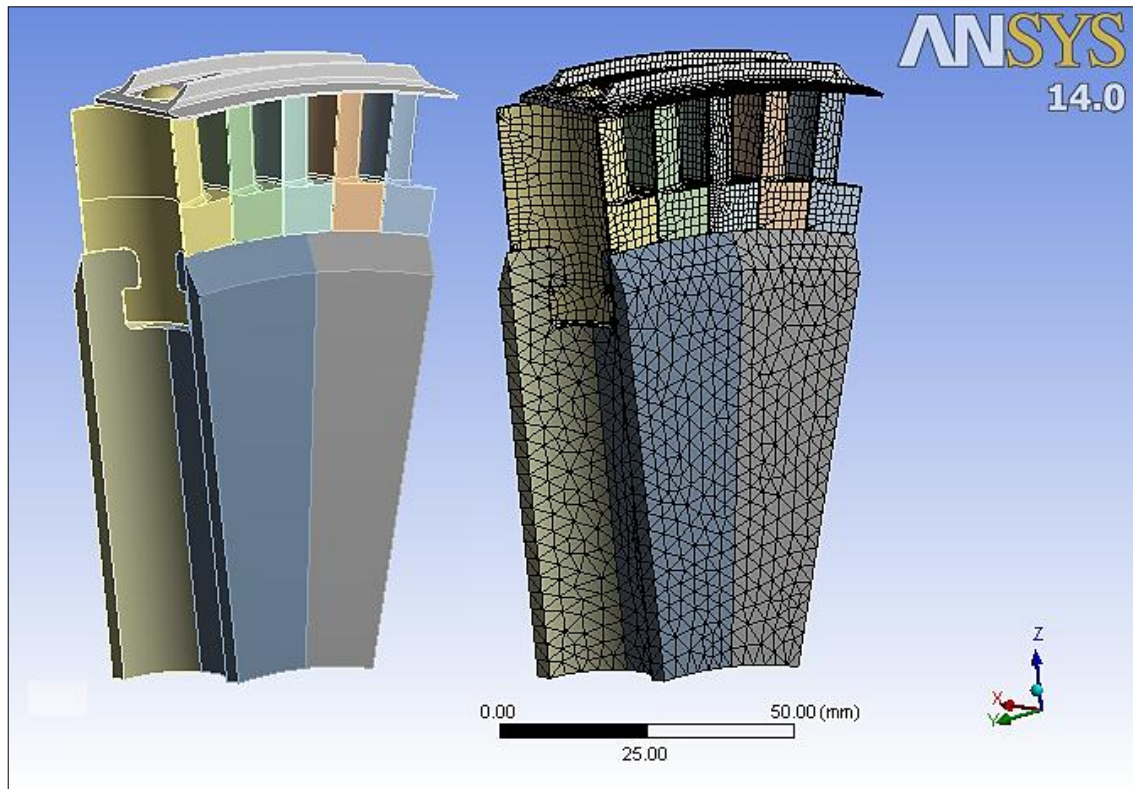


Fig. 5.25: modello geometrico e mesh del 2° stadio della macchina n° 1.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.1):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Resistenza al creep $R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]
Bendaggio	X12CrNiWTi1613	337	303	7920	160000
Palette	X12CrNiWTi1613	337	303	7920	160000
Disco	30CrMoNiV5-11	387	130	7850	170000

Tabella 5.1: caratteristiche dei materiali dei componenti del 2° stadio della macchina n°1.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con e senza difetti. In figura 5.26 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura 5.27 quello riguardante una singola paletta. Per non appesantire troppo le sezioni relative ai risultati si prenderanno in considerazione solo alcuni esempi di analisi agli elementi finiti, con successiva elaborazione con il coefficiente di intaglio sperimentale per tener conto della sensibilità all'intaglio.

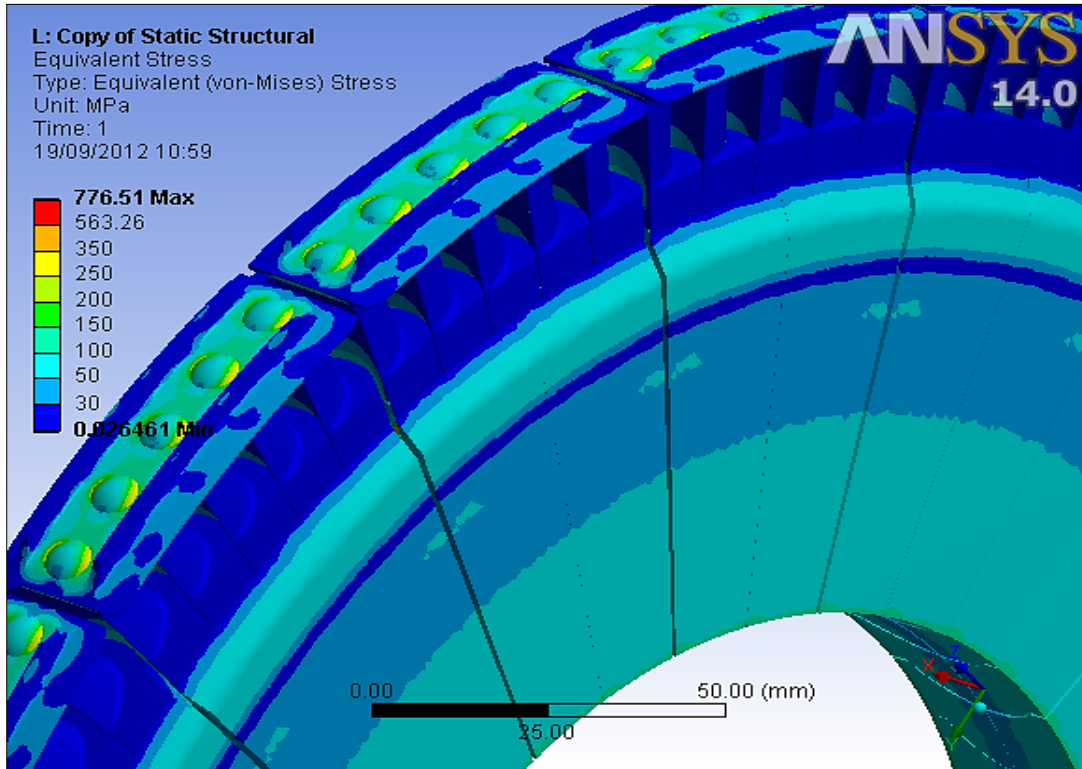


Fig. 5.26: tensione di Von Mises calcolata sul 2° stadio della macchina n° 1.

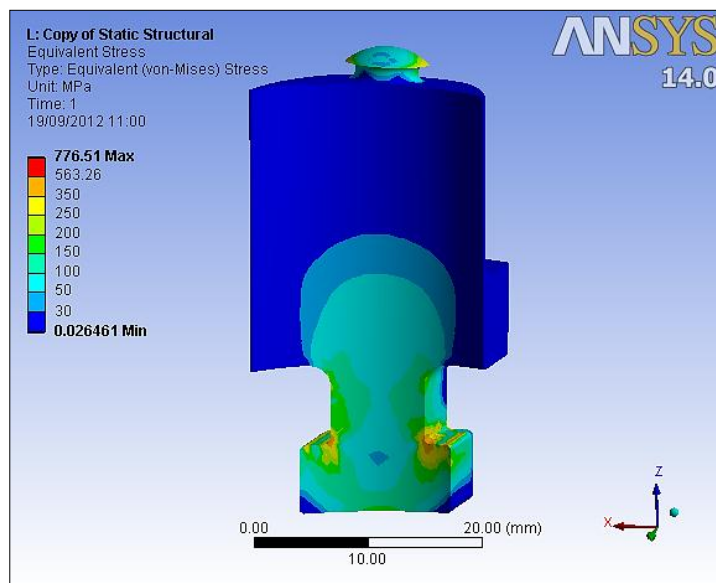


Fig. 5.27: tensione ideale di Von Mises trovata per una pala del 2° stadio della turbina n° 1.

### 5.5.1.1 Bendaggio

#### ➤ Valutazione delle tensioni efficaci, con e senza difetti

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 2° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Assenza di difetti

Il bendaggio in questione risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione (figura 5.28) e la fibra più sollecitata risulta essere quella inferiore. Per trovare la tensione nominale  $\sigma_n$  agente su tale fibra si è realizzato una path della componente di tensione  $\sigma_{xx}$  (secondo riferimento di figura 5.28), che successivamente è stata integrata sull'edge considerato.

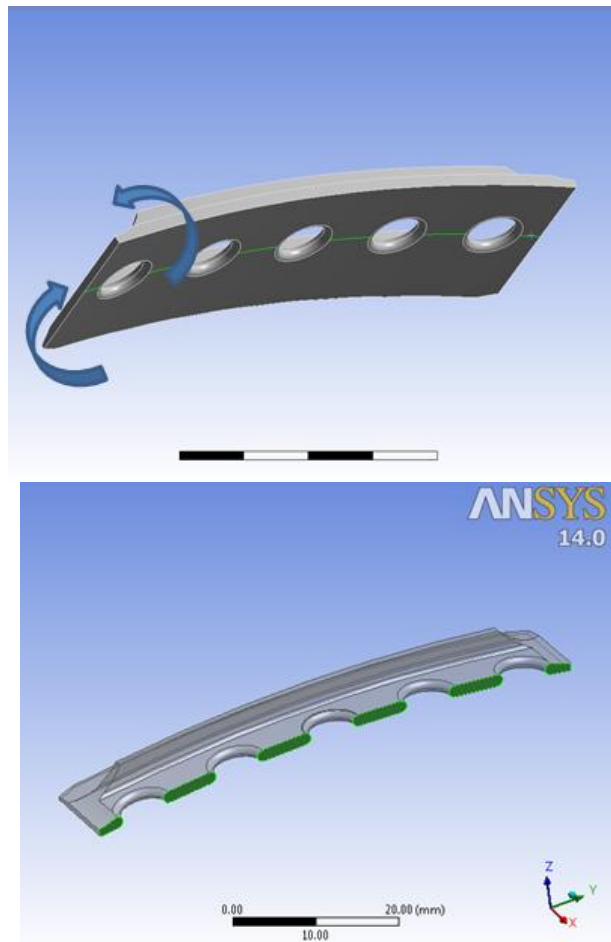


Fig. 5.28: fibra inferiore del bendaggio del 2° stadio maggiormente sollecitata a flessione e area della sezione resistente.

Calcolando la tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro del bendaggio

$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  è possibile trovare il  $K_t$  del foro in esame usando la relazione (4.1). Per la

corretta valutazione del effetto d'intaglio si utilizza la relazione (5.6 per il calcolo del parametro di resistenza. Nota la tensione di Von Mises in corrispondenza del foro del bendaggio  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ , si può poi calcolare la tensione efficace allo snervamento

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$$

I risultati, come accennato in precedenza, sono stati trovati sia implementando nel modello agli elementi finiti un contatto di tipo Bonded, sia un contatto di tipo No Separation tra la testa del piolo e il foro del bendaggio (vedi figura 3.6). Vengono riportate inizialmente le principali differenze tra i risultati ottenuti con le due ipotesi di contatto e successivamente viene riportata la procedura numerica per il calcolo della tensione efficace solo nel caso di contatto Bonded.

### Confronto tra contatto Bonded e No Separation

Utilizzando il contatto di tipo Bonded, la parte inferiore del bendaggio risulta essere più sollecitata rispetto la parte superiore. Infatti in corrispondenza del foro del bendaggio la tensione di flessione vale 273 MPa sulla fibra inferiore, mentre vale 105 MPa sulla quella superiore. Allo stesso modo, in un punto compreso tra due fori contigui del bendaggio, sulla parte inferiore si ha una tensione di circa 176 MPa contro i 132 della fibra superiore (figura 5.29). L'eventuale presenza di un difetto produrrà un elevato sforzo quando sarà passante, ovvero quando raggiungerà le fibre più sollecitate. In questo caso si ottiene inoltre una tensione nominale  $\sigma_n$  di 180 MPa sulla fibra inferiore del bendaggio.

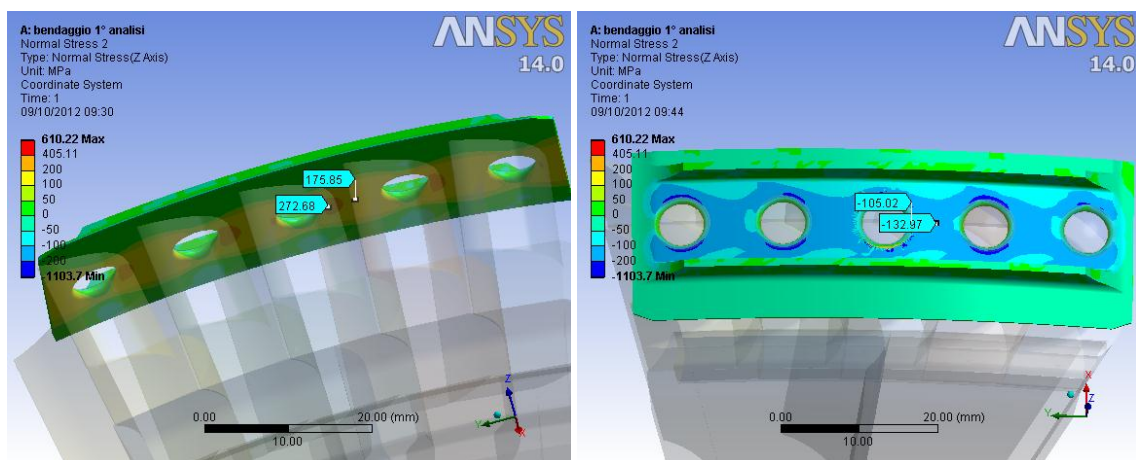


Fig. 5.29: tensione di flessione sulla parte inferiore (a sinistra) e superiore (a destra) del bendaggio utilizzando un contatto di tipo *Bonded* tra pioli e bendaggio stesso.

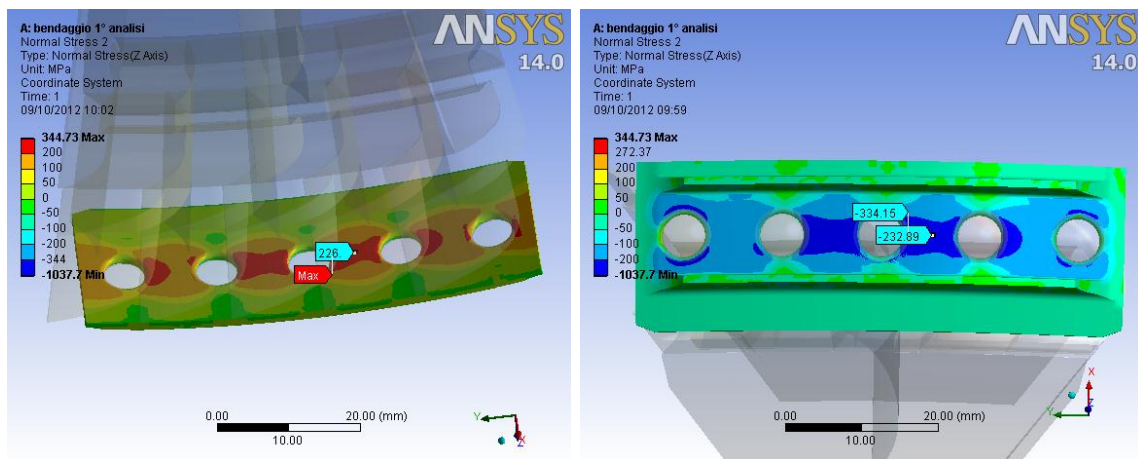


Fig. 5.30: tensione di flessione sulla parte inferiore (a sinistra) e superiore (a destra) del bendaggio utilizzando un contatto di tipo *No Separation* tra pioli e bendaggio stesso.

Utilizzando invece un contatto di tipo No Separation, gli sforzi di flessione in modulo sono pressoché uguali tra la parte superiore ed inferiore del bendaggio. Infatti in corrispondenza



del foro del bendaggio la tensione di flessione vale 345 MPa sulla fibra inferiore, mentre vale 334 MPa sulla quella superiore. Allo stesso modo, in un punto compreso tra due fori contigui del bendaggio, sulla parte inferiore si ha una tensione di circa 226 MPa contro i 233 della fibra superiore (figura 5.30). L'eventuale difetto risulta produrre un elevato sforzo in ogni caso (passante e non), essendo le fibre inferiori e superiori del bendaggio circa ugualmente sollecitate. In questo caso si ottiene invece una tensione nominale  $\sigma_n$  di 216 MPa sulla fibra inferiore del bendaggio.

Le analisi F.E.M. evidenziano un comportamento flessionale differente da quello derivante dall'analisi manuale svolta nel capitolo 1. In tal caso si era ipotizzato lo schema semplificato di trave appoggiata in corrispondenza dei vari pioli. I risultati pertanto non possono essere confrontati tra di loro, in quanto fanno riferimento a componenti di sollecitazioni diverse.

**Calcolo tensione efficace del bendaggio in assenza di difetti (contatto Bonded)**

Dalla path dello stato di tensione risulta una tensione nominale  $\sigma_n$  pari a 180 MPa. Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro del bendaggio  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 275 MPa (figura 5.31 a sinistra).

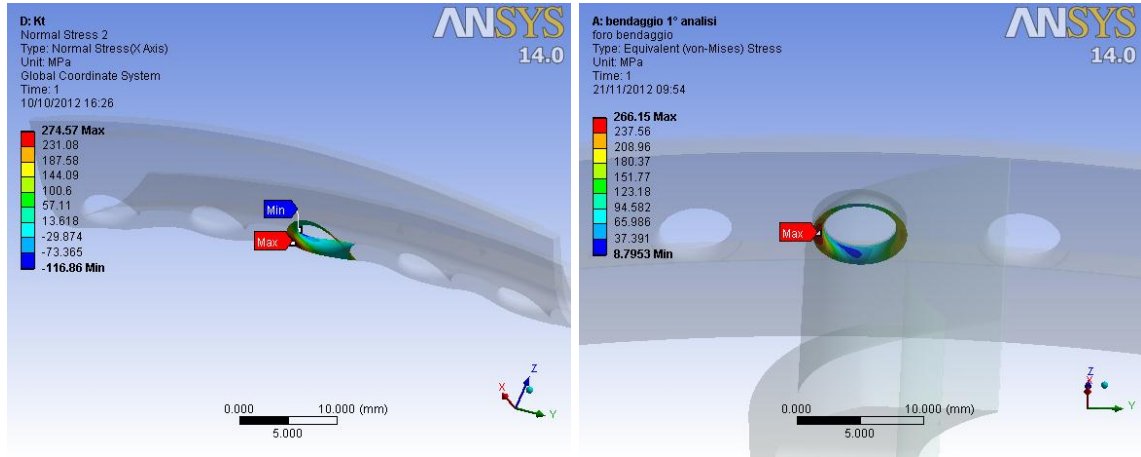


Fig. 5.31: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio.

Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{275}{180} = 1,52$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di flessione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,52 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,93$$

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del foro del bendaggio  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  che risulta pari a 266 MPa (figura 5.31 a destra), e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del foro del bendaggio in assenza di difetti:

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{266}{1,93} = 137\ MPa$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff 0,2 BENDAGGIO}^{senza difetto}} = \frac{303}{137} = 2,21$$

**Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto (contatto Bonded)**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 6 mm (figura 5.32) dal foro del bendaggio. Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso comporti una concentrazione delle tensioni.

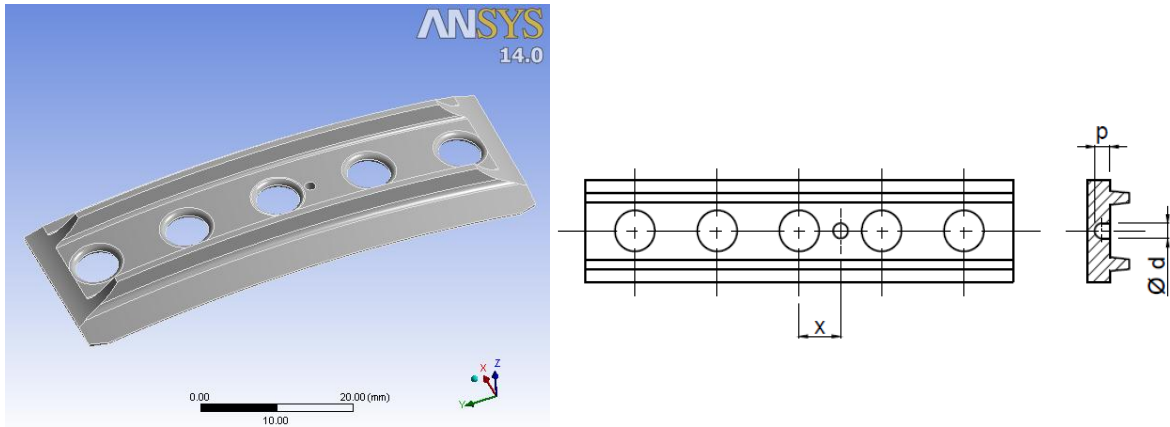


Fig. 5.32: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale  $\sigma_n$  passa dal valore di 180 MPa, ad un valore di 191 MPa, per effetto della riduzione di sezione resistenza causata dalla presenza del difetto (figura 5.33).

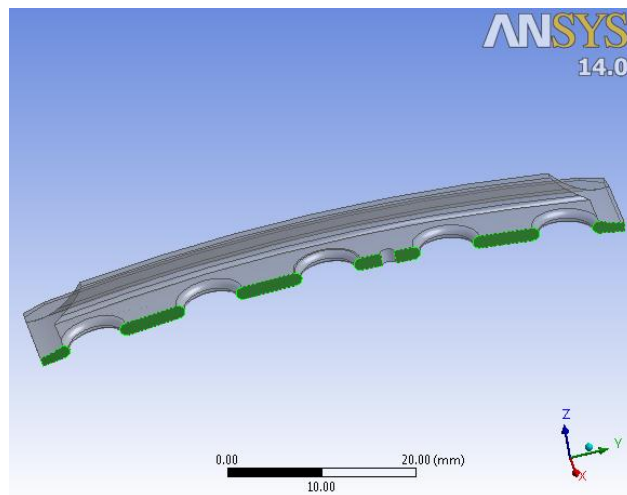


Fig. 5.33: riduzione di sezione resistente causata dalla presenza del difetto passante.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$  pari a 292 MPa (figura 5.34). Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{292}{191} = 1,53$$

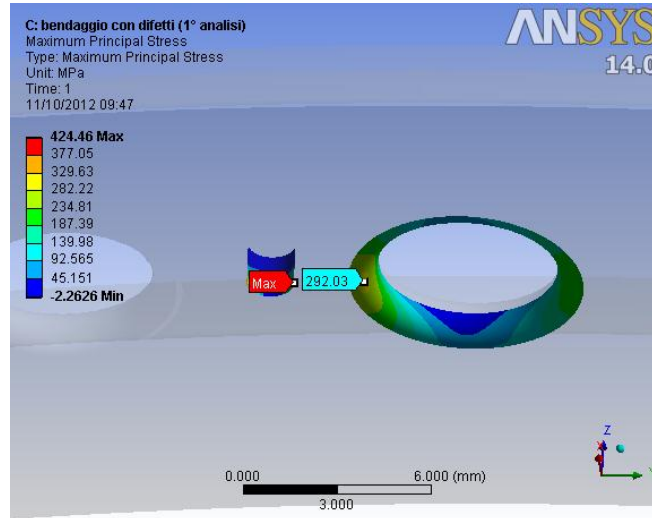


Fig. 5.34: tensione di picco lineare elastica di flessione in corrispondenza del foro del bendaggio e del difetto passante.

Nota il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento del materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di flessione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,53 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,94$$

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del foro del bendaggio  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$  che risulta pari a 282 MPa, e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del foro del bendaggio in presenza del difetto:

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{282}{1,94} = 145 \text{ MPa}$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $\nu_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio:

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}} = \frac{303}{145} = 1,97$$

È possibile inoltre calcolare il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_{\sigma_i}$  che concerne il foro del bendaggio in presenza del difetto rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza difetti}} = \frac{145}{137} = 1,06$$

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di picco di flessione pari 424 MPa (figura 5.34). Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n} = \frac{424}{191} = 2,22$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di flessione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,22 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 2,67$$

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del difetto sul bendaggio  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  che risulta pari a 422 MPa, e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del foro del bendaggio in presenza del difetto:

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{422}{2,67} = 158 \text{ MPa}$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{158} = 1,92$$

È possibile inoltre calcolare il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_{\sigma_d}$  che concerne il foro del bendaggio in presenza del difetto rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza difetti}} = \frac{158}{137} = 1,15$$

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il bendaggio al variare delle dimensioni del difetto sia nel caso di contatto bonded sia nel caso di contatti no separation.

**Risultati bendaggio (Contatti Bonded)**

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.32) vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi, prima per difetti distanti  $x = 6$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.2-3-4-5) e poi distanti  $x = 4,2$  mm (tabelle 5.6-7-8-9). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.2 e 5.6), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.3-4-7-8) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.5 e 5.9). I risultati in questione sono stati ottenuti implementando un contatto di tipo Bonded.

**- Caso:  $x = 6$  mm**

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6	266	302	1,14	268	1,01	303
0,5	1	6	266	303	1,14	267	1,00	303
0,5	passante	6	266	425	1,60	270	1,02	303
1	0,5	6	266	255	0,96	267	1,00	303
1	1	6	266	277	1,04	268	1,01	303
1	passante	6	266	422	1,59	277	1,04	303
1,5	0,5	6	266	218	0,82	268	1,01	303
1,5	1	6	266	276	1,04	272	1,02	303
1,5	passante	6	266	427	1,61	282	1,06	303

Tabella 5.2: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 6$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
268	273	184	1,48	0,78	1,89	142
267	273	184	1,48	0,78	1,89	141
270	275	184	1,49	0,78	1,90	142
267	276	187	1,48	0,78	1,88	142
268	276	187	1,48	0,78	1,88	142
277	282	187	1,51	0,79	1,92	144
268	275	191	1,44	0,78	1,84	145
272	280	191	1,47	0,78	1,87	145
282	292	191	1,53	0,79	1,94	145

Tabella 5.3: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
302	299	184	1,63	0,79	2,05	148
303	300	184	1,63	0,79	2,05	148
425	434	184	2,36	0,83	2,85	149
255	266	187	1,42	0,78	1,83	140
277	288	187	1,54	0,79	1,95	142
422	421	187	2,25	0,82	2,73	154
218	218	191	1,14	0,75	1,52	144
276	282	191	1,48	0,78	1,88	146
427	424	191	2,22	0,82	2,70	158

Tabella 5.4: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6	137	148	1,07	142	1,03	303
0,5	1	6	137	148	1,07	141	1,03	303
0,5	passante	6	137	149	1,09	142	1,03	303
1	0,5	6	137	140	1,02	142	1,03	303
1	1	6	137	142	1,03	142	1,03	303
1	passante	6	137	154	1,12	144	1,05	303
1,5	0,5	6	137	144	1,04	145	1,06	303
1,5	1	6	137	146	1,07	145	1,06	303
1,5	passante	6	137	158	1,15	145	1,06	303

Tabella 5.5: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x = 6 mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.



- Caso:  $x = 4,2$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4,2	266	312	1,17	268	1,01	303
0,5	1	4,2	266	329	1,24	270	1,02	303
0,5	passante	4,2	266	553	2,08	276	1,04	303
1	0,5	4,2	266	262	0,98	273	1,03	303
1	1	4,2	266	308	1,16	277	1,04	303
1	passante	4,2	266	566	2,13	317	1,19	303
1,5	0,5	4,2	266	247	0,93	276	1,04	303
1,5	1	4,2	266	290	1,09	282	1,06	303
1,5	passante	4,2	266	569	2,14	360	1,35	303

Tabella 5.6: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 4,2$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
268	276	184	1,50	0,79	1,91	140
270	278	184	1,51	0,79	1,92	140
276	286	184	1,55	0,79	1,97	140
273	281	187	1,50	0,79	1,91	143
277	286	187	1,53	0,79	1,94	143
317	334	187	1,79	0,80	2,22	143
276	287	191	1,50	0,79	1,91	144
282	292	191	1,53	0,79	1,94	145
360	380	191	1,99	0,81	2,45	147

Tabella 5.7: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
312	312	184	1,70	0,80	2,12	147
329	328	184	1,78	0,80	2,22	148
553	559	184	3,04	0,85	3,59	154
262	257	187	1,37	0,78	1,77	148
308	302	187	1,61	0,79	2,04	151
566	563	187	3,01	0,85	3,56	159
247	243	191	1,27	0,77	1,66	149
290	282	191	1,48	0,78	1,88	154
569	568	191	2,97	0,84	3,52	162

Tabella 5.8: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4,2	137	147	1,07	140	1,02	303
0,5	1	4,2	137	148	1,08	140	1,02	303
0,5	passante	4,2	137	154	1,12	140	1,02	303
1	0,5	4,2	137	148	1,07	143	1,04	303
1	1	4,2	137	151	1,10	143	1,04	303
1	passante	4,2	137	159	1,16	143	1,04	303
1,5	0,5	4,2	137	149	1,08	144	1,05	303
1,5	1	4,2	137	154	1,12	145	1,06	303
1,5	passante	4,2	137	162	1,18	147	1,07	303

Tabella 5.9: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 4,2$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Risultati bendaggio (Contatti No Separation)**

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.32) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x=6$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.10-11-12-13) e poi distanti  $x=4,2$  mm (tabelle 5.14-15-16-17). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.10 e 5.14), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.11-12-15-16) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.13 e 5.17). I risultati in questione sono stati ottenuti implementando un contatto di tipo No Separation.

**- Caso:  $x = 6$  mm**

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%,10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6	342	545	1,59	343	1,00	303
0,5	1	6	342	592	1,73	344	1,01	303
0,5	passante	6	342	585	1,71	345	1,01	303
1	0,5	6	342	493	1,44	346	1,01	303
1	1	6	342	542	1,58	349	1,02	303
1	passante	6	342	546	1,60	353	1,03	303
1,5	0,5	6	342	402	1,18	348	1,02	303
1,5	1	6	342	521	1,52	351	1,03	303
1,5	passante	6	342	521	1,52	366	1,07	303

Tabella 5.10: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x=6$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
343	345	220	1,57	0,79	1,99	173
344	346	220	1,57	0,79	1,99	173
345	349	220	1,59	0,79	2,01	172
346	346	224	1,54	0,79	1,96	177
349	351	224	1,57	0,79	1,98	176
353	356	224	1,59	0,79	2,01	176
348	346	228	1,52	0,79	1,93	180
351	354	228	1,55	0,79	1,97	178
366	370	228	1,62	0,79	2,04	179

Tabella 5.11: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
545	544	220	2,47	0,83	2,97	183
592	594	220	2,70	0,84	3,22	184
585	586	220	2,66	0,84	3,18	184
493	494	224	2,21	0,82	2,68	184
542	542	224	2,42	0,83	2,92	186
546	545	224	2,43	0,83	2,93	186
402	406	228	1,78	0,80	2,22	181
521	521	228	2,29	0,83	2,77	188
521	522	228	2,29	0,83	2,77	188

Tabella 5.12: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6	170	183	1,08	173	1,02	303
0,5	1	6	170	184	1,08	173	1,02	303
0,5	passante	6	170	184	1,08	172	1,01	303
1	0,5	6	170	184	1,08	177	1,04	303
1	1	6	170	186	1,10	176	1,04	303
1	passante	6	170	186	1,10	176	1,04	303
1,5	0,5	6	170	181	1,07	180	1,06	303
1,5	1	6	170	188	1,11	178	1,05	303
1,5	passante	6	170	188	1,11	179	1,06	303

Tabella 5.13: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x=6 mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- Caso:  $x = 4,2$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4,2	342	662	1,94	347	1,01	303
0,5	1	4,2	342	712	2,08	350	1,02	303
0,5	passante	4,2	342	713	2,08	362	1,06	303
1	0,5	4,2	342	613	1,79	358	1,05	303
1	1	4,2	342	703	2,06	366	1,07	303
1	passante	4,2	342	685	2,00	388	1,13	303
1,5	0,5	4,2	342	541	1,58	363	1,06	303
1,5	1	4,2	342	698	2,04	378	1,11	303
1,5	passante	4,2	342	720	2,11	548	1,60	303

Tabella 5.14: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x=4,2$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
347	351	220	1,60	0,79	2,01	172
350	354	220	1,61	0,79	2,03	172
362	365	220	1,66	0,80	2,08	174
358	363	224	1,62	0,79	2,04	175
366	374	224	1,67	0,80	2,10	175
388	401	224	1,79	0,80	2,23	174
363	370	228	1,62	0,79	2,04	178
378	387	228	1,70	0,80	2,13	178
548	573	228	2,51	0,83	3,02	182

Tabella 5.15: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
662	674	220	3,06	0,85	3,62	183
712	721	220	3,28	0,85	3,85	185
713	723	220	3,29	0,85	3,86	185
613	612	224	2,73	0,84	3,26	188
703	702	224	3,13	0,85	3,70	190
685	685	224	3,06	0,85	3,61	190
541	540	228	2,37	0,83	2,86	189
698	694	228	3,04	0,85	3,60	194
720	719	228	3,15	0,85	3,72	194

Tabella 5.16: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4,2	170	183	1,08	172	1,02	303
0,5	1	4,2	170	185	1,09	172	1,02	303
0,5	passante	4,2	170	185	1,09	174	1,02	303
1	0,5	4,2	170	188	1,11	175	1,03	303
1	1	4,2	170	190	1,12	175	1,03	303
1	passante	4,2	170	190	1,12	174	1,03	303
1,5	0,5	4,2	170	189	1,12	178	1,05	303
1,5	1	4,2	170	194	1,14	178	1,05	303
1,5	passante	4,2	170	194	1,14	182	1,07	303

Tabella 5.17: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x=4,2 mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale, definito analogamente alla (5.10 e alla (5.11:

$$C_{\sigma_n} = \frac{\sigma_n^{indotta}}{\sigma_n^{senza difetti}} \quad (5.12)$$

I risultati ottenuti nel caso di contatti Bonded e No Separation sono riportati rispettivamente in tabella 5.18 e 5.19. Come descritto in precedenza, con i contatti No Separation si ottengono valori delle tensioni più elevati rispetto il contatto Bonded, ma tuttavia l'incremento di tensione provocato dalla presenza di difettosità risulta essere il medesimo nei due casi. Si ottiene al massimo un incremento percentuale della tensione nominale del 6 %.

D [mm]	$\sigma_n^{senza difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	180	184	1,02
1	180	187	1,04
1,5	180	191	1,06

Tabella 5.18: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (nel caso di contatti Bonded).

D [mm]	$\sigma_n^{senza difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	216	220	1,02
1	216	224	1,04
1,5	216	228	1,06

Tabella 5.19: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (nel caso di contatti No Separation).

### 5.5.1.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito del 2° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

#### ► Assenza di difetti

Il piolo risulta essere sollecitato a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessione, causata prevalentemente dall'effetto flessionale del bendaggio. In questo caso sarà possibile calcolare due diverse tensioni nominali: una calcolata realizzando un path della tensione  $\sigma_{zz}$  lungo l'asse x (in tale direzione si verifica il massimo della tensione principale in corrispondenza del raccordo del sottotesta) e un'altra calcolata trovando le reazioni (forze e momenti) che il piolo scambia attraverso l'area di taglio (area verde in figura 5.35) con la parte sottostante della paletta.

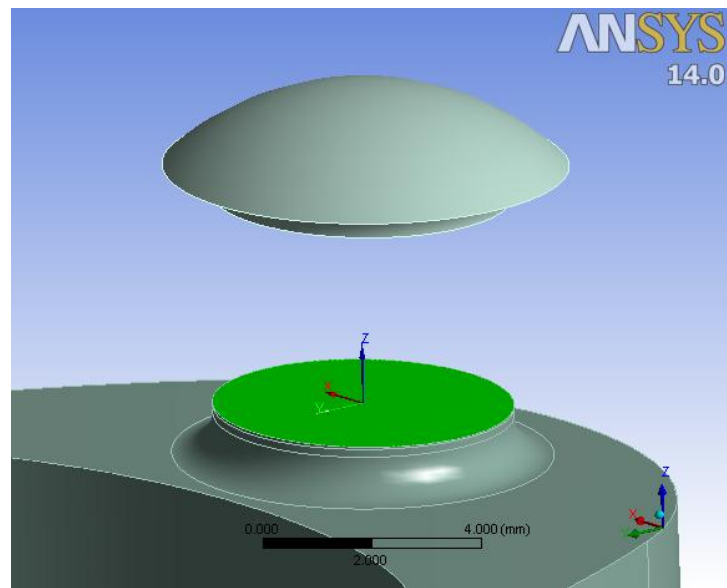


Fig. 5.35: sistema di riferimento locale sul gambo del piolo.

Calcolando la tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo presente in corrispondenza della sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}$  è possibile trovare il  $K_t$  del foro in esame usando la relazione (4.1). Per la corretta valutazione del effetto d'intaglio si utilizza la relazione (5.6 per il calcolo del parametro di resistenza. Nota la tensione di Von Mises sempre in corrispondenza del raccordo presente sulla sottotesta del piolo  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ , si può poi calcolare la tensione efficace allo snervamento  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ .



I risultati, come accennato in precedenza, sono stati trovati si implementando nel modello agli elementi finiti un contatto di tipo Bonded, sia un contatto di tipo No Separation tra la testa del piolo e il foro del bendaggio (vedi figura 3.6). Vengono riportate inizialmente le principali differenze di risultati ottenute con le due ipotesi di contatto e poi viene riportata la procedura numerica per il calcolo della tensione efficace solo nel caso di contatto Bonded.

**Confronto tra contatto Bonded e No Separation**

Il massimo del picco di tensione principale in corrispondenza del raccordo sulla sottotesta del piolo risulta essere di molto maggiore nel caso in cui si utilizzi un contatto di tipo No Separation: infatti con contatto di tipo Bonded si ottiene una tensione di Von Mises massima pari a 248 MPa (figura 5.36), contro i 541 MPa che si trovano con un contatto No Separation (5.37). La tensione risulta pertanto essere più del doppio rispetto al contatto Bonded e il punto di massima tensione si trova ad un'altezza superiore nel caso di contatto No Separation.

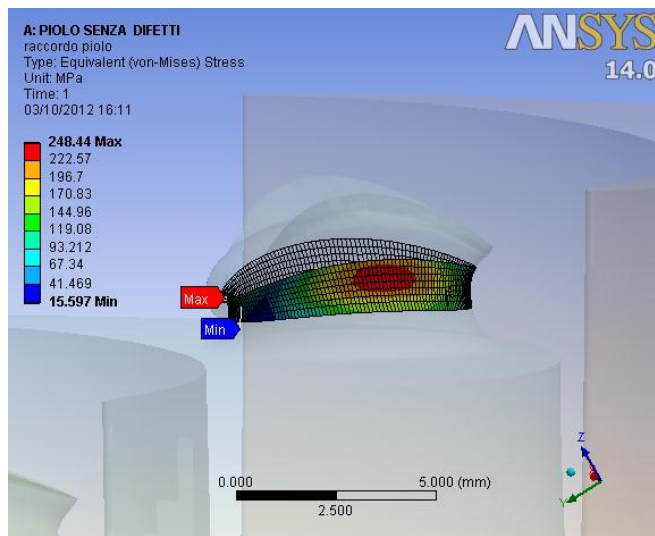


Fig. 5.36: tensione di Von Mises sul raccordo sottotesta del piolo nel caso di contatto Bonded.

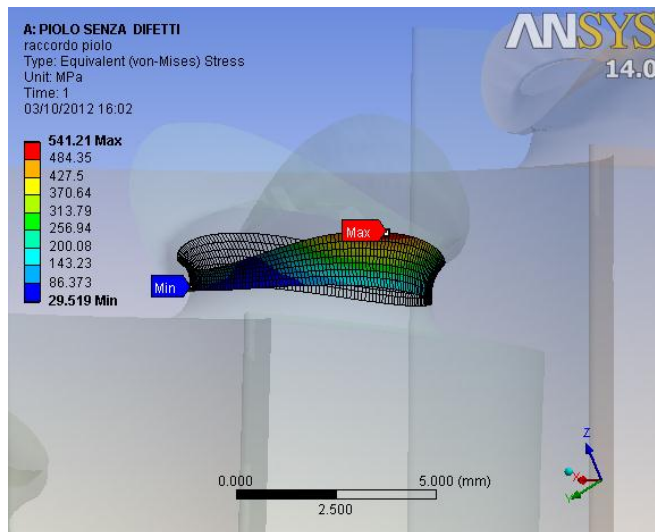


Fig. 5.37: tensione di Von Mises sul raccordo sottotesta del piolo nel caso di contatto No Separation.

**Calcolo tensione efficace del piolo in assenza di difetti (contatto Bonded)**

Come accennato in precedenza è possibile definire due tensioni nominali per questo particolare piolo. Avremo pertanto due punti del raccordo da verificare, uno in cui è massima la tensione principale (che giace sul punto estremo lungo l'asse x con riferimento alla figura 5.35) e un altro invece dove si ha il massimo della tensione nominale.

La prima tensione nominale  $\sigma_{n1}$  viene calcolata, prima realizzando un path della tensione  $\sigma_{zz}$  dei punti nodali dell'area verde che giacciono lungo l'asse x (figura 5.35), e successivamente integrando tale andamento lungo il tratto considerato. Come si può notare dalla figura 5.38 lungo tale tratto si ha un gradiente di sforzo molto elevato e concentrato nelle estremità del piolo (di diametro pari a 5,5 mm), che porta ad una tensione nominale  $\sigma_{n1}$  di 29 MPa.

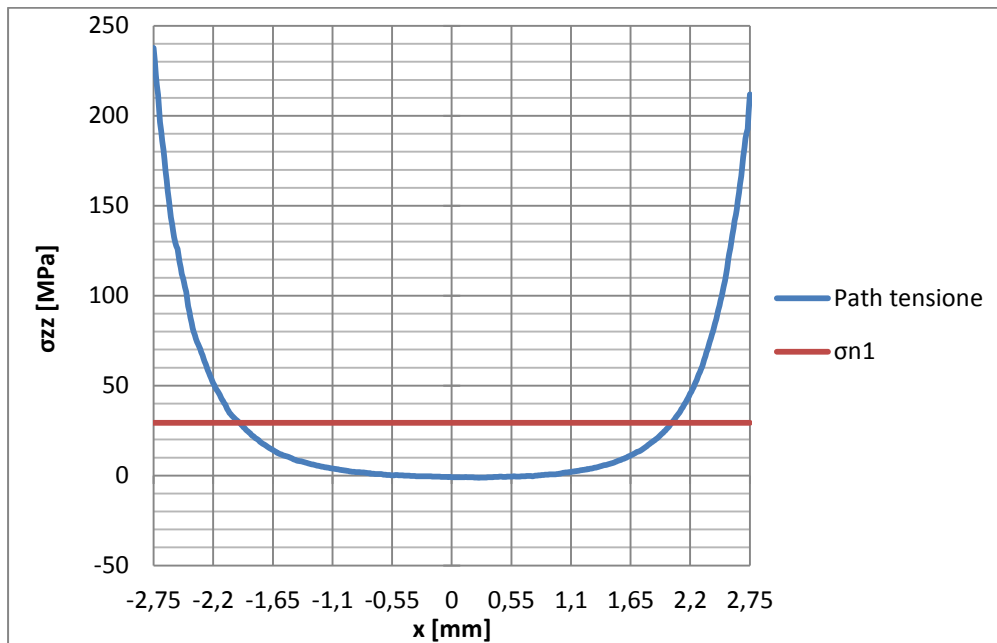


Fig. 5.38: path di tensione sul piolo della tensione  $\sigma_{zz}$  e tensione nominale  $\sigma_{n1}$ .

Come mostrato in figura 5.39 si ha una tensione principale di picco principale in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  pari a 275 MPa. Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n1}} = \frac{275}{29} = 9,48$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel

caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (9,48 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 7,18$$

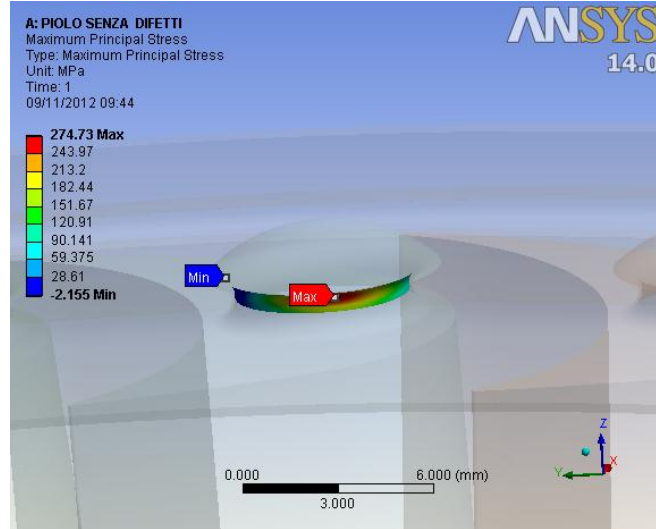


Fig. 5.39: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo.

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  che risulta pari a 248 MPa, e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del foro del bendaggio in assenza di difetti:

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{248}{7,18} = 35\ MPa$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $\nu_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio:

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{35} = 8,66$$

Tuttavia, come anticipato, si può trovare una seconda tensione nominale  $\sigma_{n2}$  che risulta dal calcolo delle reazioni che il piolo scambia con il resto della paletta. Con riferimento alla figura 5.35, le componenti principali di sollecitazione sono la forza di trazione  $F_z = 660\ N$  e un momento risultante di flessione  $M_x = -630\ N\cdot mm$ . Ne risulta una tensione nominale di 66 MPa (di cui 28 derivano dallo sforzo di trazione e 38 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle

coordinate y (per  $y = -2,75\text{mm}$ ), che risulta ruotato di  $90^\circ$  rispetto alla direzione x in cui si ha il massimo della tensione principale. Come mostrato in figura 5.40 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$  pari a 87 MPa.

Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n2}} = \frac{87}{66} = 1,32$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337\text{ MPa}$ ), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,32 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,23$$

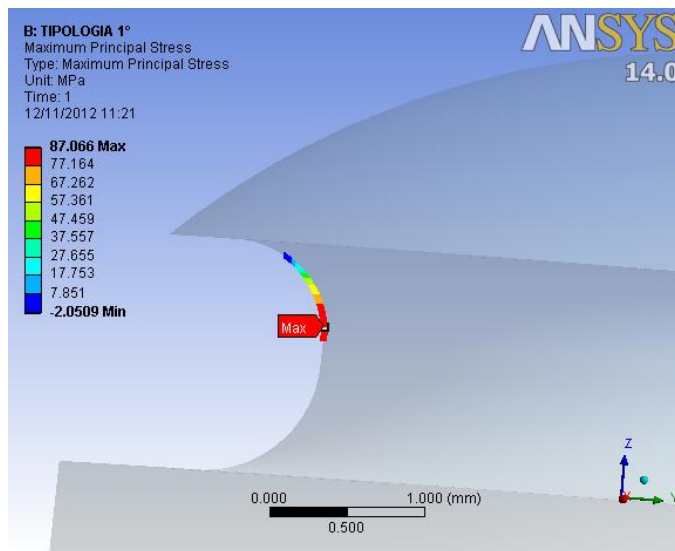


Fig. 5.40: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo, dove si ha il massimo valore della tensione nominale  $\sigma_{n2}$ .

Ne risulta (utilizzando la relazione 4.24) un valore del coefficiente  $K_s$  pari a 1,07, da cui si può calcolare la tensione efficace (con un procedimento diverso ma equivalente rispetto a quello mostrato finora):

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,07 \cdot 66 = 71\text{ MPa}$$

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{71} = 4,27$$

Nei prossimi risultati esposti, si farà riferimento alla tensione nominale  $\sigma_{n1}$  e alla relativa tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ , in quanto i difetti che sono stati modellati, sono stati posti nelle vicinanze dei punti in cui si ha il massimo della tensione principale del sottotesta. Se ne studierà l'effetto di incremento pertanto solo in corrispondenza di tale punto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia (contatto Bonded)**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 2,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.41). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

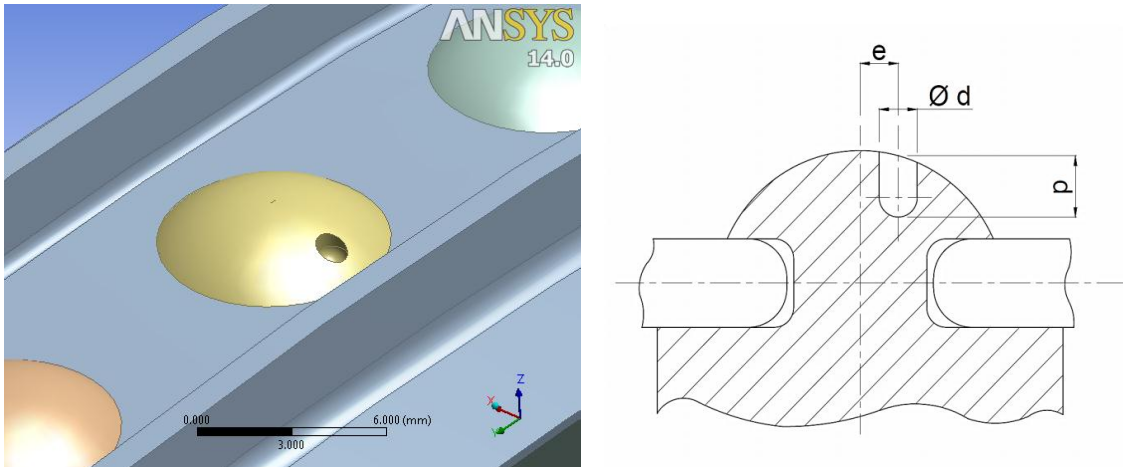


Fig. 5.41: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

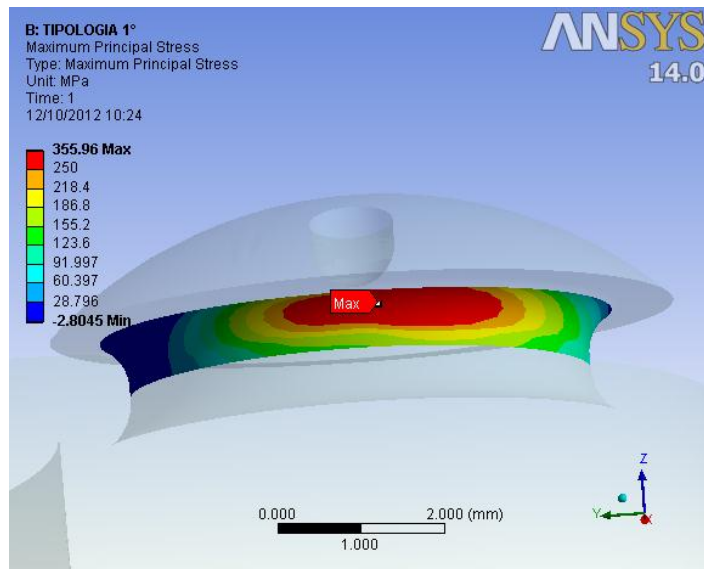


Fig. 5.42: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco principale lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotto}$  pari a 356 MPa (figura 5.42).

Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a (supponendo invariata la tensione nominale  $\sigma_{n1}$  pari a 29 MPa):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotto}}{\sigma_{n1}} = \frac{356}{29} = 12,28$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (12,28 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 9,21$$

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotto}$  che risulta pari a 318 MPa, e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del raccordo sulla sottotesta del piolo in presenza del difetto:

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{318}{9,21} = 35 \text{ MPa}$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio, che risulta uguale a quello calcolato in assenza di difetti:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}} = \frac{303}{35} = 8,65$$

È possibile inoltre calcolare il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_{\sigma_i}$  che concerne il raccordo in presenza del difetto sulla testa del piolo rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza difetti}} = \frac{35}{35} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace sulla sottotesta del piolo.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 535 MPa (figura 5.44). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si



considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 239 MPa, figura 5.43):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{535}{239} = 2,24$$

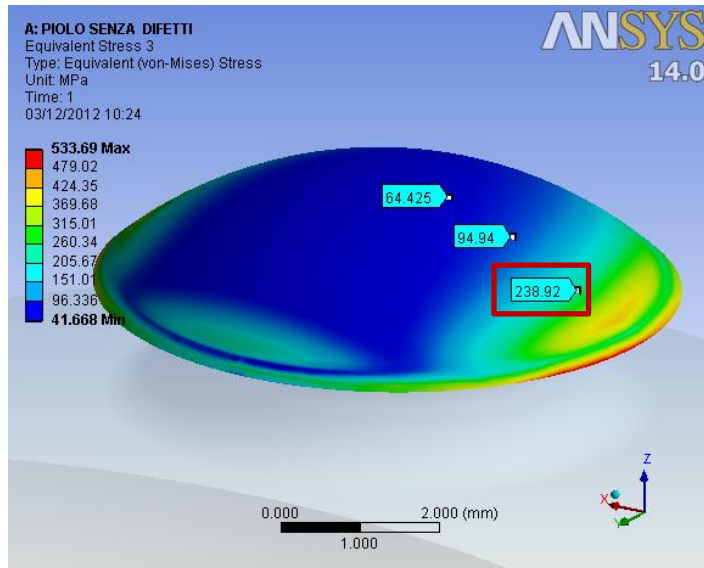


Fig. 5.43: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità e del difetto stesso.

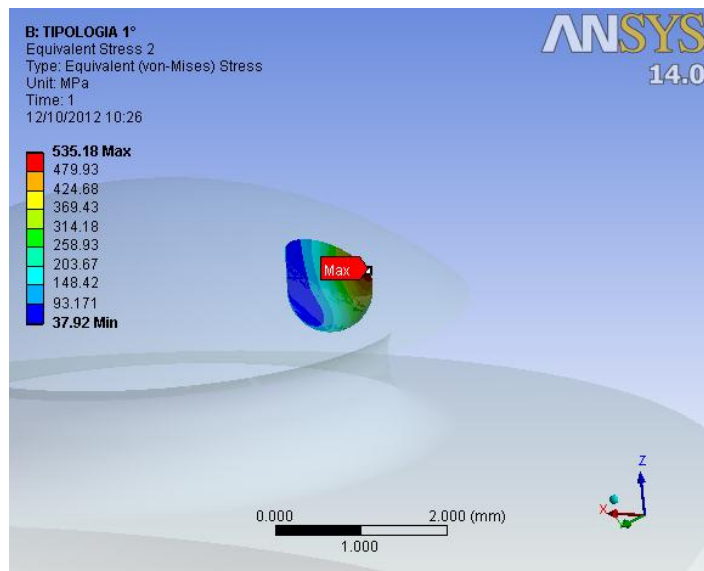


Fig. 5.44: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,24 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,90$$

Noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del difetto sul piolo:

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{535}{1,90} = 281 \text{ MPa}$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{281} = 1,08$$

È possibile inoltre calcolare il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_{\sigma_d}$  che concerne il raccordo sulla sottotesta del piolo in presenza del difetto rispetto la configurazione integra (si prende come tensione di riferimento quella in assenza di difetti nel punto in cui verrà inserito il difetto):

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{281}{239} = 1,18$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 18 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta di poco inferiore della resistenza al creep del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 1,08).

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il piolo al variare delle dimensioni del difetto sia nel caso di contatto Bonded sia nel caso di contatti No Separation. Viene prima riportato in questo caso un metodo specifico per la valutazione della riduzione di resistenza statica indotta dal difetto.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia (Contatti Bonded)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.41) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo Bonded. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.20), due tabelle che riassumono i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.21-22) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.23).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	248	171	250	303
0,5	0,2	0,8	248	188	251	303
0,5	1	0,2	248	121	253	303
0,5	1	0,8	248	184	250	303
1,5	0,2	0,2	248	221	253	303
1,5	0,2	0,8	248	242	253	303
1,5	1	0,2	248	155	253	303
1,5	1	0,8	248	243	258	303
2,5	0,2	0,2	248	400	251	303
2,5	0,2	0,8	248	443	254	303
2,5	1	0,2	248	288	259	303
2,5	1	0,8	248	535	318	303

Tabella 5.20: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
250	277	29	9,55	1,32	7,23	35
251	278	29	9,59	1,32	7,26	35
253	280	29	9,66	1,32	7,31	35
250	277	29	9,55	1,32	7,23	35
253	280	29	9,66	1,32	7,31	35
253	280	29	9,66	1,32	7,31	35
253	279	29	9,62	1,32	7,28	35
258	286	29	9,86	1,32	7,46	35
251	278	29	9,59	1,32	7,26	35
254	279	29	9,62	1,32	7,28	35
259	284	29	9,79	1,32	7,41	35
318	356	29	12,28	1,33	9,21	35

Tabella 5.21: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
171	64	2,67	1,20	2,22	77
188	64	2,94	1,22	2,41	78
121	64	1,89	1,15	1,65	73
184	64	2,88	1,22	2,37	78
221	95	2,33	1,18	1,97	112
242	95	2,55	1,20	2,13	114
155	95	1,63	1,12	1,46	106
243	95	2,56	1,20	2,13	114
400	239	1,67	1,12	1,49	268
443	239	1,85	1,14	1,62	273
288	239	1,21	1,05	1,15	251
535	239	2,24	1,18	1,90	281

Tabella 5.22: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella prossima tabella (tabella 5.23 ), saranno riportate i valori delle tensioni efficaci del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso verranno riportate le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$  e  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo restino invariate, si riporta la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nella tabella il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima tra quelle efficaci calcolate sulla sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max\left(\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}; \sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto}\right)} \quad (5.13)$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	35	71	64	77	1,09	303
0,5	0,2	0,8	35	71	64	78	1,10	303
0,5	1	0,2	35	71	64	73	1,04	303
0,5	1	0,8	35	71	64	78	1,10	303
1,5	0,2	0,2	35	71	95	112	1,18	303
1,5	0,2	0,8	35	71	95	114	1,20	303
1,5	1	0,2	35	71	95	106	1,12	303
1,5	1	0,8	35	71	95	114	1,20	303
2,5	0,2	0,2	35	71	239	268	1,12	303
2,5	0,2	0,8	35	71	239	273	1,14	303
2,5	1	0,2	35	71	239	251	1,05	303
2,5	1	0,8	35	71	239	281	1,18	303

Tabella 5.23: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia (Contatti No Separation)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.41) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.24), due tabella che riassumono i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.25-26) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.27).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	541	133	563	303
0,5	0,2	0,8	541	146	564	303
0,5	1	0,2	541	82	566	303
0,5	1	0,8	541	138	566	303
1,5	0,2	0,2	541	185	566	303
1,5	0,2	0,8	541	197	566	303
1,5	1	0,2	541	124	558	303
1,5	1	0,8	541	196	555	303
2,5	0,2	0,2	541	404	564	303
2,5	0,2	0,8	541	444	567	303
2,5	1	0,2	541	284	560	303
2,5	1	0,8	541	573	616	303

Tabella 5.24: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
563	624	29	21,52	1,35	15,95	35
564	626	29	21,59	1,35	16,00	35
566	629	29	21,69	1,35	16,07	35
566	630	29	21,72	1,35	16,10	35
566	630	29	21,72	1,35	16,10	35
566	628	29	21,66	1,35	16,05	35
558	620	29	21,38	1,35	15,85	35
555	614	29	21,17	1,35	15,70	35
564	627	29	21,62	1,35	16,02	35
567	630	29	21,72	1,35	16,10	35
560	629	29	21,69	1,35	16,07	35
616	684	29	23,59	1,35	17,45	35

Tabella 5.25: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ .

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
133	50	2,66	1,20	2,21	60
146	50	2,92	1,22	2,40	61
82	50	1,64	1,12	1,47	56
138	50	2,76	1,21	2,28	60
185	64	2,89	1,22	2,38	78
197	64	3,08	1,22	2,51	78
124	64	1,94	1,15	1,68	74
196	64	3,06	1,22	2,50	78
404	243	1,66	1,12	1,48	272
444	243	1,83	1,14	1,60	277
284	243	1,17	1,04	1,12	253
573	243	2,36	1,19	1,99	288

Tabella 5.26: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	35	62	50	60	0,98	35
0,5	0,2	0,8	35	62	50	61	0,99	35
0,5	1	0,2	35	62	50	56	0,91	35
0,5	1	0,8	35	62	50	60	0,98	35
1,5	0,2	0,2	35	62	64	78	1,22	35
1,5	0,2	0,8	35	62	64	78	1,22	35
1,5	1	0,2	35	62	64	74	1,15	35
1,5	1	0,8	35	62	64	78	1,22	35
2,5	0,2	0,2	35	62	243	272	1,12	35
2,5	0,2	0,8	35	62	243	277	1,14	35
2,5	1	0,2	35	62	243	253	1,04	35
2,5	1	0,8	35	62	243	288	1,19	35

Tabella 5.27: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensoriale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. Con riferimento alla figura 5.45, a sinistra è riportata l'area resistente in assenza di difetti, mentre a destra è riportato l'effetto di riduzione provocato dalla presenza di un difetto ( $e = 2,5$  mm;  $d = 1$  mm;  $p = 0,8$  mm). L'area resistente in assenza di difetti dipenderà dall'eccentricità relativa al difetto che verrà inserito. Si può definire in questo caso un coefficiente di riduzione di area resistente  $C_A$  che tiene conto dell'incremento di pericolosità provocato dalla presenza del difetto:

$$C_A = \frac{A_{senza\ difetti}}{A_{con\ difetti}} \quad (5.14)$$

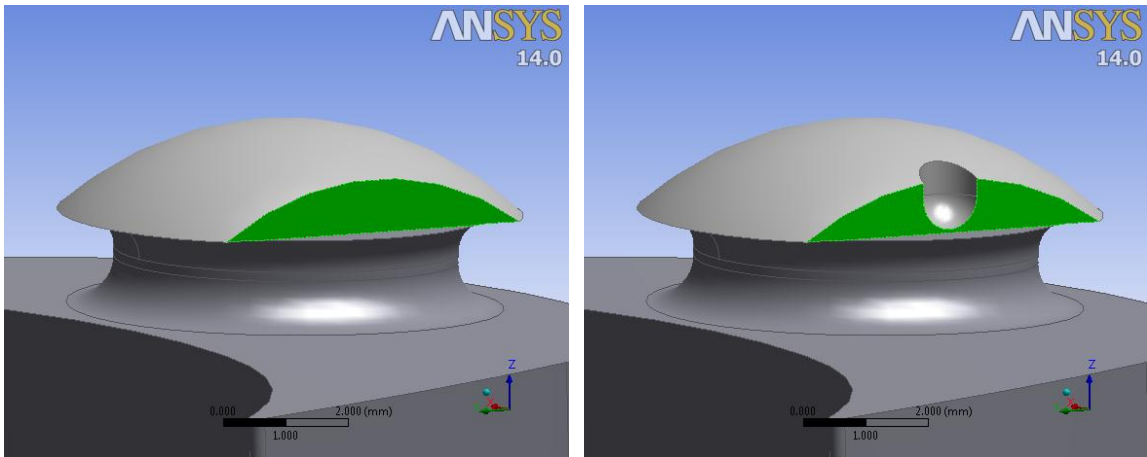


Fig. 5.45: area resistente analizzata in assenza di difetti e con difetto.

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{senza\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{con\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
0,5	0,2	0,2	7,31	7,27	1,01
0,5	0,2	0,8	7,31	7,15	1,02
0,5	1	0,2	7,31	7,19	1,02
0,5	1	0,8	7,31	6,61	1,11
1,5	0,2	0,2	5,85	5,81	1,01
1,5	0,2	0,8	5,85	5,69	1,03
1,5	1	0,2	5,85	5,73	1,02
1,5	1	0,8	5,85	5,15	1,14
2,5	0,2	0,2	3,20	3,16	1,01
2,5	0,2	0,8	3,20	3,04	1,05
2,5	1	0,2	3,20	3,08	1,04
2,5	1	0,8	3,20	2,51	1,27

Tabella 5.28: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.



► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia (contatto Bonded)**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio  $R$  di 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo (figura 5.46). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo.

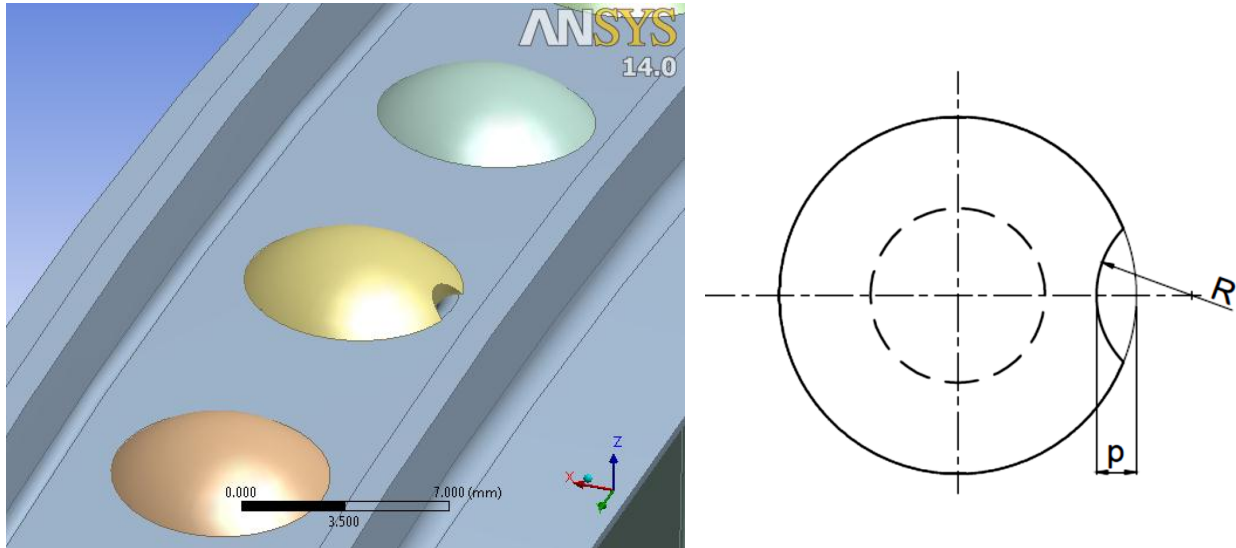


Fig. 5.46: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

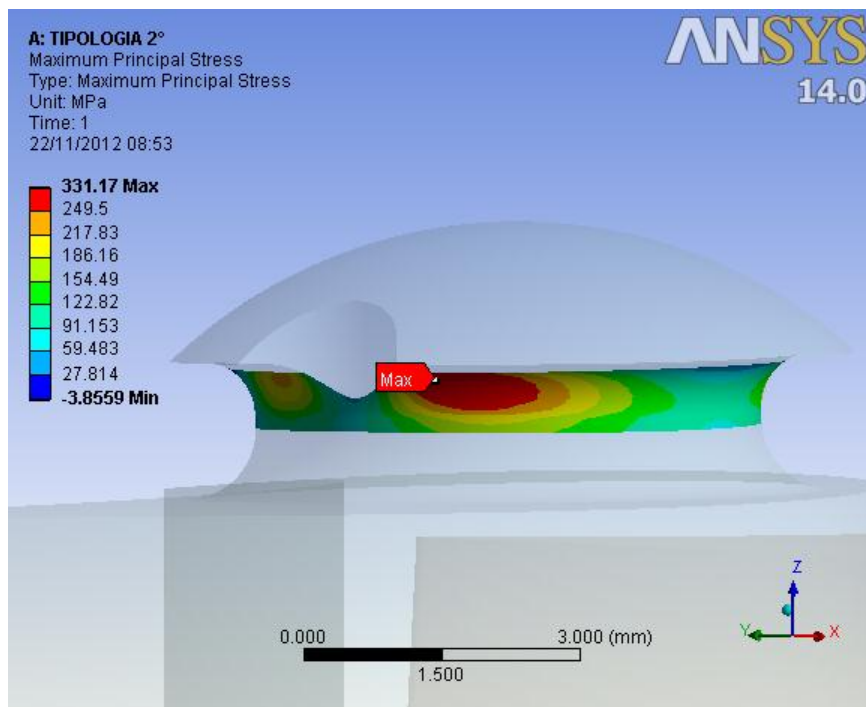


Fig. 5.47: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto della 2° Tipologia.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 331 MPa (figura 5.47). Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a (supponendo invariata la tensione nominale  $\sigma_{n1}$  pari a 29 MPa):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{331}{29} = 11,41$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337$  MPa), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (11,41 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 8,59$$

Nota la tensione ideale di Von Mises in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$  che risulta pari a 301 MPa, e noto il parametro di resistenza si può calcolare la tensione efficace allo snervamento in corrispondenza del foro del bendaggio in presenza del difetto:

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{301}{8,59} = 35 \text{ MPa}$$

È possibile calcolare il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  utilizzando come tensione limite caratteristica del materiale la resistenza al creep del materiale alla temperatura dello stadio, che risulta uguale a quello calcolato in assenza di difetti:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{303}{35} = 8,65$$

È possibile inoltre calcolare il *coefficiente di incremento tensionale*  $C_\sigma$  che concerne il raccordo del piolo sottotesta in presenza del difetto rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza difetti}} = \frac{35}{35} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 2° tipologia sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo.

**Risultati Piolo con difetti 2° Tipologia (Contatti Bonded)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.46) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo Bonded. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.29), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.30) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.31).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,2	248	250	1,01	303
1	0,2	248	249	1,00	303
0,5	0,5	248	261	1,05	303
1	0,5	248	274	1,10	303
0,5	0,8	248	281	1,13	303
1	0,8	248	301	1,21	303

Tabella 5.29: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
250	275	29	9,48	1,32	7,18	35
249	272	29	9,38	1,32	7,10	35
261	287	29	9,90	1,32	7,48	35
274	303	29	10,45	1,33	7,88	35
281	310	29	10,69	1,33	8,06	35
301	331	29	11,41	1,33	8,59	35

Tabella 5.30: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,2	35	35	1,00	303
1	0,2	35	35	1,00	303
0,5	0,5	35	35	1,00	303
1	0,5	35	35	1,00	303
0,5	0,8	35	35	1,00	303
1	0,8	35	35	1,00	303

Tabella 5.31: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

**Risultati Piolo con difetti 2° Tipologia (Contatti No Separation)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.48) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.32), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.33) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.34).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,2	541	556	1,03	303
1	0,2	541	557	1,03	303
0,5	0,5	541	617	1,14	303
1	0,5	541	648	1,20	303
0,5	0,8	541	638	1,18	303
1	0,8	541	717	1,33	303

Tabella 5.32: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
556	617	29	21,28	1.35	15,77	35
557	619	29	21,34	1.35	15,82	35
617	687	29	23,69	1.35	17,53	35
648	720	29	24,83	1.35	18,36	35
638	708	29	24,41	1.35	18,06	35
717	798	29	27,52	1.35	20,32	35

Tabella 5.33: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ .

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,2	35	35	1,00	303
1	0,2	35	35	1,00	303
0,5	0,5	35	35	1,00	303
1	0,5	35	35	1,00	303
0,5	0,8	35	35	1,00	303
1	0,8	35	35	1,00	303

Tabella 5.34: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

► **Calcolo della resistenza a frattura del piolo con difetto 3° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di una cricca radiale sulla sottotesta del piolo di una profondità di 0,2 mm. In questo caso particolare, si studierà la gravosità dello stato di tensione in prossimità non più con un approccio classico, ma bensì utilizzando la *Meccanica della Frattura Lineare Elastica L.M.F.E* (paragrafo 4.4). Si determinerà in particolare il *fattore di intensificazione delle tensioni*  $K_I$  attraverso l'approccio numerico descritto nel paragrafo 4.4.2.2.

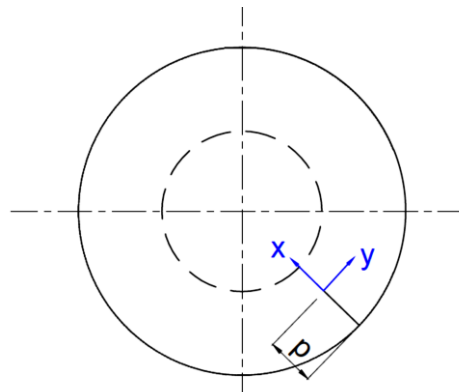


Fig. 5.48: cricca radiale sulla testa del piolo e sistema di riferimento locale all'apice della cricca.

Si riporta ora in figura 5.49 l'andamento della tensione  $\sigma_{yy}$  (ortogonale alla direzione radiale della cricca, figura 5.48) in funzione della distanza  $x$  dall'apice della cricca. Tale andamento è stato ottenuto esportando le soluzioni nodali dei nodi giacenti in prossimità dell'apice della cricca.

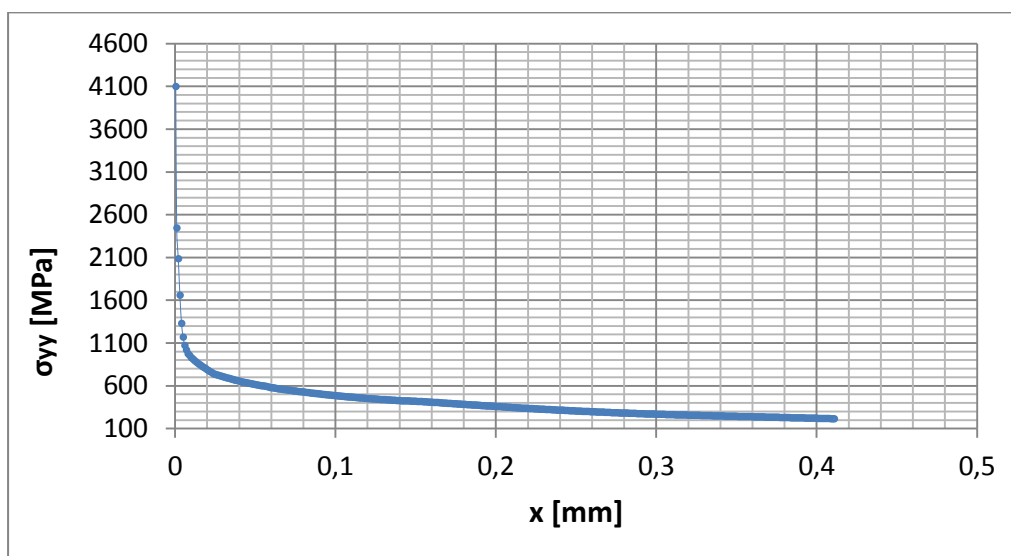


Fig. 5.49: andamento della tensione ortogonale alla direzione della cricca in funzione della distanza dall'apice della cricca stessa.

Lo stato di tensione può essere altresì diagrammato utilizzando un diagramma con doppia scala logaritmica (figura 5.50). L'andamento della curva in questione dovrebbe verificare l'inclinazione di -0,5.

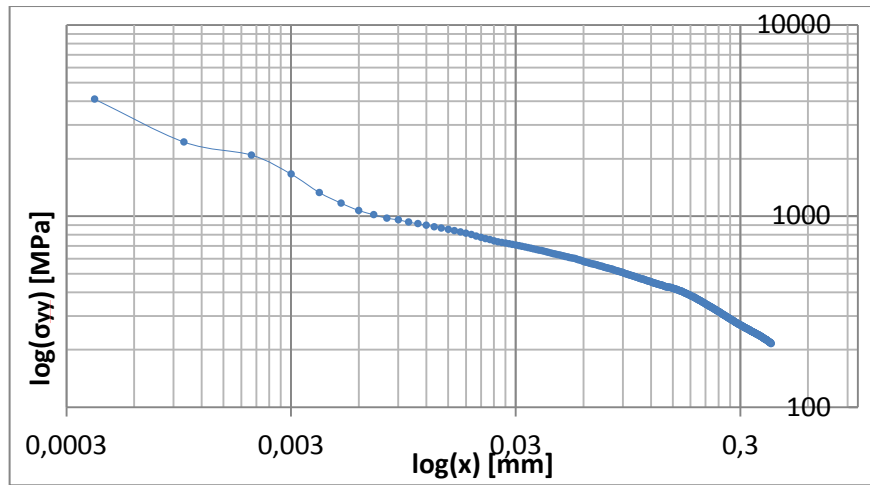


Fig. 5.50: andamento della tensione ortogonale alla direzione della cricca in funzione della distanza dall'apice della cricca stessa in coordinate log-log.

Applicando la relazione (4.30) si ottiene una stima del fattore di intensificazione delle tensioni per ogni nodo del modello agli elementi finiti. I valori ottenuti possono essere diagrammati sempre in funzione della distanza  $x$  dall'apice della cricca (figura 5.51). Mediando tali valori nell'intervallo compreso tra circa 0,05 mm e 0,38 mm, si ottiene:  $K_I = 382 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{mm}} = 31,6 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ . Tuttavia non si dispone di valori della resistenza a frattura  $K_c$  per il materiale in esame e alla temperatura di esercizio dello stadio, per poter eseguire una verifica a frattura.

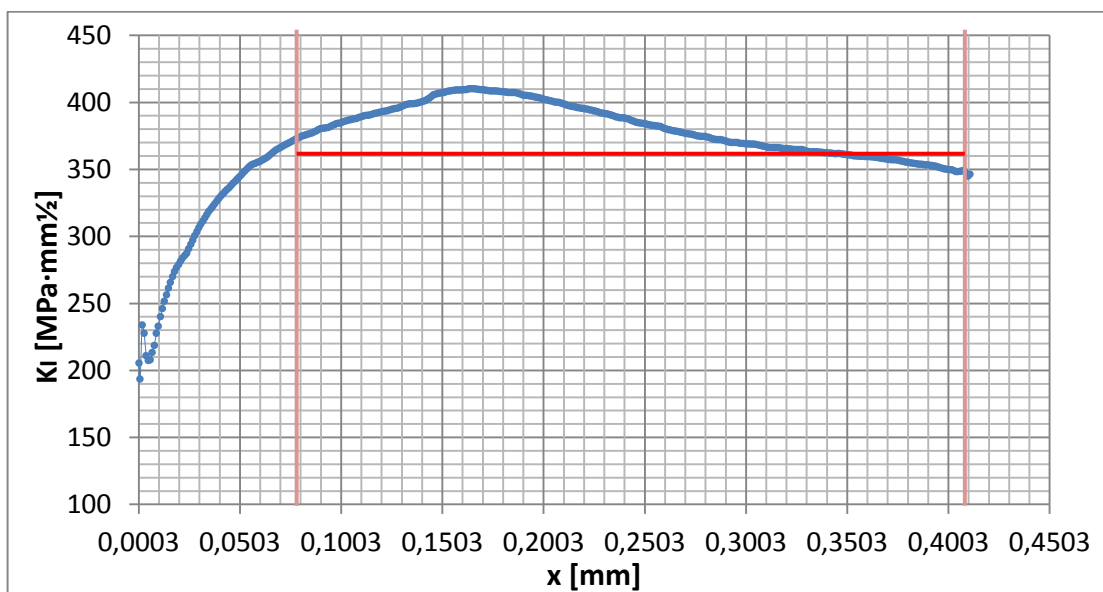


Fig. 5.51: andamento del fattore di concentrazione delle tensioni della distanza dall'apice.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia (contatto Bonded)**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 6,6 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 7,2 mm, figura 5.52). Il difetto provocherà un variazione della tensione nominale massima, in quanto una parte del piolo ad un certo punto non appoggerà più sul bendaggio, generando un momento  $M_y$  sul gambo del piolo che prima era pressoché nullo (con riferimento alla figura 5.35). Tuttavia al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$ , inferiore rispetto alla configurazione integra.

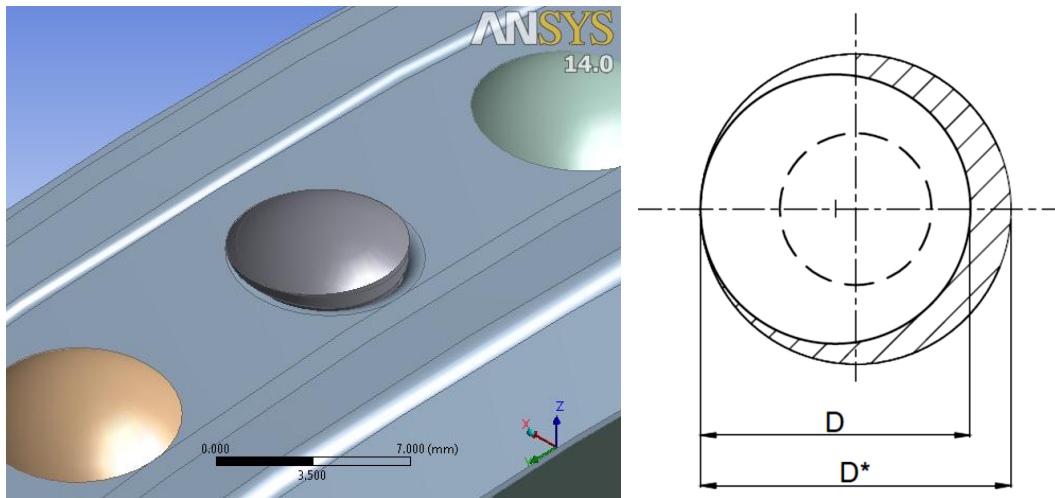


Fig. 5.52: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

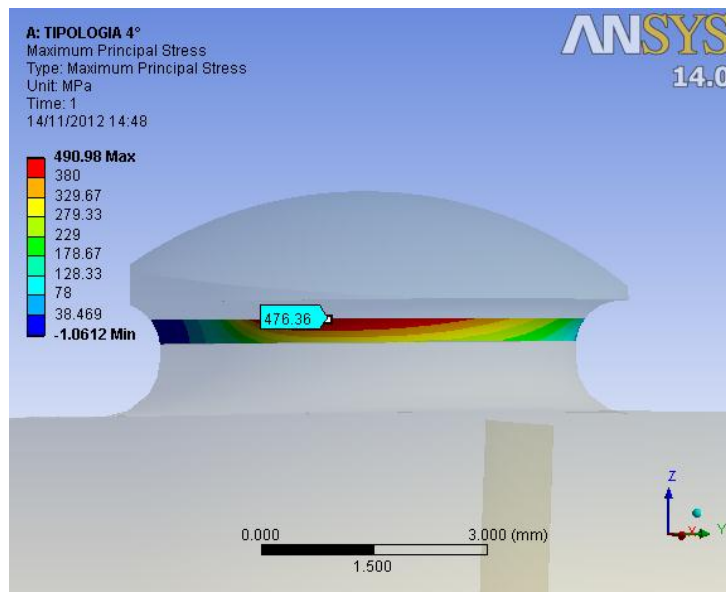


Fig. 5.53: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 404 \text{ N}$ ,  $M_x = -196 \text{ N}\cdot\text{mm}$  e  $M_y = -954 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . Il momento risultante è pari a  $974 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , la cui direzione è mostrata in figura 5.54. Ne risulta una tensione di trazione di  $17 \text{ MPa}$  e una tensione di flessione di  $60 \text{ MPa}$ . La tensione nominale  $\sigma_{n2}$  in presenza del difetto di erosione è pari a  $77 \text{ MPa}$ .

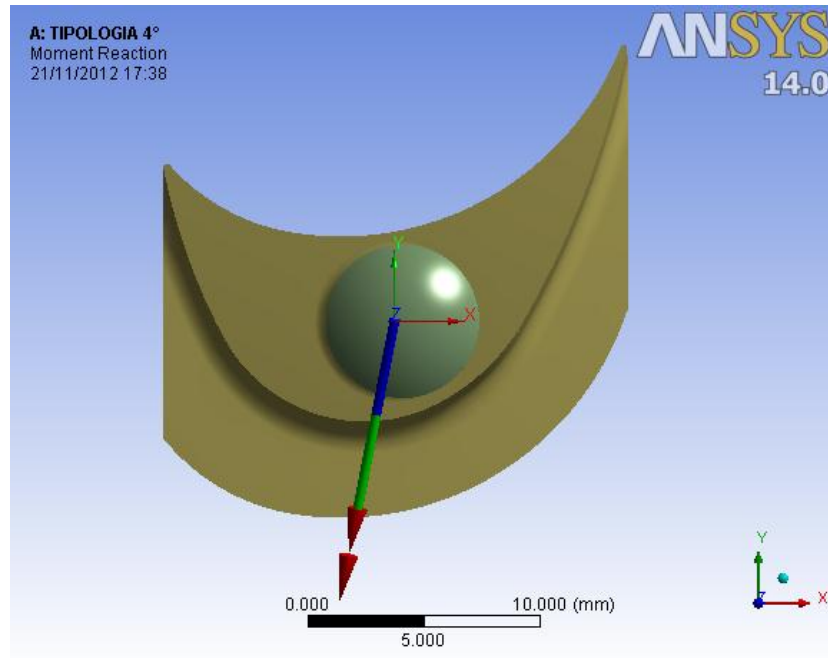


Fig. 5.54: momento agente sul gambo del piolo in presenza del difetto di erosione ( $D=6,6 \text{ mm}$ ).

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a  $476 \text{ MPa}$  (figura 5.53). Risulterà pertanto un coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n2}} = \frac{476}{77} = 6,18$$

Noto il  $K_t$  della geometria e la tensione di snervamento della materiale alla temperatura di esercizio dello stadio ( $R_{p0,2} = 337 \text{ MPa}$ ), si può calcolare il parametro di resistenza nel caso di trazione:

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (6,18 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 4,77$$



Ne risulta (utilizzando la relazione 4.24) un valore del coefficiente  $K_s$  pari a 1,30, da cui si può calcolare la tensione efficace (con un procedimento diverso ma equivalente rispetto a quello mostrato finora):

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,30 \cdot 77 = 100 \text{MPa}$$

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{con difetto}} = \frac{303}{100} = 4,27$$

È possibile inoltre calcolare il coefficiente di incremento tensionale  $C_\sigma$  che concerne il raccordo del piolo sottotesta in presenza del difetto rispetto la configurazione integra:

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza difetti}} = \frac{100}{71} = 1,41$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un certo incremento dello stato di tensione sul gambo, in funzione delle dimensioni delle difettosità modellate.

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia (Contatti Bonded)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.54) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo Bonded. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.35), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabella arancione, 5.36) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.37).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%,10^5}$ [MPa]
7,2	248	295	1,19	303
6,9	248	408	1,65	303
6,6	248	479	1,93	303

Tabella 5.35: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]
93	63	1,48	1,10	1,35	69
395	81	4,88	1,28	3,82	103
476	77	6,18	1,29	4,77	100

Tabella 5.36: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%,10^5}$ [MPa]
7,2	71	69	0,97	303
6,9	71	103	1,45	303
6,6	71	100	1,41	303

Tabella 5.37: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia (Contatti No Separation)**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.54) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.36), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabella arancione, 5.37) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.38).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{con\ difetto}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
7,2	541	662	1,22	303
6,9	541	519	0,96	303
6,6	541	532	0,98	303

Tabella 5.38: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]
79	57	1,39	1,08	1,28	62
424	82	5,17	1,28	4,04	105
539	86	6,27	1,30	4,84	111

Tabella 5.39: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{con\ difetto}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
7,2	62	62	1,00	303
6,9	62	105	1,69	303
6,6	62	111	1,80	303

Tabella 5.40: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4ª Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.41 (nel caso di contatti Bonded) e in tabella 5.42 (nel caso di contatti No Separation).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
7,2	66	63	0,95
6,9	66	81	1,23
6,6	66	77	1,17

Tabella 5.41: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti Bonded).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
7,2	58	57	1,00
6,9	58	82	1,41
6,6	58	86	1,48

Tabella 5.42: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).

### 5.5.1.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta del 2° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.55 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 45 MPa.

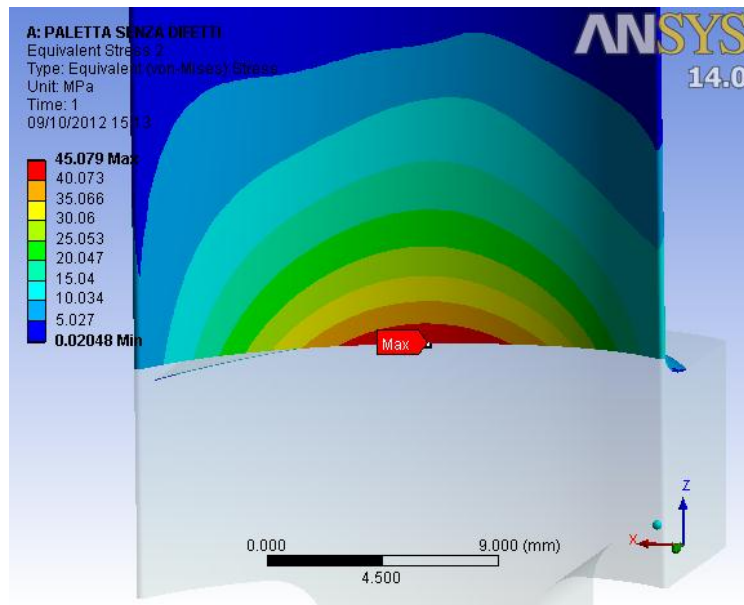


Fig. 5.55: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta del 2° stadio della macchina n° 1.

Non essendo presente in questo caso un effetto d'intaglio, si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata. Il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{45} = 6,73$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.

**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 1 mm e posto ad un'altezza di 5 mm rispetto alla base della pala. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.56: la tensione a base paletta rimane invariata (45 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di soli 16 MPa. In questo caso il coefficiente di incremento tensionale sarà definito come:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\max(\sigma_{vm_{DIFETTO}}; \sigma_{vm_{PALA}}^{indotta})}{\sigma_{vm_{PALA}}^{senza\ difetto}} \quad (5.15)$$

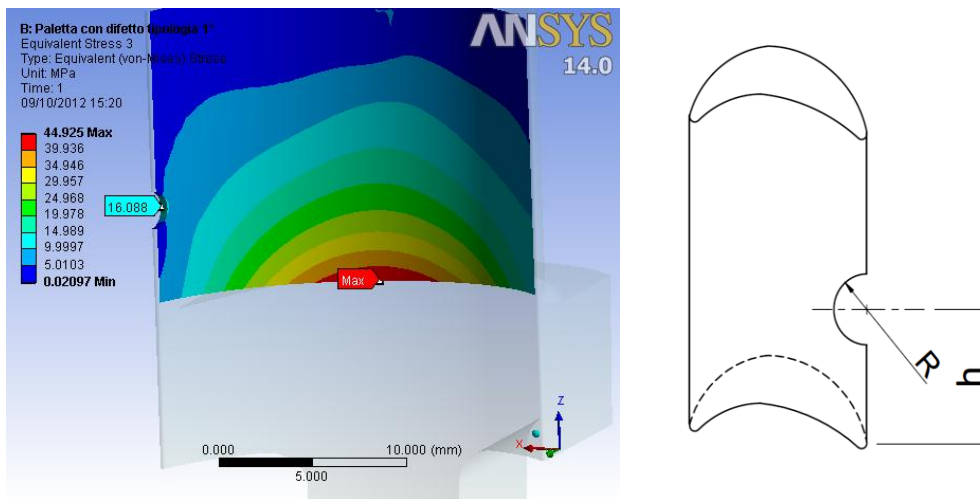


Fig. 5.56: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

Vengono riportati in tabella 5.43 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

R [mm]	h [mm]	$\sigma_{vm_{PALA}}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm_{DIFETTO}}$ [MPa]	$\sigma_{vm_{PALA}}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
1	2	45	19	45	1,00	303
2	2	45	21	45	1,00	303
1	5	45	16	45	1,00	303
2	5	45	19	45	1,00	303

Tabella 5.43: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pari a 3 mm e ad un'altezza di 4 mm dalla base della pala (con riferimento alla figura 5.58). I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.57: la tensione a base paletta rimane invariata (45 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 37 MPa.

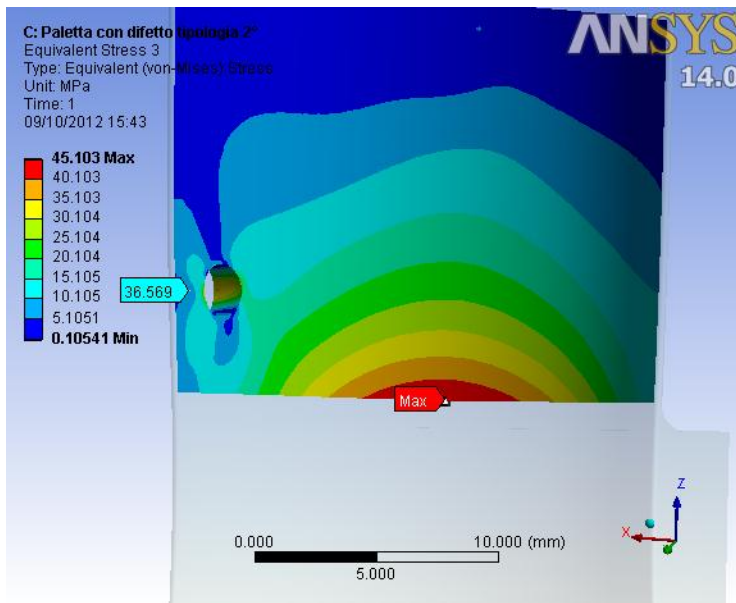


Fig. 5.57: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

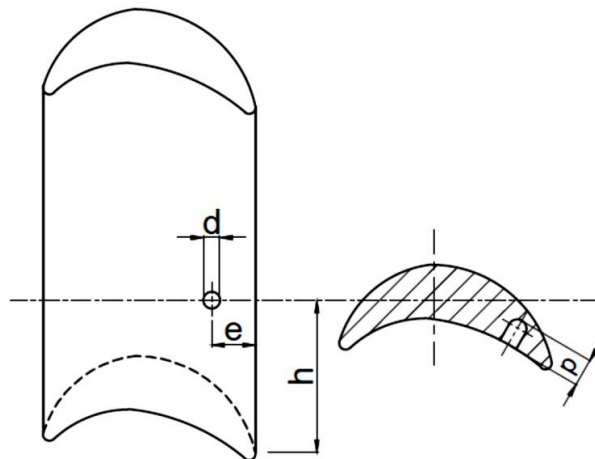


Fig. 5.58: disegno qualitativo del difetto della 2° tipologia modellato.

Vengono riportati in tabella 5.44 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni del difetti. Anche in questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

<b>h</b> [mm]	<b>e</b> [mm]	<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
2	1,5	0,5	0,5	45	23	45	1,00	303
	1,5	0,5	passante	45	28	45	1,00	303
	1,5	2	0,5	45	28	45	1,00	303
	1,5	2	passante	45	38	45	1,00	303
	3	0,5	0,5	45	30	45	1,00	303
	3	0,5	passante	45	35	45	1,00	303
	3	2	0,5	45	31	45	1,00	303
	3	2	passante	45	37	45	1,00	303
4	1,5	0,5	1	45	21	45	1,00	303
	1,5	0,5	passante	45	26	45	1,00	303
	1,5	2	1	45	26	45	1,00	303
	1,5	2	passante	45	37	45	1,00	303
	3	0,5	1	45	26	45	1,00	303
	3	0,5	passante	45	35	45	1,00	303
	3	2	1	45	32	45	1,00	303
	3	2	passante	45	37	45	1,00	303

Tabella 5.44: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

In entrambi i casi il coefficiente di sicurezza statico calcolato nel caso di assenza di difettosità rimane invariato.



➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per il piolo si può valutare la riduzione di sezione resistente della paletta a causa della presenza del difetto. La riduzione è indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una sezione costante. In figura 5.59 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra). In tabella 5.45 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.46 le riduzioni indotte dal 2° difetto. Anche questa valutazione porta ad affermare che i difetti presenti sul bordo d'uscita della paletta non hanno alcun effetto sulla resistenza statica ( $C_A$  definito dalla (5.14)).

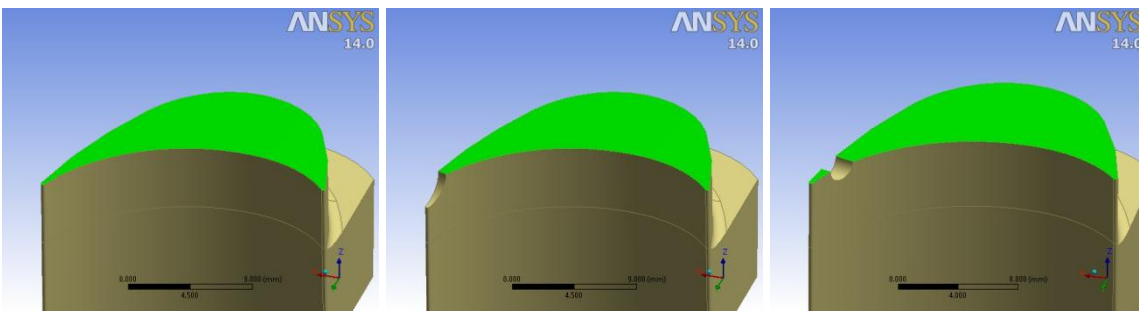


Fig. 5.59: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro) e della 2° tipologia (a destra) rispetto la condizione integra.

R [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	122,05	121,69	1,00
2	122,05	121,11	1,01

Tabella 5.45: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tipologia).

h [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1,5	0,5	0,5	122,05	121,82	1,00
	0,5	passante	122,05	121,76	1,00
	2	0,5	122,05	121,39	1,01
	2	passante	122,05	120,85	1,01
3	0,5	0,5	122,05	121,79	1,00
	0,5	passante	122,05	121,50	1,00
	2	0,5	122,05	121,37	1,01
	2	passante	122,05	119,97	1,02

Tabella 5.46: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

### 5.5.1.4 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_z$ , figura 5.60) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.60), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.60 (superfici verdi). I risultati sono stati calcolati sia con contatti di tipo Bonded sia con contatti di tipo No Separation (le regioni di contatto sono mostrate in figura 3.7). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo per questo caso particolare nel caso di un offset di erosione di 1 mm. Da notare che il metodo seguito per questo esempio in presenza di erosione diffusa vale ugualmente anche per il caso di disco integro.

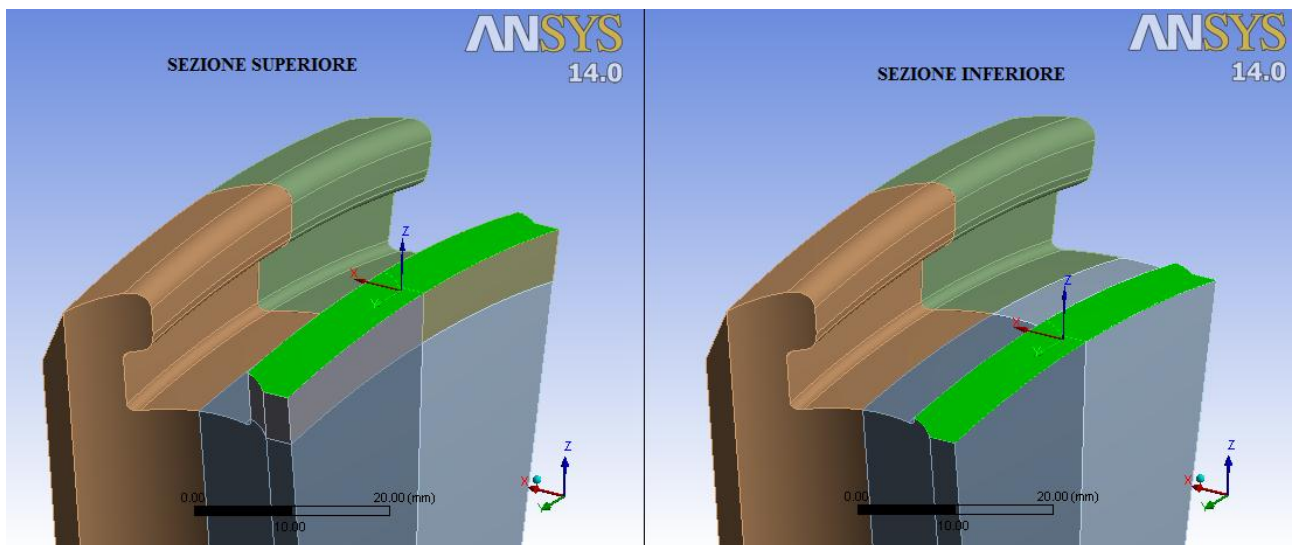


Fig. 5.60: sezioni resistenti, superiore a destra e inferiore a sinistra, considerate per il calcolo della tensione nominale. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_z$  e  $M_y$ .

**Presenza di un offset di erosione sul disco di 1 mm (contatti Bonded)**

Viene ora considerata la presenza di un'erosione diffusa del disco pari a 1 mm. Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore della cava, risulta  $F_z = 19384$  N e  $M_y = 62191$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $289$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $260$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione pari a:

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{19384}{289} = 67 \text{ MPa}$$

e una tensione di flessione causata dal momento flettente pari a:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{62191}{260} = 239 \text{ MPa}$$

Per tener conto della capacità di collaborazione plastica offerta dal materiale in esame, si considera il coefficiente di collaborazione di snervamento a flessione  $C_{Sf}$ , che in questo caso può assumersi pari a 1,5 (ipotesi sezione rettangolare). Ne risulta pertanto una tensione efficace a flessione pari a:

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{239}{1,5} = 159 \text{ MPa}$$

Per la sezione resistente superiore pertanto ne risulta una tensione nominale  $\sigma_{nom}$  pari a:

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 67 + 159 = 226 \text{ MPa}$$

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{130}{226} = 0,58$$

pertanto la sezione superiore del disco turbina non risulta verificata.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_z = 20957$  N e  $M_y = 38517$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $279$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $251$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione pari a:

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{20957}{279} = 75 \text{ MPa}$$

e una tensione di flessione causata dal momento flettente pari a:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{38517}{251} = 153 \text{ MPa}$$

La tensione efficace a flessione per la sezione inferiore vale:

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{153}{1,5} = 102 \text{ MPa}$$

Per la sezione resistente superiore pertanto ne risulta una tensione nominale  $\sigma_{nom}$  pari a:

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 75 + 102 = 177 \text{ MPa}$$

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{130}{177} = 0,73$$

pertanto anche la sezione inferiore del disco turbina non risulta verificata.

**Risultati Disco con difetto di erosione diffusa (Contatti Bonded)**

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco nel caso di contatti di tipo Bonded, sia per la sezione superiore (tabella 5.47) che inferiore (tabella 5.48). Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	58	200	133	192	\	130
0,5	62	219	146	208	1,08	130
1	67	239	159	226	1,18	130

Tabella 5.47: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	66	144	96	162	\	130
0,5	70	150	100	170	1,05	130
1	75	153	102	177	1,09	130

Tabella 5.48: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Risultati Disco con difetto di erosione diffusa (Contatti No Separation)**

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco nel caso di contatti di tipo No Separation, sia per la sezione superiore (tabella 5.49) che inferiore (tabella 5.50). Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	58	202	135	193	\	130
0,5	62	240	160	222	1,15	130
1	68	257	171	239	1,24	130

Tabella 5.49: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	66	150	100	166	\	130
0,5	71	180	120	191	1,15	130
1	76	194	129	205	1,24	130

Tabella 5.50: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Utilizzando il contatto di tipo No Separation si sono ottenuti dei valori delle tensioni nominali superiori rispetto al contatto Bonded. Nelle analisi degli stadi successivi tuttavia verrà utilizzato un contatto di tipo Bonded, in quando quello di tipo No Separation ha dato luogo in alcuni casi a spostamenti considerevoli delle palette lungo la cava del disco, essendo il contatto privo di attrito. Si è voluto pertanto evitare questa sorta di instabilità all'interno del modello agli elementi finiti.

### 5.5.2 9° Stadio

Il 9° stadio della prima macchina analizzata lavora a 222 °C e risulta essere costituito da 121 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 916,3 rad/s. In figura 5.61 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello “meshato”.

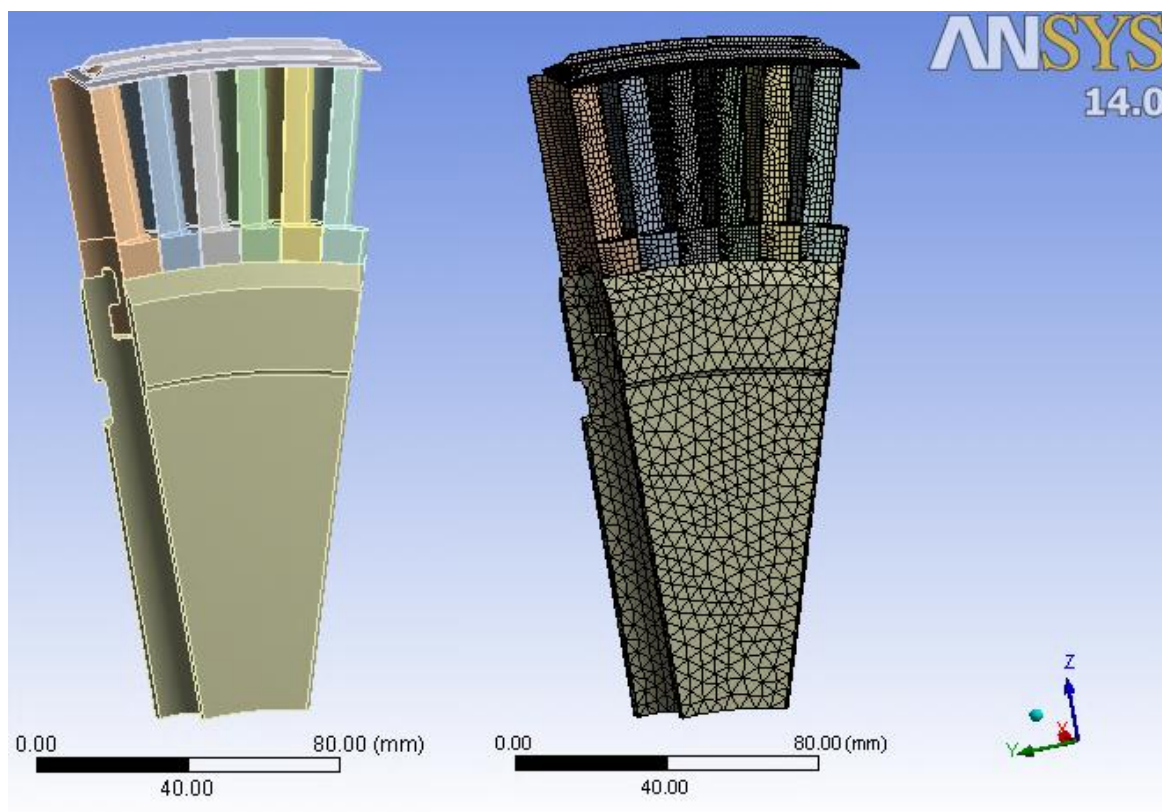


Fig. 5.61: modello geometrico e mesh del 9° stadio della macchina n° 1.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.51):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]
Bendaggio	X22CrMoV 5-11	590	7750	206000
Palette	X22CrMoV 5-11	590	7750	206000
Disco	30CrMoNiV5-11	500	7850	199000

Tabella 5.51: caratteristiche dei materiali dei componenti del 9° stadio della macchina n° 1.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con e senza difetti. In figura 5.62 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura

5.63 quello riguardante una singola paletta. Per non appesantire troppo le sezioni relative ai risultati si prenderanno in considerazione solo alcuni esempi di analisi agli elementi finiti, con successiva elaborazione con il coefficiente di intaglio sperimentale per tener conto della sensibilità all'intaglio.

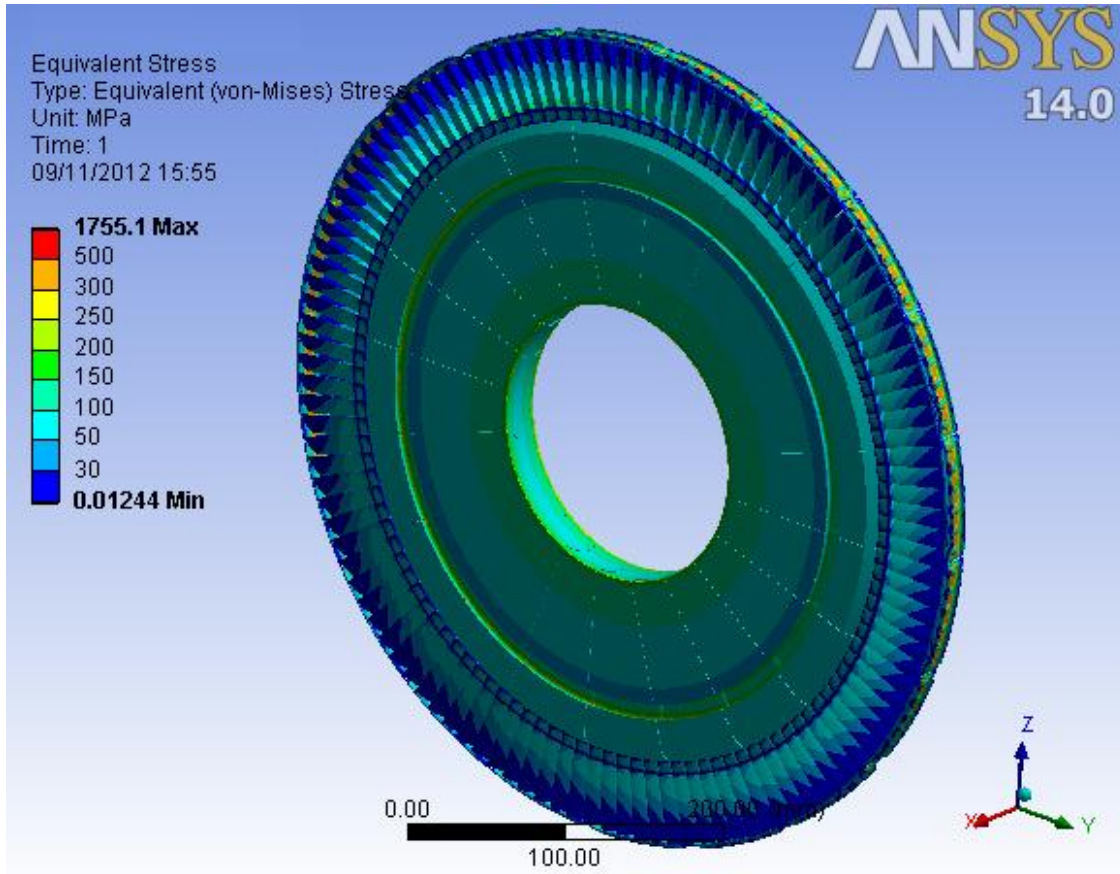


Fig. 5.62: tensione di Von Mises calcolata sul 9° stadio della macchina n° 1.

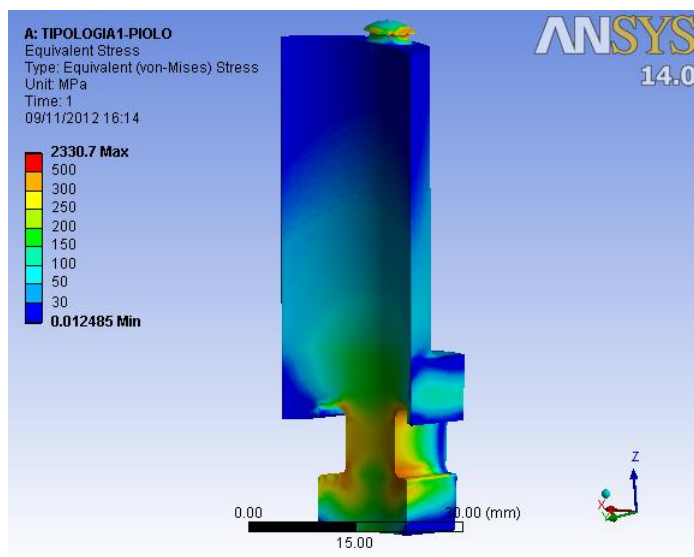


Fig. 5.63: tensione ideale di Von Mises trovata per una pala del 9° stadio della turbina n° 1.

### 5.5.2.1 Bendaggio

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 9° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Calcolo tensione efficace del bendaggio in assenza di difetti

Il bendaggio in questione risulta sollecitato a flessione in maniera simile a quello del primo stadio (paragrafo 5.5.1.1). Infatti la geometria del bendaggio è la medesima, solo che il bendaggio del 9° stadio presenta 6 fori anziché 5. Per trovare la tensione nominale  $\sigma_n$  agente sulla fibra inferiore si è realizzato una path della componente di tensione  $\sigma_{xx}$  analogamente al bendaggio del primo stadio (fig. 5.28). In questo caso la tensione nominale netta vale 366 MPa.

Le analisi F.E.M. evidenziano un comportamento flessionale differente da quello derivante dall'analisi manuale svolta nel capitolo 1. In tal caso si era ipotizzato lo schema semplificato di trave appoggiata in corrispondenza dei vari pioli. I risultati pertanto non possono essere confrontati tra di loro, in quanto fanno riferimento a componenti di sollecitazioni diverse.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 494 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  è pari a 504 MPa (figura 5.64). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza, la tensione efficace e il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{494}{366} = 1,47$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,47 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 1,76$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{504}{1,76} = 286\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}} = \frac{590}{286} = 2,06$$



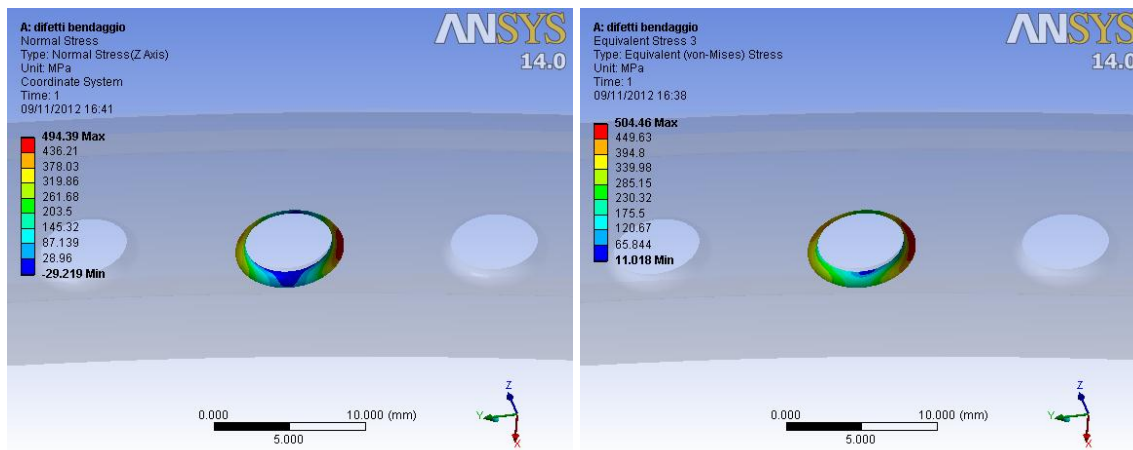


Fig. 5.64: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio.

**Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 6,8 mm (figura 5.65) dal foro del bendaggio. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni.

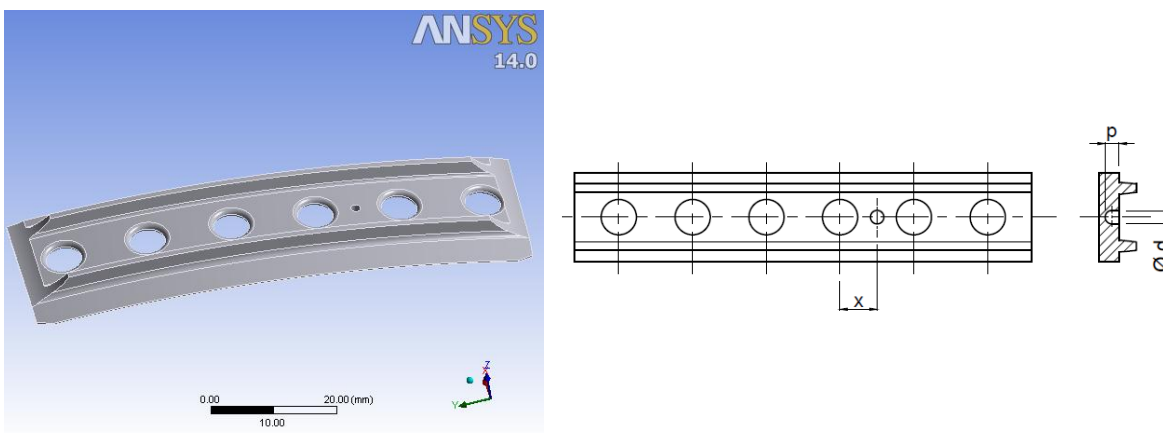


Fig. 5.65: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale  $\sigma_n$  passa dal valore di 336 MPa, ad un valore di 350 MPa, per effetto della riduzione di sezione resistenza causata dalla presenza del difetto. Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$  pari a 511 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$  è pari a 516 MPa (figura 5.66). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il

coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{511}{350} = 1,46$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,46 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 1,75$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{516}{1,75} = 295 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}} = \frac{590}{295} = 2,00$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetti}} = \frac{295}{286} = 1,03$$

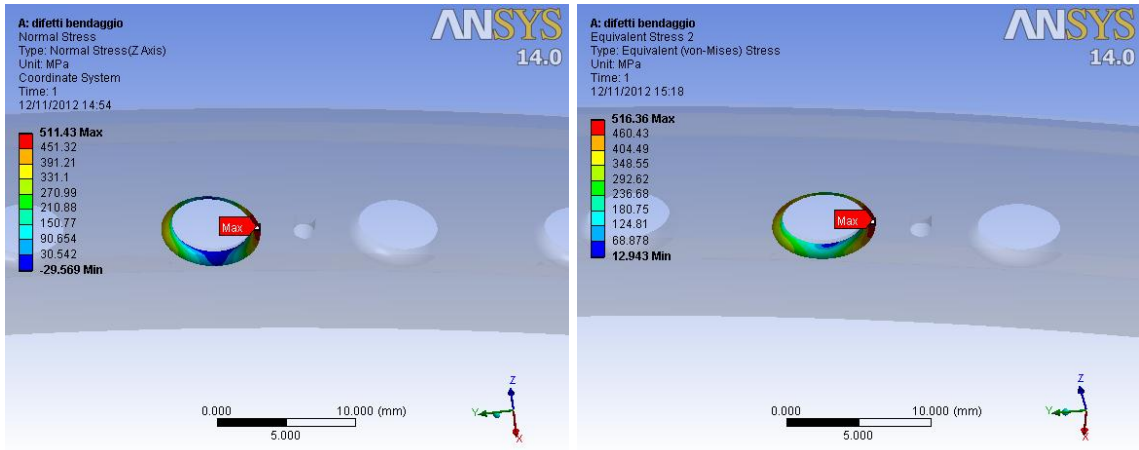


Fig. 5.66: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio.

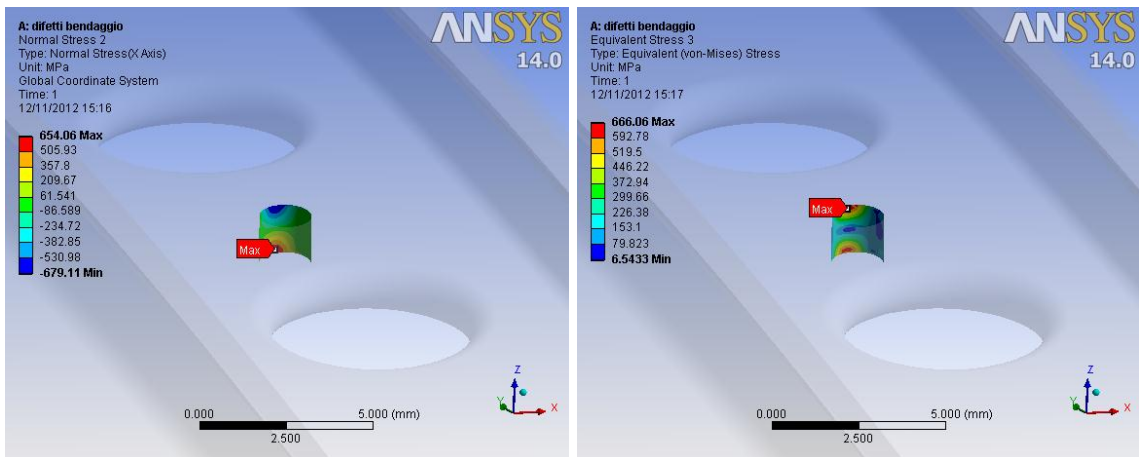


Fig. 5.67: tensione di picco elastica di flessione (a sinistra) e tensione di Von Mises (a destra).

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di picco di flessione pari 654 MPa e una di Von Mises pari a 666 MPa (figura 5.67). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_d}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n} = \frac{654}{350} = 1,94$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,94 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 2,21$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{666}{2,21} = 301 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{590}{301} = 1,96$$

$$C_{\sigma} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}} = \frac{301}{286} = 1,05$$

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il bendaggio al variare delle dimensioni del difetto nel caso di contatti No Separation.

### Risultati bendaggio

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.32) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x = 6,8$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.52-53-54-55) e poi distanti  $x=4,6$  mm (tabelle 5.56-57-58-59). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.52 e 5.56), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.53-54-57-58) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.55 e 5.59). Si è implementato un contatto di tipo No Separation.

#### - Caso: $x = 6,8$ mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	6,8	504	764	1,52	504	1,00	590
0,5	1	6,8	504	764	1,52	505	1,00	590
0,5	passante	6,8	504	754	1,50	506	1,00	590
1	0,5	6,8	504	639	1,27	504	1,00	590
1	1	6,8	504	704	1,40	506	1,00	590
1	passante	6,8	504	706	1,40	511	1,01	590
1,5	0,5	6,8	504	560	1,11	506	1,00	590
1,5	1	6,8	504	665	1,32	509	1,01	590
1,5	passante	6,8	504	671	1,33	517	1,03	590

Tabella 5.52: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 6,8$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
504	494	341	1,45	0,83	1,74	289
505	494	341	1,45	0,83	1,74	290
506	496	341	1,45	0,83	1,75	289
504	496	345	1,44	0,83	1,73	291
506	499	345	1,45	0,83	1,74	291
511	505	345	1,46	0,83	1,76	291
506	500	350	1,43	0,83	1,72	294
509	504	350	1,44	0,83	1,73	293
516	511	350	1,46	0,83	1,75	295

Tabella 5.53: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
764	800	341	2,35	0,90	2,60	294
764	797	341	2,34	0,90	2,59	295
754	783	341	2,30	0,90	2,55	296
639	652	345	1,89	0,87	2,16	296
704	715	345	2,07	0,89	2,34	301
706	718	345	2,08	0,89	2,34	301
560	561	350	1,60	0,85	1,89	296
665	678	350	1,94	0,88	2,21	301
666	679	350	1,94	0,88	2,21	301

Tabella 5.54: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	6,8	286	294	1,03	289	1,01	590
0,5	1	6,8	286	295	1,03	290	1,01	590
0,5	passante	6,8	286	296	1,04	289	1,01	590
1	0,5	6,8	286	296	1,03	291	1,02	590
1	1	6,8	286	301	1,05	291	1,02	590
1	passante	6,8	286	301	1,05	291	1,02	590
1,5	0,5	6,8	286	296	1,04	294	1,03	590
1,5	1	6,8	286	301	1,05	293	1,03	590
1,5	passante	6,8	286	301	1,05	295	1,03	590

Tabella 5.55: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x=6,8 mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- Caso:  $x = 4,6$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	4,6	504	864	1,71	503	1,00	590
0,5	1	4,6	504	936	1,86	503	1,00	590
0,5	passante	4,6	504	961	1,91	514	1,02	590
1	0,5	4,6	504	850	1,69	512	1,02	590
1	1	4,6	504	957	1,90	519	1,03	590
1	passante	4,6	504	965	1,91	560	1,11	590
1,5	0,5	4,6	504	770	1,53	519	1,03	590
1,5	1	4,6	504	999	1,98	540	1,07	590
1,5	passante	4,6	504	1039	2,06	683	1,36	590

Tabella 5.56: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x=4,6$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
503	498	341	1,46	0,83	1,75	287
503	501	341	1,47	0,83	1,76	285
514	511	341	1,50	0,84	1,79	287
512	511	345	1,48	0,84	1,77	289
519	522	345	1,51	0,84	1,80	288
560	567	345	1,64	0,85	1,93	290
519	520	350	1,49	0,84	1,78	292
540	547	350	1,56	0,84	1,85	292
683	711	350	2,03	0,88	2,30	297

Tabella 5.57: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
864	897	341	2,63	0,92	2,87	302
936	993	341	2,91	0,93	3,13	299
961	990	341	2,90	0,93	3,12	308
850	845	345	2,45	0,91	2,69	316
957	953	345	2,76	0,92	2,99	320
965	953	345	2,76	0,92	2,99	323
770	756	350	2,16	0,89	2,42	318
999	981	350	2,80	0,93	3,03	330
1039	1024	350	2,93	0,93	3,15	330

Tabella 5.58: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	4,6	286	302	1,05	287	1,00	590
0,5	1	4,6	286	299	1,05	285	1,00	590
0,5	passante	4,6	286	308	1,08	287	1,00	590
1	0,5	4,6	286	316	1,10	289	1,01	590
1	1	4,6	286	320	1,12	288	1,01	590
1	passante	4,6	286	323	1,13	290	1,02	590
1,5	0,5	4,6	286	318	1,11	292	1,02	590
1,5	1	4,6	286	330	1,15	292	1,02	590
1,5	passante	4,6	286	330	1,16	297	1,04	590

Tabella 5.59: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x=4,6$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto sulla stessa dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.60.

D [mm]	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	336	341	1,01
1	336	345	1,03
1,5	336	350	1,04

Tabella 5.60: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto.

### 5.5.2.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito del 9° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

► **Calcolo tensione efficace del piolo in assenza di difetti**

Il piolo risulta essere sollecitato analogamente al piolo del 2° stadio della medesima macchina (paragrafo 5.5.1.2).

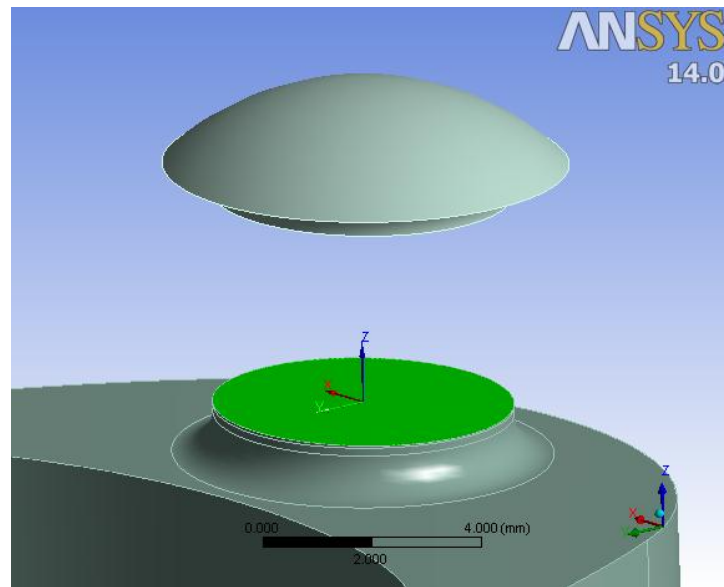


Fig. 5.68: sistema di riferimento locale sul gambo del piolo.

Anche in questo caso è possibile definire due tensioni nominali per questo particolare piolo. Avremo pertanto due punti del raccordo da verificare, uno in cui è massima la tensione principale (che giace sul punto estremo lungo l'asse x con riferimento alla figura 5.68) e un altro invece dove si ha il massimo della tensione nominale.

La prima tensione nominale  $\sigma_{n1}$  viene calcolata, prima realizzando un path della tensione  $\sigma_{zz}$  dei punti dell'area verde che giacciono lungo l'asse x (figura 5.68), e successivamente integrando tale andamento lungo il tratto considerato. Come si può notare dalla figura 5.69 lungo tale tratto si ha un gradiente di sforzo molto elevato e concentrato nelle estremità del piolo (di diametro pari a 5,5 mm), che porta ad una tensione nominale  $\sigma_{n1}$  di 45 MPa. Come mostrato in figura 5.70 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  pari a 927 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  nello stesso punto vale 822 MPa.



Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$ :

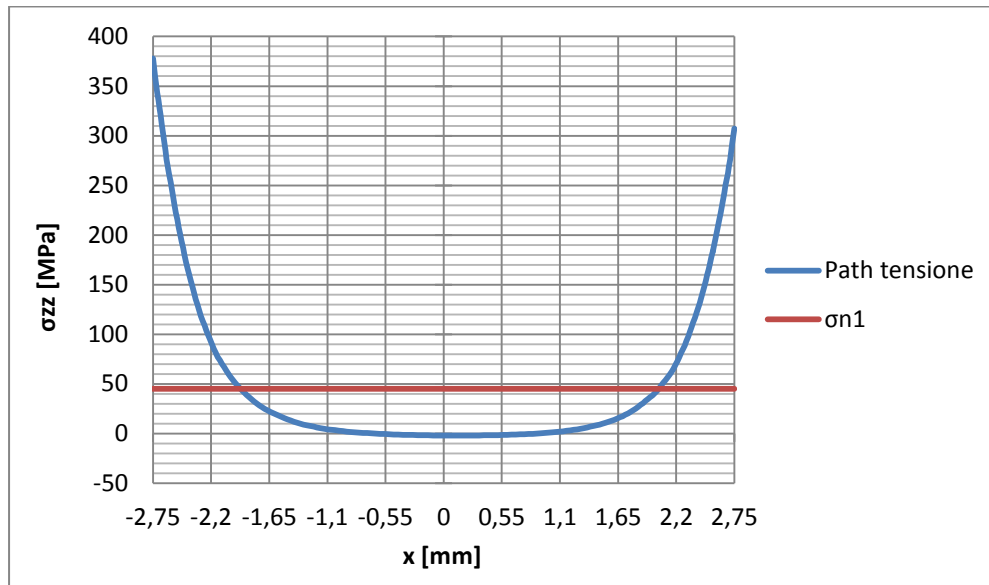


Fig. 5.69: path di tensione sul piolo della tensione  $\sigma_{zz}$  e tensione nominale  $\sigma_{n1}$ .

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n1}} = \frac{927}{45} = 20,60$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (20,60 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 13,41$$

$$\sigma_{eff0,2PIOLO2}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vmPIOLO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{822}{13,41} = 61\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2PIOLO1}^{senza\ difetto}} = \frac{590}{61} = 9,67$$

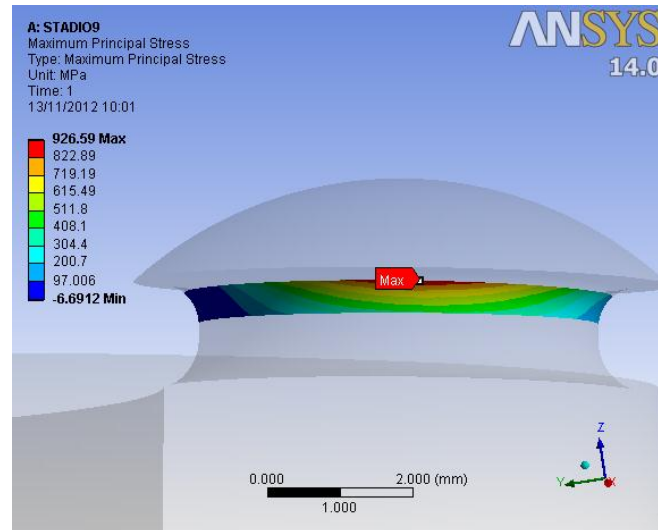


Fig. 5.70: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo.

Tuttavia, come anticipato, si può trovare una seconda tensione nominale  $\sigma_{n2}$  che risulta dal calcolo delle reazioni che il piolo scambia con il resto della paletta. Con riferimento alla figura 5.68, le componenti principali di sollecitazione sono la forza di trazione  $F_z = 811$  N e un momento risultante di flessione  $M_x = -1146$  N·mm. Ne risulta una tensione nominale di 104 MPa (di cui 34 derivano dallo sforzo di trazione e 70 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle coordinate  $y$  (per  $y = -2,75$ mm), che risulta ruotato di  $90^\circ$  rispetto alla direzione  $x$  in cui si ha il massimo della tensione principale.

Come mostrato in figura 5.67 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$  pari a 198 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n2}} = \frac{198}{104} = 1,90$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,90 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 1,23$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,21 \cdot 104 = 126\text{MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}} = \frac{590}{126} = 4,68$$

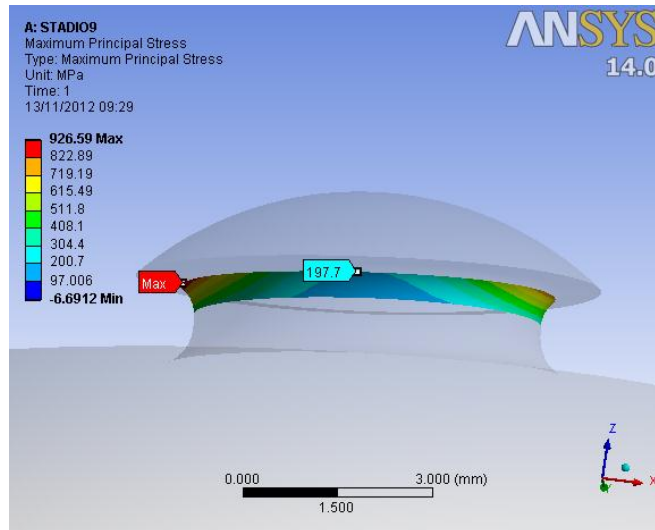


Fig. 5.71: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo (198 MPa), dove si ha il massimo valore della tensione nominale  $\sigma_{n2}$ .

Nei prossimi risultati esposti, si farà riferimento alla tensione nominale  $\sigma_{n1}$  e alla relativa tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ , in quanto i difetti che sono stati modellati, sono stati posti nelle vicinanze dei punti in cui si ha il massimo della tensione principale del sottotesta. Pertanto si studierà l'effetto di incremento tensionale solo in corrispondenza di tale punto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 2,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.72). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

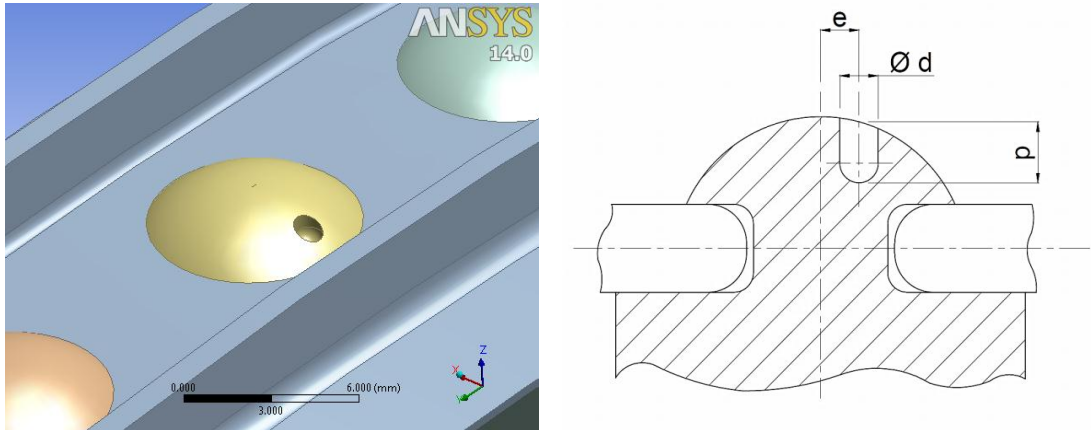


Fig. 5.72: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

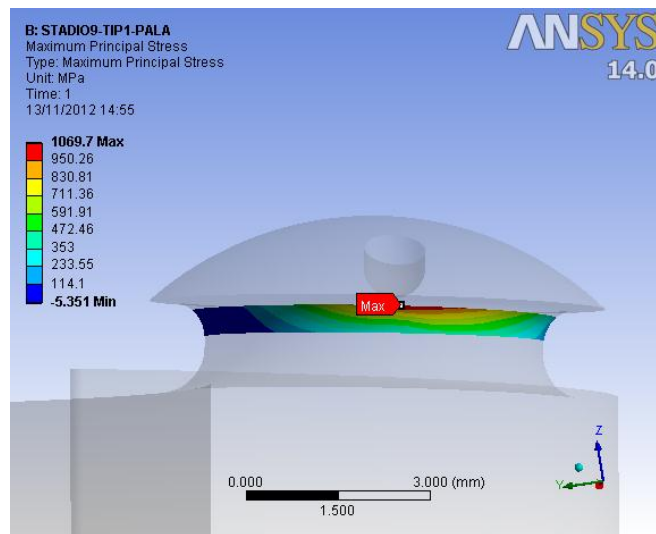


Fig. 5.73: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 1070 MPa (figura 5.73), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nello stesso punto vale 936. Si può calcolare in successione il  $K_t$ ,

il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{1070}{45} = 23,78$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (23,78 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 15,43$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{936}{15,43} = 61 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{590}{61} = 9,67$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza difetti}} = \frac{61}{61} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 923 MPa (figura 5.75). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 407 MPa, figura 5.74):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{923}{407} = 2,27$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,27 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 1,81$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{923}{1,81} = 512 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{590}{512} = 1,15$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{512}{407} = 1,26$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 26 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta di poco inferiore della tensione di snervamento del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 1,15).

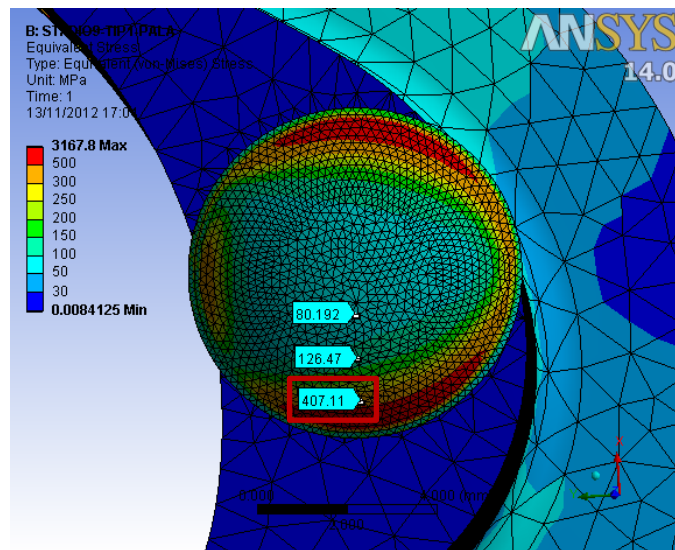


Fig. 5.74: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità del difetto stesso.

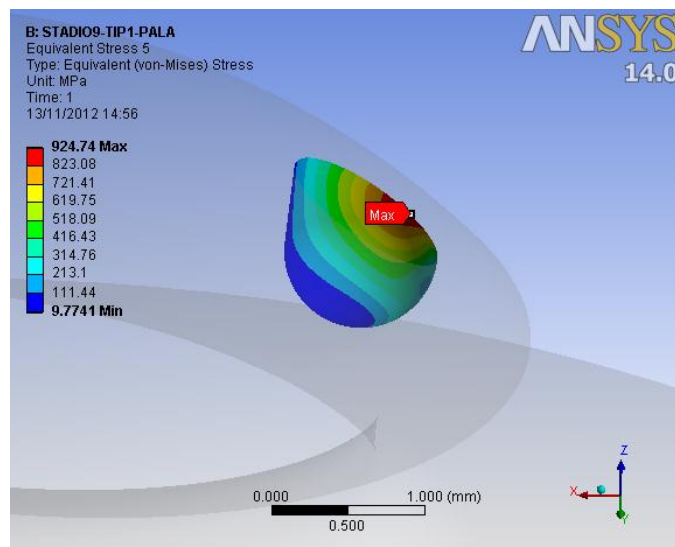


Fig. 5.75: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.72) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurre, 5.61), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.62-63) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.64).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	822	193	827	590
0,5	0,2	0,8	822	217	832	590
0,5	1	0,2	822	133	827	590
0,5	1	0,8	822	209	822	590
1,5	0,2	0,2	822	266	823	590
1,5	0,2	0,8	822	305	823	590
1,5	1	0,2	822	189	824	590
1,5	1	0,8	822	306	824	590
2,5	0,2	0,2	822	647	826	590
2,5	0,2	0,8	822	688	831	590
2,5	1	0,2	822	461	828	590
2,5	1	0,8	822	925	936	590

Tabella 5.61: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
827	937	45	20,82	1,54	13,55	61
832	938	45	20,84	1,54	13,57	61
827	940	45	20,89	1,54	13,60	61
822	932	45	20,71	1,54	13,48	61
823	932	45	20,71	1,54	13,48	61
823	937	45	20,82	1,54	13,55	61
824	934	45	20,76	1,54	13,51	61
824	929	45	20,64	1,54	13,44	61
826	939	45	20,87	1,54	13,58	61
831	936	45	20,80	1,54	13,54	61
828	936	45	20,80	1,54	13,54	61
936	1070	45	23,78	1,54	15,43	61

Tabella 5.62: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
193	80	2,41	1,27	1,89	102
217	80	2,71	1,30	2,08	104
133	80	1,66	1,17	1,42	94
209	80	2,61	1,29	2,02	103
266	126	2,11	1,24	1,70	156
305	126	2,42	1,27	1,90	161
189	126	1,50	1,14	1,32	144
306	126	2,43	1,28	1,90	161
647	407	1,59	1,16	1,37	471
688	407	1,69	1,18	1,44	479
461	407	1,13	1,04	1,08	425
925	407	2,27	1,26	1,81	512

Tabella 5.63: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella prossima tabella (tabella 5.64), saranno riportate i valori delle tensioni efficaci del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso verranno riportate le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$  e  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della



sottotesta del piolo restino invariate, si riporta inoltre la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto stesso ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nella tabella il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima tra quelle efficaci calcolate sulla sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto la (5.13 che viene riportata:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max(\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}; \sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto})}$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	61	109	80	102	0,93	590
0,5	0,2	0,8	61	109	80	104	0,95	590
0,5	1	0,2	61	109	80	94	0,86	590
0,5	1	0,8	61	109	80	103	0,95	590
1,5	0,2	0,2	61	109	126	156	1,24	590
1,5	0,2	0,8	61	109	126	161	1,27	590
1,5	1	0,2	61	109	126	144	1,14	590
1,5	1	0,8	61	109	126	161	1,28	590
2,5	0,2	0,2	61	109	407	471	1,16	590
2,5	0,2	0,8	61	109	407	479	1,18	590
2,5	1	0,2	61	109	407	425	1,04	590
2,5	1	0,8	61	109	407	512	1,26	590

Tabella 5.64: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. In tabella 5.28, sono riportate le riduzioni di aree del piolo del 2° stadio della macchina n° 1, che risulta essere identico al piolo presente in questo stadio. Pertanto si faccia riferimento alla tabella sopra citata.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio  $R$  di 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo (figura 5.76). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo. La procedura di calcolo è descritta in dettaglio nel paragrafo 5.5.1.2), relativo al piolo del 2° stadio della medesima macchina.

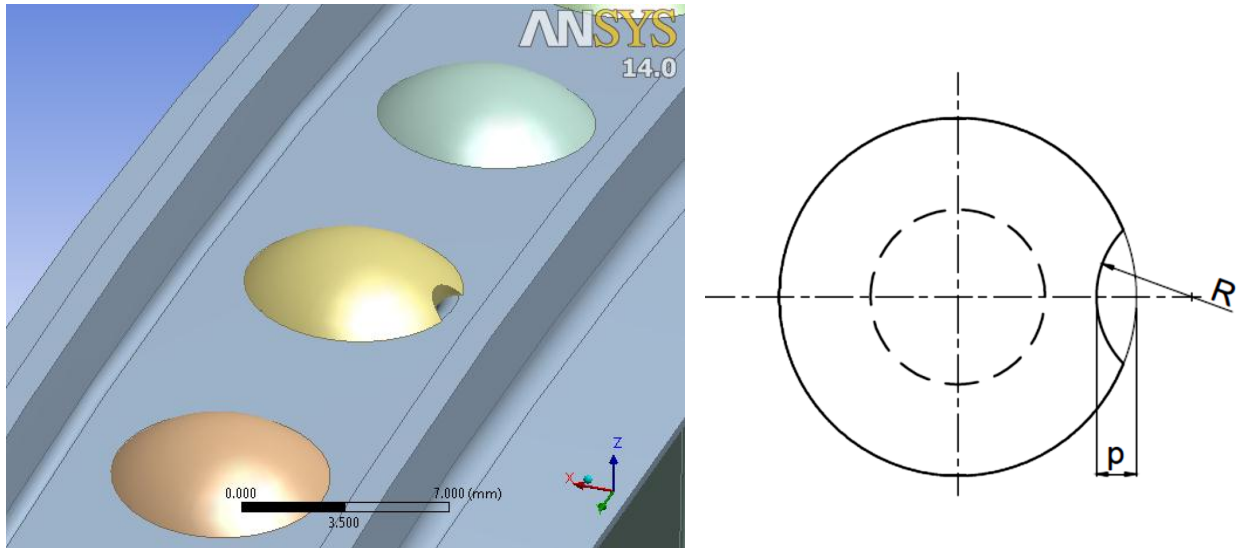


Fig. 5.76: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

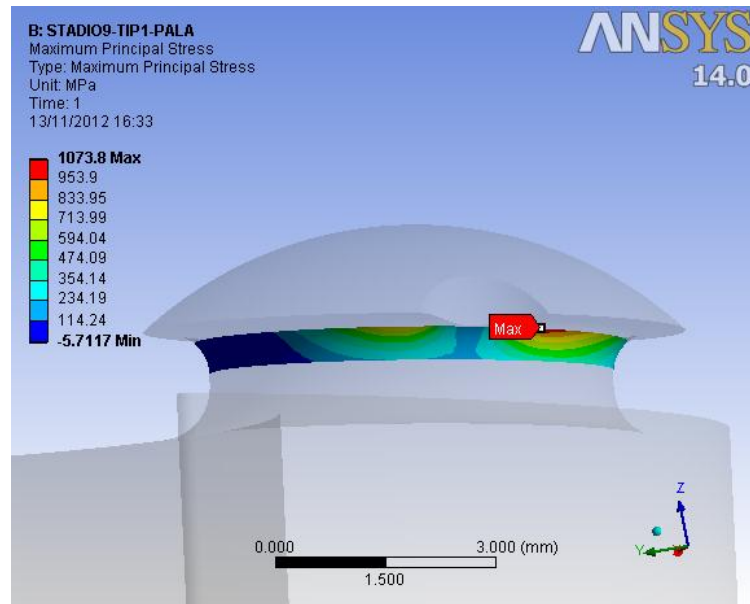


Fig. 5.77: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto della 2° Tipologia.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$  pari a 1074 MPa (figura 5.77), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nel medesimo punto vale 969 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{1074}{45} = 23,87$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (23,87 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 15,48$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{con\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{969}{15,48} = 63 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{590}{63} = 9,34$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}} = \frac{63}{61} = 1,02$$

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.76) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.65), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.66) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.67).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,4	822	854	1,04	590
1	0,4	822	870	1,07	590
0,5	0,8	822	916	1,11	590
1	0,8	822	969	1,18	590

Tabella 5.65: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
854	963	45	21,40	1,54	13,92	61
870	968	45	21,51	1,54	13,99	62
916	1020	45	22,67	1,54	14,72	62
969	1074	45	23,87	1,54	15,48	63

Tabella 5.66: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,4	61	61	1,00	590
1	0,4	61	63	1,03	590
0,5	0,8	61	62	1,02	590
1	0,8	61	63	1,03	590

Tabella 5.67: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia (contatto No Separation)**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 6,6 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 7,2 mm, figura 5.78). Il difetto provocherà un variazione della tensione nominale massima, in quanto una parte del piolo ad un certo punto non appoggerà più sul bendaggio, generando un momento  $M_y$  sul gambo del piolo che prima era pressoché nullo (con riferimento alla figura 5.68). Tuttavia al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$ , inferiore rispetto alla configurazione integra.

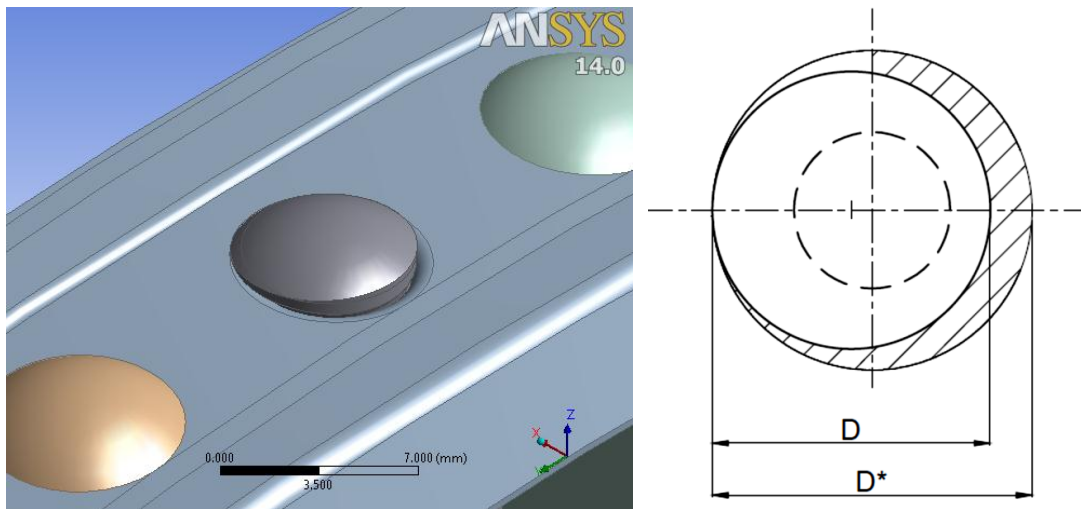


Fig. 5.78: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

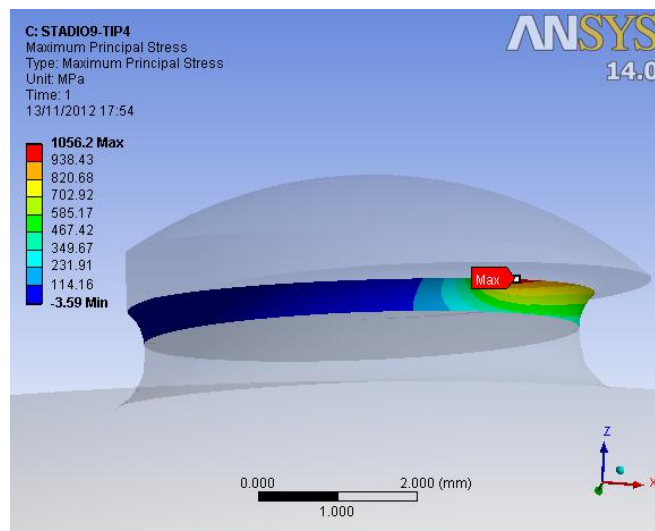


Fig. 5.79: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 579$  N,  $M_x = -619$  N·mm e  $M_y = -1367$  N·mm. Il momento risultante è pari a 1500 N·mm. Ne risulta una tensione di trazione di 24 MPa e una tensione di flessione di 92 MPa. La tensione nominale  $\sigma_{n2}$  in presenza del difetto di erosione è pari a 116 MPa.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 1056 MPa (figura 5.79). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n2}} = \frac{1056}{116} = 9,10$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (9,10 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 6,13$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,48 \cdot 116 = 172 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}} = \frac{590}{172} = 3,43$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza difetti}} = \frac{172}{109} = 1,58$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un certo incremento dello stato di tensione sul gambo, in funzione delle dimensioni delle difettosità modellate.

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.78) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.68), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabella arancione, 5.69) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.70).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
7,2	822	830	1,01	590
6,9	822	891	1,08	590
6,7	822	962	1,17	590

Tabella 5.68: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]
191	108	1,77	1,19	1,49	128
987	116	8,44	1,48	5,71	171
1056	116	9,10	1,48	6,13	172

Tabella 5.69: parametri calcolati per trovare la tensione efficace massima sulla sottotesta del piolo.

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
7,2	109	128	1,18	590
6,9	109	171	1,57	590
6,6	109	172	1,58	590

Tabella 5.70: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4° Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.71, nel caso di contatti No Separation.

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
7,2	104	108	1,04
6,9	104	116	1,12
6,6	104	116	1,12

Tabella 5.71: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).



### 5.5.2.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta del 9° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.80 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 151 MPa.

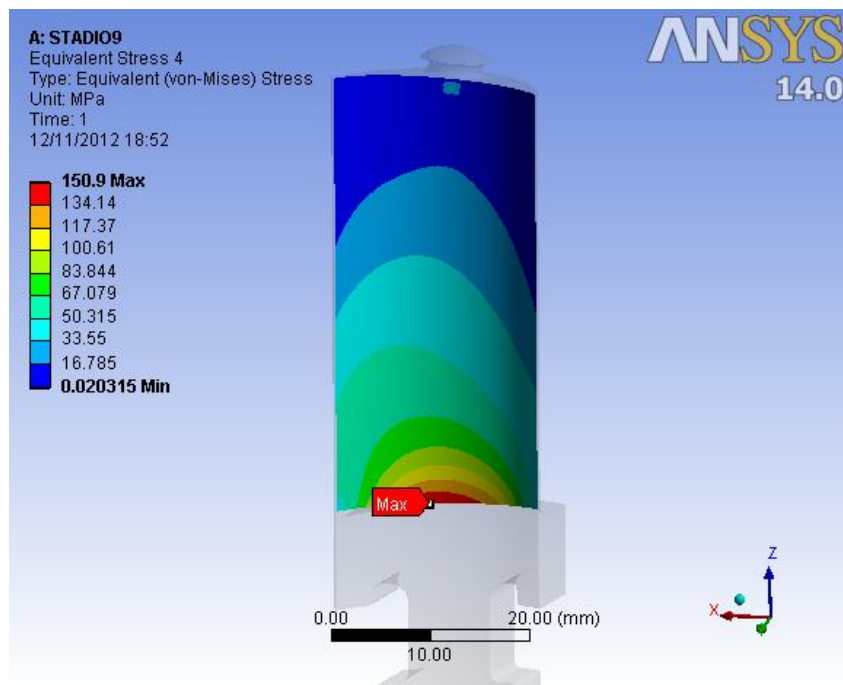


Fig. 5.80: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta del 9° stadio della macchina n° 1.

Non essendo presente in questo caso un effetto d'intaglio, si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata. Il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}} = \frac{590}{151} = 3,91$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.

**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 2 mm e posto ad un'altezza di 8 mm rispetto alla base della pala. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.81: la tensione a base paletta rimane invariata (151 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 140 MPa.

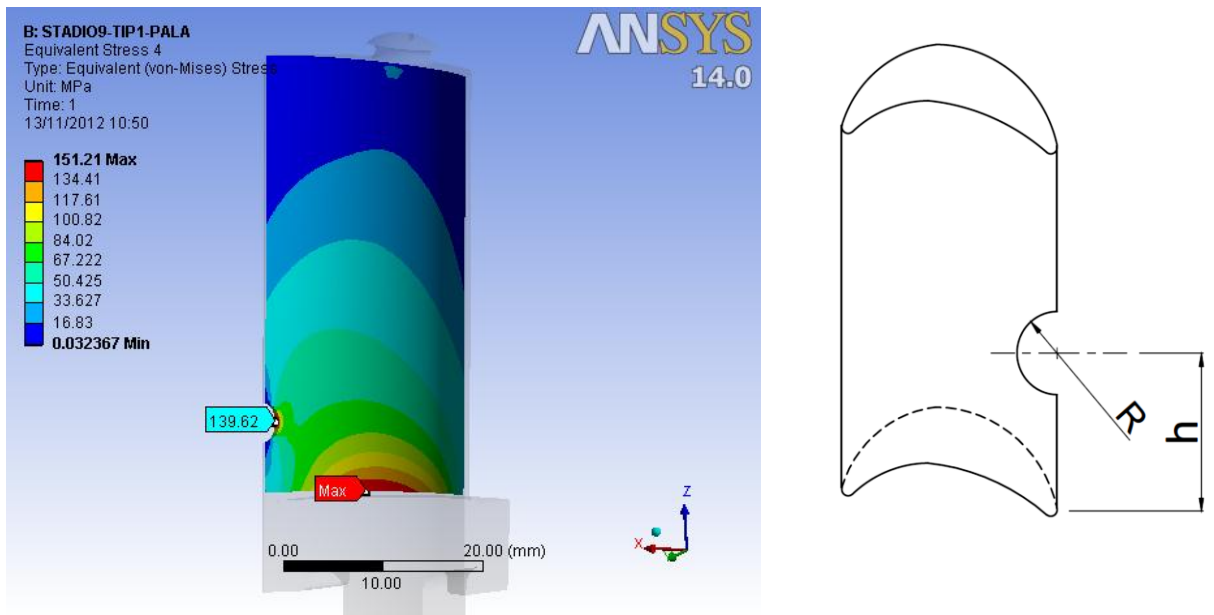


Fig. 5.81: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

Vengono riportati in tabella 5.72 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

R [mm]	h [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
1	4	151	137	151	1,00	590
2	4	151	132	152	1,01	590
1	8	151	148	152	1,01	590
2	8	151	140	151	1,00	590

Tabella 5.72: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pari a 3 mm e ad un'altezza di 8 mm dalla base della pala. La tensione a base paletta rimane invariata (152 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 214 MPa (la tensione principale vale invece 215 MPa, figura 5.82).

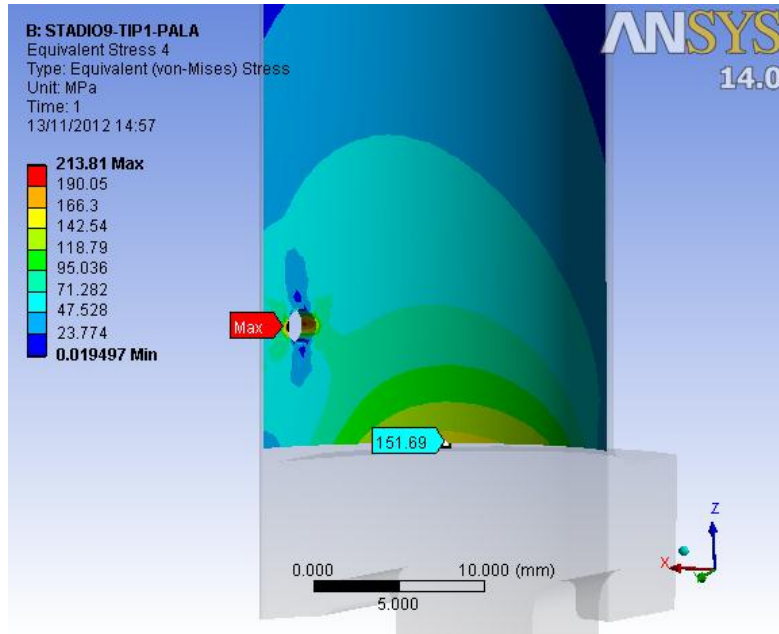


Fig. 5.82: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

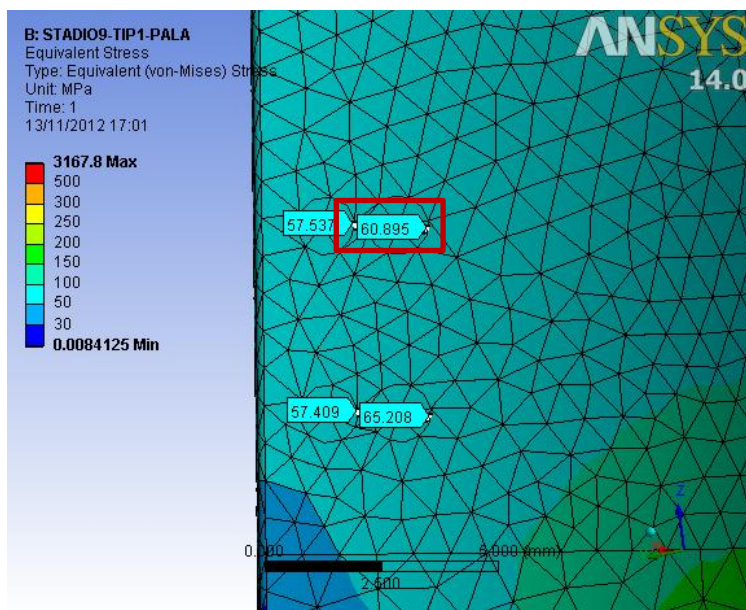


Fig. 5.83: tensione nominali in assenza di difetti, per i difetti che verranno inseriti in seguito.

In questo caso, essendo le tensioni lineari elastiche in corrispondenza del difetto maggiori di quelle a base paletta, è opportuno valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto. Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 61 MPa, figura 5.83):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{214}{61} = 3,51$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di trazione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,51 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 2,60$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{215}{2,60} = 83 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{590}{83} = 7,11$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetti}} = \frac{83}{151} = 0,55$$

Con questa valutazione il difetto sembra non avere alcuna influenza sulla resistenza statica della paletta, anche se bisogna tener conto della riduzione di area resistente provocata.

Vengono riportati in tabella 5.73 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni del difetti. In tabella 5.74 vengono riportati i parametri calcolati per determinare le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti. La tabella 5.73 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti è riportata in tabella 5.75.

h [mm]	e [mm]	D [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1,5	0,5	passante	151	160	151	1,06	590
	1,5	2	passante	151	228	151	1,51	590
	3	0,5	passante	151	182	151	1,21	590
	3	2	passante	151	200	152	1,32	590
8	1,5	0,5	passante	151	190	151	1,26	590
	1,5	2	passante	151	248	151	1,64	590
	3	0,5	passante	151	192	151	1,27	590
	3	2	passante	151	214	152	1,42	590

Tabella 5.73: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
160	169	57	2,96	1,32	2,24	71
228	230	57	4,04	1,38	2,92	78
182	187	65	2,88	1,31	2,19	83
200	198	65	3,05	1,33	2,30	87
190	195	57	3,42	1,35	2,53	75
248	250	57	4,39	1,39	3,14	79
192	205	61	3,36	1,35	2,50	77
214	215	61	3,52	1,36	2,60	82

Tabella 5.74: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto della paletta.

h [mm]	e [mm]	D [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1,5	0,5	passante	151	71	151	1,00	590
	1,5	2	passante	151	78	151	1,00	590
	3	0,5	passante	151	83	151	1,00	590
	3	2	passante	151	87	152	1,00	590
8	1,5	0,5	passante	151	75	151	1,00	590
	1,5	2	passante	151	79	151	1,00	590
	3	0,5	passante	151	77	151	1,00	590
	3	2	passante	151	82	152	1,00	590

Tabella 5.75: tabella 5.49 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per la paletta del 2° stadio della stessa macchina, si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. La riduzione è indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una sezione costante. In figura 5.84 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra). In tabella 5.76 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.77 le riduzioni indotte dal 2° difetto. Anche questa valutazione porta ad affermare che i difetti presenti sul bordo d'uscita della paletta non hanno alcun effetto sulla resistenza statica ( $C_A$  definito dalla (5.14)).

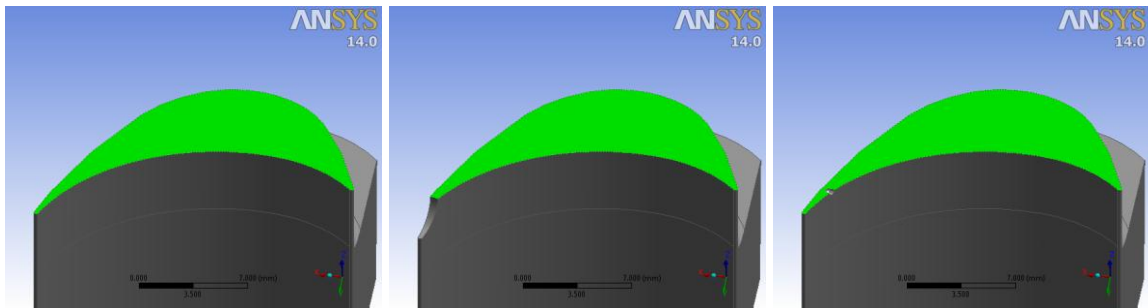


Fig. 5.84: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro,  $R=2\text{mm}$ ) e della 2° tipologia (a destra, foro cieco) rispetto la condizione integra.

R [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	98,84	98,50	1,00
2	98,84	98,01	1,01

Tabella 5.76: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tipologia).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1,5	0,5	0,5	98,84	98,60	1,00
	0,5	passante	98,84	98,60	1,00
	2	0,5	98,84	98,20	1,01
	2	passante	98,84	97,87	1,01
3	0,5	0,5	98,84	98,60	1,00
	0,5	passante	98,84	98,45	1,00
	2	0,5	98,84	98,16	1,01
	2	passante	98,84	97,28	1,02

Tabella 5.77: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

#### 5.5.2.4 Ferracuum (fianco paletta)

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al fianco della paletta del 9° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

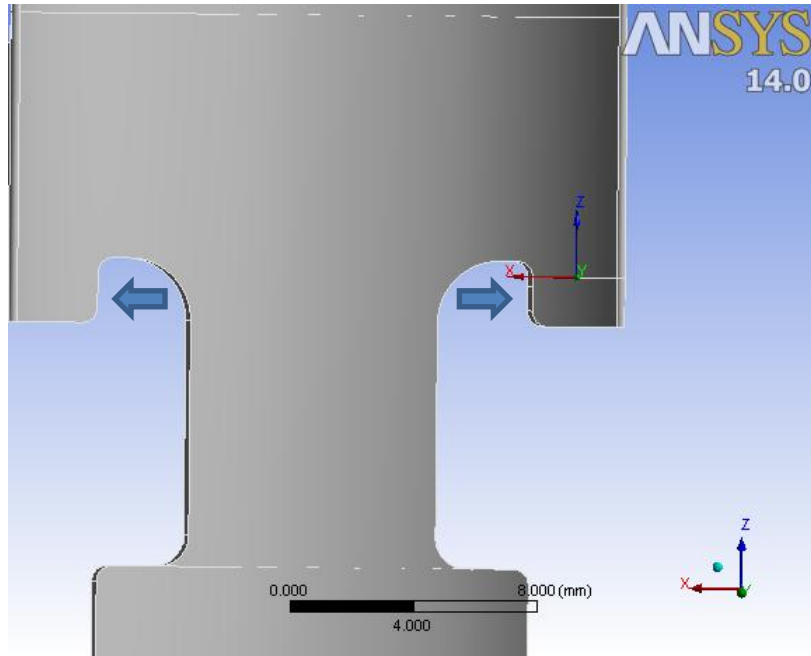


Figura 5.85: azioni del disco sui fianchi e sistema di riferimento locale.

#### Calcolo resistenza statica in assenza di difetti

Il ferracuum risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione e a taglio, a causa dell'azione di apertura dei due lembi della cava del disco (freccie in blu in figura 5.85). In base al sistema mostrato in figura, il fianco risulta sollecitato dai seguenti parametri di sollecitazione:  $F_x = -1842$  N e  $M_y = 895$  N·mm. La sezione resistente in esame risulta avere un'area  $A$  e un modulo di resistenza a flessione  $W_f$  pari rispettivamente a  $32$  mm<sup>2</sup> e  $15,8$  mm<sup>3</sup> (approssimando l'area ad un geometria rettangolare). Si può calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  e di taglio  $\tau$  (valutata poi con la tensione ideale di Von Mises) con le seguenti formule:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W_f} = \frac{895}{15,8} = 57 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{1842}{32} = 58 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{id,VM,\tau} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 58 = 100 \text{ MPa}$$

L'azione del taglio pertanto risulta essere preponderante rispetto a quella di flessione. Tuttavia per valutare l'effetto di concentrazione di tensione in corrispondenza del raccordo presente nel fianco della paletta, verrà presa in considerazione la tensione principale di esso. La tensione nominale di riferimento è quella di flessione.

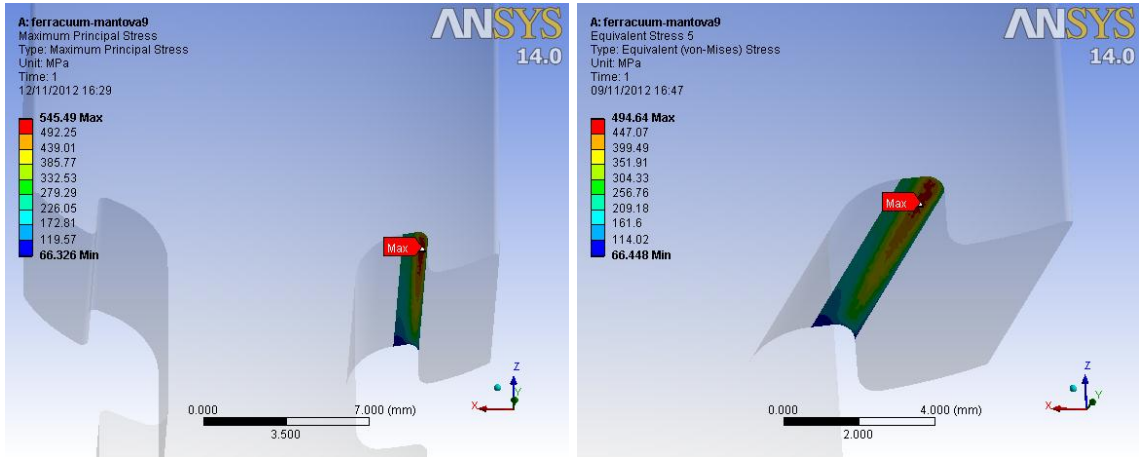


Fig. 5.86: tensione principale e di Von Mises in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco della paletta.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del raccordo del fianco  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  pari a 545 MPa (figura 5.86), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 495 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  a flessione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $v_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\sigma_f} = \frac{545}{57} = 9,56$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 9,56 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 9,45$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{495}{9,45} = 52\ MPa$$

La tensione che risulta comandare la resistenza statica del componente è quella di taglio, valutata attraverso la tensione di Von Mises:

$$v_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{590}{100} = 5,9$$



### Calcolo resistenza statica in presenza di difetti

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto presente sul fianco della paletta (figura 5.87).

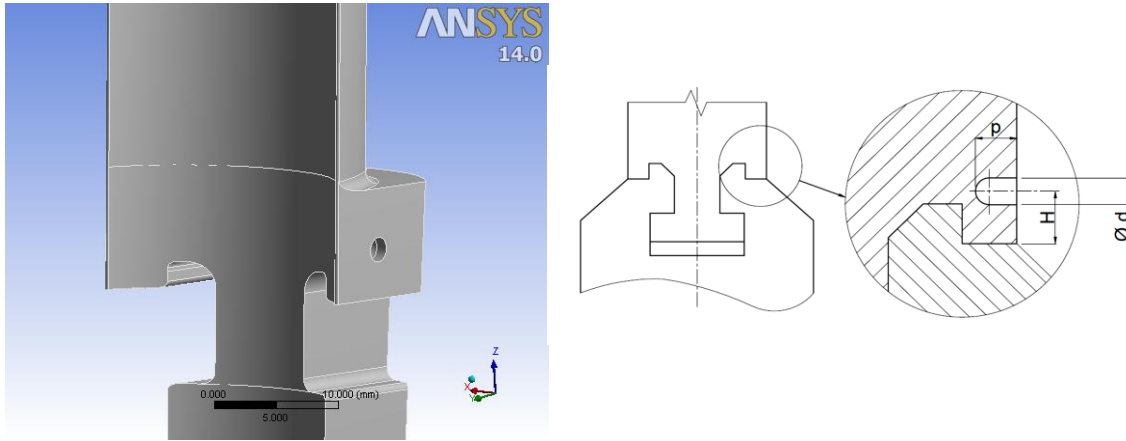


Fig. 5.87: modello 3D del fianco della paletta e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Supponendo che la tensione nominale di flessione rimanga invariata, dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$  pari a 559 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$  è pari a 508 MPa (figura 5.88). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_f} = \frac{559}{57} = 9,81$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 9,81 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 9,68$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{508}{9,68} = 52 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{52}{100} = 0,52$$

Di fatto la tensione efficace in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco in presenza di difetti rimane invariata. È ancora la tensione di taglio, supposta costante con l'introduzione del difetto, a prevalere su quella efficace di flessione.

Per quanto riguarda invece il difetto, si ha in corrispondenza di esso una tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  pari a 283 MPa (figura 5.89). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 122 MPa, figura 5.89):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{283}{122} = 2,32$$

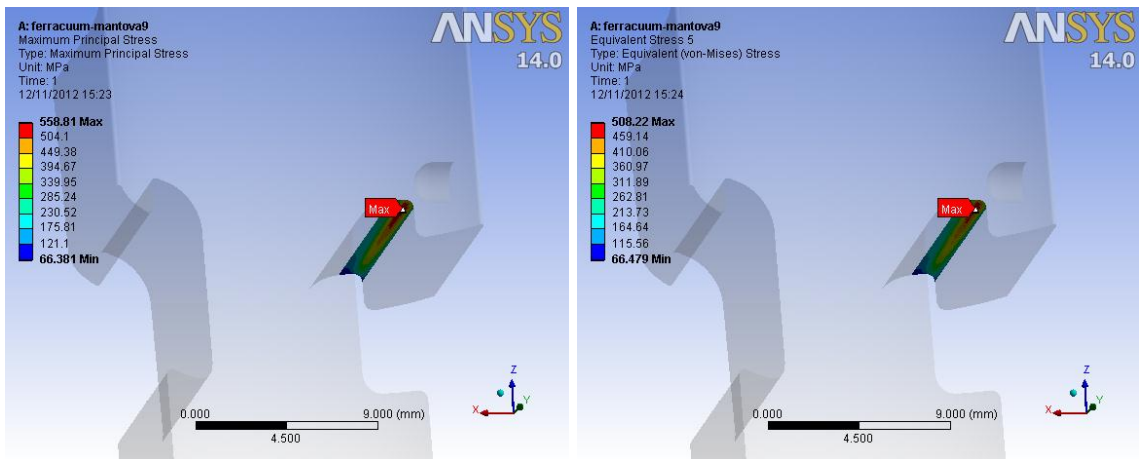


Fig. 5.88: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del raccordo sul fianco della paletta.

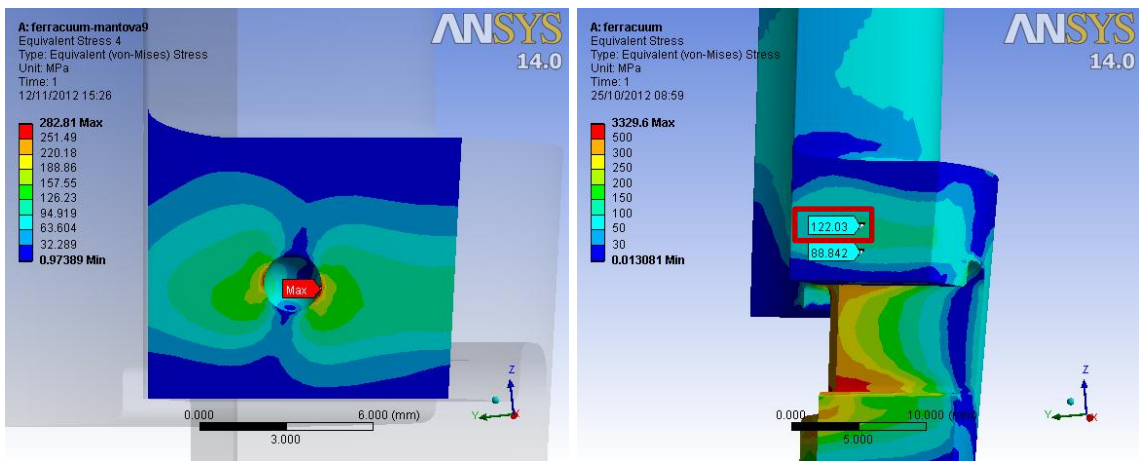


Fig. 5.89: tensione di Von Mises in corrispondenza del difetto (a destra) e tensione di Von Mises quando il difetto non c'era nella medesima posizione.

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di flessione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,32 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 2,57$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{283}{2,57} = 110 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{590}{110} = 5,36$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{110}{100} = 1,10$$

In questo caso la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto risulta essere superiore rispetto a quella di taglio di Von Mises. Si riportano ora risultati ottenuti: la tabella 5.78 è relativa alle tensioni elastiche ottenute dalle analisi, le tabelle 5.79-80 riportano i parametri per calcolare le tensioni efficaci rispettivamente sul raccordo del fianco e sul difetto e infine, in tabella 5.81 sono riportati i risultati considerando le tensioni efficaci.

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm}^{indotta\_FERRACUUM}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
2	1	1	100	193	2,24	486	4,86	590
2	1	0,5	100	217	1,83	487	4,87	590
2	2	1	100	133	2,03	504	5,04	590
2	2	0,5	100	209	1,65	501	5,01	590
4	1	1	100	266	2,92	500	5,00	590
4	1	0,5	100	305	2,49	497	4,97	590
4	2	1	100	189	2,83	508	5,08	590
4	2	0,5	100	306	2,00	501	5,01	590

Tabella 5.78: tensioni lineari elastiche sul fianco paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]
486	541	57	9,49	1,01	9,38	52
487	541	57	9,49	1,01	9,38	52
504	552	57	9,68	1,01	9,57	53
501	550	57	9,65	1,01	9,53	53
500	547	57	9,60	1,01	9,48	53
497	548	57	9,61	1,01	9,50	52
508	559	57	9,81	1,01	9,68	52
501	552	57	9,68	1,01	9,57	52

Tabella 5.79: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
224	89	2,52	0,91	2,76	81
183	89	2,06	0,89	2,32	79
203	89	2,28	0,90	2,53	80
165	89	1,85	0,87	2,13	78
292	122	2,39	0,91	2,64	111
249	122	2,04	0,89	2,31	108
283	122	2,32	0,90	2,57	110
200	122	1,64	0,85	1,92	104

Tabella 5.80: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto  $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ .

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma d}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
2	1	1	100	81	0,81	52	0,52	590
2	1	0,5	100	79	0,79	52	0,52	590
2	2	1	100	80	0,80	53	0,53	590
2	2	0,5	100	78	0,78	53	0,53	590
4	1	1	100	111	1,11	53	0,53	590
4	1	0,5	100	108	1,08	52	0,52	590
4	2	1	100	110	1,10	52	0,52	590
4	2	0,5	100	104	1,04	52	0,52	590

Tabella 5.81: tensioni efficaci sul fianco della paletta, al variare delle dimensioni del difetto. I coefficienti di incremento prendono come riferimento quella di taglio (Von Mises).

➤ *Valutazione della riduzione di sezione resistente del fianco a causa di difetti*

Analogamente a quanto visto per la paletta del medesimo stadio (paragrafo 5.5.2.3), si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. In figura 5.90 è il fianco della paletta senza difetti (a sinistra) e con difetto (a destra). In tabella 5.82 sono riportate le riduzioni di area con il difetto modellato ( $C_A$  definito dalla (5.14)). Il difetto è stato posizionato ad un'altezza (quota V2 in figura 5.91) pari a 1,6 mm. Si può assumere che le riduzioni riportate in tabella 5.58 sono valide per un'altezza di posizionamento del difetto (quota V2 in figura 5.91) minore di circa 2 mm. Altezze superiori non causano riduzioni significative della area resistente del fianco.

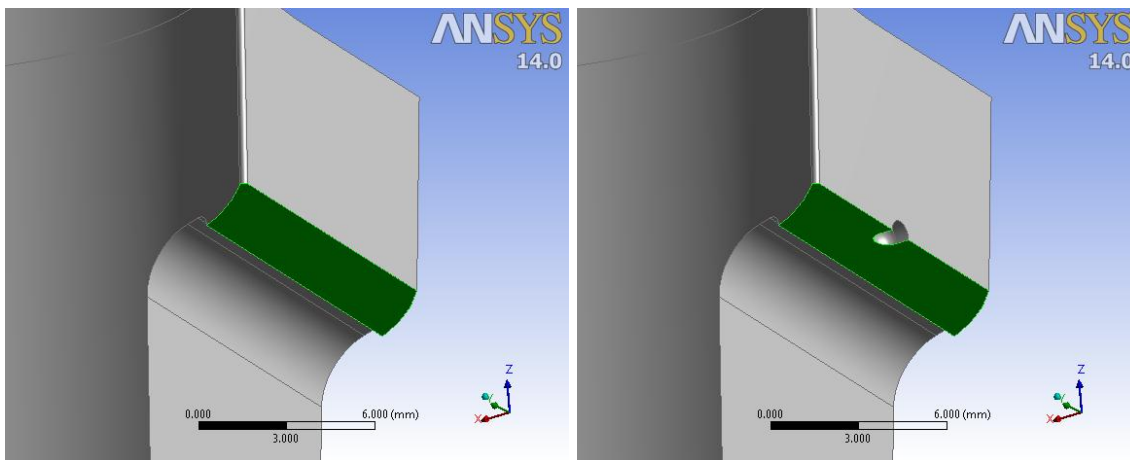


Fig. 5.90: riduzione di area resistente causata dal difetto (a destra,  $d=p=1$  mm) rispetto la condizione integra (a sinistra).

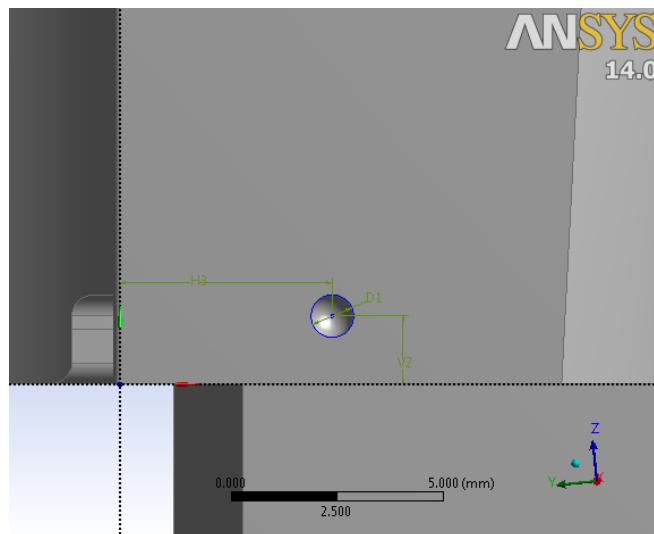


Fig. 5.91: altezza di posizionamento del difetto (quota V2).

<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	<b><math>A_{senza\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>A_{con\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>C_A</math></b>
1	1	32,10	31,70	1,01
1	0,5	32,10	31,20	1,03
2	1	32,10	31,48	1,02
2	0,5	32,10	30,52	1,05

Tabella 5.82: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.

### 5.5.2.5 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore. Nelle analisi si è implementato un contatto di tipo Bonded tra disco e palette.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_z$ , figura 5.92) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.92), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.92 (superfici verdi). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo. La procedura di calcolo segue fedelmente quella relativa al disco del 2° stadio (5.5.1.4).

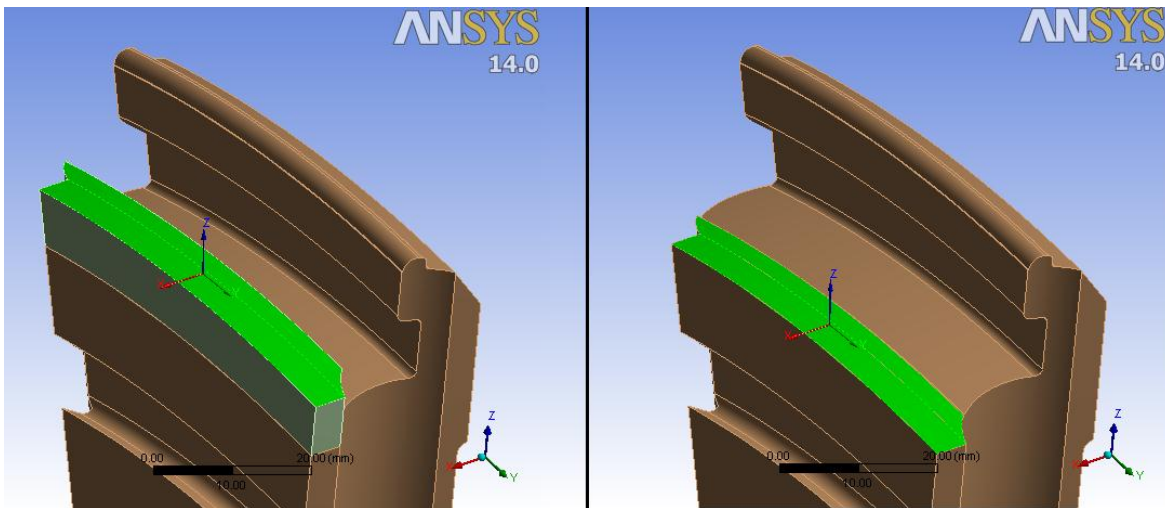


Fig. 5.92: sezioni resistenti, superiore a sinistra e inferiore a destra, considerate per il calcolo della tensione nominale. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_z$  e  $M_y$ .

**Disco in assenza di erosione**

Viene ora considerata il disco integro (offset nullo). Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore della cava, risulta  $F_z = 43940$  N e  $M_y = 105000$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $461$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $568$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione e di flessione pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{43940}{461} = 95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{105000}{568} = 185 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{185}{1,5} = 123 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 95 + 123 = 218 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{590}{218} = 2,71$$

pertanto la sezione superiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 82 MPa e una tensione di flessione di 255 MPa. Ciò mostra il trattenimento dei dentini del disco (che si accoppiano con il fianco della paletta), con conseguente di diminuzione dell'effetto flessionale del disco.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_z = 48400$  N e  $M_y = 82384$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $443$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $546$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione e di flessione pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{48400}{443} = 109 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{82384}{546} = 151 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{151}{1,5} = 101 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{feff} = 109 + 101 = 210 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{590}{210} = 2,81$$

pertanto anche la sezione inferiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 85 MPa e una tensione di flessione di 255 MPa. Anche qua si nota la diminuzione dell'effetto flessionale del disco causato dalla presenza dei dentini.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco, sia per la sezione superiore (tabella 5.83) sia per quella inferiore (tabella 5.84). Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	95	185	123	218	\	500
0,5	101	193	129	230	1,05	500
1	107	199	133	240	1,10	500

Tabella 5.83: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	109	151	101	210	\	500
0,5	115	154	103	218	1,04	500
1	122	159	106	228	1,09	500

Tabella 5.84: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

## 5.6 Turbina a vapore n° 2

Della seconda macchina verranno analizzati due stadi, il 1° ad alta pressione e l'ultimo a bassa pressione (8° stadio).

### 5.6.1 1° Stadio

Il 1° stadio della seconda macchina analizzata lavora a 483 °C e risulta essere costituito da 230 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 523,6 rad/s. In figura 5.93 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello "meshato".

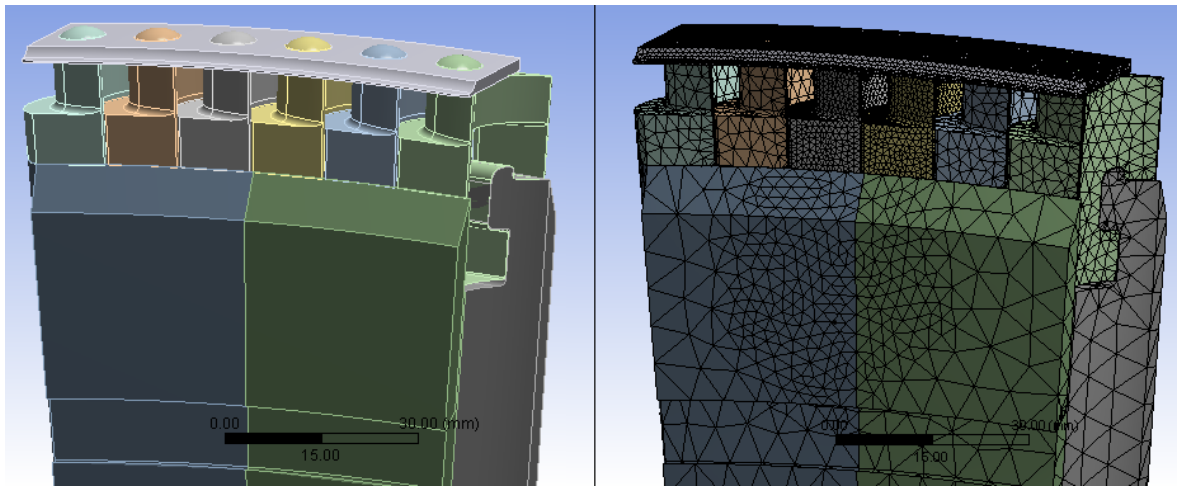


Fig. 5.93: modello geometrico e mesh del 1° stadio della macchina n° 2.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.85):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Resistenza al creep $R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]
Bendaggio	X12CrNiWTi1712	337	303	7920	161000
Palette	X12CrNiWTi1712	337	303	7920	161000
Disco	30CrMoNiV5-11	387	130	7850	171000

Tabella 5.85: caratteristiche dei materiali dei componenti del 1° stadio della macchina n° 2.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con e senza difetti. In figura 5.94 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura 5.95 quello riguardanti le palette. Per non appesantire troppo le sezioni relative ai risultati si prenderanno in considerazione solo alcuni esempi di analisi agli elementi finiti, con

successiva elaborazione con il coefficiente di intaglio sperimentale per tener conto della sensibilità all'intaglio.

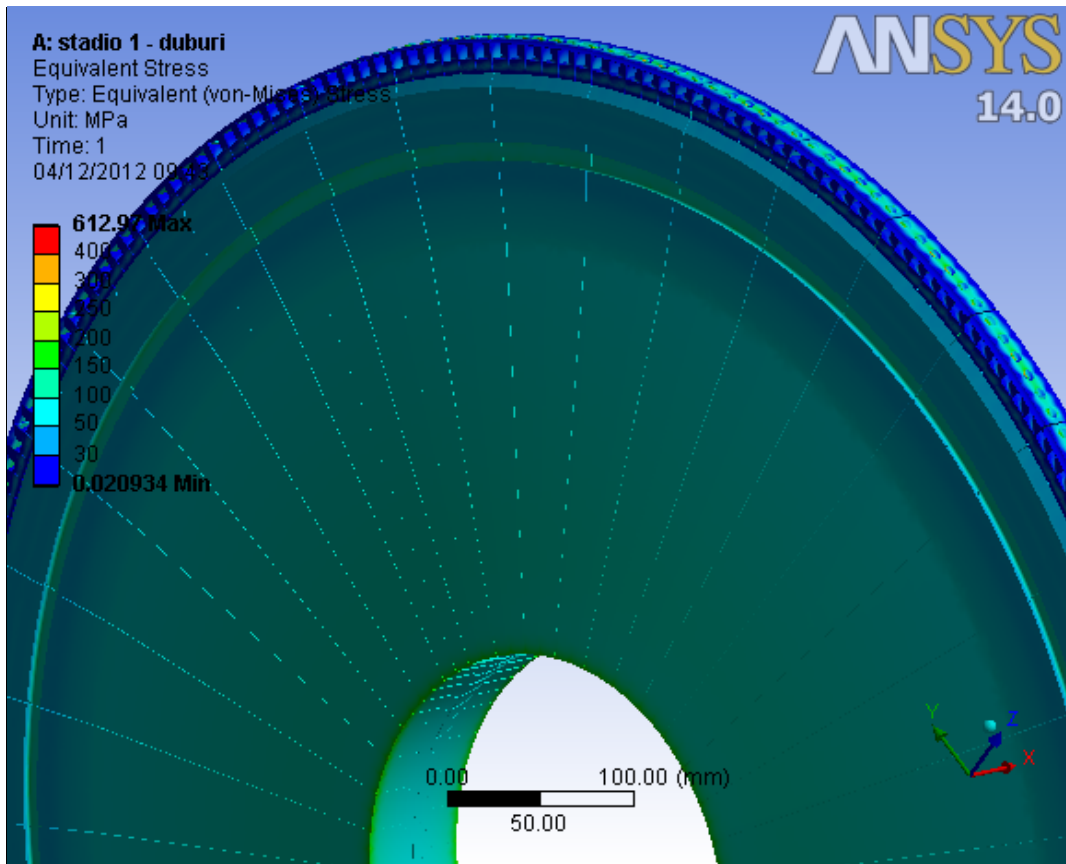


Fig. 5.94: tensione di Von Mises calcolata sul 1° stadio della macchina n° 2.

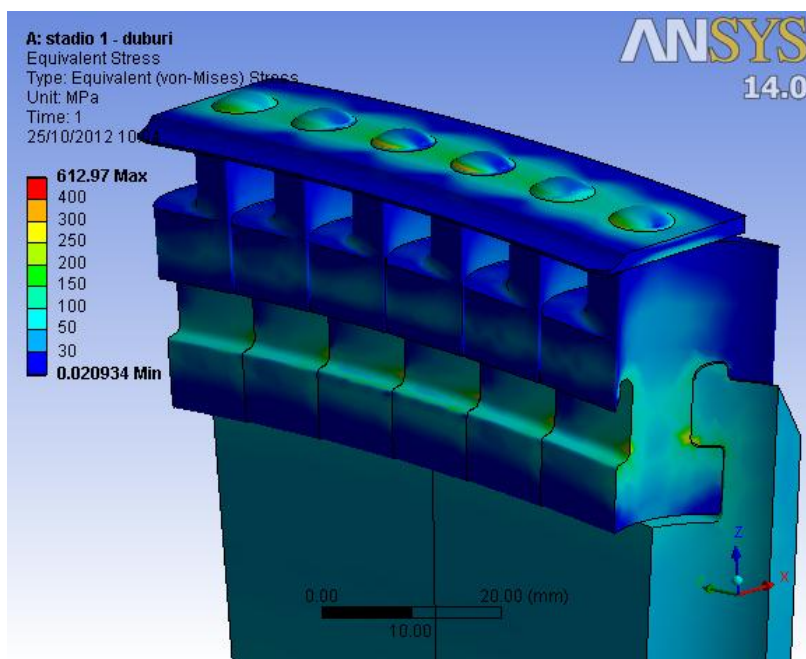


Fig. 5.95: tensione ideale di Von Mises trovata per una pala del 1° stadio.

### 5.6.1.1 Bendaggio

#### ➤ Valutazione delle tensioni efficaci, con e senza difetti

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 1° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Assenza di difetti

Il bendaggio in questione risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione (figura 5.96) e la fibra più sollecitata risulta essere quella inferiore (analogamente al bendaggio del 2° e 9° stadio della macchina n° 1). Per trovare la tensione nominale  $\sigma_n$  agente su tale fibra si è realizzato una path della componente di tensione  $\sigma_{xx}$  (x è l'asse di rotazione della macchina, secondo riferimento di figura 5.96), che successivamente è stata integrata sull'edge considerato.

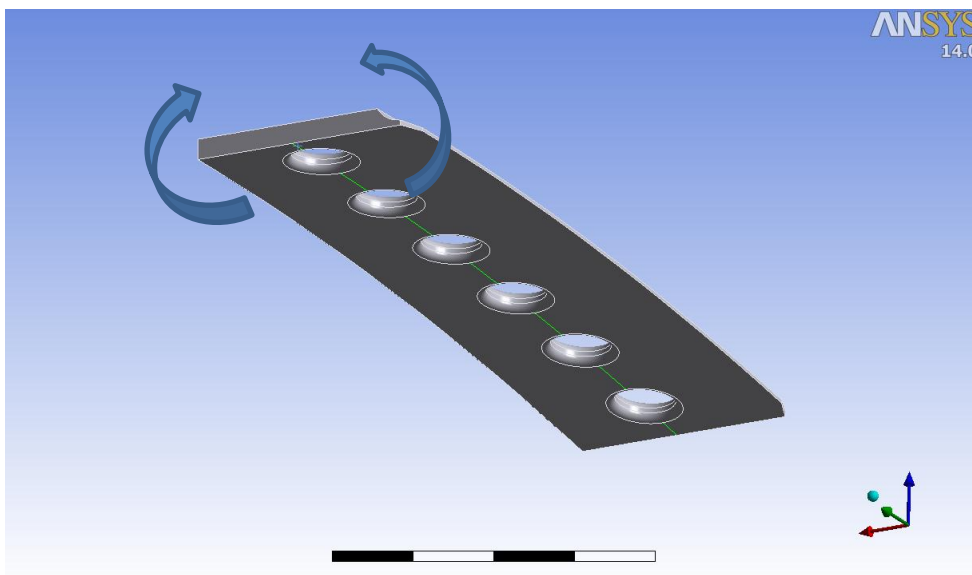


Fig. 5.96: fibra inferiore del bendaggio del 1° stadio maggiormente sollecitata a flessione.

Dalla path dello stato di tensione risulta una tensione nominale  $\sigma_n$  pari a 126 MPa. Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 188 MPa, mentre quella di Von Mises  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  risulta pari a 186 (figura 5.97 a sinistra). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$

(si segua il procedimento relativo al bendaggio del 9° stadio della macchina n° 1, nel paragrafo 5.5.2.1):

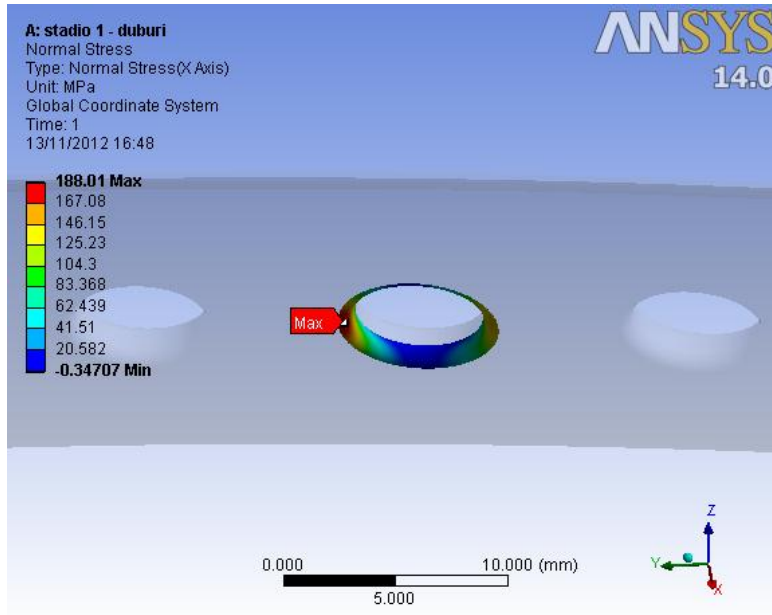


Fig. 5.97: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) in corrispondenza del foro del bendaggio.

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{188}{126} = 1,49$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,49 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,90$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{186}{1,90} = 98\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{98} = 3,09$$

**Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 6,2 mm (figura 5.98) dal foro del bendaggio. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni.

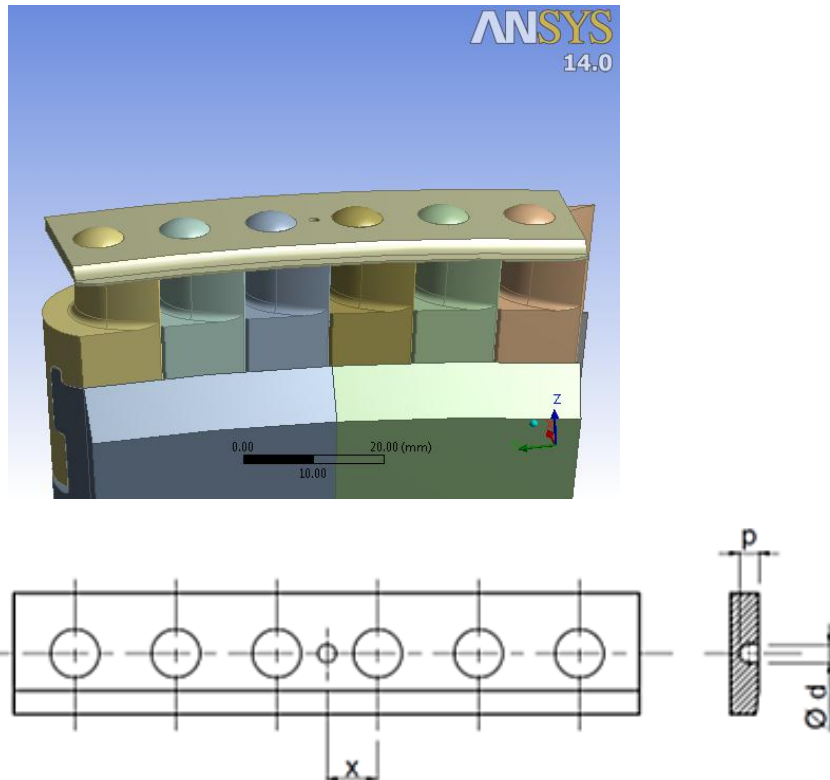


Fig. 5.98: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale  $\sigma_n$  passa dal valore di 180 MPa, ad un valore di 132 MPa, per effetto della riduzione di sezione resistenza causata dalla presenza del difetto. Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$  pari a 199 MPa (figura 5.99), mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$  è pari a 197 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{199}{132} = 1,51$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,51 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 1,92$$

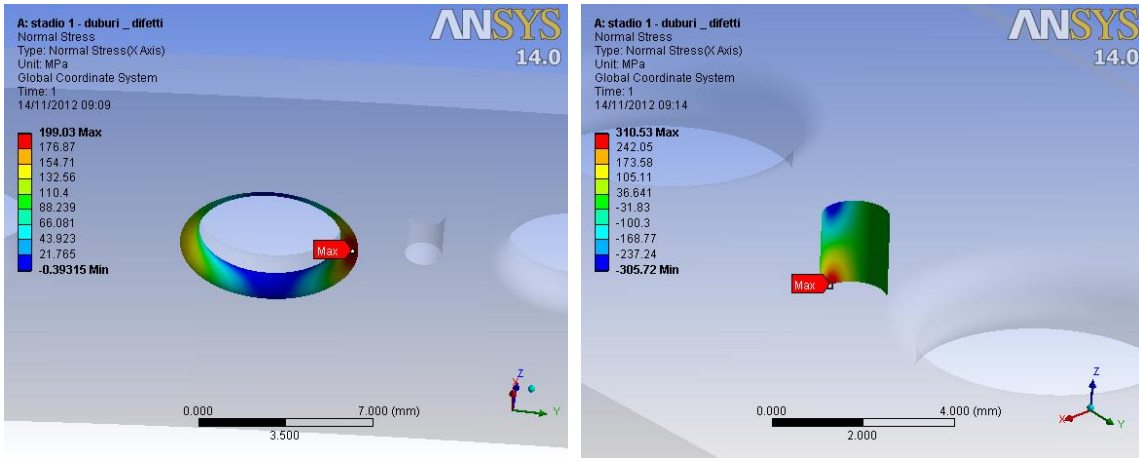


Fig. 5.99: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio e del difetto passante.

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{197}{1,92} = 103 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}} = \frac{303}{103} = 2,94$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza difetti}} = \frac{103}{98} = 1,05$$

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di picco di flessione  $\sigma_{pe\_DIFETTO}$  pari 311 MPa (figura 5.99) mentre  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  è pari a 309 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $v_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_d}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n} = \frac{311}{132} = 2,36$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,36 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 2,60$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{309}{2,60} = 119 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{119} = 2,55$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}} = \frac{119}{98} = 1,21$$

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il bendaggio al variare delle dimensioni del difetto nel caso di contatti No Separation.

### Risultati bendaggio

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.98) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x=6,2$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.86-87-88-89) e poi distanti  $x=4$  mm (tabelle 5.90-91-92-93). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.86 e 5.90), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.87-88-91-92) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.89 e 5.92). I risultati in questione sono stati ottenuti implementando un contatto di tipo No Separation.

#### - Caso: $x = 6,2$ mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6,2	186	320	1,72	186	1,00	303
0,5	1	6,2	186	337	1,81	187	1,01	303
0,5	passante	6,2	186	345	1,85	189	1,02	303
1	0,5	6,2	186	275	1,48	189	1,02	303
1	1	6,2	186	315	1,69	190	1,02	303
1	passante	6,2	186	325	1,75	197	1,06	303
1,5	0,5	6,2	186	237	1,27	190	1,02	303
1,5	1	6,2	186	302	1,62	193	1,04	303
1,5	passante	6,2	186	309	1,66	197	1,06	303

Tabella 5.86: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 6,2$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.



$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
186	189	128	1,48	0,78	1,89	99
187	189	128	1,48	0,78	1,89	99
189	191	128	1,49	0,78	1,90	99
189	191	130	1,47	0,78	1,88	101
190	192	130	1,48	0,78	1,89	101
197	199	130	1,53	0,79	1,94	101
190	192	132	1,45	0,78	1,86	102
193	195	132	1,48	0,78	1,89	102
197	199	132	1,51	0,79	1,92	103

Tabella 5.87: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
320	325	128	2,54	0,83	3,05	105
337	347	128	2,71	0,84	3,23	104
345	355	128	2,77	0,84	3,30	104
275	276	130	2,12	0,82	0,59	106
315	318	130	2,45	0,83	2,94	107
325	327	130	2,52	0,83	3,02	108
237	239	132	1,81	0,80	2,25	105
302	305	132	2,31	0,83	2,80	108
309	311	132	2,36	0,83	2,85	109

Tabella 5.88: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	6	98	105	1,07	99	1,01	303
0,5	1	6	98	104	1,07	99	1,01	303
0,5	passante	6	98	104	1,07	99	1,02	303
1	0,5	6	98	106	1,09	101	1,03	303
1	1	6	98	107	1,09	101	1,03	303
1	passante	6	98	108	1,10	101	1,04	303
1,5	0,5	6	98	105	1,08	102	1,04	303
1,5	1	6	98	108	1,10	102	1,05	303
1,5	passante	6	98	109	1,11	103	1,05	303

Tabella 5.89: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x = 6,2 mm).

- Caso:  $x = 4$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4	186	353	1,90	183	0,98	303
0,5	1	4	186	372	2,00	183	0,98	303
0,5	passante	4	186	373	2,01	186	1,00	303
1	0,5	4	186	318	1,71	186	1,00	303
1	1	4	186	370	1,99	189	1,02	303
1	passante	4	186	385	2,07	209	1,12	303
1,5	0,5	4	186	282	1,52	188	1,01	303
1,5	1	4	186	366	1,97	194	1,04	303
1,5	passante	4	186	398	2,14	270	1,45	303

Tabella 5.90: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 4$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
183	186	128	1,45	0,78	1,86	98
183	185	128	1,45	0,78	1,85	99
186	188	128	1,47	0,78	1,88	99
186	189	130	1,45	0,78	1,86	100
189	192	130	1,48	0,78	1,89	100
209	214	130	1,65	0,80	2,07	101
188	191	132	1,45	0,78	1,85	101
194	198	132	1,50	0,79	1,91	102
270	284	132	2,15	0,82	2,62	103

Tabella 5.91: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
353	363	128	2,84	0,84	3,37	105
372	380	128	2,97	0,84	3,52	106
373	374	128	2,92	0,84	3,46	108
318	320	130	2,46	0,83	2,96	107
370	374	130	2,88	0,84	3,42	108
385	390	130	3,00	0,85	3,55	108
282	285	132	2,16	0,82	2,63	107
366	370	132	2,80	0,84	3,33	110
398	400	132	3,03	0,85	3,58	111

Tabella 5.92: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	4	104	115	1,11	105	1,00	303
0,5	1	4	104	117	1,12	105	1,01	303
0,5	passante	4	104	119	1,14	106	1,01	303
1	0,5	4	104	118	1,13	106	1,02	303
1	1	4	104	119	1,14	107	1,02	303
1	passante	4	104	120	1,15	108	1,04	303
1,5	0,5	4	104	117	1,12	108	1,04	303
1,5	1	4	104	121	1,16	108	1,04	303
1,5	passante	4	104	123	1,18	112	1,07	303

Tabella 5.93: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 4$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto sulla stessa dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.94.

D [mm]	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	126	128	1,02
1	126	130	1,03
1,5	126	132	1,05

Tabella 5.94: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto.

### 5.6.1.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito del 1° stadio della macchina n° 2. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

#### ► Assenza di difetti

Il piolo risulta essere sollecitato analogamente a quelli del 2° e 9° stadio della macchina 1 (vedasi rispettivamente i paragrafi 5.5.1.2 e 5.5.2.2). Si prende come sistema di riferimento quello mostrato in figura 5.100, posizionato sempre sulla sezione del gambo del piolo in corrispondenza del raggio di raccordo sottotesta.

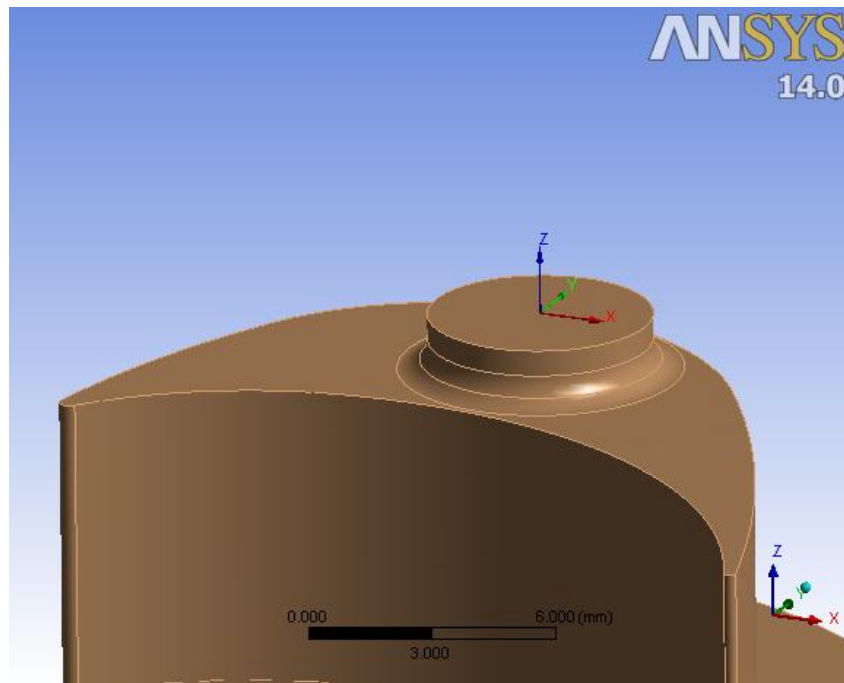


Fig. 5.100: sistema di riferimento locale sul gambo del piolo.

Come accennato nei paragrafi sopra citati, è possibile definire due tensioni nominali. Avremo pertanto due punti del raccordo da verificare, uno in cui è massima la tensione principale (che giace sul punto estremo lungo l'asse x con riferimento alla figura 5.100) e un altro invece dove si ha il massimo della tensione nominale.

La prima tensione nominale  $\sigma_{n1}$  viene calcolata, prima realizzando un path della tensione  $\sigma_{zz}$  dei punti dell'area verde che giacciono lungo l'asse x (figura 5.100), e successivamente integrando tale andamento lungo il tratto considerato. Come si può notare dalla figura 5.101 lungo tale tratto si ha un gradiente di sforzo molto elevato e concentrato nelle

estremità del piolo (di diametro pari a 5,5 mm), che porta ad una tensione nominale  $\sigma_{n1}$  di 22 MPa.

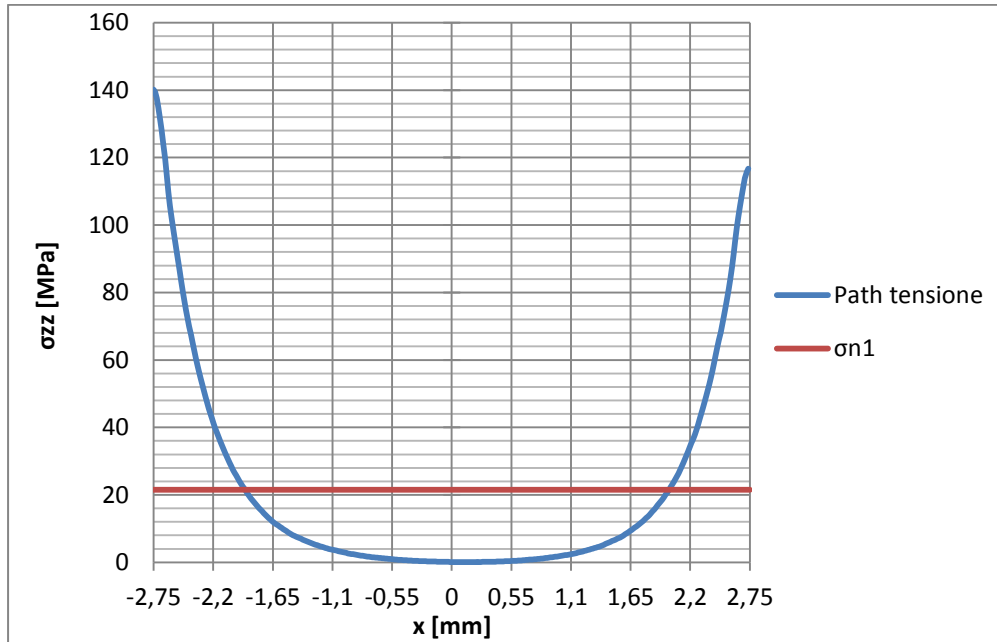


Fig. 5.101: path di tensione sul piolo della tensione  $\sigma_{zz}$  e tensione nominale  $\sigma_{n1}$ .

Come mostrato in figura 5.102 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  pari a 393 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  nello stesso punto vale 345 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n1}} = \frac{393}{22} = 17,86$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (17,86 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 13,29$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{345}{13,29} = 26\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{26} = 11,65$$

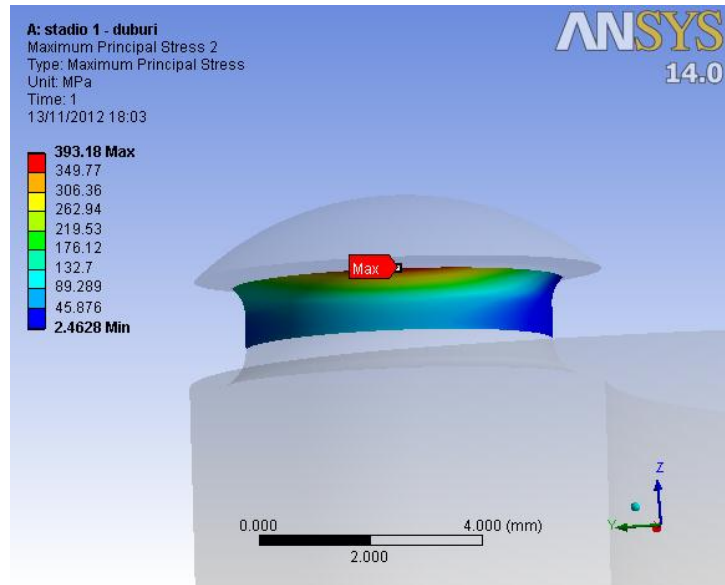


Fig. 5.102: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo.

Tuttavia, come anticipato, si può trovare una seconda tensione nominale  $\sigma_{n2}$  che risulta dal calcolo delle reazioni che il piolo scambia con il resto della paletta. Con riferimento alla figura 5.100, le componenti principali di sollecitazione sono la forza di trazione  $F_z = 499$  N e un momento risultante di flessione  $M_x = 378$  N·mm. Ne risulta una tensione nominale di 40 MPa (di cui 21 derivano dallo sforzo di trazione e 19 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle coordinate y (per  $y = 2,75$ mm), che risulta ruotato di  $90^\circ$  rispetto alla direzione x in cui si ha il massimo della tensione principale.

Come mostrato in figura 5.103 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$  pari a 162 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n2}} = \frac{162}{40} = 4,05$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (4,05 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 3,22$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,26 \cdot 40 = 50\text{MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}} = \frac{303}{50} = 6,06$$

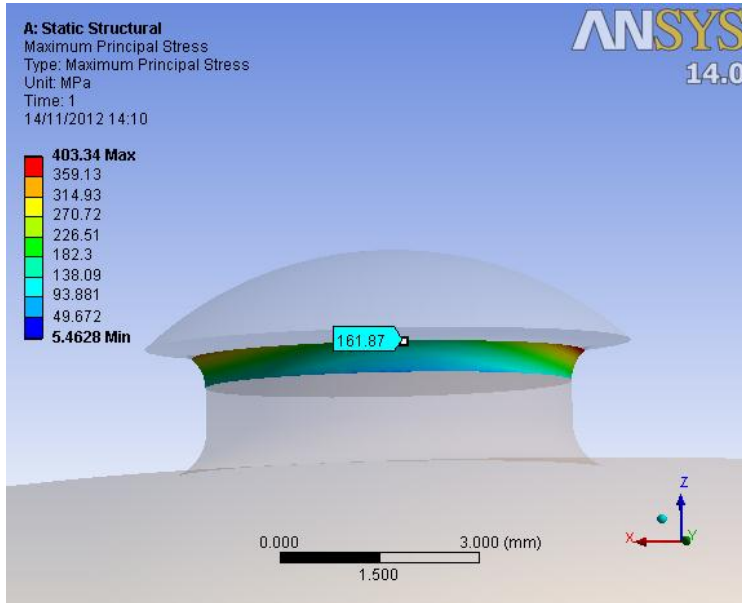


Fig. 5.103: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo, dove si ha il massimo valore della tensione nominale  $\sigma_{n2}$ .

Nei prossimi risultati esposti, si farà riferimento alla tensione nominale  $\sigma_{n1}$  e alla relativa tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ , in quanto i difetti che sono stati modellati, sono stati posti nelle vicinanze dei punti in cui si ha il massimo della tensione principale del sottotesta. Se ne studierà l'effetto di incremento pertanto solo in corrispondenza di tale punto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 2,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.104). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

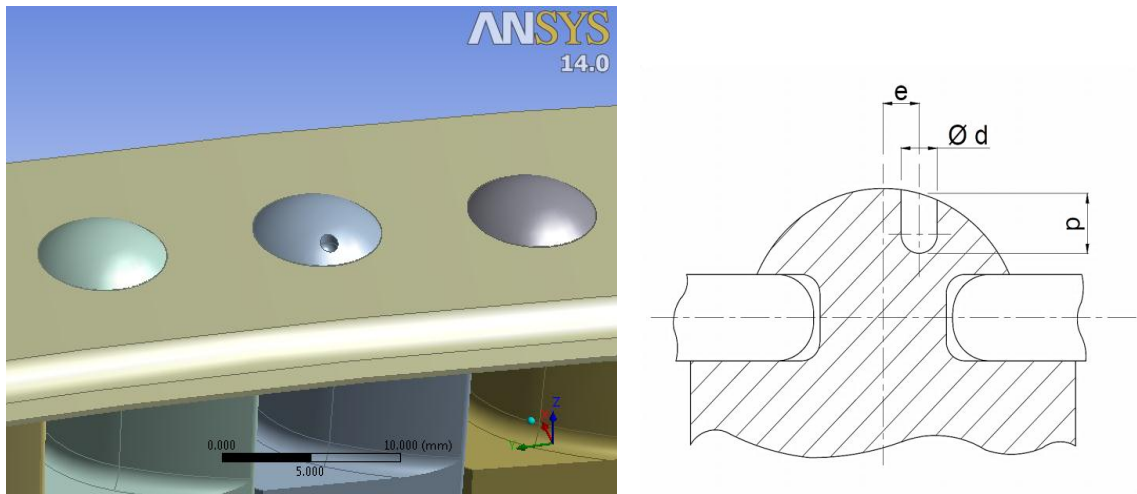


Fig. 5.104: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

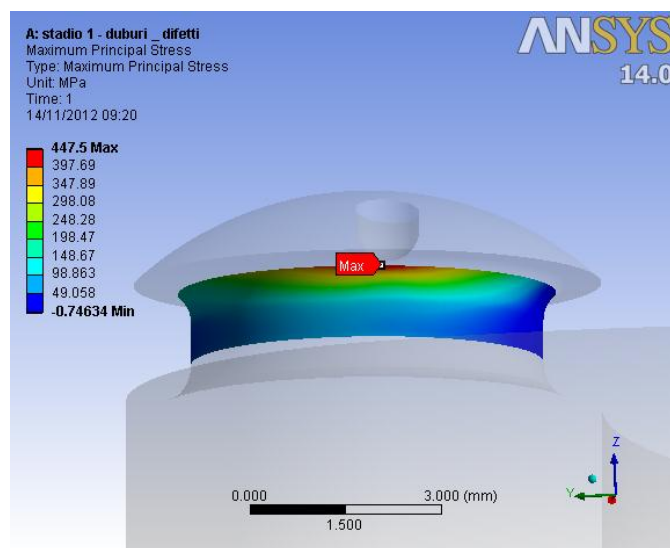


Fig. 5.105: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 448 MPa (figura 5.105), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nello stesso punto vale 393. Si può calcolare in successione il  $K_t$ ,



il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotto}}{\sigma_{n1}} = \frac{448}{22} = 20,36$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (20,36 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 15,11$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{393}{15,11} = 26 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}} = \frac{303}{26} = 11,65$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}} = \frac{26}{26} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo (nel punto di picco massimo).

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 383 MPa (figura 5.107). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 110 MPa, figura 5.106):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{383}{110} = 3,48$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla tensione al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,48 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 2,81$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{383}{2,81} = 136 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{136} = 2,23$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{136}{110} = 1,24$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 24 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta comunque inferiore della resistenza al creep del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 2,23).

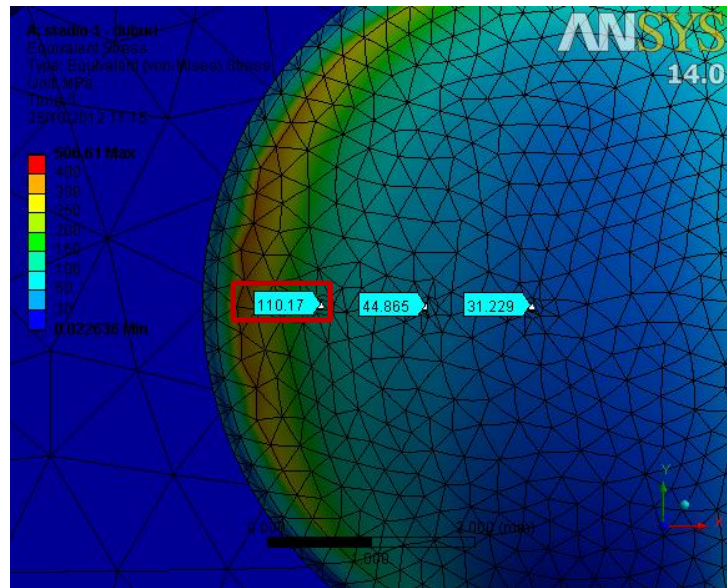


Fig. 5.106: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità del difetto stesso.

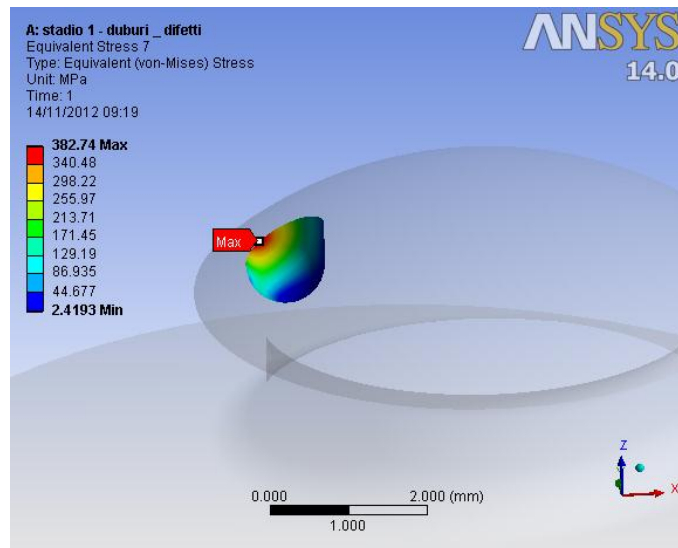


Fig. 5.107: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

### Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.100) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurre, 5.95), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.96-97) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.98).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	345	85	345	303
0,5	0,2	0,8	345	88	338	303
0,5	1	0,2	345	59	351	303
0,5	1	0,8	345	89	346	303
1,5	0,2	0,2	345	98	351	303
1,5	0,2	0,8	345	123	347	303
1,5	1	0,2	345	83	347	303
1,5	1	0,8	345	130	345	303
2,5	0,2	0,2	345	258	353	303
2,5	0,2	0,8	345	279	346	303
2,5	1	0,2	345	189	348	303
2,5	1	0,8	345	383	393	303

Tabella 5.95: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
345	390	22	17,73	1,34	13,19	26
338	386	22	17,55	1,34	13,05	26
351	396	22	18,00	1,34	13,38	26
346	390	22	17,73	1,34	13,19	26
351	395	22	17,95	1,34	13,35	26
347	392	22	17,82	1,34	13,25	26
347	391	22	17,77	1,34	13,22	26
345	391	22	17,77	1,34	13,22	26
353	397	22	18,05	1,34	13,42	26
346	391	22	17,77	1,34	13,22	26
348	393	22	17,86	1,34	13,29	26
393	448	22	20,36	1,35	15,11	26

Tabella 5.96: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ .

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
85	31	2,74	1,21	2,27	37
88	31	2,84	1,21	2,34	38
59	31	1,90	1,15	1,66	36
89	31	2,87	1,21	2,36	38
98	45	2,18	1,17	1,86	53
123	45	2,73	1,21	2,26	54
83	45	1,84	1,14	1,62	51
130	45	2,89	1,22	2,38	55
258	110	2,35	1,18	1,98	130
279	110	2,54	1,20	2,12	132
189	110	1,72	1,13	1,52	124
383	110	3,48	1,24	2,81	136

Tabella 5.97: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella prossima tabella (tabella 5.98), saranno riportate i valori delle tensioni efficaci del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso verranno riportate le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$  e  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo restino invariate, si riporta la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nella tabella il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima tra quelle efficaci calcolate sulla sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max(\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}; \sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto})} \quad (5.13)$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	26	50	31	37	0,75	303
0,5	0,2	0,8	26	50	31	38	0,75	303
0,5	1	0,2	26	50	31	36	0,71	303
0,5	1	0,8	26	50	31	38	0,75	303
1,5	0,2	0,2	26	50	45	53	1,05	303
1,5	0,2	0,8	26	50	45	54	1,08	303
1,5	1	0,2	26	50	45	51	1,02	303
1,5	1	0,8	26	50	45	55	1,09	303
2,5	0,2	0,2	26	50	110	130	1,18	303
2,5	0,2	0,8	26	50	110	132	1,20	303
2,5	1	0,2	26	50	110	124	1,13	303
2,5	1	0,8	26	50	110	136	1,24	303

Tabella 5.98: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. In tabella 5.28, sono riportate le riduzioni di aree del piolo del 2° stadio della macchina n° 1, che risulta essere identico al piolo presente in questo stadio. Pertanto si faccia riferimento alla tabella sopra citata.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio  $R$  di 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo (figura 5.108). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo.

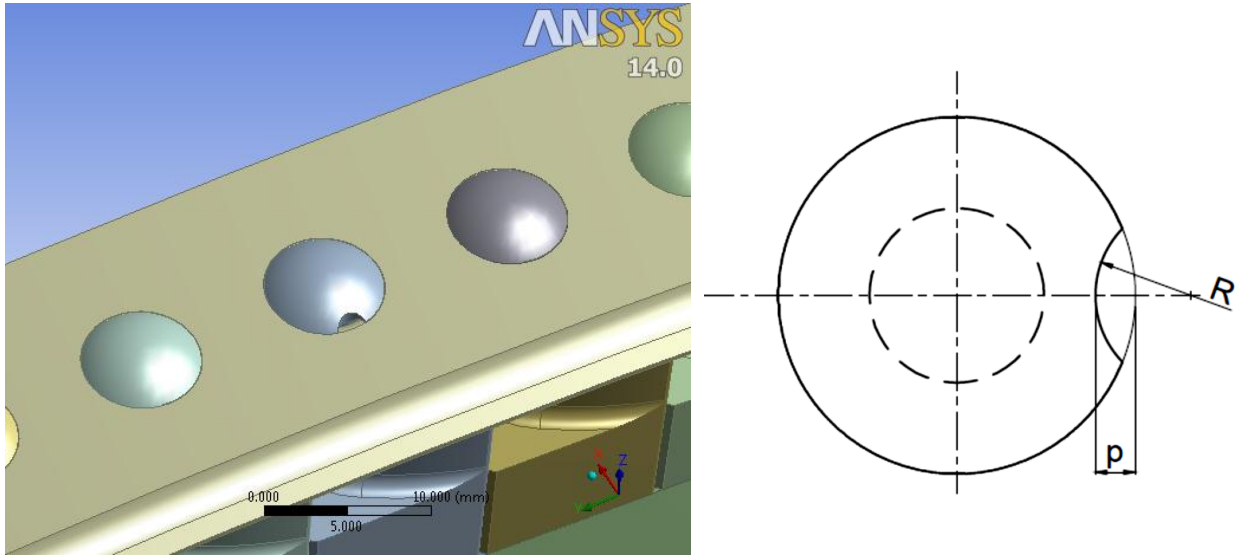


Fig. 5.108: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

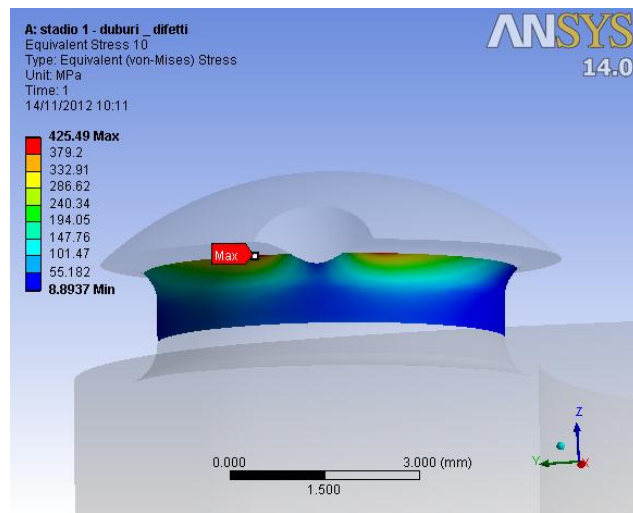


Fig. 5.109: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto della 2° Tipologia.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$  pari a 465 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nel medesimo punto vale 425 MPa (figura 5.109). Si può calcolare in

successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{465}{22} = 21,14$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (21,14 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 15,67$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{con\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{425}{15,67} = 27\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{303}{27} = 8,65$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}} = \frac{27}{26} = 1,04$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 2° tipologia sulla testa del piolo non comporta un incremento significativo della tensione efficace nel sottotesta del piolo. Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.108) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.99), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.100) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.101).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,4	345	365	1,06	303
1	0,4	345	374	1,08	303
0,5	0,8	345	395	1,14	303
1	0,8	345	425	1,23	303

Tabella 5.99: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
365	409	22	18,59	1,53	12,14	30
374	419	22	19,05	1,53	12,43	30
395	442	22	20,09	1,53	13,09	30
425	465	22	21,14	1,54	13,75	31

Tabella 5.100: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,4	26	26	1,00	303
1	0,4	26	26	1,00	303
0,5	0,8	26	26	1,00	303
1	0,8	26	27	1,04	303

Tabella 5.101: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.



► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 6,6 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 7,2 mm, figura 5.110). Il difetto provocherà un variazione della tensione nominale massima, in quanto una parte del piolo ad un certo punto non appoggerà più sul bendaggio, generando un momento  $M_y$  sul gambo del piolo che prima era pressoché nullo (con riferimento alla figura 5.100). Tuttavia al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$  inferiore rispetto alla configurazione integra.

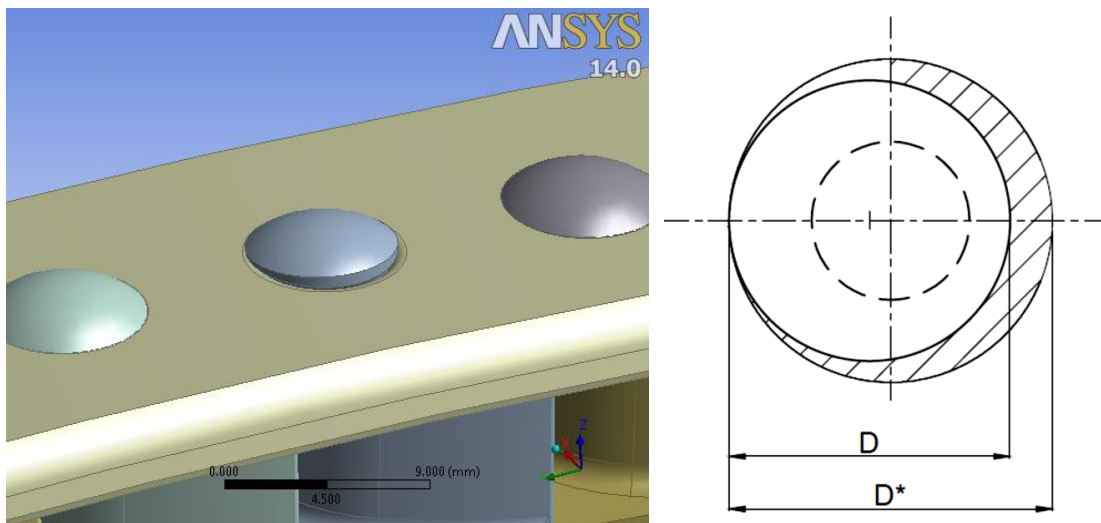


Fig. 5.110: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

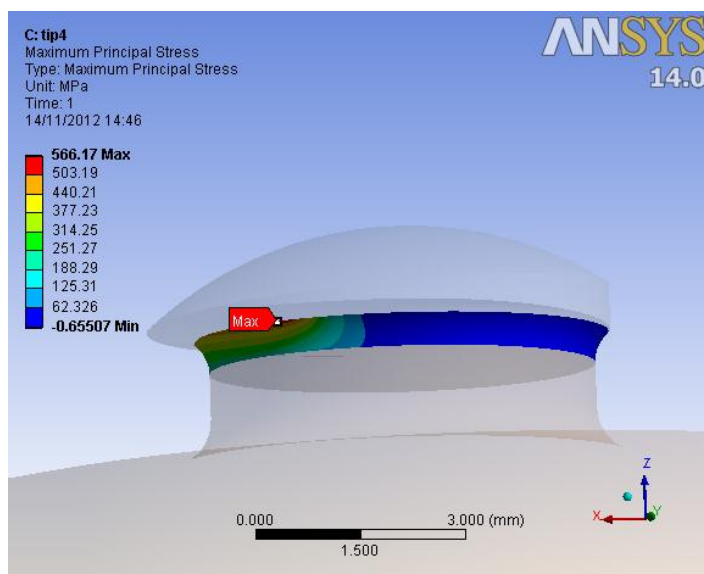


Fig. 5.111: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 333 \text{ N}$ ,  $M_y = -850 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . Ne risulta una tensione di trazione di 14 MPa e una tensione di flessione di 50 MPa. La tensione nominale  $\sigma_{n2}$  in presenza del difetto di erosione è pari a 66 MPa.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}$  pari a 566 MPa (figura 5.111). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{n2}} = \frac{566}{66} = 8,58$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (8,58 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 6,52$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,32 \cdot 66 = 87 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{con\ difetto}} = \frac{303}{87} = 3,48$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}} = \frac{87}{50} = 1,73$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un certo incremento dello stato di tensione sul gambo, in funzione delle dimensioni delle difettosità modellate.

### Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.110) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti, in particolare quelle di Von Mises (tabella azzurra, 5.102), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci, a partire da quelle di picco (tabella arancione, 5.103-104) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.105).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
7,2	345	381	1,10	303
6,9	345	540	1,57	303
6,6	345	546	1,58	303

Tabella 5.102: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]
162	40	4,05	1,26	3,22	50
514	65	7,91	1,31	6,03	85
566	66	8,58	1,32	6,52	87

Tabella 5.103: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
7,2	50	50	1,00	303
6,9	50	85	1,69	303
6,6	50	87	1,73	303

Tabella 5.104: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4° Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.105 (nel caso di contatti No Separation).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
7,2	40	40	1,00
6,9	40	65	1,63
6,6	40	66	1,65

Tabella 5.105: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).

### 5.6.1.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta del 1° stadio della macchina n° 2. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.112 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 35 MPa.

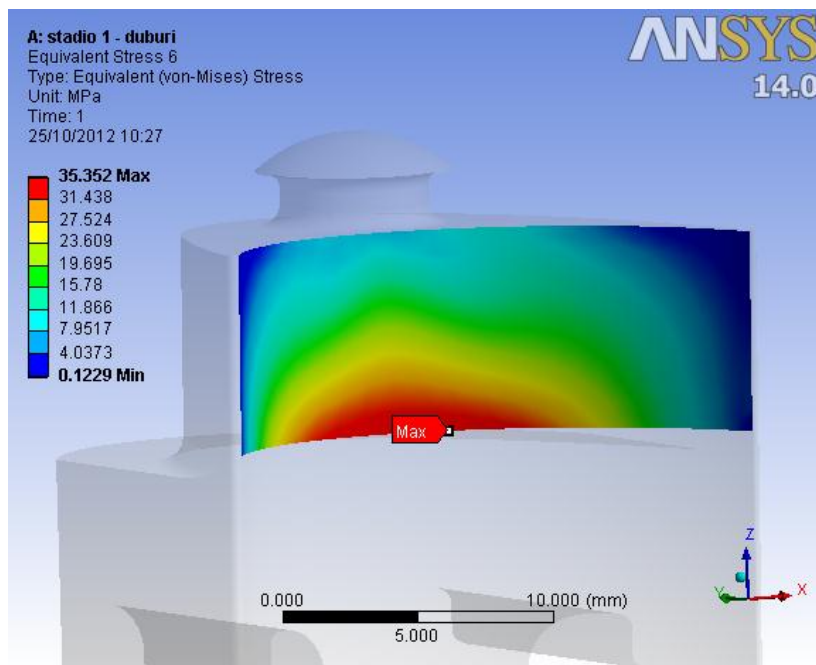


Fig. 5.112: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta del 1° stadio della macchina n° 3.

Non essendo presente in questo caso un effetto d'intaglio, si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata. Il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{vm\_PALA \text{ senza difetto}}} = \frac{303}{35} = 8,66$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.

**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 1 mm e posto ad un'altezza di 1 mm rispetto alla base della pala (figura 5.113). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.113: la tensione a base paletta rimane invariata (45 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di soli 16 MPa. In questo caso il coefficiente di incremento tensionale sarà definito come:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\max(\sigma_{vm_{DIFETTO}}; \sigma_{vm_{PALA}}^{indotta})}{\sigma_{vm_{PALA}}^{senza\ difetto}} \quad (5.13)$$

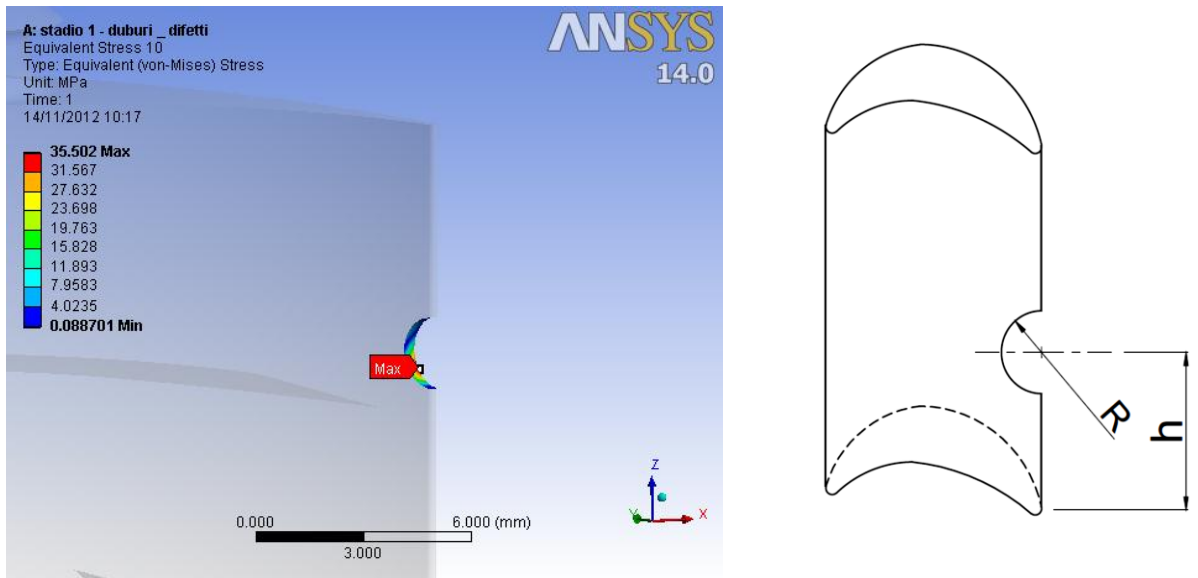


Fig. 5.113: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

Vengono riportati in tabella 5.106 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

R [mm]	h [mm]	$\sigma_{vm_{PALA}}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm_{DIFETTO}}$ [MPa]	$\sigma_{vm_{PALA}}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
1	1	35	36	35	1,00	303
1	2	35	21	35	1,00	303

Tabella 5.106: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pari a 3 mm e ad un'altezza di 4 mm dalla base della pala (con riferimento alla figura 5.16). I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.114: la tensione a base paletta rimane invariata (35 MPa) e la tensione a base paletta rimane invariata (152 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 53 MPa (pari in questo caso quella principale).

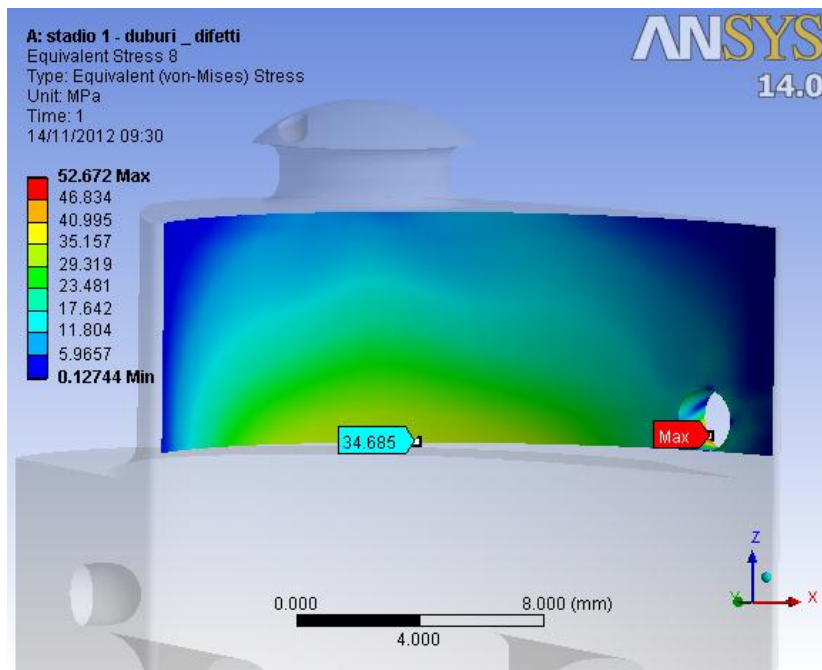


Fig. 5.114: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

Vengono riportati in tabella 5.107 tutti i risultati ottenuti tramite le analisi lineari elastiche al variare delle dimensioni del difetti. Si considerano solo difetti passanti posti ad un'altezza di 1 mm dalla base della paletta.

H [mm]	e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
1	1,5	0,5	passante	35	33	35	0.94	303
	1,5	2	passante	35	41	35	1.17	303
	3	0,5	passante	35	45	35	1.29	303
	3	2	passante	35	53	35	1.51	303

Tabella 5.107: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

In questo caso, essendo le tensioni lineari elastiche in corrispondenza del difetto maggiori di quelle a base paletta, è opportuno valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto. Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$  (pari a 18 MPa, figura 5.115), la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{53}{18} = 2,94$$

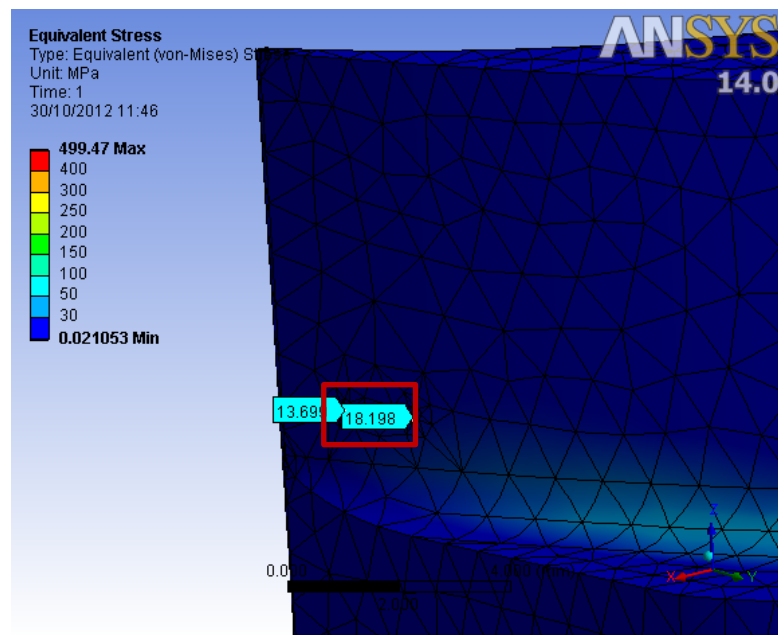


Fig. 5.115: tensione nominali in assenza di difetti, per i difetti che verranno inseriti in seguito.

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di trazione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,94 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 2,42$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{53}{2,42} = 22 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{22} = 13,77$$



La tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta inferiore di quella di Von Mises a base paletta. Con questa valutazione il difetto sembra non avere alcuna influenza sulla resistenza statica della paletta, anche se bisogna tener conto della riduzione di area resistente provocata.

In tabella 5.108 vengono riportati i parametri calcolati per determinare le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti. La tabella 5.107 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti è riportata in tabella 5.109. Si può osservare che le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti rimangono al di sotto della tensione a base paletta, la quale rimane invariata con l'introduzione dei difetti.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
33	35	14	2,50	1,19	2,09	16
41	43	14	3,07	1,22	2,51	16
45	48	18	2,67	1,20	2,21	20
53	53	18	2,94	1,22	2,42	22

Tabella 5.108: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto della paletta.

<b>h</b> [mm]	<b>e</b> [mm]	<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
1	1,5	0,5	passante	35	16	35	1,00	303
	1,5	2	passante	35	16	35	1,00	303
	3	0,5	passante	35	20	35	1,00	303
	3	2	passante	35	22	35	1,00	303

Tabella 5.109: tabella 5.49 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per la palette della macchina n°1 (paragrafo 5.5.1.3 e 5.5.2.3), si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. La riduzione è indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una sezione costante. In figura 5.116 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra). In tabella 5.110 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.111 le riduzioni indotte dal 2° difetto. Anche questa valutazione porta ad affermare che i difetti presenti sul bordo d'uscita della paletta non hanno alcun effetto sulla resistenza statica ( $C_A$  definito dalla (5.14)).

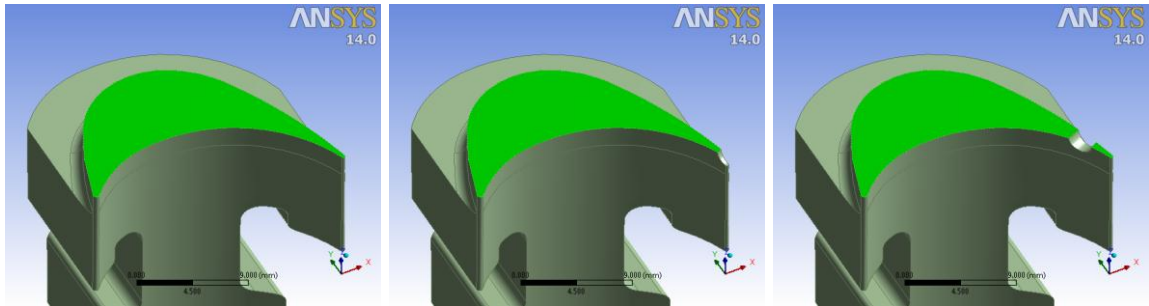


Fig. 5.116: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro,  $R=1\text{mm}$ ) e della 2° tipologia (a destra, foro passante) rispetto la condizione integra (a sinistra).

<b>R</b> [mm]	<b><math>A_{\text{senza difetti}}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>A_{\text{con difetti}}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>C_A</math></b>
1	111,71	111,36	1.00

Tabella 5.110: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tipologia).

<b>e</b> [mm]	<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	<b><math>A_{\text{senza difetti}}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>A_{\text{con difetti}}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>C_A</math></b>
1,5	0,5	passante	111,71	111,46	1.00
	2	passante	111,71	110,64	1.01
3	0,5	passante	111,71	111,28	1.00
	2	passante	111,71	109,92	1.02

Tabella 5.111: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

#### 5.6.1.4 Ferracuum (fianco paletta)

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al fianco della paletta del 1° stadio della macchina n° 2. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3. Il ferracuum risulta essere sollecitato analogamente a quello relativo alla pala del 9° stadio della macchina n° 1 (paragrafo 5.5.2.4). Si segua quanto scritto in tale paragrafo per quanto concerne la procedura di calcolo.

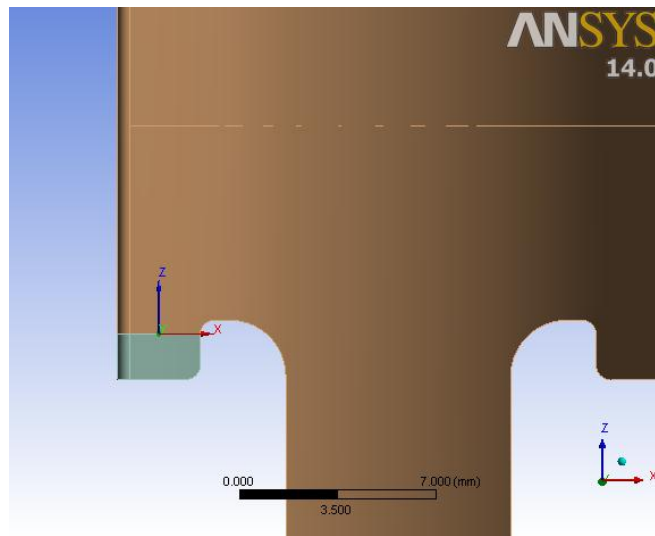


Fig. 5.117: sistema di riferimento in corrispondenza della sezione a base raccordo.

#### Calcolo resistenza statica in assenza di difetti

In base al sistema di riferimento mostrato in figura 5.117, il fianco risulta sollecitato dai seguenti parametri di sollecitazione:  $F_x = -674$  N e  $M_y = 254$  N·mm. La sezione resistente in esame risulta avere un'area  $A$  e un modulo di resistenza a flessione  $W_f$  pari rispettivamente a  $35,4$  mm<sup>2</sup> e  $17,4$  mm<sup>3</sup>. Si può calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  e di taglio  $\tau$  (valutata poi con la tensione ideale di Von Mises) con le seguenti formule:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W_f} = \frac{254}{17,4} = 15 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{674}{35,4} = 19 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{id,VM,\tau} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 19 = 33 \text{ MPa}$$

L'azione del taglio pertanto risulta essere preponderante rispetto a quella di flessione. Tuttavia per valutare l'effetto di concentrazione di tensione in corrispondenza del raccordo presente nel fianco della paletta, verrà presa in considerazione la tensione principale di esso. La tensione nominale di riferimento è quella di flessione.

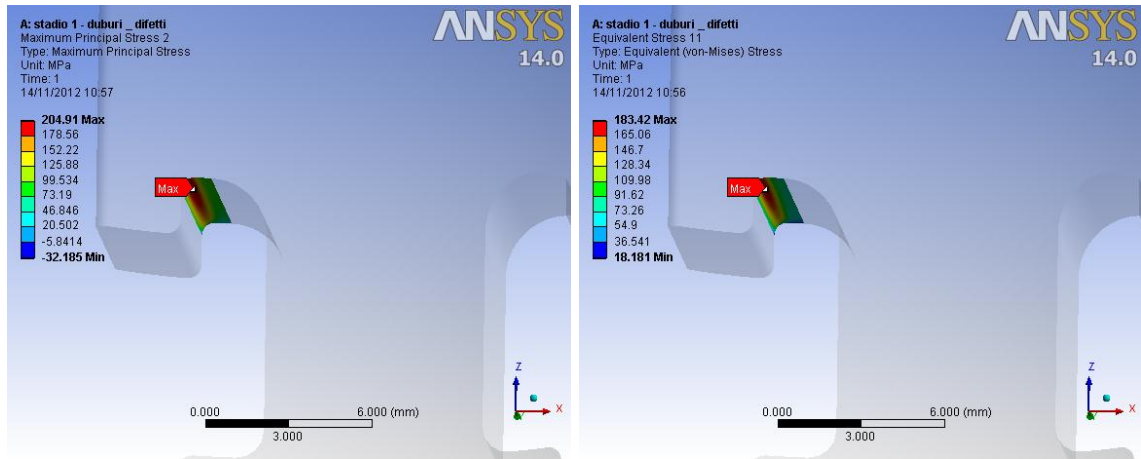


Fig. 5.118: tensione principale e di Von Mises in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco della paletta.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del raccordo del fianco  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  pari a 205 MPa (figura 5.118), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 183 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  a flessione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\sigma_f} = \frac{205}{15} = 13,67$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_p 0,2}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 13,67 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}}$$

$$= 15,21$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{183}{15,21} = 12\ MPa$$

La tensione che risulta comandare la resistenza statica del componente è quella di taglio, valutata attraverso la tensione di Von Mises. Il coefficiente di sicurezza vale:

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{303}{33} = 9,18$$

### Calcolo resistenza statica in presenza di difetti

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto presente sul fianco della paletta (figura 5.119).

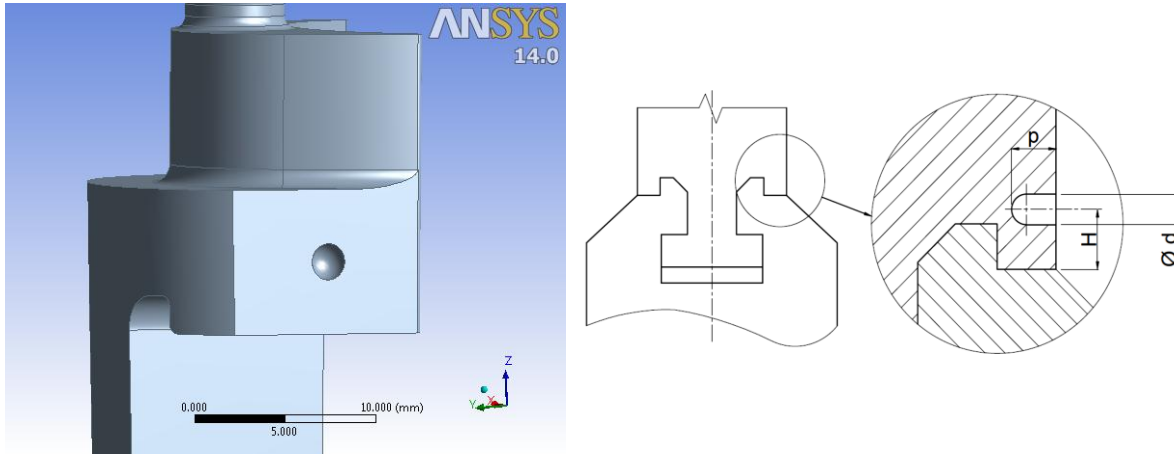


Fig. 5.119: modello 3D del fianco della paletta e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Supponendo che la tensione nominale di flessione rimanga invariata, dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$  pari a 209 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$  è pari a 187 MPa (figura 5.120). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_f} = \frac{209}{15} = 13,93$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 13,93 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}}$$

$$= 15,50$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{187}{15,50} = 12 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{12}{33} = 0,36$$

Di fatto la tensione efficace in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco in presenza di difetti rimane invariata. È ancora la tensione di taglio, supposta costante con l'introduzione del difetto, a prevalere su quella efficace di flessione.

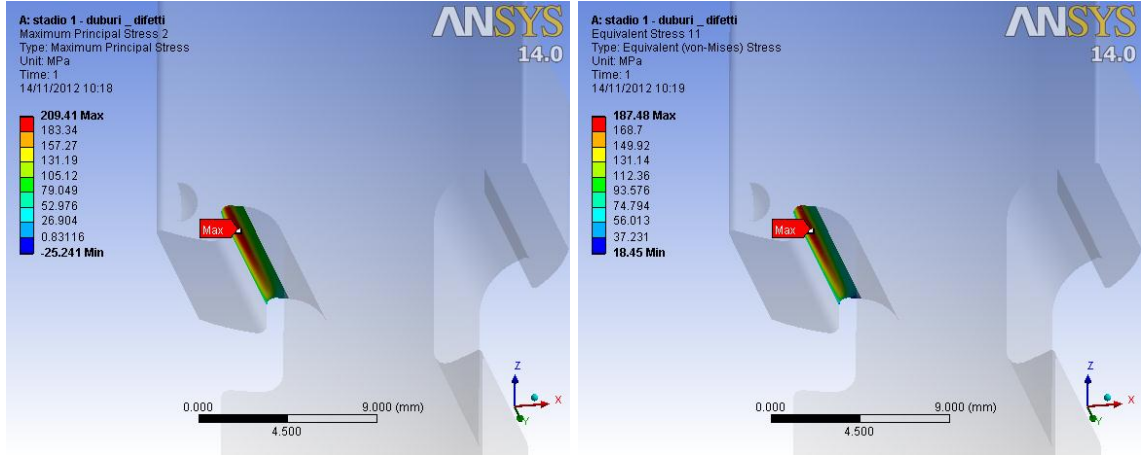


Fig. 5.120: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del raccordo sul fianco della paletta.

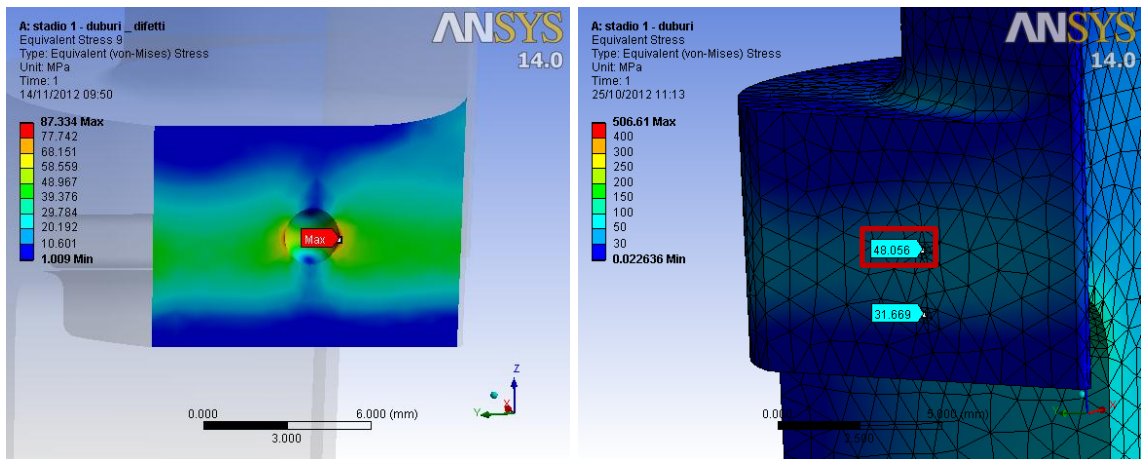


Fig. 5.121: tensione di Von Mises in corrispondenza del difetto (a sinistra) e tensione di Von Mises quando il difetto non c'era nella medesima posizione.

Per quanto riguarda invece il difetto, si ha in corrispondenza di esso una tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  pari a 87 MPa (figura 5.121). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$  (pari a 48 MPa, figura 5.121 a destra), la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{87}{48} = 1,81$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di flessione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,81 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{337}} = 2,25$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{87}{2,25} = 39 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{303}{39} = 7,77$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{39}{33} = 1,18$$

In questo caso la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto risulta essere superiore rispetto a quella di taglio di Von Mises. Si riportano ora risultati ottenuti: la tabella 5.112 è relativa alle tensioni elastiche ottenute dalle analisi, le tabelle 5.113-114 riportano i parametri per calcolare le tensioni efficaci rispettivamente sul raccordo del fianco e sul difetto e infine, in tabella 5.115 sono riportati i risultati considerando le tensioni efficaci.

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
2	1	0,5	33	66	2,00	188	5,70	303
2	1	1	33	78	2,36	184	5,58	303
2	2	0,5	33	60	1,82	187	5,67	303
2	2	1	33	71	2,15	184	5,58	303
4	1	0,5	33	93	2,82	187	5,67	303
4	1	1	33	109	3,30	185	5,61	303
4	2	0,5	33	74	2,24	188	5,70	303
4	2	1	33	87	2,64	187	5,67	303

Tabella 5.112: tensioni lineari elastiche sul fianco paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]
188	211	15	14,07	0,90	15,64	12
184	206	15	13,73	0,90	15,28	12
187	210	15	14,00	0,90	15,57	12
184	208	15	13,87	0,90	15,42	12
187	208	15	13,87	0,90	15,42	12
185	210	15	14,00	0,90	15,57	12
188	213	15	14,20	0,90	15,79	12
187	209	15	13,93	0,90	15,50	12

Tabella 5.113: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
66	32	2,06	0,82	2,53	26
78	32	2,44	0,83	2,94	27
60	32	1,88	0,81	2,32	26
71	32	2,22	0,82	2,70	26
93	48	1,94	0,81	2,39	39
109	48	2,27	0,82	2,75	40
74	48	1,54	0,79	1,96	38
87	48	1,81	0,80	2,25	39

Tabella 5.114: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto  $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ .

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma d}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
2	1	0,5	33	26	0,79	12	0,36	303
2	1	1	33	27	0,81	12	0,36	303
2	2	0,5	33	26	0,78	12	0,36	303
2	2	1	33	26	0,80	12	0,36	303
4	1	0,5	33	39	1,18	12	0,36	303
4	1	1	33	40	1,20	12	0,36	303
4	2	0,5	33	38	1,15	12	0,36	303
4	2	1	33	39	1,17	12	0,36	303

Tabella 5.115: tensioni efficaci sul fianco della paletta, al variare delle dimensioni del difetto. I coefficienti di incremento prendono come riferimento quella di taglio (Von Mises).



➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente del fianco a causa di difetti**

Analogamente a quanto visto il piolo e la paletta del medesimo stadio, si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. Essendo sollecitata prevalentemente a taglio si valuterà anche in questo caso la riduzione dell'area. In figura 5.122 è il fianco della paletta senza difetti (a sinistra) e con difetto (a destra). In tabella 5.116 sono riportate le riduzioni di area con il difetto modellato ( $C_A$  definito dalla (5.14). Il difetto è stato posizionato ad un'altezza (quota V2 in figura 5.92) pari a 1,6 mm. Si può assumere che le riduzioni riportate in tabella 5.58 sono valide per un'altezza di posizionamento del difetto (quota V2 in figura 5.91) minore di circa 2 mm. Altezze superiori non causano riduzioni significative della area resistente del fianco.

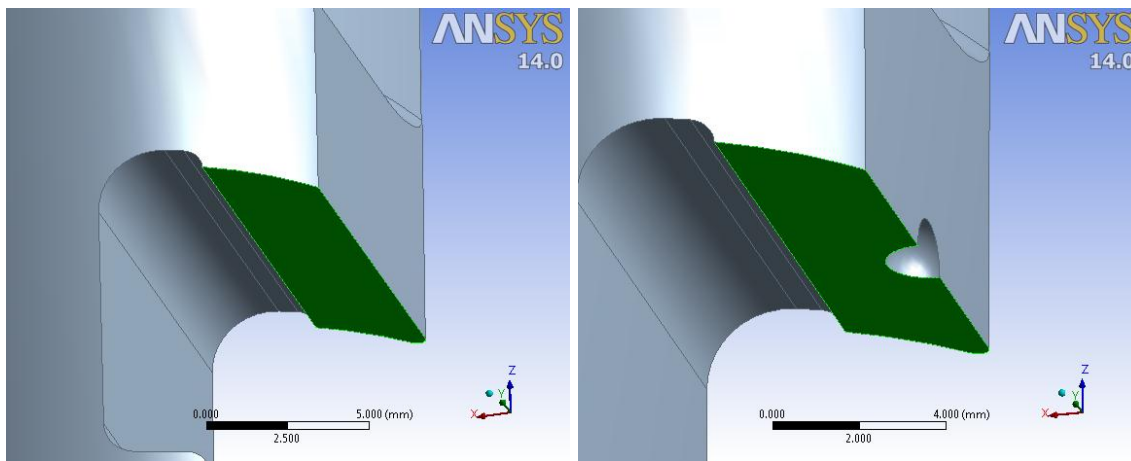


Fig. 5.122: riduzione di area resistente causata dal difetto (a destra,  $d=2\text{mm}$ ;  $p=1\text{mm}$ ) rispetto la condizione integra (a sinistra).

$d$ [mm]	$p$ [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	1	35,37	34,97	1,01
1	0,5	35,37	34,48	1,03
2	1	35,37	34,75	1,02
2	0,5	35,37	33,74	1,05

Tabella 5.116: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

### 5.6.1.5 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_x$ , figura 5.123) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.123), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.123 (superfici verdi). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo per questo caso particolare nel caso di un offset di erosione di 1 mm.

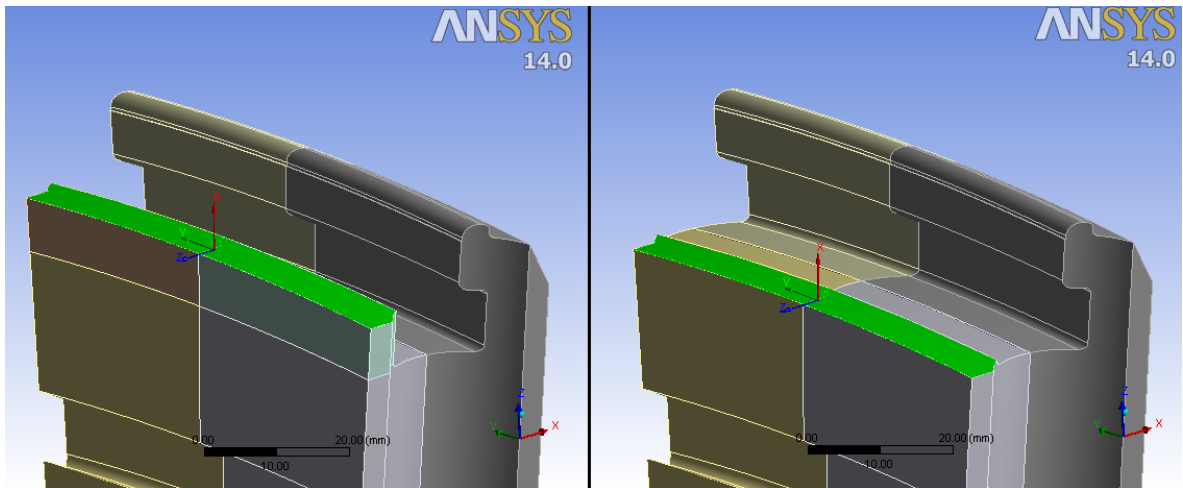


Fig. 5.123: sezioni resistenti, superiore a destra e inferiore a sinistra, considerate per il calcolo della tensione nominale. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_x$  e  $M_y$ .

**Presenza di un offset di erosione sul disco di 1 mm**

Viene ora considerato il disco con un offset di erosione pari ad 1 mm. Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore della cava, risulta  $F_x = 19152 \text{ N}$  e  $M_y = 30000 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $416,2 \text{ mm}^2$  e un modulo di resistenza a flessione pari a  $409 \text{ mm}^3$  (approssimando l'area resistente ad una sezione rettangolare). Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $\sigma_t$  e di flessione  $\sigma_f$  pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} = \frac{19152}{416,2} = 46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{30000}{409} = 73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{73}{1,5} = 49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 73 + 49 = 122 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{130}{122} = 1,06$$

pertanto la sezione superiore del disco turbina risulta verificata, ma con un coefficiente di sicurezza molto basso. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 31 MPa e una tensione di flessione di 95 MPa. Ciò mostra il trattenimento dei dentini del disco (che si accoppiano con il fianco della paletta), con conseguente diminuzione dell'effetto flessionale del disco.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_x = 21520 \text{ N}$  e  $M_y = 16760 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $409 \text{ mm}^2$  e un modulo di resistenza a flessione pari a  $402 \text{ mm}^3$ . Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $\sigma_t$  e di flessione  $\sigma_f$  pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} = \frac{21520}{409} = 53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{16760}{402} = 42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{42}{1,5} = 28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 53 + 28 = 81 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{130}{81} = 1,60$$

In questo caso la sezione inferiore risulta essere meno critica di quella superiore.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco nel caso di contatti di tipo Bonded, sia per la sezione superiore (tabella 5.117) sia per quella inferiore (tabella 5.118). Il coefficiente di incremento di tensione  $C_\sigma$  prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	40	70	47	87	\	130
0,5	43	73	49	92	1,06	130
1	46	74	49	95	1,09	130

Tabella 5.117: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	47	45	30	77	\	130
0,5	50	42	28	78	1,01	130
1	53	42	28	81	1,05	130

Tabella 5.118: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

### 5.6.2 8° Stadio

L'8° stadio della prima macchina analizzata lavora a 60 °C e risulta essere costituito da 128 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 523,6 rad/s. In figura 5.124 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello “meshato”.

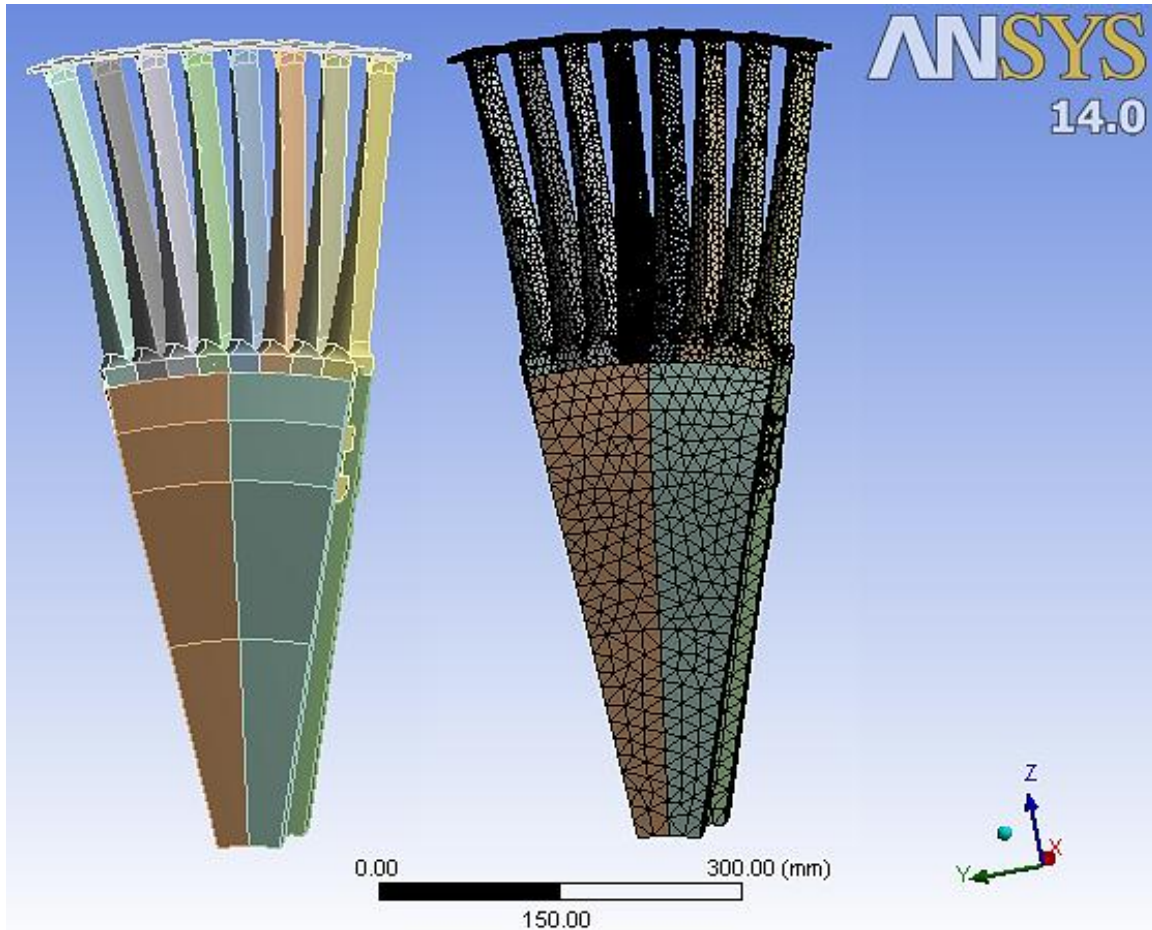


Fig. 5.124: modello geometrico e mesh dell'8° stadio della macchina n° 2.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.119):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]	Coeff. di Poisson
Bendaggio	TitanAlV64	828	4430	105000	0,32
Palette	X22CrMoV12-1	665	7750	209000	0,3
Disco	21CrMoV511	570	7850	199000	0,3

Tabella 5.119: caratteristiche dei materiali dei componenti dell'8° stadio.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con senza difetti. In figura 5.58 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura 5.59 quello riguardante una singolo "pacco" di palette. Per non appesantire troppo le sezioni relative ai risultati si prenderanno in considerazione solo alcuni esempi di analisi agli elementi finiti, con successiva elaborazione con il coefficiente di intaglio sperimentale per tener conto della sensibilità all'intaglio.

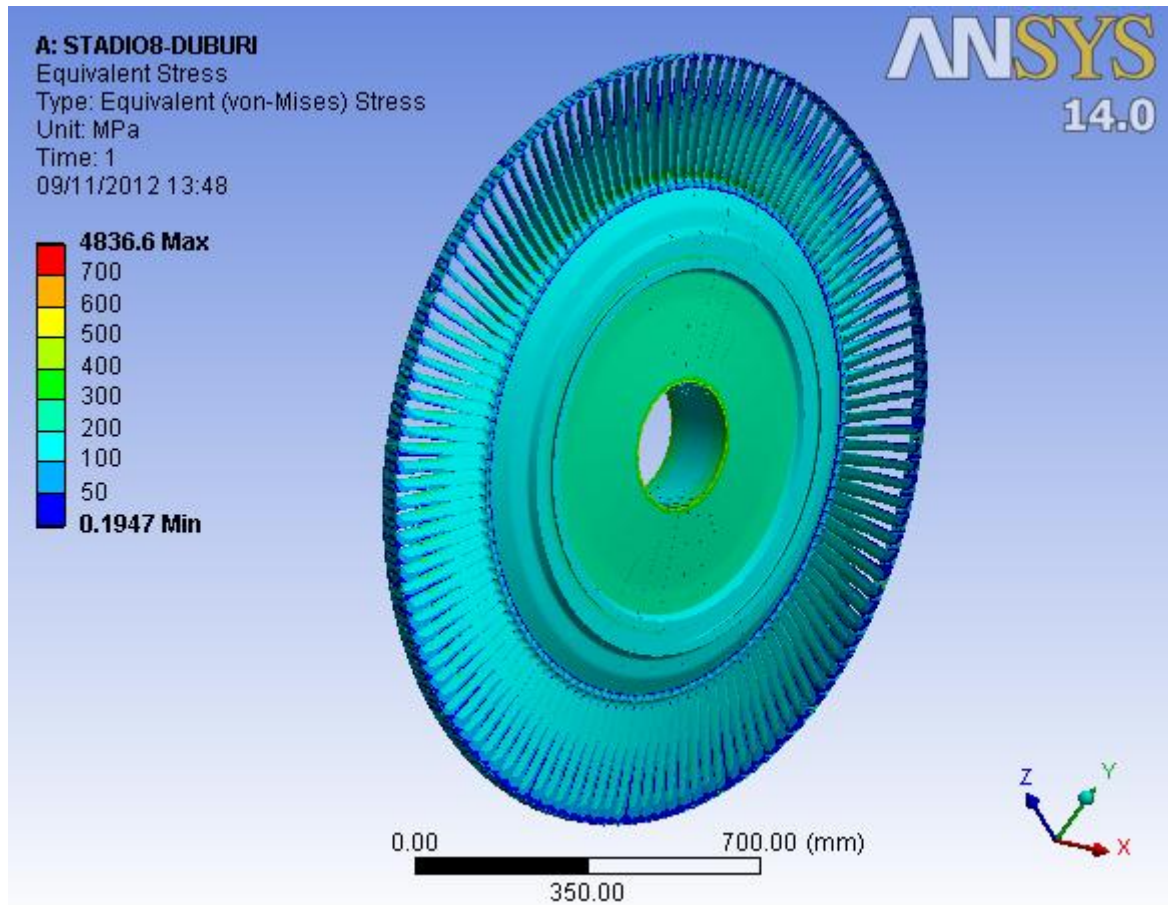


Fig. 5.125: tensione di Von Mises calcolata sul 8° stadio della macchina n° 2.

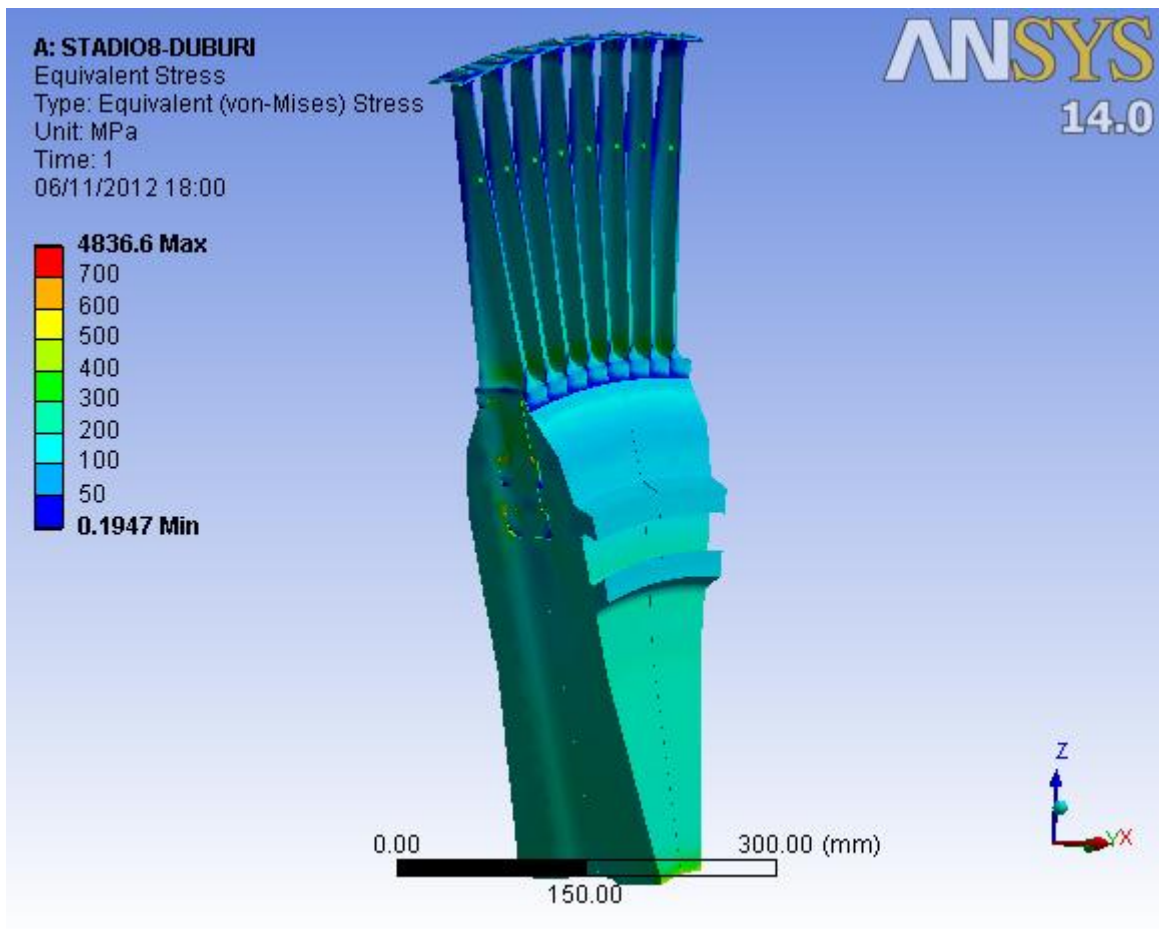


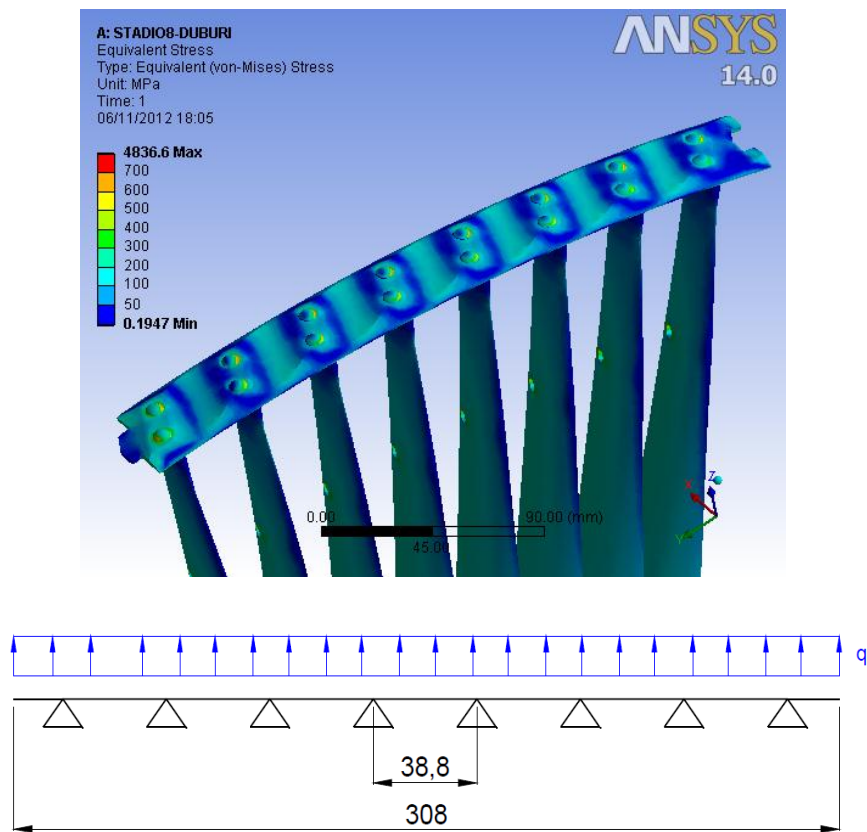
Fig. 5.126: tensione ideale di Von Mises trovata per l'assieme dell'8° stadio della macchina n° 2.

### 5.6.2.1 Bendaggio

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 9° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Calcolo tensione efficace del bendaggio in assenza di difetti

Il bendaggio in questione risulta sollecitato a flessione in maniera differente rispetto ai bendaggi visti finora (figura 5.127). Il comportamento flessionale del bendaggio in questione è descrivibile schematizzandolo come una trave appoggiata in corrispondenza degli accoppiamenti con i pioli.



5.127: comportamento flessionale del bendaggio dell'8° stadio della macchina n°1 e schematizzazione qualitativa del bendaggio stesso.

In questo caso per determinare la tensione nominale in corrispondenza del foro del bendaggio, si è realizzato un path della tensione circonferenziale (di flessione) lungo i tratti mostrati in figura 5.128. Ne risulta una tensione  $\sigma_{n1}$  pari a 136 MPa. Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 361 MPa (figura 5.129), mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  è pari a 354 MPa.



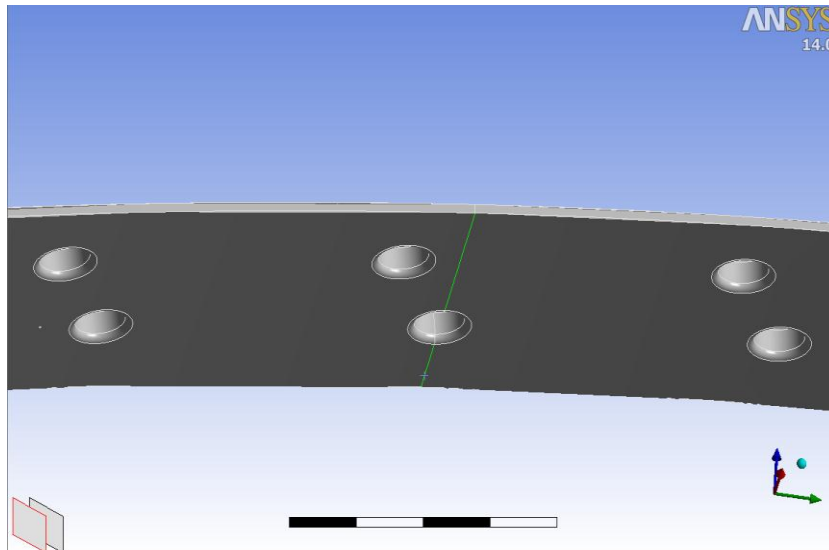


Fig. 5.128: linea del bendaggio considerata per il calcolo della tensione nominale.

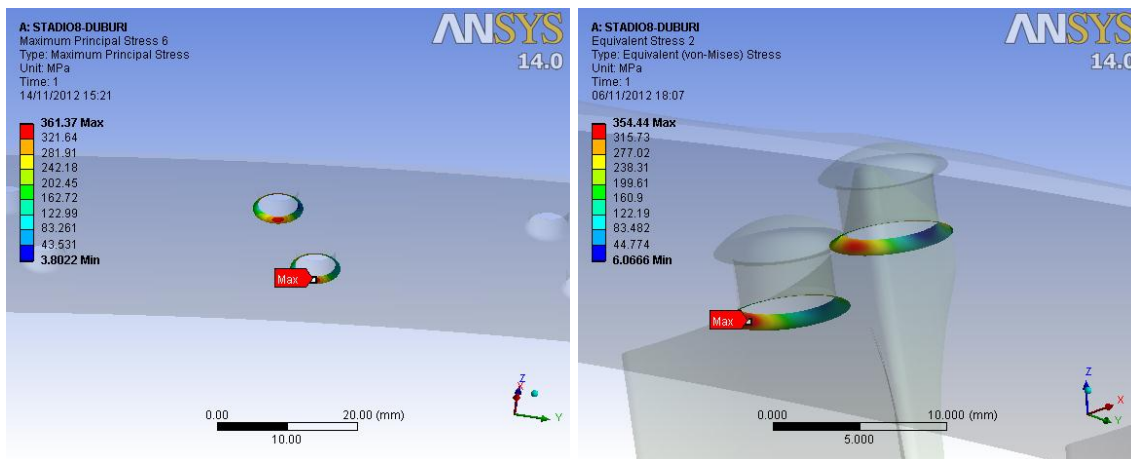


Fig. 5.129: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio.

Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza, la tensione efficace e il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n1}} = \frac{361}{136} = 2,65$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,65 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{828}} = 2,73$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{354}{2,73} = 129\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}} = \frac{828}{129} = 6,42$$

Il bendaggio in questione risulta presenta una tensione efficace molto lontana dalla tensione di snervamento del materiale.

**Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto in mezzeria**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 39 mm (figura 5.61). Il difetto è stato posto in tale posizione in quanto il bendaggio essere indebolito dalla riduzione di spessore a cui è soggetto. Inoltre in tale punto si verifica il massimo della tensione di flessione lontano dai fori del bendaggio.

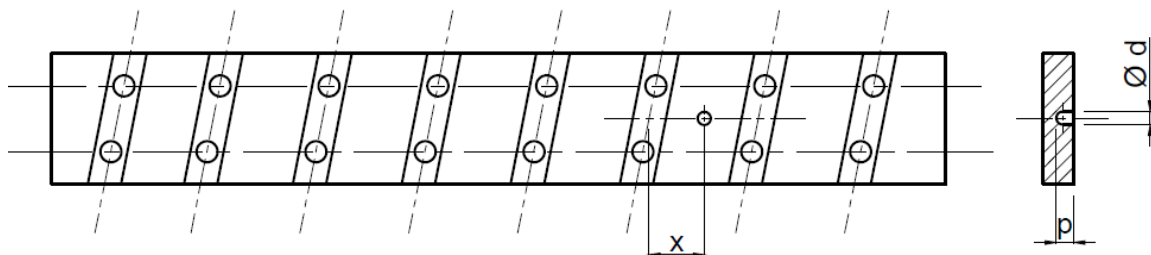
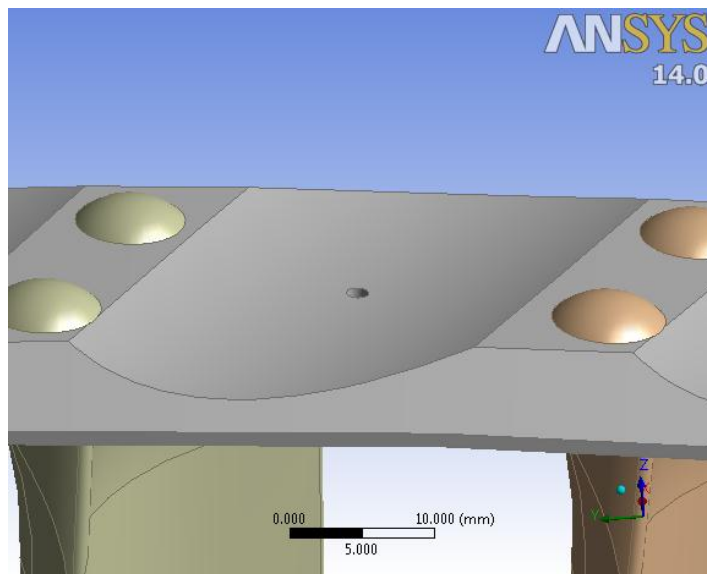


Fig. 5.130: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale in corrispondenza del foro del bendaggio rimane invariata, così come la sua tensione efficace. Di fatto il difetto posto in tale punto non influenza lo stato di

tensione sul foro del bendaggio (cosa facilmente prevedibile). Si procederà quindi analizzando lo stato di tensione solamente sul difetto. Per valutare in maniera corretta il coefficiente di concentrazione delle tensioni è stata necessaria la determinazione della tensione nominale attraverso un path della tensione circonferenziale di flessione lungo il tratto del bendaggio mostrato in figura 5.131. In assenza di difetti risulta una tensione nominale di flessione  $\sigma_{n2}^{senza\ difetti}$  pari a 153 MPa, che risulta essere maggiore rispetto a quella calcolata in corrispondenza del foro del bendaggio.

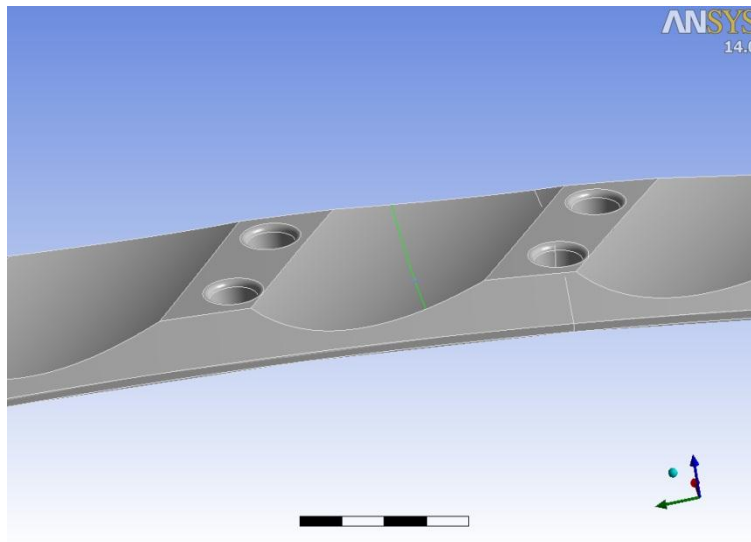


Fig. 5.131: path di tensione sul tratto di bendaggio dove verrà inserito il difetto.

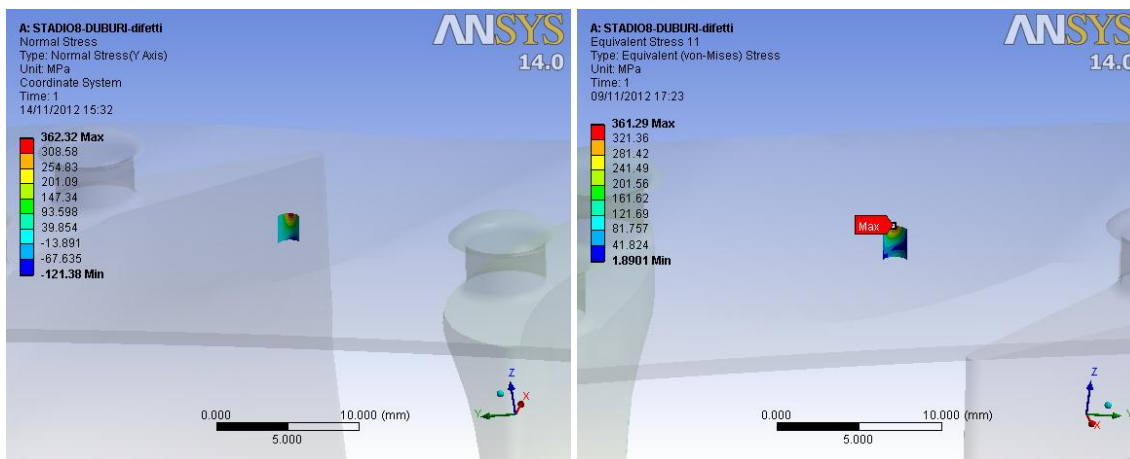


Fig. 5.132: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del difetto.

Andando ad inserire il difetto passante, a causa della riduzione della sezione resistente, la tensione nominale passa da 153 MPa ( $\sigma_{n2}^{senza\ difetti}$ ) a 161 MPa ( $\sigma_{n2}^{indotta}$ ). Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco di flessione pari 362 MPa e una di Von Mises pari a

361 MPa (figura 5.132). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $v_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_{n2}^{indotta}} = \frac{362}{161} = 2,25$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,25 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{828}} = 2,38$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{361}{2,38} = 152 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{828}{152} = 5,45$$

Per quanto riguarda il coefficiente di incremento tensionale, viene presa come tensione di riferimento quella massima calcolata, ovvero quella in assenza di difetti presente sulla fibra superiore in mezzeria, pari a 153 MPa ( $\sigma_{n2}^{senza difetti}$ ):

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{n2}^{senza difetti}} = \frac{152}{153} = 0,99$$

In questo caso il coefficiente di incremento risulta minore di 1 in quanto la tensione efficace calcolata sul difetto tiene conto del coefficiente di collaborazione a flessione (tramite la formula del parametro di resistenza di resistenza a flessione  $\delta_{st0,2}$ ; infatti si ha un fattore di intaglio sperimentale pari a:  $\frac{K_t}{\delta_{st0,2}} = \frac{2,25}{2,38} = 0,95$ ). Per valutare in maniera più corretta l'effetto di riduzione di resistenza introdotta dal difetto è più significativo ragionare direttamente con le tensioni efficaci, ipotizzando un nullo effetto d'intaglio. Tale approccio è riportato dopo le tabelle dei risultati.

### **Risultati bendaggio**

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.130) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x = 39$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.120-121-122-123) Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.120), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabella arancione, 5.121) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.122). I risultati in questione sono stati ottenuti implementando un contatto di tipo No Separation.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	39	354	380	1,07	354	1,00	828
0,5	1	39	354	402	1,14	354	1,00	828
0,5	passante	39	354	403	1,14	354	1,00	828
1	0,5	39	354	318	0,90	354	1,00	828
1	1	39	354	363	1,03	354	1,00	828
1	passante	39	354	375	1,06	354	1,00	828
1,5	0,5	39	354	267	0,75	354	1,00	828
1,5	1	39	354	356	1,01	354	1,00	828
1,5	passante	39	354	361	1,02	354	1,00	828

Tabella 5.120: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 39$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
380	382	155	2,46	0,96	2,57	148
402	404	155	2,61	0,97	2,69	149
403	404	155	2,61	0,97	2,69	150
318	316	158	2,00	0,92	2,16	147
363	369	158	2,34	0,95	2,46	148
375	375	158	2,37	0,95	2,49	151
267	269	161	1,67	0,89	1,88	142
356	357	161	2,22	0,94	2,35	151
361	362	161	2,25	0,94	2,38	152

Tabella 5.121: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

Nella prossima tabella, relativa alle tensioni efficaci calcolate sul bendaggio, viene presa come tensione di riferimento per la condizione di assenza di difettosità, la tensione nominale calcolata in corrispondenza della mezzeria del bendaggio, dove viene inserito in seguito il difetto ( $\sigma_{n2}^{senza\ difetti} = 153\ MPa$ ). Rimanendo invariata la tensione efficace in corrispondenza del foro del bendaggio, ed essendo minore della nominale calcolata in mezzeria, si considera solamente la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{n2}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	6,8	153	148	0,97	828
0,5	1	6,8	153	149	0,98	828
0,5	passante	6,8	153	150	0,98	828
1	0,5	6,8	153	147	0,96	828
1	1	6,8	153	148	0,97	828
1	passante	6,8	153	151	0,98	828
1,5	0,5	6,8	153	142	0,93	828
1,5	1	6,8	153	151	0,99	828
1,5	passante	6,8	153	152	0,99	828

 Tabella 5.122: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 39\ mm$ ). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Come già accennato, l'analisi effettuata non porta a dei risultati accettabili, in quanto viene considerato il coefficiente di collaborazione a flessione solo nello studio del difetto, e non quando si è determinata la tensione nominale in mezzzeria. Risulta più significativo l'approccio che considera direttamente le tensioni nominali della sezione resistente, assumendo piene plasticizzazione del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto sulla stessa dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.123.

D [mm]	$\sigma_{n2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{n2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	153	155	1,02
1	153	158	1,03
1,5	153	161	1,05

Tabella 5.123: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto.

### 5.6.2.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito dell'8° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

#### ► Calcolo tensione efficace del piolo in assenza di difetti

Il piolo più sollecitato dei due presenti sulla paletta risulta essere quello mostrato in figura 5.133. Il piolo in questione risulta essere sollecitato diversamente dai pioli visti finora. In questo caso il punto di massima tensione coincide con quello in cui si verifica la massima tensione nominale.

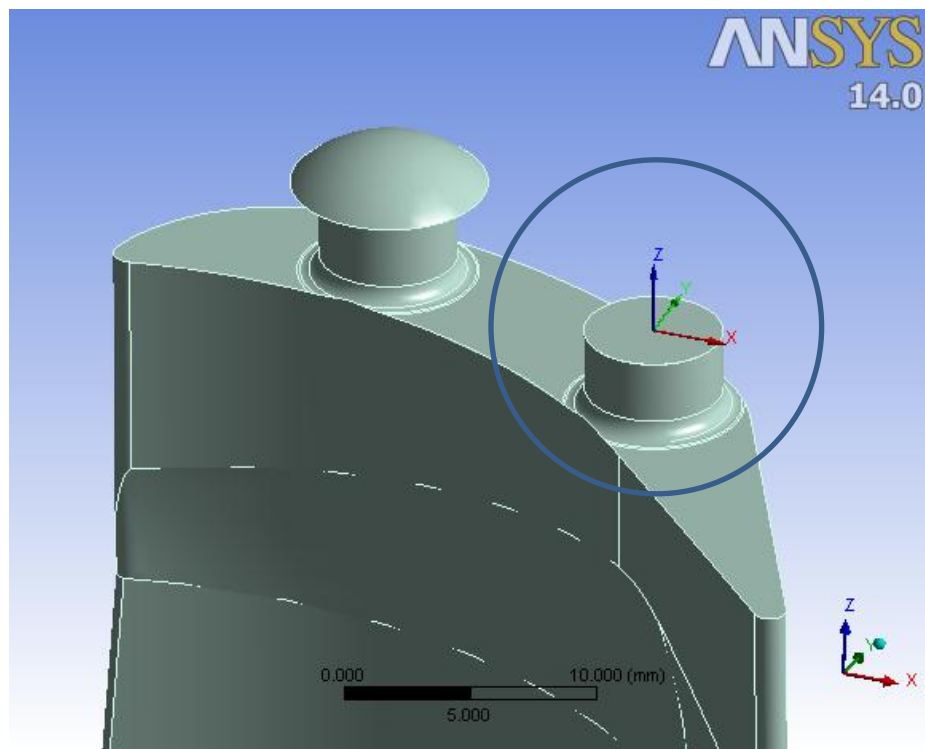


Fig. 5.133: piolo maggiormente sollecitato e sistema di riferimento locale sul gambo..

Il piolo scambia con la parte inferiore della paletta le seguenti reazioni: una forza di trazione  $F_z = 1861$  N e un momento risultante di flessione  $M_x = -2863$  N·mm (sistema di riferimento in figura 5.133). Ne risulta una tensione nominale di 253 MPa (di cui 78 derivano dallo sforzo di trazione e 175 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle coordinate  $y$  (per  $y = -2,75$  mm, essendo il diametro del gambo del piolo pari a 5,5 mm).



Come mostrato in figura 5.134 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}$  pari a 1751 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$  nello stesso punto vale 1543 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $v_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{1751}{253} = 6,92$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (6,92 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 4,64$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1543}{4,64} = 333\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}} = \frac{665}{333} = 2,00$$

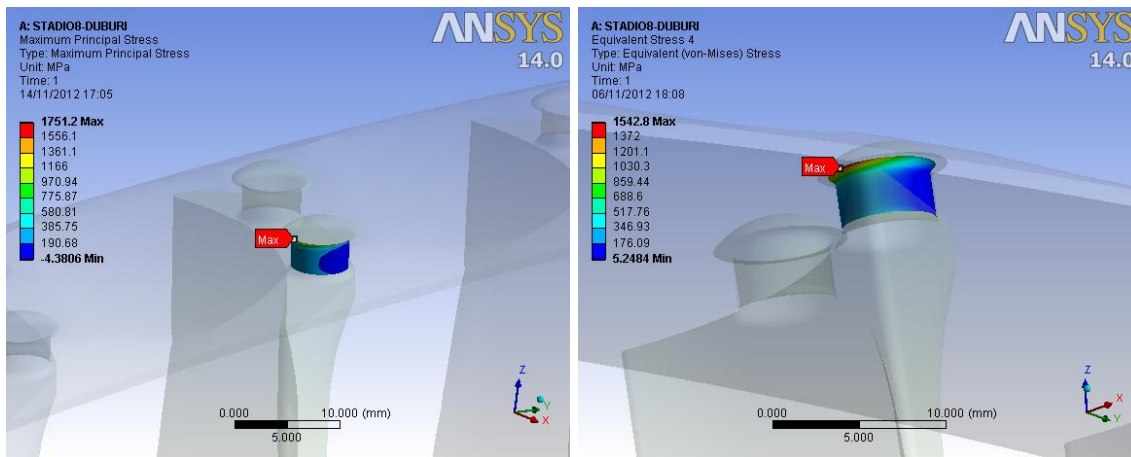


Fig. 5.134: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo (a sinistra) e tensione di Von Mises (a destra) nel medesimo punto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 2,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.135). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

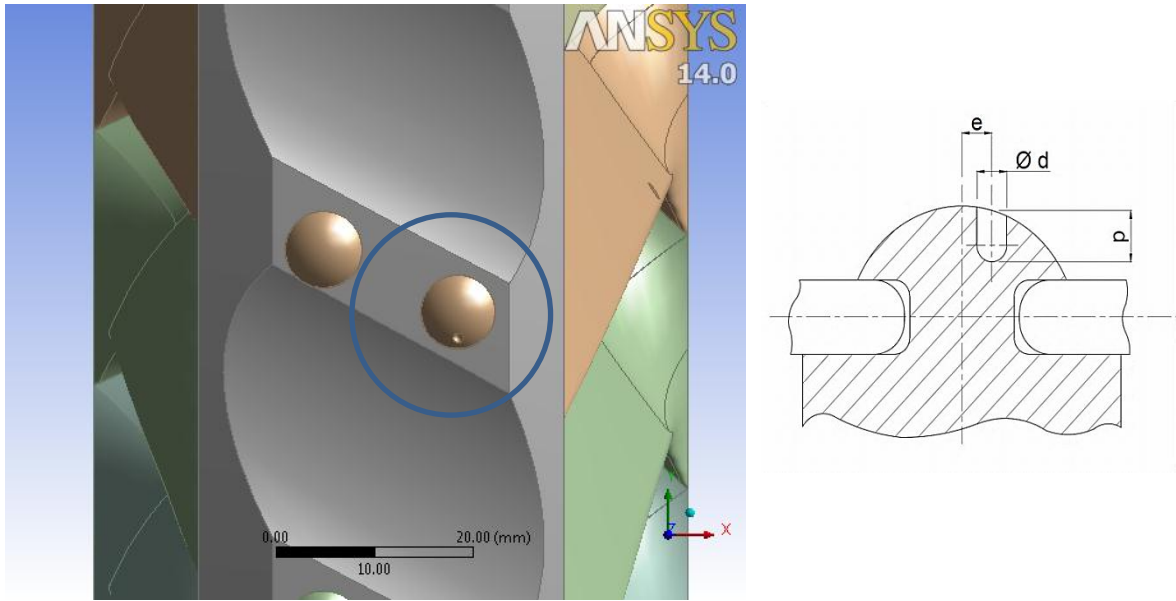


Fig. 5.135: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

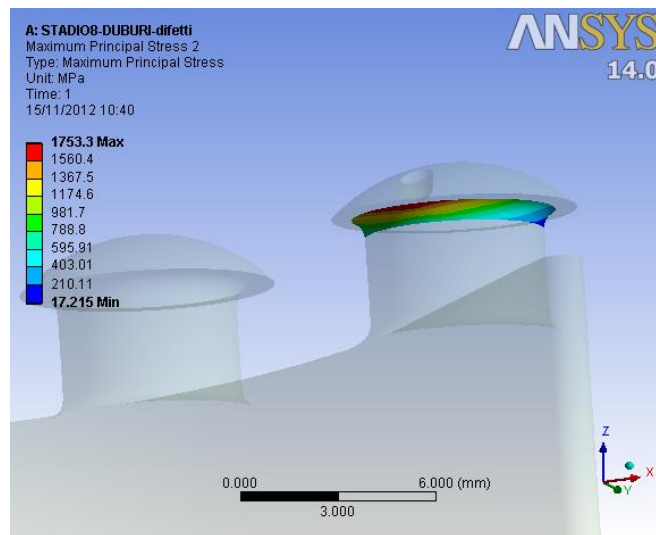


Fig. 5.136: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 1753 MPa (figura 5.136), mentre la tensione

di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$  nello stesso punto vale 1540. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{1753}{253} = 6,93$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (6,93 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 4,64$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1540}{4,64} = 332 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza difetti}} = \frac{332}{333} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 1395 MPa (figura 5.138). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.137, pari a 455 MPa):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{1395}{455} = 3,07$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,07 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 2,27$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1395}{2,27} = 615 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{665}{615} = 1,08$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{665}{455} = 1,44$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 44 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta di poco inferiore della tensione di snervamento del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 1,08).

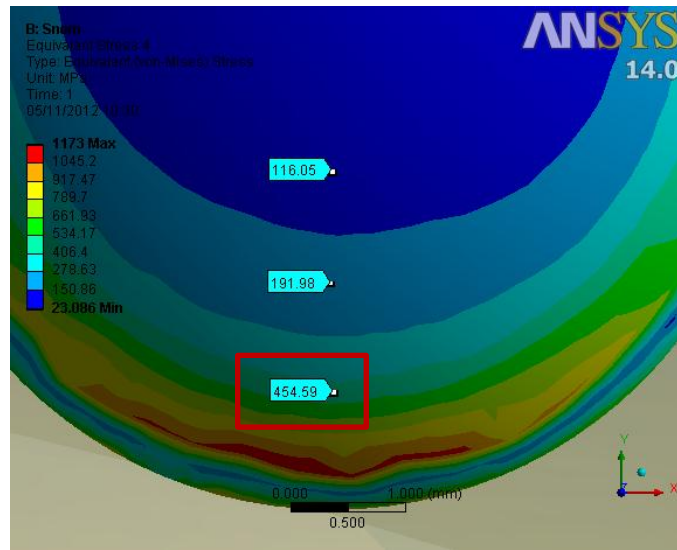


Fig. 5.137: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità del difetto stesso.

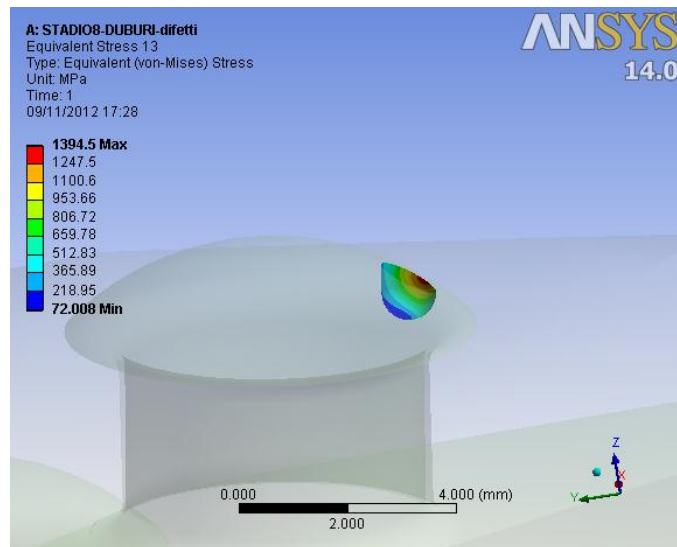


Fig. 5.138: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.135) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurre, 5.124), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.125-126) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.127).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	1543	252	1543	665
0,5	0,2	0,8	1543	265	1542	665
0,5	1	0,2	1543	213	1543	665
0,5	1	0,8	1543	271	1542	665
1,5	0,2	0,2	1543	416	1542	665
1,5	0,2	0,8	1543	444	1544	665
1,5	1	0,2	1543	347	1543	665
1,5	1	0,8	1543	489	1544	665
2,5	0,2	0,2	1543	958	1542	665
2,5	0,2	0,8	1543	1034	1544	665
2,5	1	0,2	1543	731	1541	665
2,5	1	0,8	1543	1395	1543	665

Tabella 5.124: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
1543	1751	253	6,92	1,49	4,64	333
1542	1752	253	6,92	1,49	4,64	332
1543	1753	253	6,93	1,49	4,64	332
1542	1757	253	6,94	1,49	4,65	331
1542	1757	253	6,94	1,49	4,65	331
1544	1750	253	6,92	1,49	4,64	333
1543	1758	253	6,95	1,49	4,66	331
1544	1755	253	6,94	1,49	4,65	332
1542	1757	253	6,94	1,49	4,65	331
1544	1754	253	6,93	1,49	4,65	332
1541	1750	253	6,92	1,49	4,64	332
1543	1753	253	6,93	1,49	4,64	332

Tabella 5.125: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ .

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
252	116	2,17	1,26	1,72	146
265	116	2,28	1,28	1,79	148
213	116	1,84	1,21	1,51	141
271	116	2,34	1,28	1,82	149
416	191	2,18	1,26	1,72	241
444	191	2,32	1,28	1,81	245
347	191	1,82	1,21	1,50	231
489	191	2,56	1,31	1,96	250
958	455	2,11	1,25	1,68	570
1034	455	2,27	1,28	1,78	580
731	455	1,61	1,17	1,37	532
1395	455	3,07	1,35	2,27	615

Tabella 5.126: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella tabella di valutazione finale (tabella 5.127), sono riportati i valori delle tensioni del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso viene riportata la tensione efficace calcolata in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che la tensione efficace calcolata in corrispondenza della sottotesta del piolo resti invariata, si riporta la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nelle tabelle il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima quelle sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto la seguente relazione, simile alla (5.13):

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max(\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto})} \quad (5.16)$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	333	116	146	0,44	665
0,5	0,2	0,8	333	116	148	0,45	665
0,5	1	0,2	333	116	141	0,42	665
0,5	1	0,8	333	116	149	0,45	665
1,5	0,2	0,2	333	191	241	0,73	665
1,5	0,2	0,8	333	191	245	0,74	665
1,5	1	0,2	333	191	231	0,69	665
1,5	1	0,8	333	191	250	0,75	665
2,5	0,2	0,2	333	455	570	1,25	665
2,5	0,2	0,8	333	455	580	1,28	665
2,5	1	0,2	333	455	532	1,17	665
2,5	1	0,8	333	455	615	1,35	665

Tabella 5.127: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. In tabella 5.28, sono riportate le riduzioni di aree del piolo del 2° stadio della macchina n° 1, che risulta essere identico al piolo presente in questo stadio. Pertanto si faccia riferimento alla tabella sopra citata.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio  $R$  di 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo (figura 5.139). La procedura di calcolo è descritta in dettaglio nel paragrafo 5.5.1.2), relativo al piolo del 2° stadio della macchina n°1.

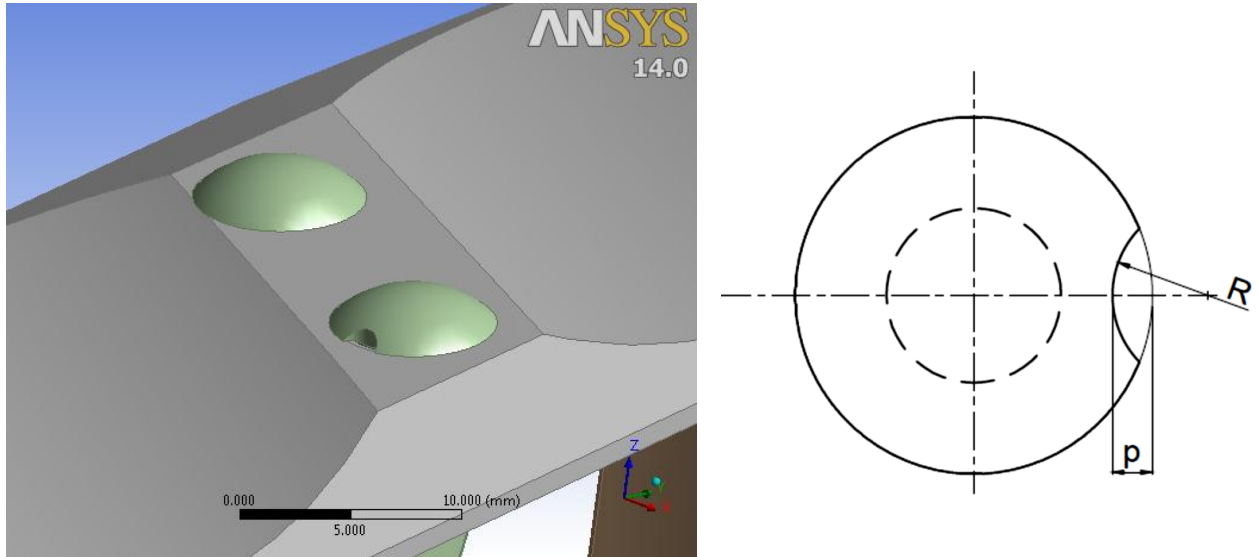


Fig. 5.139: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 2251 MPa (figura 5.140), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$  nel medesimo punto vale 2046 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{2251}{253} = 8,90$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (891 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 5,85$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{con\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{2046}{5,85} = 349 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}} = \frac{665}{349} = 1,91$$



$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza difetti}} = \frac{349}{333} = 1,05$$

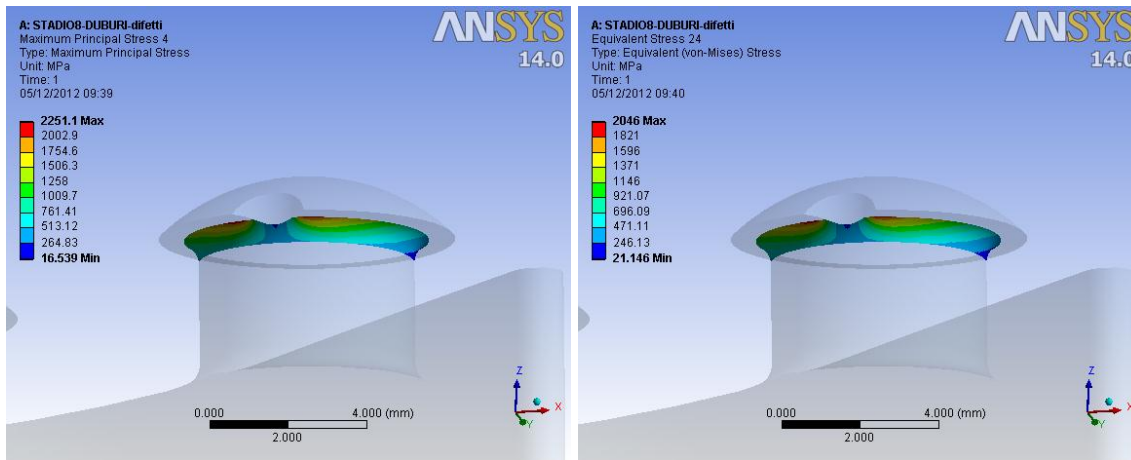


Fig. 5.140: tensione principale di picco lineare elastica (a sinistra) e di Von Mises (a destra) presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto della 2° Tipologia.

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.139) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.128), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.129) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.130).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,4	1553	1689	1,09	665
1	0,4	1553	1788	1,15	665
0,5	0,8	1553	1990	1,28	665
1	0,8	1553	2046	1,32	665

Tabella 5.128: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
1689	1895	253	7,49	1,50	4,99	339
1788	1993	253	7,88	1,51	5,23	342
1990	2190	253	8,66	1,52	5,71	349
2046	2251	253	8,90	1,52	5,85	349

Tabella 5.129: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,4	333	339	1,02	665
1	0,4	333	342	1,03	665
0,5	0,8	333	349	1,05	665
1	0,8	333	349	1,05	665

Tabella 5.130: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 6,6 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 7,2 mm, figura 5.141). Si prevede che il difetto in questione provochi una variazione della tensione nominale sul gambo del piolo e della relativa tensione efficace. Al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$ , inferiore rispetto alla configurazione integra.

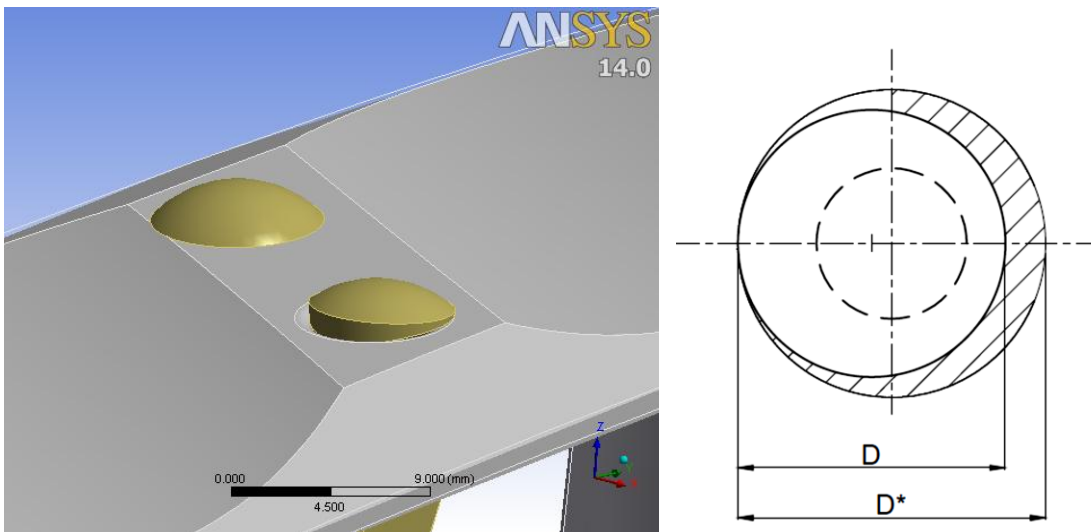


Fig. 5.141: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

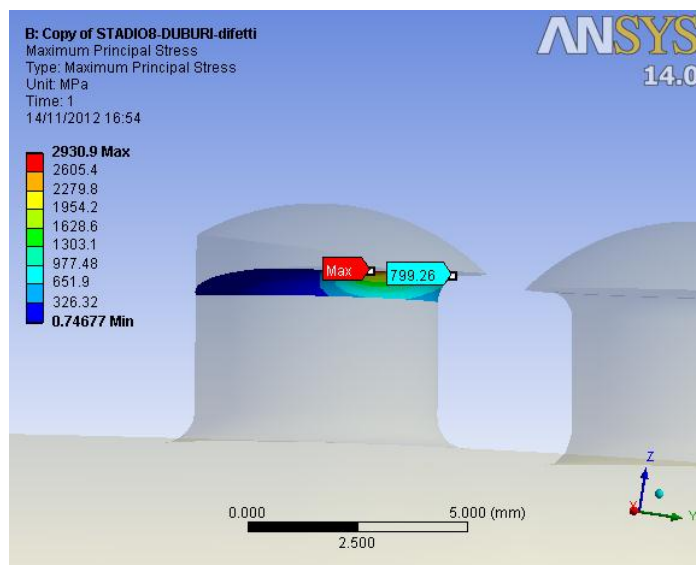


Fig. 5.142: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 1689$  N,  $M_x = -3049$ . Ne risulta una tensione di trazione di 71 MPa e una tensione di flessione di 187 MPa. La tensione nominale  $\sigma_n$  in presenza del difetto di erosione è pari a 258 MPa.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 799 MPa (figura 5.142, è mostrata la tensione di 799 MPa in corrispondenza dalla tensione nominale massima). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n2}} = \frac{799}{258} = 3,10$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,10 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 2,29$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,35 \cdot 258 = 349 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}} = \frac{665}{349} = 1,91$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza difetti}} = \frac{349}{333} = 1,05$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un lieve incremento dello stato di tensione sul gambo.

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.141) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.131), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabella arancione, 5.132) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.133). Solo l'ultimo difetto incrementa lo stato di tensione sul gambo del piolo.

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
7,2	1553	2766	1,78	665
6,9	1553	2703	1,74	665
6,7	1553	2712	1,75	665

Tabella 5.131: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
147	128	1,15	1,05	1,09	135
444	179	2,48	1,30	1,91	232
799	258	3,10	1,35	2,29	349

Tabella 5.132: parametri calcolati per trovare la tensione efficace massima sulla sottotesta del piolo.

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
7,2	333	135	0,41	665
6,9	333	232	0,70	665
6,6	333	349	1,05	665

Tabella 5.133: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4° Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.134 (nel caso di contatti No Separation).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
7,2	253	128	0,51
6,9	253	179	0,71
6,6	253	258	1,02

Tabella 5.134: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).

### 5.6.2.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta dell'8° stadio della macchina n° 2. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.143 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 381 MPa.

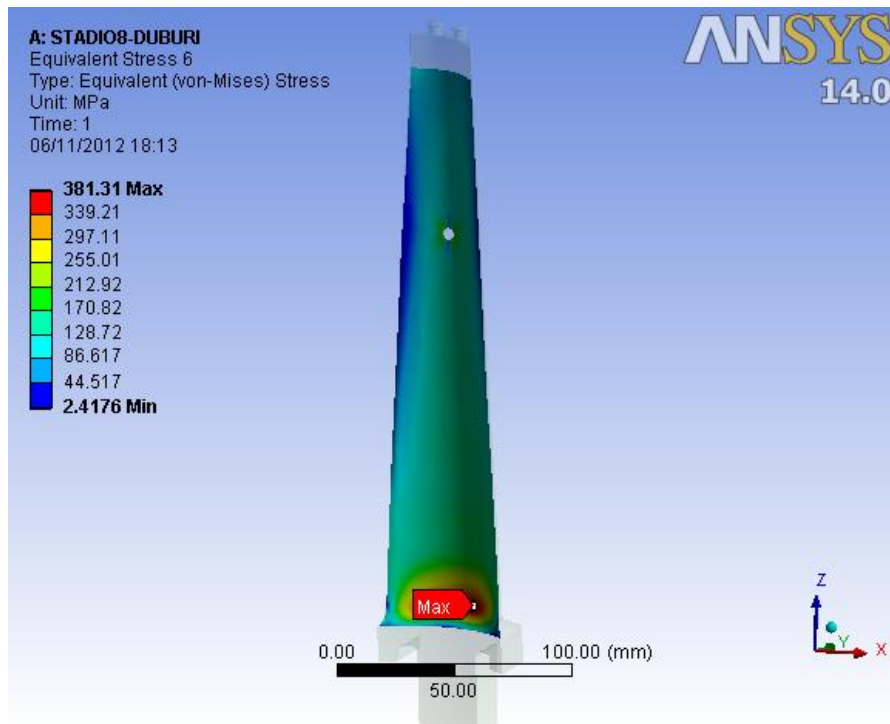


Fig. 5.143: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta dell'8° stadio.

Essendo presente un lieve effetto d'intaglio a base paletta (raggio di raccordo di 12 mm), si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata. Il *coefficiente di sicurezza statico*  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}} = \frac{665}{381} = 1,75$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.

**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 2 mm e posto ad un'altezza di 30 mm rispetto alla base della pala. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.144: la tensione a base paletta rimane invariata (381 MPa), mentre il difetto porta con sé una tensione di Von Mises di 466 MPa (la tensione di picco vale invece 472 MPa).

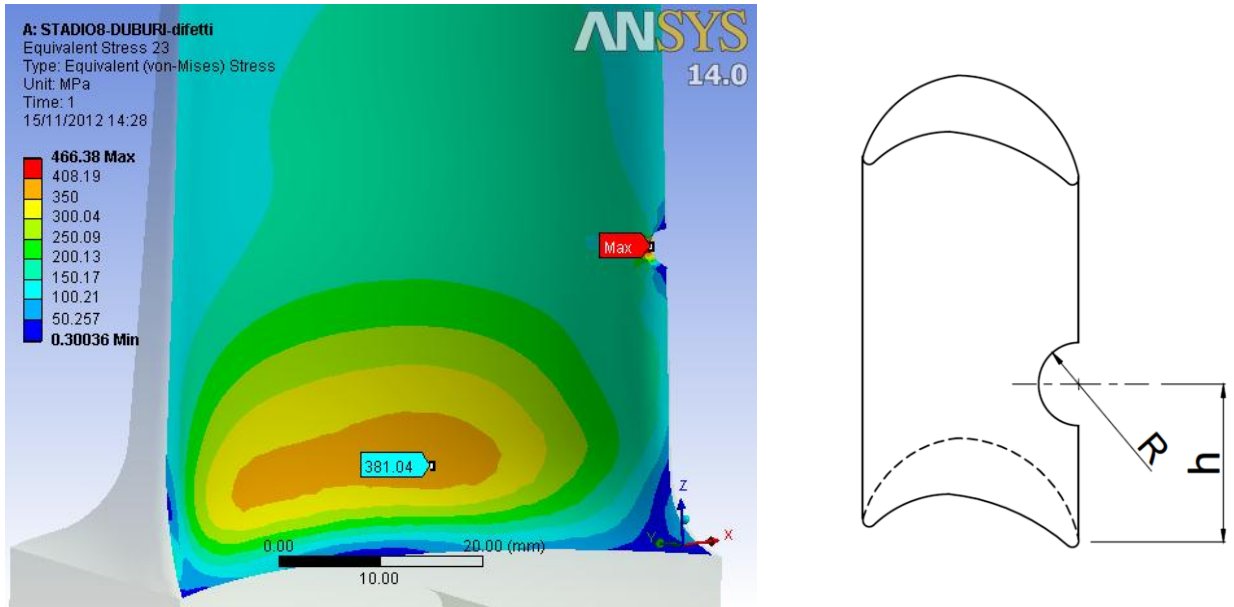


Fig. 5.144: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

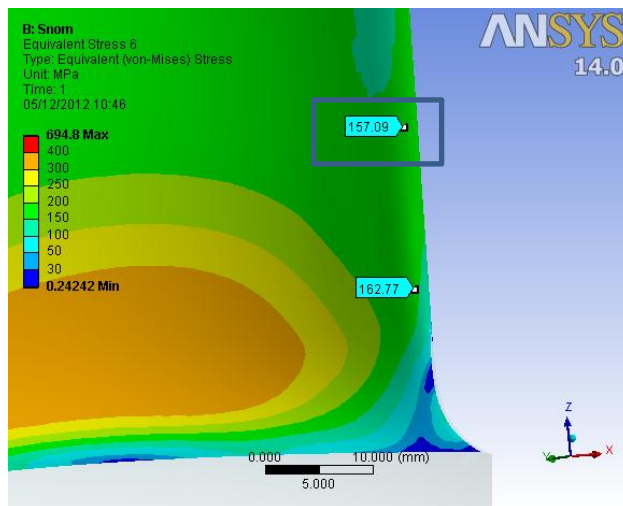


Fig. 5.145: tensioni nominali in assenza di difetti, per i difetti della prima tipologia.

In questo caso, essendo le tensioni lineari elastiche in corrispondenza del difetto maggiori di quelle a base paletta, è opportuno valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso. Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si



considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$  (pari a 157 MPa per il difetto in questione), la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.145):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{472}{157} = 3,01$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di trazione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,01 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 2,23$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{466}{2,23} = 209 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{665}{209} = 3,18$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza difetti}} = \frac{209}{381} = 0,55$$

Vengono riportati in tabella 5.135 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni del difetti. In tabella 5.136 vengono riportati i parametri calcolati per determinare le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti. La tabella 5.135 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti è riproposta in tabella 5.137. In questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

<b>R</b> [mm]	<b>h</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
1	15	381	316	381	1,00	665
2	15	381	374	381	1,00	665
1	30	381	404	381	1,06	665
2	30	381	466	381	1,22	665

Tabella 5.135: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
316	324	163	1,99	1,24	1,61	197
374	364	163	2,23	1,27	1,76	213
404	424	157	2,70	1,32	2,05	198
466	472	157	3,01	1,35	2,23	209

Tabella 5.136: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto della paletta.

<b>R</b> [mm]	<b>h</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
1	15	381	197	381	1,00	665
2	15	381	213	381	1,00	665
1	30	381	198	381	1,00	665
2	30	381	209	381	1,00	665

Tabella 5.137: tabella 5.49 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pala pari a 2 mm e ad un'altezza di 30 mm dalla base della pala. La tensione a base paletta rimane pressoché invariata (380 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 689 MPa (figura 5.146, la tensione principale vale invece 707 MPa).

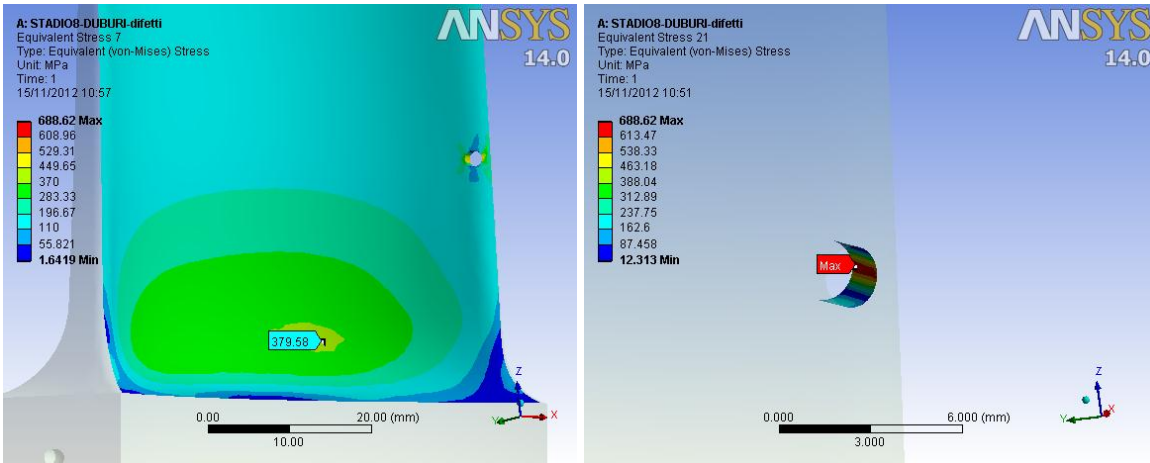


Fig. 5.146: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

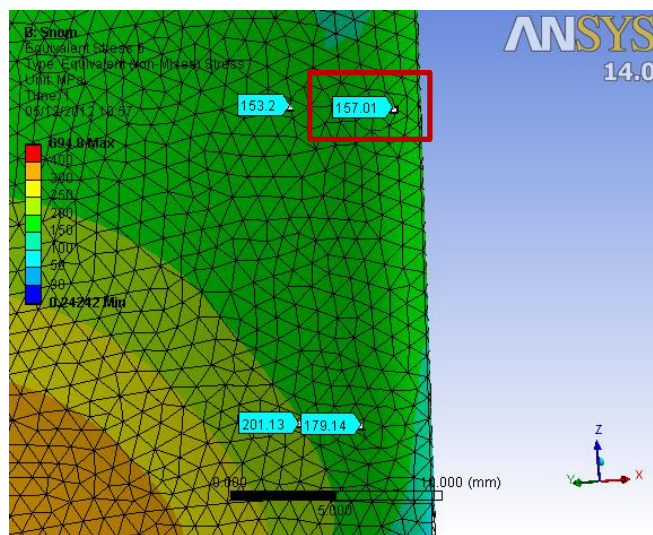


Fig. 5.147: tensione nominali in assenza di difetti, per i difetti che verranno inseriti in seguito (2° tipologia di difetti).

Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$  (pari a 157 MPa per il difetto in questione), la

tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.147):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{707}{157} = 4,50$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di trazione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (4,50 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 3,15$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{688}{3,15} = 219 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{665}{219} = 3,05$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza difetti}} = \frac{219}{381} = 0,57$$

Con questa valutazione il difetto sembra non avere alcuna influenza sulla resistenza statica della paletta, anche se bisogna tener conto della riduzione di area resistente provocata.

Vengono riportati in tabella 5.138 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni del difetti. In tabella 5.139 vengono riportati i parametri calcolati per determinare le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti. La tabella 5.138 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti è riportata in tabella 5.139.

h [mm]	e [mm]	D [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
15	2	0,5	passante	381	419	381	1,10	665
	2	2	passante	381	536	381	1,41	665
	5	0,5	passante	381	455	381	1,19	665
	5	2	passante	381	503	381	1,32	665
30	2	0,5	passante	381	478	381	1,25	665
	2	2	passante	381	689	381	1,81	665
	5	0,5	passante	381	468	381	1,23	665
	5	2	passante	381	508	380	1,33	665

Tabella 5.138: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
419	447	179	2,50	1,30	1,92	218
536	546	179	3,05	1,35	2,26	237
455	491	201	2,44	1,29	1,89	241
503	506	201	2,52	1,30	1,93	260
478	512	157	3,26	1,36	2,39	200
689	707	157	4,50	1,43	3,15	219
468	506	153	3,31	1,37	2,42	194
508	531	153	3,47	1,38	2,52	202

Tabella 5.139: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto della paletta.

h [mm]	e [mm]	D [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
15	1,5	0,5	passante	381	218	381	1,00	665
	1,5	2	passante	381	237	381	1,00	665
	3	0,5	passante	381	241	381	1,00	665
	3	2	passante	381	260	381	1,00	665
30	1,5	0,5	passante	381	200	381	1,00	665
	1,5	2	passante	381	219	381	1,00	665
	3	0,5	passante	381	194	381	1,00	665
	3	2	passante	381	202	381	1,00	665

Tabella 5.140: tabella 5.49 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per la paletta del 2° stadio della prima macchina, si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. La riduzione in questo caso dipende dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una geometria svergolata. In figura 5.148 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra) nel caso di  $h=30\text{mm}$ . In tabella 5.141 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.142 le riduzioni indotte dal 2° difetto ( $C_A$  dalla (5.14)). Anche in questo caso si ha nulla influenza sulla riduzione di sezione resistente.

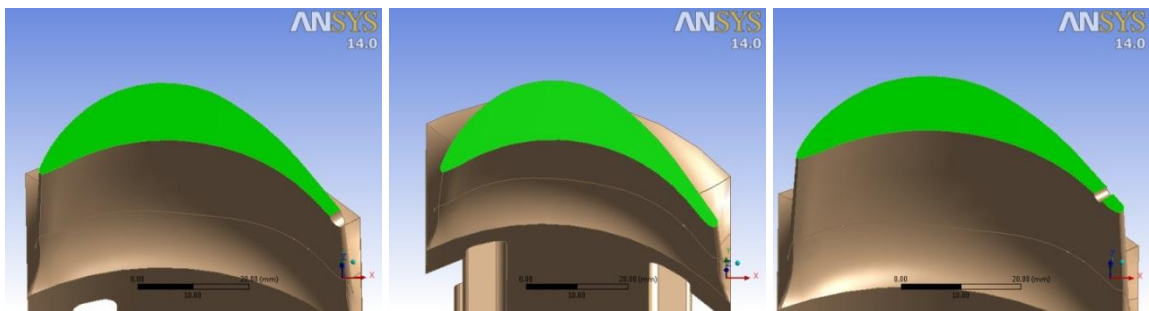


Fig. 5.148: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro,  $R=2\text{mm}$ ) e della 2° tipologia (a destra, foro cieco) rispetto la condizione integra.

R [mm]	h [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	15	525,45	523,63	1,00
2	15	525,45	521,01	1,01
1	30	485,26	482,70	1,01
2	30	485,26	481,74	1,01

Tabella 5.141: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tip.).

h [mm]	e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
15	2	0,5	passante	525,45	523,85	1,00
		2	passante	525,45	520,06	1,01
	5	0,5	passante	525,45	523,65	1,00
		2	passante	525,45	519,55	1,01
30	2	0,5	passante	485,26	483,91	1,00
		2	passante	485,26	480,65	1,01
	5	0,5	passante	485,26	482,20	1,01
		2	passante	485,26	478,41	1,01

Tabella 5.142: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

#### 5.6.2.4 Ferracuum (fianco paletta)

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al fianco della paletta dell'8° stadio della macchina n° 2. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

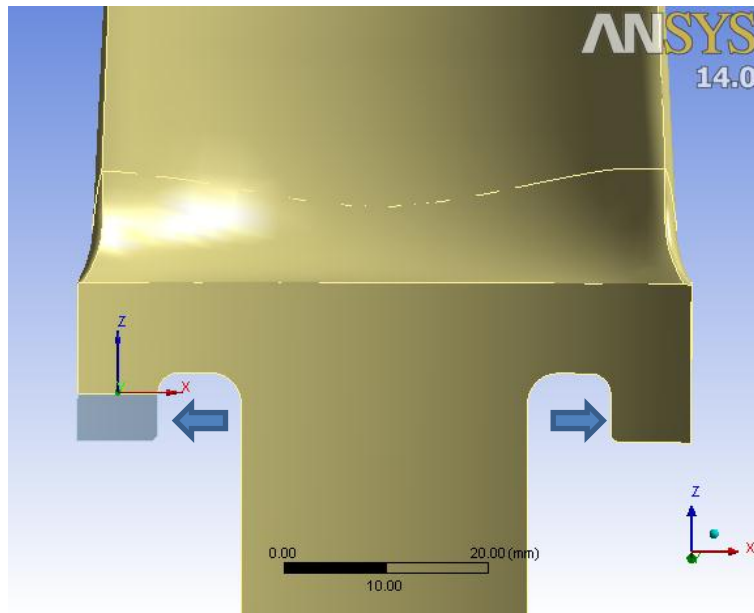


Figura 5.149: azioni del disco sui fianchi e sistema di riferimento locale.

#### Calcolo resistenza statica in assenza di difetti

Il ferracuum risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione e a taglio, a causa dell'azione di apertura dei due lembi della cava del disco (freccie in blu in figura 5.149). In base al sistema mostrato in figura 5.149, il fianco risulta sollecitato dai seguenti parametri di sollecitazione:  $F_x = -13000$  N e  $M_y = 23982$  N·mm. La sezione resistente in esame risulta avere un'area  $A$  e un modulo di resistenza a flessione  $W_f$  pari rispettivamente a  $203$  mm<sup>2</sup> e  $267$  mm<sup>3</sup> (approssimando l'area ad un geometria rettangolare). Si può calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  e di taglio media  $\tau$  (valutata poi con la tensione ideale di Von Mises) con le seguenti formule:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W_f} = \frac{23982}{267} = 90 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{13000}{203} = 64 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{id,VM,\tau} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 64 = 111 \text{ MPa}$$

L'azione del taglio pertanto risulta essere preponderante rispetto a quella di flessione. Tuttavia per valutare l'effetto di concentrazione di tensione in corrispondenza del raccordo

presente nel fianco della paletta, verrà presa in considerazione la tensione principale in corrispondenza del raccordo stesso. La tensione nominale di riferimento è quella di flessione.

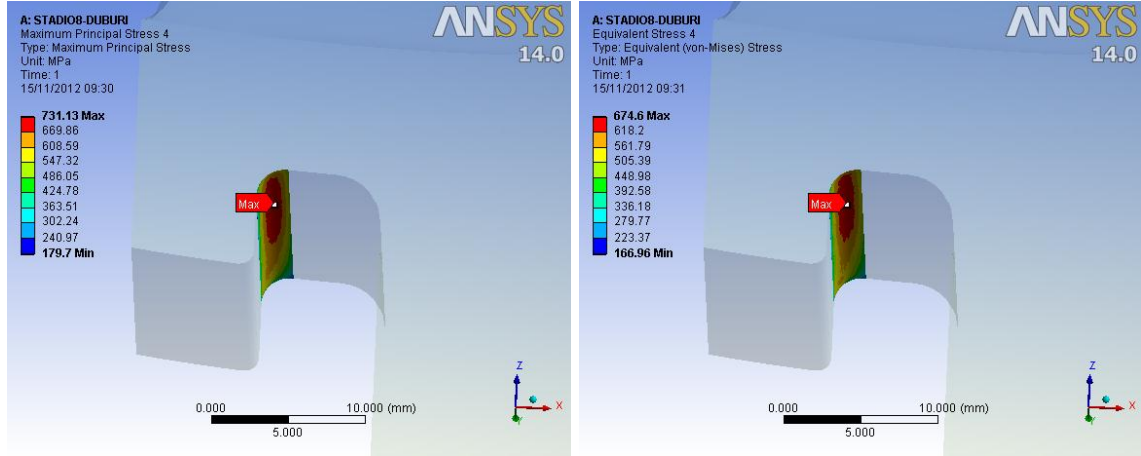


Fig. 5.150: tensione principale e di Von Mises in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco della paletta.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del raccordo del fianco  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  pari a 731 MPa (figura 5.150), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 675 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  a flessione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\sigma_f} = \frac{731}{90} = 8,12$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 8,12 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 7,87$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{675}{7,87} = 86\ MPa$$

La tensione che risulta comandare la resistenza statica del componente è quella di taglio, valutata attraverso la tensione di Von Mises:

$$\nu_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{665}{111} = 5,9$$



**Calcolo resistenza statica in presenza di difetti**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto presente sul fianco della paletta (d = 2mm; p = 2 mm e H = 8 mm).

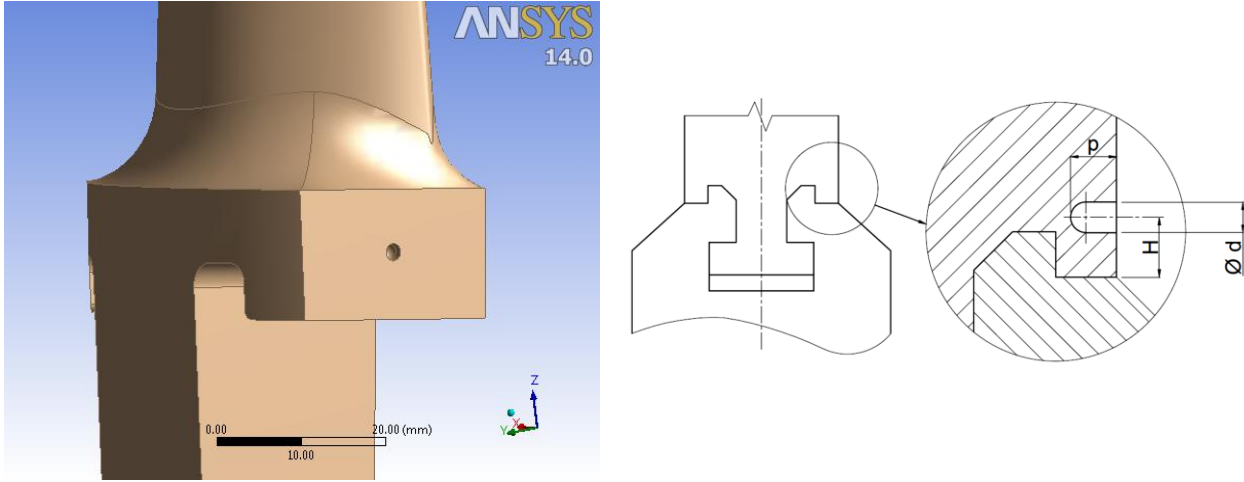


Fig. 5.151: modello 3D del fianco della paletta e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Supponendo che la tensione nominale di flessione rimanga invariata, dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$  pari a 731 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$  è pari a 676 MPa (figura 5.152). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_f} = \frac{731}{90} = 8,12$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 8,12 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{665}} = 7,87$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{676}{7,87} = 86 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{86}{111} = 0,77$$

Di fatto la tensione efficace in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco in presenza di difetti rimane invariata. È ancora la tensione di taglio, supposta costante con l'introduzione del difetto, a prevalere su quella efficace di flessione.

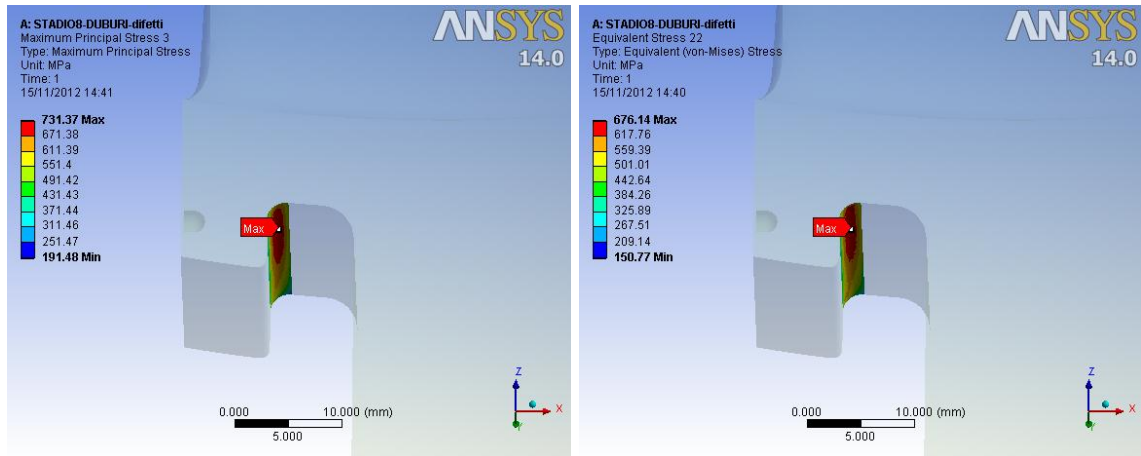


Fig. 5.152: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del raccordo sul fianco della paletta.

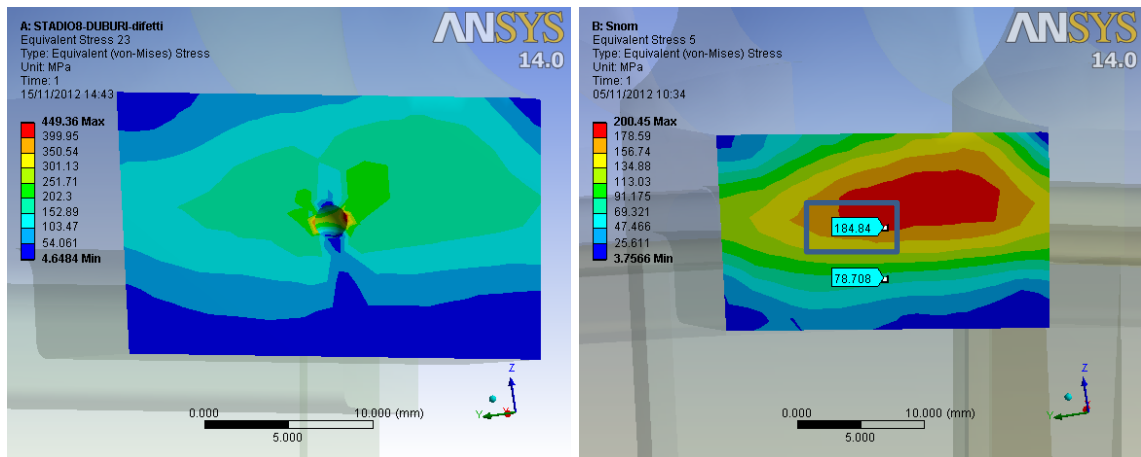


Fig. 5.153: tensione di Von Mises in corrispondenza del difetto (a sinistra) e tensione di Von Mises quando il difetto non c'era nella medesima posizione (a destra).

Per quanto riguarda invece il difetto, si ha in corrispondenza di esso una tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  pari a 449 MPa. Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.33):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{449}{185} = 2,43$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di flessione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,43 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{590}} = 2,62$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{449}{2,66} = 171 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{665}{171} = 5,36$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{171}{111} = 1,54$$

In questo caso la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto risulta essere superiore rispetto a quella di taglio di Von Mises. Si riportano ora risultati ottenuti: la tabella 5.143 è relativa alle tensioni elastiche ottenute dalle analisi, le tabelle 5.144-145 riportano i parametri per calcolare le tensioni efficaci rispettivamente sul raccordo del fianco e sul difetto e infine, in tabella 5.146 sono riportati i risultati considerando le tensioni efficaci.

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1	1	111	189	1,70	676	6,09	665
4	1	2	111	204	1,84	674	6,07	665
4	2	1	111	173	1,56	675	6,08	665
4	2	2	111	202	1,82	675	6,08	665
8	1	1	111	448	4,04	677	6,10	665
8	1	2	111	487	4,39	676	6,09	665
8	2	1	111	373	3,36	677	6,10	665
8	2	2	111	449	4,05	676	6,09	665

Tabella 5.143: tensioni lineari elastiche sul fianco paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]
676	732	90	8,13	1,03	7,88	86
674	726	90	8,07	1,03	7,82	86
675	730	90	8,11	1,03	7,86	86
675	731	90	8,12	1,03	7,87	86
677	730	90	8,11	1,03	7,86	86
676	731	90	8,12	1,03	7,87	86
677	730	90	8,11	1,03	7,86	86
676	731	90	8,12	1,03	7,87	86

Tabella 5.144: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
189	79	2,39	0,92	2,59	73
204	79	2,58	0,93	2,77	74
173	79	2,19	0,91	2,40	72
202	79	2,56	0,93	2,74	74
448	185	2,42	0,92	2,62	171
487	185	2,63	0,94	2,81	173
373	185	2,02	0,90	2,24	166
449	185	2,43	0,93	2,62	171

Tabella 5.145: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto  $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ .

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma d}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1	1	111	73	0,66	86	0,77	665
4	1	2	111	74	0,66	86	0,78	665
4	2	1	111	72	0,65	86	0,77	665
4	2	2	111	74	0,66	86	0,77	665
8	1	1	111	171	1,54	86	0,78	665
8	1	2	111	173	1,56	86	0,77	665
8	2	1	111	166	1,50	86	0,78	665
8	2	2	111	171	1,54	86	0,77	665

Tabella 5.146: tensioni efficaci sul fianco della paletta, al variare delle dimensioni del difetto. I coefficienti di incremento prendono come riferimento quella di taglio (Von Mises).

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente del fianco a causa di difetti**

Analogamente a quanto visto per il fianco della pala del 9° stadio della macchina n° 1 (paragrafo 5.5.2.4), si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. In figura 5.154 è il fianco della paletta senza difetti (a sinistra) e con difetto (a destra). In tabella 5.147 sono riportate le riduzioni di area con il difetto modellato ( $C_A$  definito dalla (5.14)). Il difetto è stato posizionato ad un'altezza (quota V2 in figura 5.155) pari a 4,7 mm. Si può assumere che le riduzioni riportate in tabella 5.58 sono valide per un'altezza di posizionamento del difetto (quota V2 in figura 5.155) minore di circa 6,7 mm. Altezze superiori non causano riduzioni significative della area resistente del fianco.

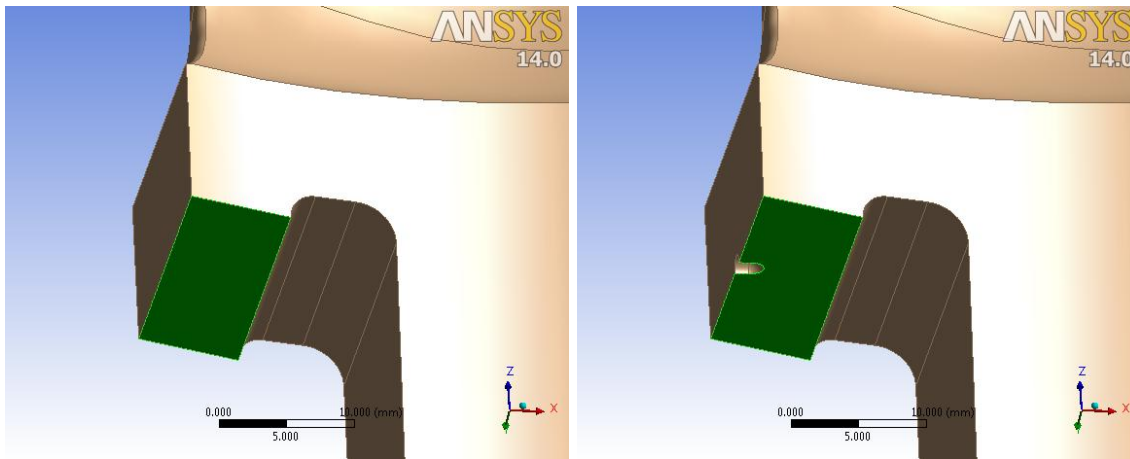


Fig. 5.154: riduzione di area resistente causata dal difetto (a destra,  $d=p=1\text{ mm}$ ) rispetto la condizione integra (a sinistra).

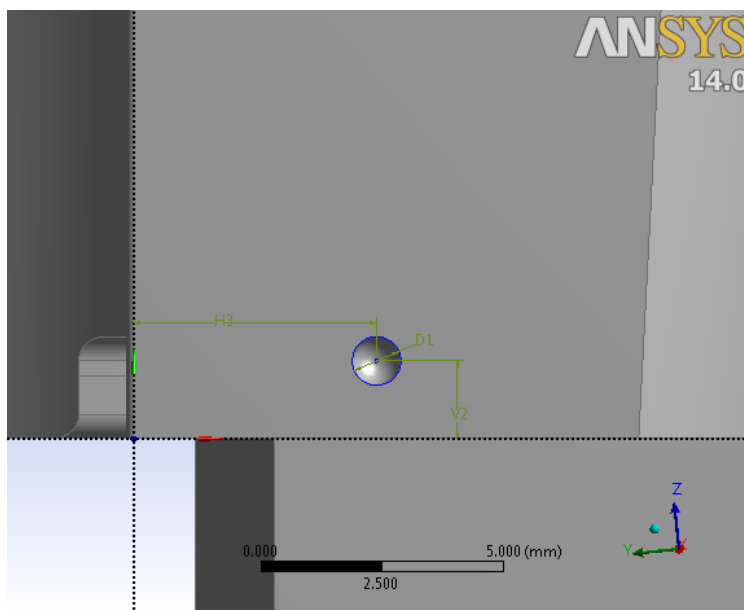


Fig. 5.155: altezza di posizionamento del difetto (quota V2).

<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	<b><math>A_{senza\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>A_{con\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>C_A</math></b>
1	1	203,02	202,13	1,00
1	2	203,02	201,13	1,01
2	1	203,02	201,25	1,01
2	2	203,02	199,45	1,02

Tabella 5.147: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.

### 5.6.2.5 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore. In questo caso ci sono due piedi da verificare, in quanto la pala presenta un doppio piede palare di accoppiamento con la pala.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_z$ , figura 5.156) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.156), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.156 (superfici verdi). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo. La procedura di calcolo segue fedelmente quella relativa al disco del 2° stadio della macchina n° 1 (paragrafo 5.5.1.4).

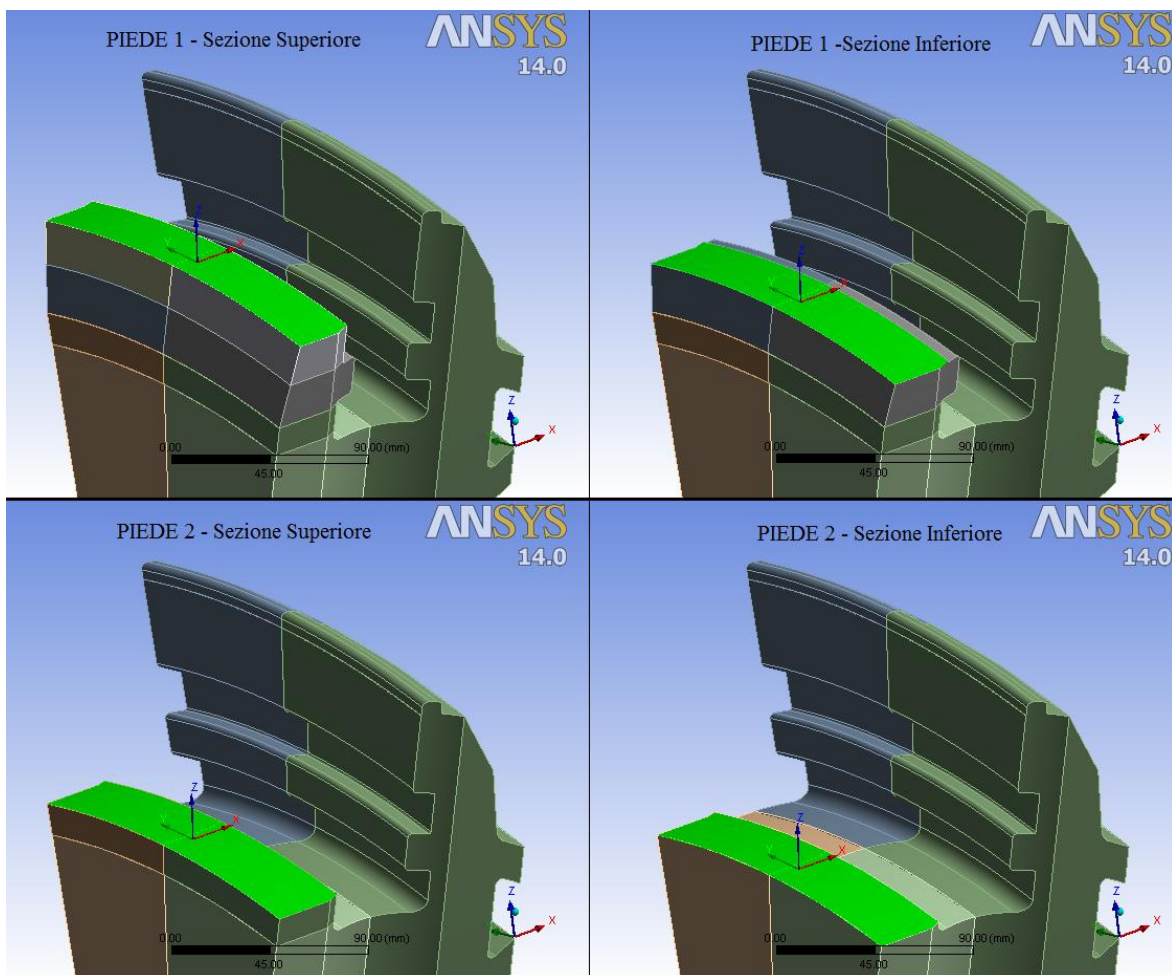


Fig. 5.156: sezioni resistenti, superiore a sinistra e inferiore a destra, per i due piedi. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_z$  e  $M_y$ .

**Disco in assenza di erosione**

Viene ora considerata il disco integro (offset nullo). Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore del primo piede della cava del disco.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore del primo piede della cava, risulta  $F_z = 630000$  N e  $M_y = 2820000$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $5524$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $27374$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $\sigma_t$  e di flessione  $\sigma_f$  pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.1.4):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{630000}{5524} = 114 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{2820000}{27374} = 103 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{103}{1,5} = 69 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 114 + 69 = 183 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{570}{183} = 3,11$$

pertanto la sezione superiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a  $70$  MPa e una tensione di flessione di  $245$  MPa. Ciò mostra il trattenimento dei dentini del disco (che si accoppiano con il fianco della paletta), con conseguente di diminuzione dell'effetto flessionale del disco.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_z = 704000$  N e  $M_y = 175000$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $5920$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $32755$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $\sigma_t$  e di flessione  $\sigma_f$  pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{704000}{5920} = 119 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{175000}{32755} = 5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{5}{1,5} = 3 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{feff} = 119 + 3 = 122 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{570}{122} = 4,67$$

pertanto anche la sezione inferiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 82 MPa e una tensione di flessione di 245 MPa. Anche qua si nota la diminuzione dell'effetto flessionale del disco causato dalla presenza dei dentini.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco per i due piedi della cava del disco. Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

- **Piede 1**

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	114	103	69	183	\	570
0,5	117	105	70	187	1,02	570
1	118	106	71	189	1,03	570

Tabella 5.148: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	114	103	69	183	\	570
0,5	117	105	70	187	1,02	570
1	118	106	71	189	1,03	570

Tabella 5.149: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- **Piede 2**

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{\text{feff}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{nom}}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	199	187	125	324	\	570
0,5	202	188	125	327	1,01	570
1	204	189	126	330	1,02	570

Tabella 5.150: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{\text{feff}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{nom}}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	213	180	120	333	\	570
0,5	216	179	119	335	1,01	570
1	217	180	120	337	1,01	570

Tabella 5.151: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

## 5.7 Turbina a vapore n° 3

Della seconda macchina verranno analizzati due stadi, il 1° ad alta pressione e l'ultimo a bassa pressione (7° stadio).

### 5.7.1 1° Stadio

Il 1° stadio della seconda macchina analizzata lavora a 398 °C e risulta essere costituito da 97 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 987,3 rad/s. In figura 5.157 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello "meshato" (mesh di tetraedri).

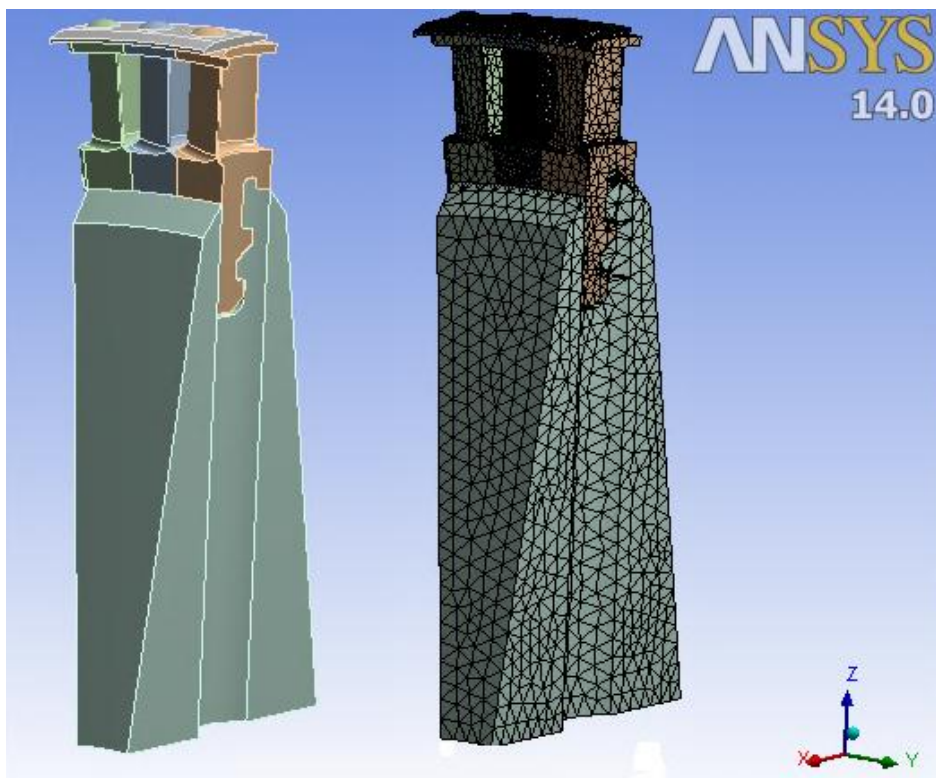


Fig. 5.157: modello geometrico e mesh del 1° stadio della macchina n° 3.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.152):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Resistenza al creep $R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]
Bendaggio	X12CrNiWTi1327	356	330	7920	167000
Palette	X12CrNiWTi1327	356	330	7920	167000
Disco	28NiCrMo 44	310	200	7850	183000

Tabella 5.152: caratteristiche dei materiali dei componenti del 1° stadio.

Rispetto agli altri stadi studiati finora, le palette presentano un bendaggio integrato poso sulla sommità del profilo palare. Tale bendaggio aggiuntivo ha lo scopo di irrigidire ulteriormente l'assieme. Il bendaggio tradizionale verrà accoppiato regolarmente come negli altri casi tramite ribaditura dei pioli, e si troverà infine accostato a quello integrato alla paletta (figura 5.159). Per evitare compenetrazioni tra i bendaggi integrati delle palette si è implementato un contatto lineare di tipo No Separation, in modo da permettere lo scorrimento tra le superfici, anche se quest'ultime risultano vincolate a restare parallele fra loro (figura 5.158).

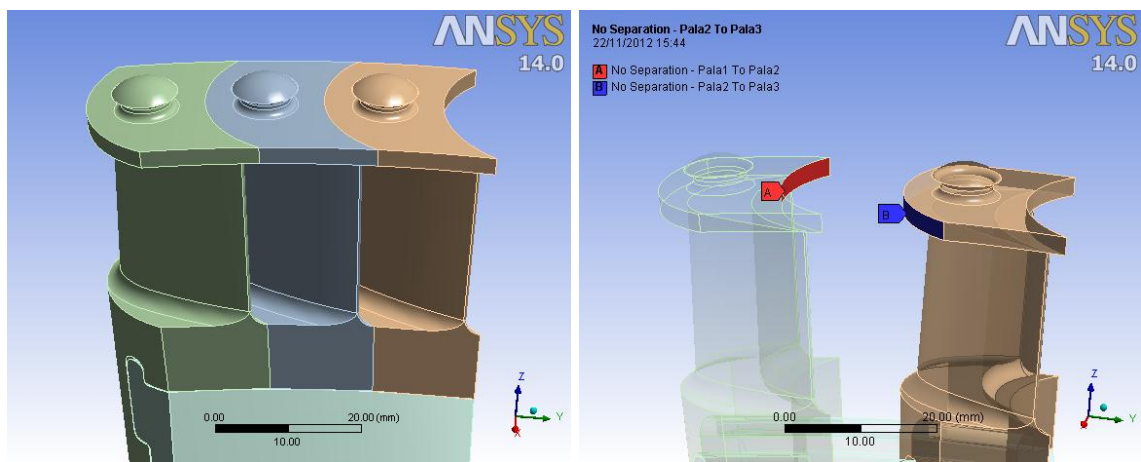


Fig. 5.158: bendaggio integrato alle palette e contatto No Separation fra le due superfici di contatto relative a due palette contigue.

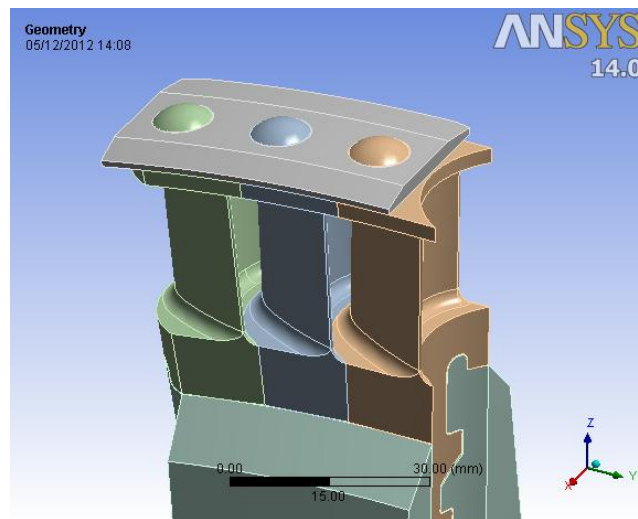


Fig. 5.159: bendaggio tradizionale accoppiato ai bendaggi integrati alle palette.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con senza difetti. In figura 5.160 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura 5.161 quello riguardante una singola paletta.

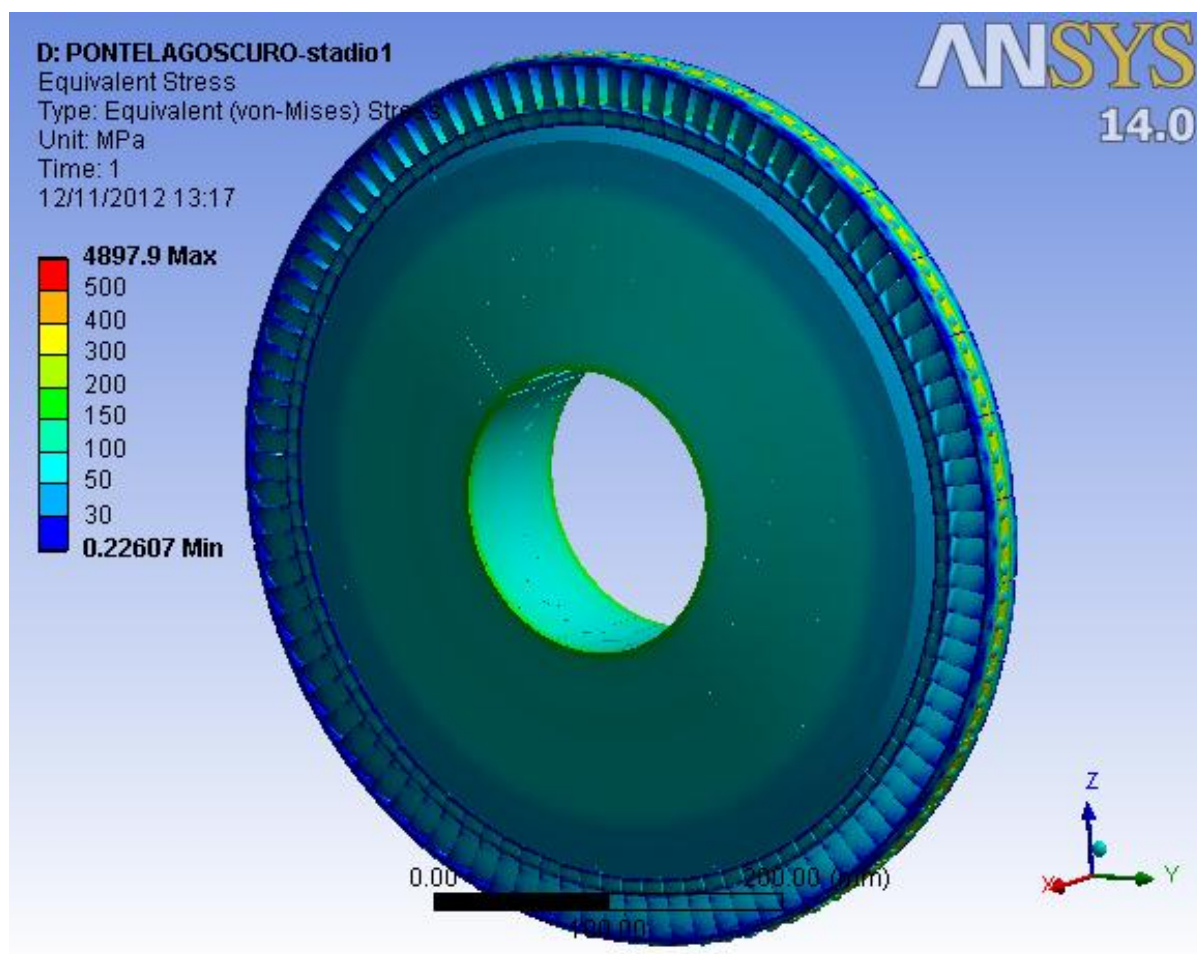


Fig. 5.160: tensione di Von Mises calcolata sul 1° stadio della macchina n° 3.

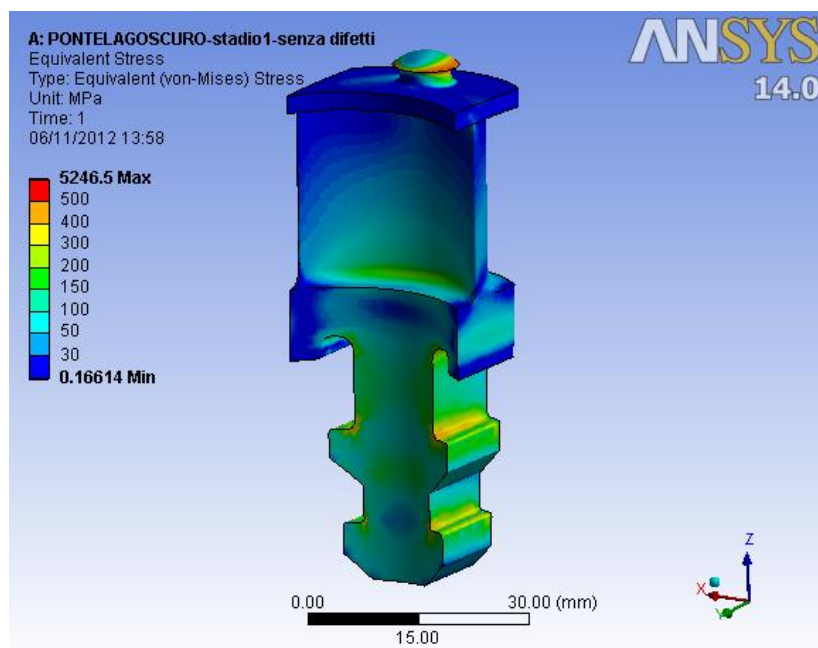


Fig. 5.161: tensione ideale di Von Mises trovata per una pala del 1° stadio.

### 5.7.1.1 Bendaggio

#### ➤ Valutazione delle tensioni efficaci, con e senza difetti

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 1° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Assenza di difetti

Il bendaggio in questione risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione (figura 5.162) e la fibra più sollecitata risulta essere quella inferiore (analogamente al bendaggio del 2° e 9° stadio della macchina n° 1). Per trovare la tensione nominale  $\sigma_n$  agente su tale fibra si è realizzato una path della componente di tensione  $\sigma_{xx}$  (x è l'asse di rotazione della macchina, secondo riferimento di figura 5.162), che successivamente è stata integrata sull'edge considerato.

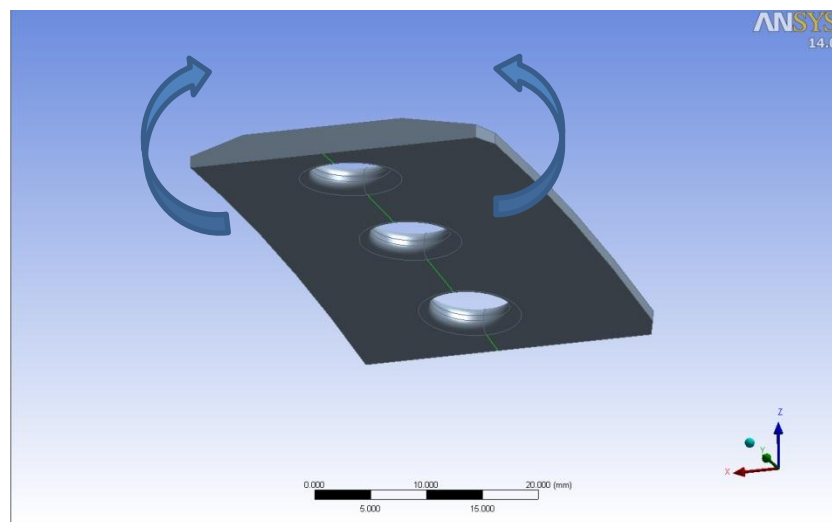


Fig. 5.162: fibra inferiore del bendaggio del 1° stadio maggiormente sollecitata a flessione.

Dalla path dello stato di tensione risulta una tensione nominale  $\sigma_n$  pari a 299 MPa. Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 430 MPa, mentre quella di Von Mises  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  risulta pari a 431 (figura 5.163). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  (si segua il procedimento relativo al bendaggio 9° stadio della macchina n° 1, nel paragrafo 5.5.2.1):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{430}{299} = 1,44$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 1,44 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 1,83$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{431}{1,83} = 235\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}} = \frac{330}{235} = 1,40$$

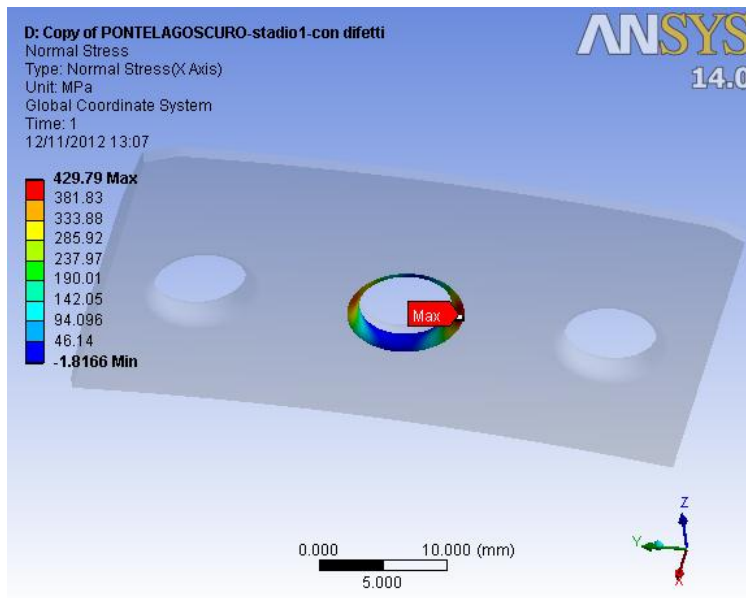


Fig. 5.163: tensione di picco lineare elastica di flessione in corrispondenza del foro del bendaggio.

### Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 5,5 mm (figura 5.164) dal foro del bendaggio. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà un concentrazione delle tensioni.

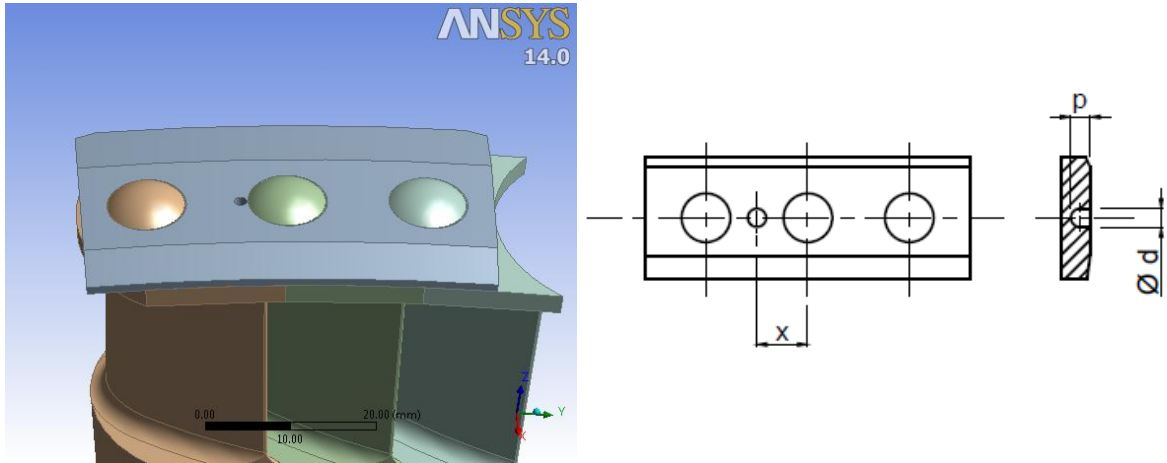


Fig. 5.164: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale  $\sigma_n$  passa dal valore di 299 MPa, ad un valore di 322 MPa, per effetto della riduzione di sezione resistenza causata dalla presenza del difetto. Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$  pari a 686 MPa (figura 5.165, a sinistra), mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$  è pari a 654 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_t}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{686}{322} = 2,13$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,13 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 2,58$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{654}{2,58} = 254 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}} = \frac{330}{254} = 1,30$$



$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza difetti}} = \frac{103}{98} = 1,05$$

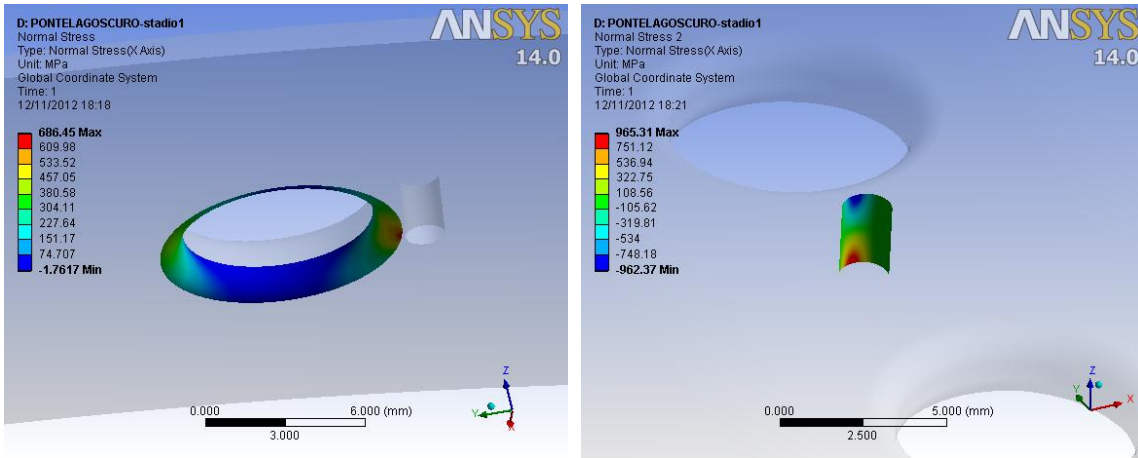


Fig. 5.165: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio e del difetto passante.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di picco di flessione  $\sigma_{pe\_DIFETTO}$  pari 965 MPa (figura 5.165, a destra) mentre  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  è pari a 973 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_d}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n} = \frac{965}{322} = 3,00$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 3,00 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 3,51$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{973}{3,51} = 277 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{330}{277} = 1,19$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}} = \frac{277}{235} = 1,18$$

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il bendaggio al variare delle dimensioni del difetto.

### Risultati bendaggio

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.164) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x = 8,2$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.153 -154-155-156) e poi distanti  $x = 5,5$  mm (tabelle 5.157-158-159-160). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.153 e 5.157), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.154-155-158-159) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.156 e 5.160). I risultati in questione sono stati ottenuti implementando un contatto di tipo No Separation.

#### - Caso: $x = 8,2$ mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	8,2	431	725	1,68	434	1,01	330
0,5	1,25	8,2	431	764	1,77	434	1,01	330
0,5	passante	8,2	431	764	1,77	435	1,01	330
1	0,5	8,2	431	610	1,42	435	1,01	330
1	1,25	8,2	431	725	1,68	436	1,01	330
1	passante	8,2	431	720	1,67	440	1,02	330
1,5	0,5	8,2	431	528	1,23	435	1,01	330
1,5	1,25	8,2	431	682	1,58	440	1,02	330
1,5	passante	8,2	431	695	1,61	449	1,04	330

Tabella 5.153: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 8,2$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
434	432	306	1,41	0,78	1,80	241
434	431	306	1,41	0,78	1,80	241
435	431	306	1,41	0,78	1,80	242
435	432	314	1,38	0,78	1,76	247
436	433	314	1,38	0,78	1,77	247
440	438	314	1,39	0,78	1,78	247
435	432	322	1,34	0,78	1,73	252
440	439	322	1,36	0,78	1,75	251
449	451	322	1,40	0,78	1,79	251

Tabella 5.154: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
725	763	306	2,49	0,84	2,97	244
764	807	306	2,64	0,84	3,12	245
764	794	306	2,59	0,84	3,08	248
610	617	314	1,96	0,82	2,40	254
725	729	314	2,32	0,83	2,78	260
720	723	314	2,30	0,83	2,76	261
528	536	322	1,66	0,80	2,08	254
682	684	322	2,12	0,83	2,57	265
695	693	322	2,15	0,83	2,60	267

Tabella 5.155: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	8,2	235	244	1,04	241	1,02	330
0,5	1,25	8,2	235	245	1,04	241	1,02	330
0,5	passante	8,2	235	248	1,05	242	1,03	330
1	0,5	8,2	235	254	1,08	247	1,05	330
1	1,25	8,2	235	260	1,11	247	1,05	330
1	passante	8,2	235	261	1,11	247	1,05	330
1,5	0,5	8,2	235	254	1,08	252	1,07	330
1,5	1,25	8,2	235	265	1,13	251	1,07	330
1,5	passante	8,2	235	267	1,14	251	1,07	330

 Tabella 5.156: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 8,2$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- Caso:  $x = 5,5$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,5	5,5	431	839	1,95	434	1,01	330
0,5	1,25	5,5	431	875	2,03	433	1,00	330
0,5	passante	5,5	431	910	2,11	444	1,03	330
1	0,5	5,5	431	748	1,74	434	1,01	330
1	1,25	5,5	431	900	2,09	441	1,02	330
1	passante	5,5	431	923	2,14	494	1,15	330
1,5	0,5	5,5	431	660	1,53	438	1,02	330
1,5	1,25	5,5	431	922	2,14	445	1,03	330
1,5	passante	5,5	431	973	2,26	654	1,52	330

Tabella 5.157: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 5,5$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
434	432	306	1,41	0,78	1,80	241
433	433	306	1,42	0,78	1,81	240
444	445	306	1,45	0,79	1,85	240
434	436	314	1,39	0,78	1,78	244
441	446	314	1,42	0,78	1,81	243
494	499	314	1,59	0,80	1,99	248
438	441	322	1,37	0,78	1,76	249
445	462	322	1,43	0,78	1,83	243
654	686	322	2,13	0,83	2,58	254

Tabella 5.158: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
839	874	306	2,86	0,85	3,36	250
875	908	306	2,97	0,85	3,48	251
910	934	306	3,05	0,85	3,57	255
748	745	314	2,37	0,84	2,84	263
900	904	314	2,88	0,85	3,38	266
923	929	314	2,96	0,85	3,47	266
660	664	322	2,06	0,82	2,50	264
922	911	322	2,83	0,85	3,33	277
973	965	322	3,00	0,85	3,51	277

Tabella 5.159: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,5	5,5	235	250	1,06	241	1,02	330
0,5	1,25	5,5	235	251	1,07	240	1,02	330
0,5	passante	5,5	235	255	1,08	240	1,02	330
1	0,5	5,5	235	263	1,12	244	1,04	330
1	1,25	5,5	235	266	1,13	243	1,03	330
1	passante	5,5	235	266	1,13	248	1,05	330
1,5	0,5	5,5	235	264	1,12	249	1,06	330
1,5	1,25	5,5	235	277	1,18	243	1,03	330
1,5	passante	5,5	235	277	1,18	254	1,08	330

Tabella 5.160: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 5,5$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto sulla stessa dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.161.

D [mm]	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	299	306	1,02
1	299	314	1,05
1,5	299	322	1,08

Tabella 5.161: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto.

Con questa analisi semplificata, considerando direttamente le tensioni nominale, si osserva una criticità alla resistenza statica del componente in esame, essendo costituito da un materiale con una resistenza al creep di 330 MPa. Le tensioni nominali calcolate si aggirano intorno ai 300 MPa.

### 5.7.1.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito del 1° stadio della macchina n° 3. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

#### ► Assenza di difetti

Il piolo risulta essere sollecitato analogamente al quelli del 2° e 9° stadio della macchina 1 (vedasi rispettivamente i paragrafi 5.5.1.2 e 5.5.2.2). Si prende come sistema di riferimento quello mostrato in figura 5.166, posizionato sempre sulla sezione del gambo del piolo in corrispondenza del raggio di raccordo sottotesta.

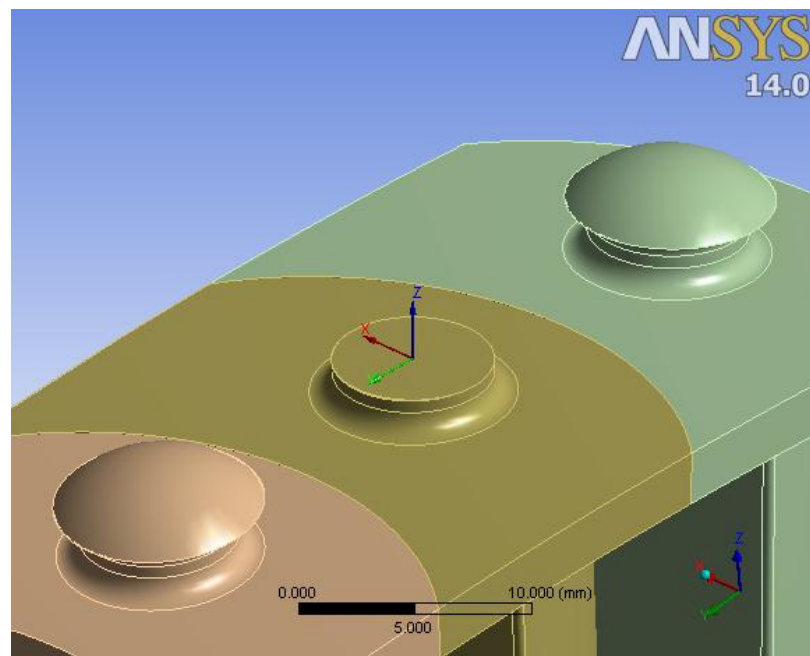


Fig. 5.166: sistema di riferimento locale sul gambo del piolo.

Come accennato nei paragrafi sopra citati, è possibile definire due tensioni nominali. Avremo pertanto due punti del raccordo da verificare, uno in cui è massima la tensione principale (che giace sul punto estremo lungo l'asse x con riferimento alla figura 5.166) e un altro invece dove si ha il massimo della tensione nominale.

La prima tensione nominale  $\sigma_{n1}$  viene calcolata, prima realizzando un path della tensione  $\sigma_{zz}$  dei punti dell'area verde che giacciono lungo l'asse x (figura 5.166), e successivamente integrando tale andamento lungo il tratto considerato. Come si può notare dalla figura 5.167 lungo tale tratto si ha un gradiente di sforzo molto elevato e concentrato nelle estremità del piolo (di diametro pari a 7 mm), che porta ad una tensione nominale  $\sigma_{n1}$  di 45

MPa. Da notare tuttavia che l'andamento delle tensioni non risulta simmetrico, ma presenta valori più elevati nei punti aventi coordinata  $x$  negativa. Questo è spiegato dal fatto che il bendaggio in quella parte risulta avere più materiale a sbalzo rispetto alla parte opposta, quindi sarà maggiore l'effetto flessionale indotto sul piolo (figura 5.168).

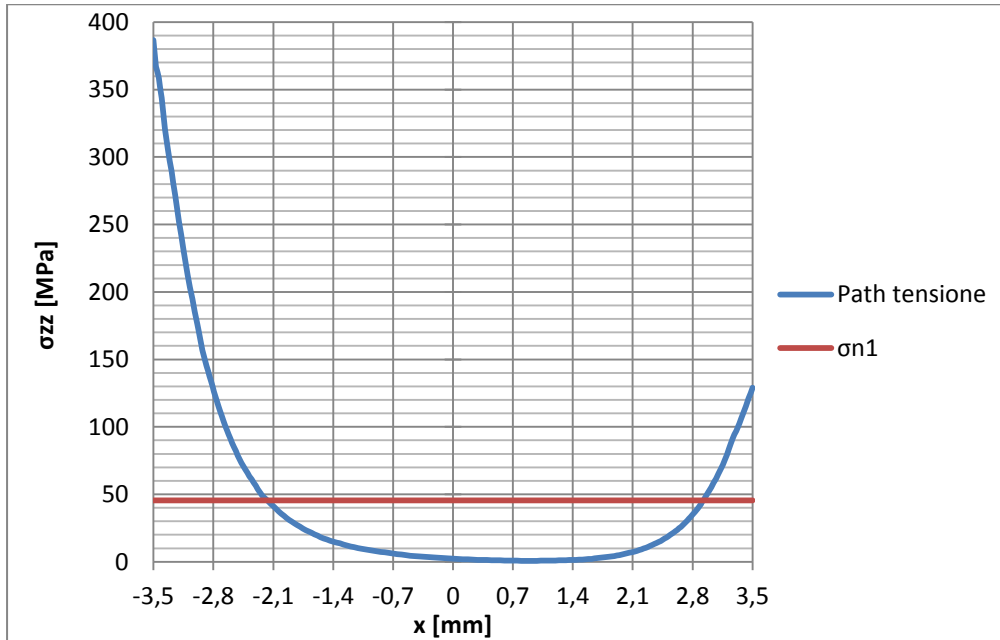


Fig. 5.167: path di tensione sul piolo della tensione  $\sigma_{zz}$  e tensione nominale  $\sigma_{n1}$ .

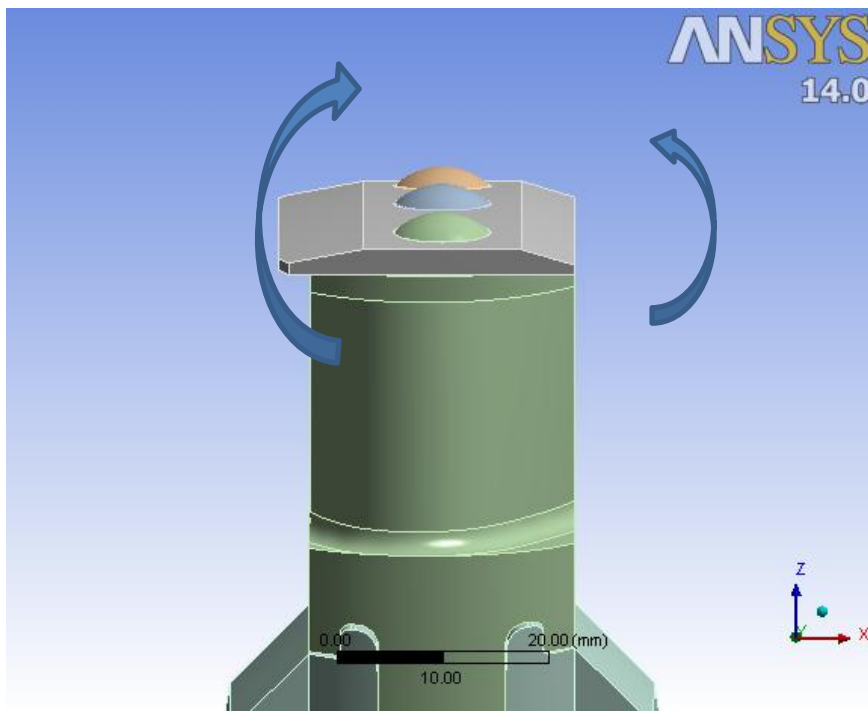


Fig. 5.168: asimmetria del bendaggio che causa una differente sollecitazione sulla sottotesta del piolo.

Come mostrato in figura 5.169 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  pari a 1845 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$  nello stesso punto vale 1635 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n1}} = \frac{1845}{45} = 41,00$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (41,00 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 29,74$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1635}{29,74} = 55\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}} = \frac{330}{55} = 6,00$$

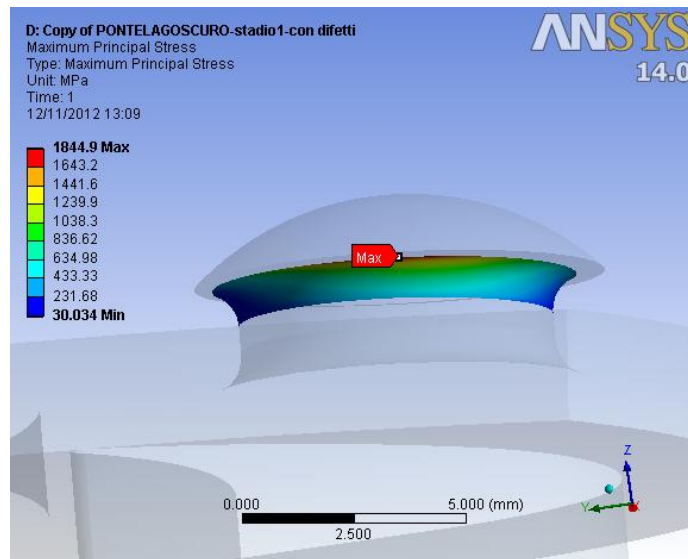


Fig. 5.169: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo.

Tuttavia, come anticipato, si può trovare una seconda tensione nominale  $\sigma_{n2}$  che risulta dal calcolo delle reazioni che il piolo scambia con il resto della paletta. Con riferimento alla figura 5.166, le componenti principali di sollecitazione sono la forza di trazione  $F_z = 1930$  N e due momenti di flessione:  $M_x = -1165$  N·mm e  $M_y = 2140$  N·mm (il momento risultante risulta pari a:  $M = 2436$  N·mm). Ne risulta una tensione nominale di 122 MPa (di



cui 50 derivano dallo sforzo di trazione e 72 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle coordinate x e y, che risulta ruotato di un certo angolo rispetto alla direzione x in cui si ha il massimo della tensione principale.

Come mostrato in figura 5.170, si ha in corrispondenza di tale punto una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$  pari a 356 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $v_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{senza\ difetto}}{\sigma_{n2}} = \frac{356}{122} = 2,92$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,92 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 2,38$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,23 \cdot 122 = 150\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}} = \frac{330}{150} = 2,20$$

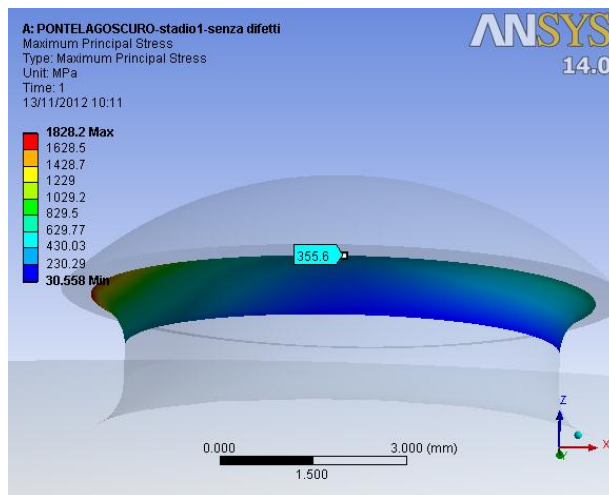


Fig. 5.170: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo, dove si ha il massimo valore della tensione nominale  $\sigma_{n2}$ .

Nei prossimi risultati esposti, si farà riferimento alla tensione nominale  $\sigma_{n1}$  e alla relativa tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ , in quanto i difetti che sono stati modellati, sono stati posti nelle vicinanze dei punti in cui si ha il massimo della tensione principale del sottotesta.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 2,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.171). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

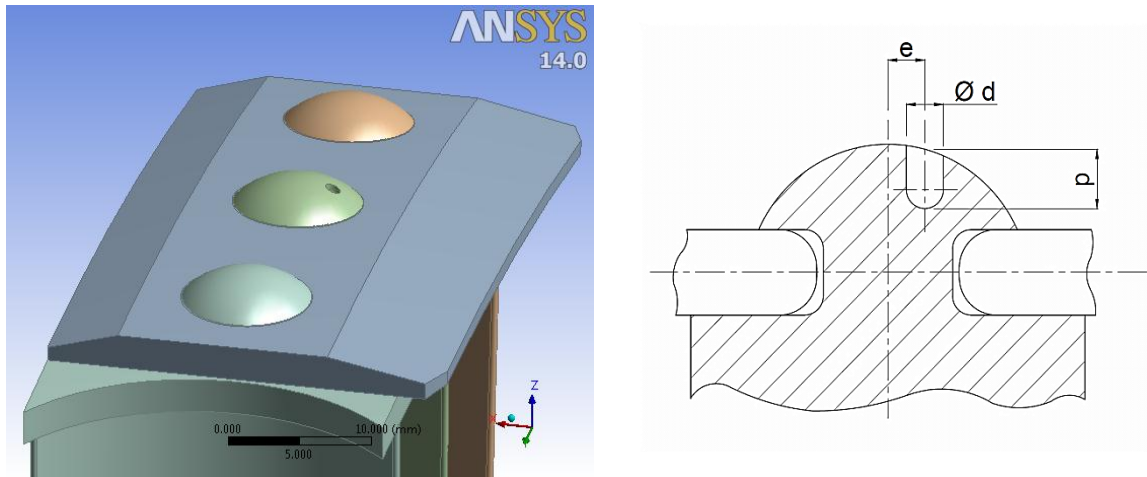


Fig. 5.171: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

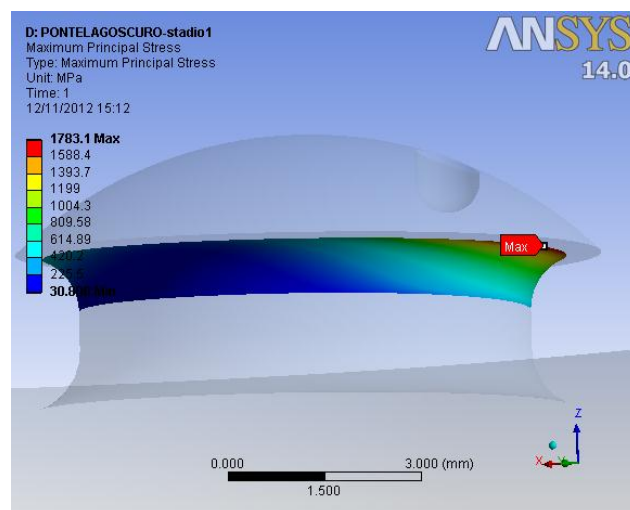


Fig. 5.172: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 1783 MPa (figura 5.172), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nello stesso punto vale 1572. Si può calcolare in successione il

$K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla tensione al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotto}}{\sigma_{n1}} = \frac{1783}{45} = 39,62$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (39,62 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 28,75$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1572}{28,75} = 55 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}} = \frac{330}{55} = 6,00$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotto}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}} = \frac{55}{55} = 1,00$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo (nel punto di picco massimo).

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 455 MPa (figura 5.174). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.173, pari a 196 MPa):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{455}{196} = 2,32$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla tensione al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,32 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 1,95$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{455}{1,95} = 233 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{330}{233} = 1,42$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{233}{196} = 1,19$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 19 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta comunque inferiore della resistenza al creep del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 1,42).

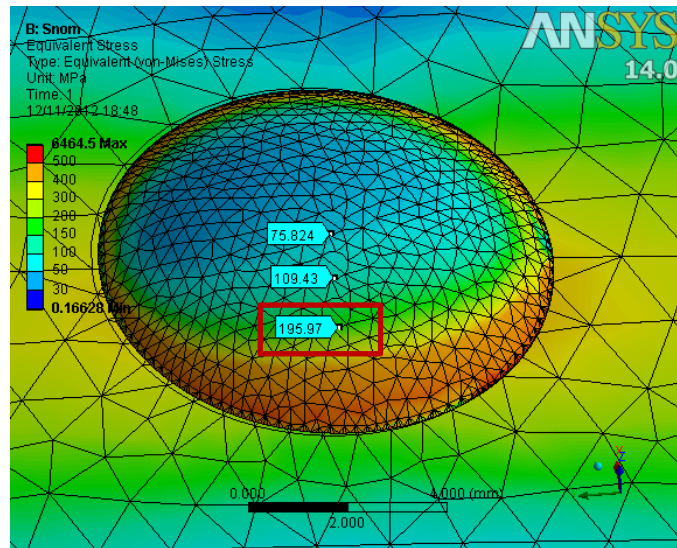


Fig. 5.173: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità del difetto stesso.

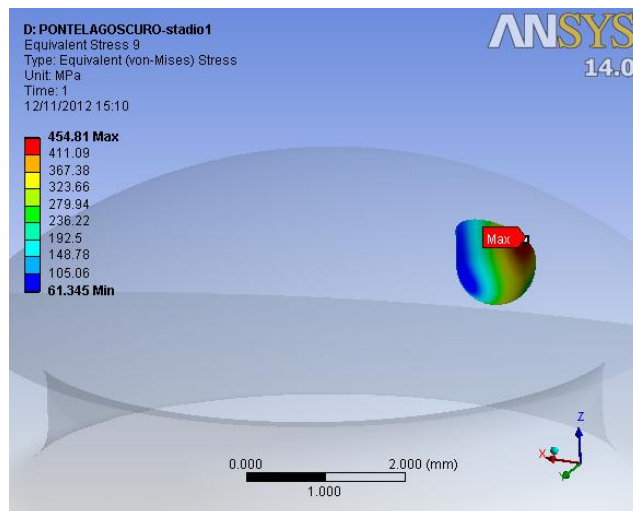


Fig. 5.174: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.171) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra, 5.162), due tabelle che riassumono i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.163-164) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.165).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	1635	183	1617	330
0,5	0,2	0,8	1635	195	1606	330
0,5	1	0,2	1635	192	1617	330
0,5	1	0,8	1635	195	1611	330
1,5	0,2	0,2	1635	252	1607	330
1,5	0,2	0,8	1635	270	1607	330
1,5	1	0,2	1635	180	1605	330
1,5	1	0,8	1635	262	1609	330
2,5	0,2	0,2	1635	400	1590	330
2,5	0,2	0,8	1635	444	1601	330
2,5	1	0,2	1635	298	1613	330
2,5	1	0,8	1635	455	1572	330

Tabella 5.162: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
1617	1854	45	41,20	1,38	29,89	54
1606	1819	45	40,42	1,38	29,33	55
1617	1835	45	40,78	1,38	29,58	55
1611	1832	45	40,71	1,38	29,54	55
1607	1814	45	40,31	1,38	29,25	55
1607	1822	45	40,49	1,38	29,38	55
1605	1814	45	40,31	1,38	29,25	55
1609	1825	45	40,56	1,38	29,42	55
1590	1800	45	40,00	1,38	29,02	55
1601	1809	45	40,20	1,38	29,17	55
1613	1830	45	40,67	1,38	29,50	55
1572	1783	45	39,62	1,38	28,75	55

Tabella 5.163: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
183	76	2,41	1,20	2,01	91
195	76	2,57	1,21	2,13	92
192	76	2,53	1,20	2,10	92
195	76	2,57	1,21	2,13	92
252	109	2,31	1,19	1,94	130
270	109	2,48	1,20	2,06	131
180	109	1,65	1,12	1,47	123
262	109	2,40	1,20	2,01	130
400	196	2,04	1,17	1,75	229
444	196	2,27	1,19	1,91	233
298	196	1,52	1,11	1,37	217
455	196	2,32	1,19	1,95	233

Tabella 5.164: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella prossima tabella (tabella 5.165), saranno riportate i valori delle tensioni efficaci del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso verranno riportate le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$  e  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che le due tensioni efficaci calcolate in corrispondenza della sottotesta del piolo restino invariate, si riporta la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nella tabella il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima tra quelle efficaci calcolate sulla sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max(\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}; \sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto})} \quad (5.13)$$

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	55	150	76	91	0,61	330
0,5	0,2	0,8	55	150	76	92	0,61	330
0,5	1	0,2	55	150	76	92	0,61	330
0,5	1	0,8	55	150	76	92	0,61	330
1,5	0,2	0,2	55	150	109	130	0,87	330
1,5	0,2	0,8	55	150	109	131	0,88	330
1,5	1	0,2	55	150	109	123	0,82	330
1,5	1	0,8	55	150	109	130	0,87	330
2,5	0,2	0,2	55	150	196	229	1,17	330
2,5	0,2	0,8	55	150	196	233	1,19	330
2,5	1	0,2	55	150	196	217	1,11	330
2,5	1	0,8	55	150	196	233	1,19	330

Tabella 5.165: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. Il piolo in questione risulta essere diverso da quelli analizzati finora; infatti ora si ha un diametro del gambo del piolo pari a 7 mm. Con riferimento alla figura 5.175, a sinistra è riportata l'area resistente in assenza di difetti, mentre a destra è riportato l'effetto di riduzione provocato dalla presenza di un difetto ( $e = 2,5$  mm;  $d = 1$  mm;  $p = 0,8$  mm). L'area resistente in assenza di difetti dipenderà dall'eccentricità relativa al difetto che verrà inserito (tabella 5.166). Si può definire in questo caso un coefficiente di riduzione di area resistente  $C_A$  che tiene conto dell'incremento di pericolosità provocato dalla presenza del difetto.

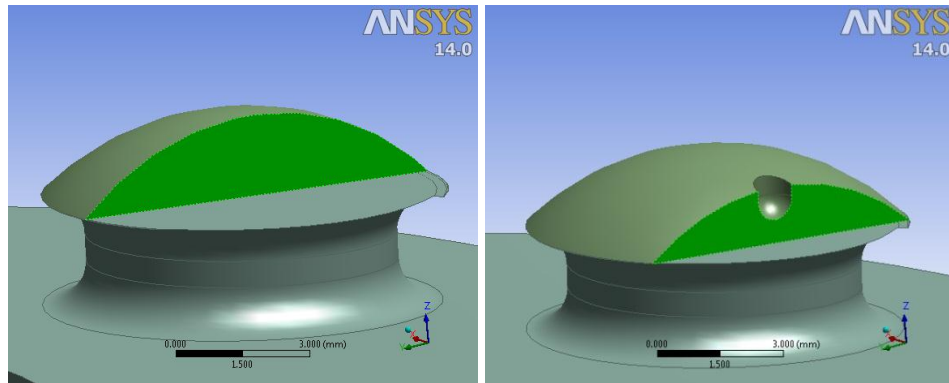


Fig. 5.175: area resistente analizzata in assenza di difetti e con difetto.

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
0,5	0,2	0,2	11,44	11,40	1,00
0,5	0,2	0,8	11,44	11,28	1,01
0,5	1	0,2	11,44	11,32	1,01
0,5	1	0,8	11,44	10,75	1,06
1,5	0,2	0,2	9,93	9,89	1,00
1,5	0,2	0,8	9,93	9,77	1,02
1,5	1	0,2	9,93	9,81	1,01
1,5	1	0,8	9,93	9,23	1,08
2,5	0,2	0,2	7,08	7,05	1,00
2,5	0,2	0,8	7,08	6,93	1,02
2,5	1	0,2	7,08	6,98	1,01
2,5	1	0,8	7,08	6,40	1,11

Tabella 5.166: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.



► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio R di 1 mm e profondità p di 0,8 mm presente sul piolo (figura 5.176). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo.

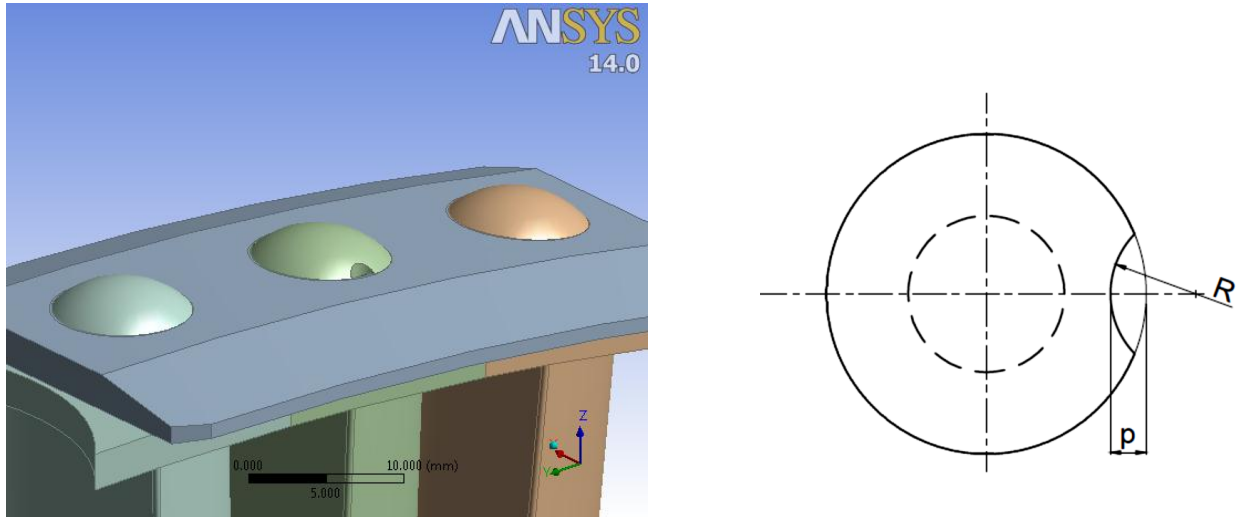


Fig. 5.176: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

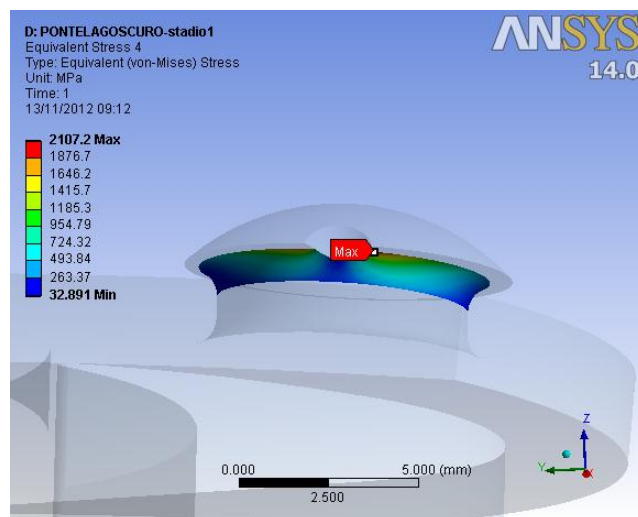


Fig. 5.177: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza del difetto della 2° Tipologia.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$  pari a 2278 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$  nel medesimo punto vale 2107 MPa (figura 5.177). Si può calcolare in

successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{2278}{45} = 50,6$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (50,6 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 36,66$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO1}^{con\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{2107}{36,66} = 57\ MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{330}{57} = 5,78$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}} = \frac{57}{55} = 1,04$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 2° tipologia sulla testa del piolo non comporta un incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo. Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.176) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.167), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.168) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.169).

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0,5	0,4	1635	1821	1,11	330
1	0,4	1635	1900	1,16	330
0,5	0,8	1635	2070	1,27	330
1	0,8	1635	2107	1,29	330

Tabella 5.167: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]
1821	2000	45	44,44	1,38	32,22	57
1900	2088	45	46,40	1,38	33,62	57
2070	2244	45	49,87	1,38	36,11	57
2107	2278	45	50,62	1,38	36,66	57

Tabella 5.168: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
0,5	0,4	55	57	1,04	330
1	0,4	55	57	1,04	330
0,5	0,8	55	57	1,04	330
1	0,8	55	57	1,04	330

Tabella 5.169: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 8,2 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 9,1 mm, figura 5.178). Il difetto provocherà un variazione della tensione nominale massima, in quanto una parte del piolo ad un certo punto non appoggerà più sul bendaggio, generando un momento  $M_y$  sul gambo del piolo che prima era pressoché nullo (con riferimento alla figura 5.167). Tuttavia al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$  inferiore rispetto alla configurazione integra.

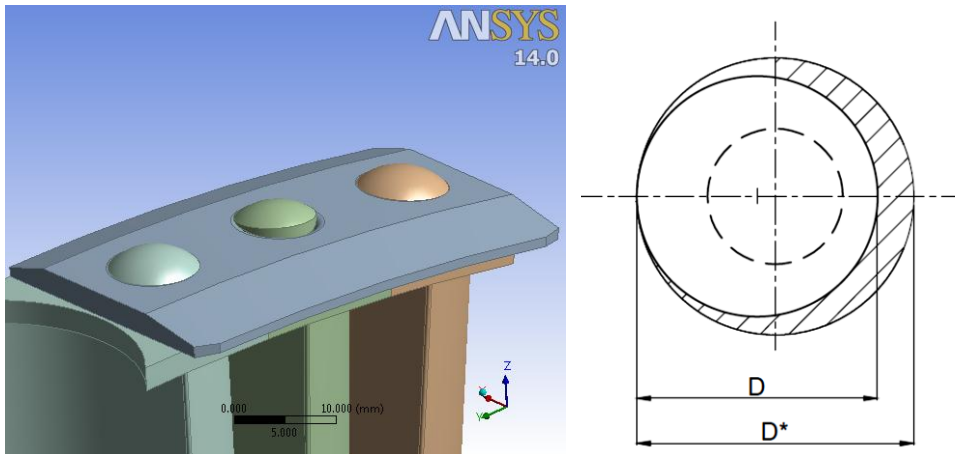


Fig. 5.178: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

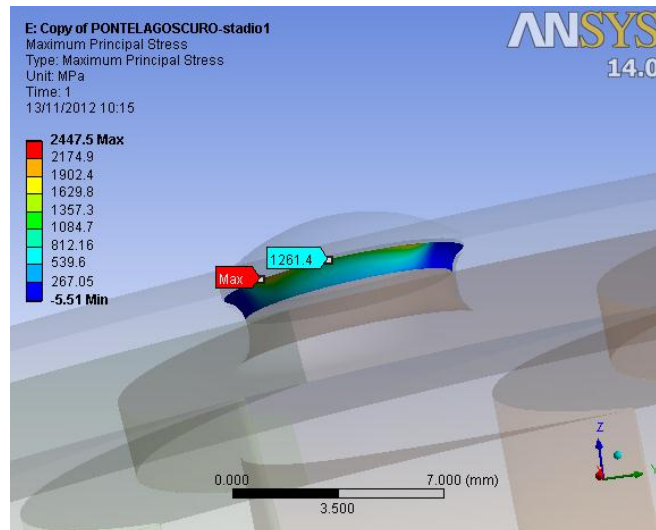


Fig. 5.179: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 1237$  N,  $M_y = -4024$  N·mm.. Ne risulta una tensione di trazione di 32 MPa e una tensione di flessione di 120 MPa. La tensione nominale  $\sigma_{n2}$  in presenza del difetto di erosione è pari a 152 MPa.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}$  pari a 1261 MPa (figura 5.179). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{n2}} = \frac{1261}{152} = 8,30$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (8,30 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 6,24$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_{n2} = 1,33 \cdot 152 = 202MPa$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{con\ difetto}} = \frac{330}{202} = 3,48$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetti}} = \frac{202}{133} = 1,52$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un certo incremento dello stato di tensione sul gambo, in funzione delle dimensioni delle difettosità modellate.

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.178) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti, in particolare quelle di Von Mises (tabella azzurre, 5.170), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci, a partire da quelle di picco (tabella arancione, tabella 5.171) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.172).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%,10^5}$ [MPa]
8,8	316	551	1,74	330
8,5	316	877	2,78	330
8,2	316	1099	3,48	330

Tabella 5.170: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

D [mm]	$\sigma_{pe\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]
8,8	645	136	4,74	1,29	3,69	175
8,5	1018	152	6,70	1,31	5,09	200
8,2	1261	152	8,30	1,33	6,24	202

Tabella 5.171: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO2}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p, 1\%,10^5}$ [MPa]
8,8	133	175	1,31	330
8,5	133	200	1,50	330
8,2	133	202	1,52	330

Tabella 5.172: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4° Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.173 (nel caso di contatti No Separation).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
8,8	122	136	1,11
8,5	122	152	1,24
8,2	122	152	1,24

Tabella 5.173: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).

### 5.7.1.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta del 1° stadio della macchina n° 3. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.180 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 221 MPa.

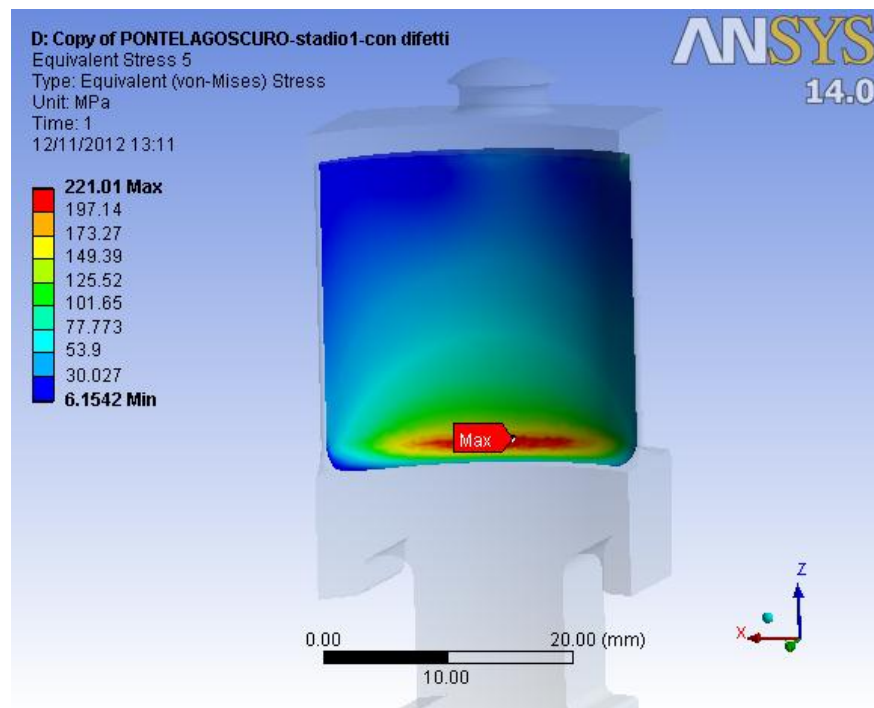


Fig. 5.180: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta del 2° stadio della macchina n° 1.

Anche se è presente un effetto d'intaglio (raggio a base paletta di 2 mm), si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata.

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{vmPALA}^{senza\ difetto}} = \frac{330}{221} = 1,49$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.



**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 2 mm e posto ad un'altezza di 6 mm rispetto alla base della pala. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.181: la tensione a base paletta cresce leggermente (226 MPa contro i 221 iniziali) e il difetto porta con sé una tensione di soli 104 MPa. In questo caso il coefficiente di incremento tensionale sarà definito come:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\max(\sigma_{vm\_DIFETTO}; \sigma_{vm\_PALA}^{indotta})}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}} \quad (5.13)$$

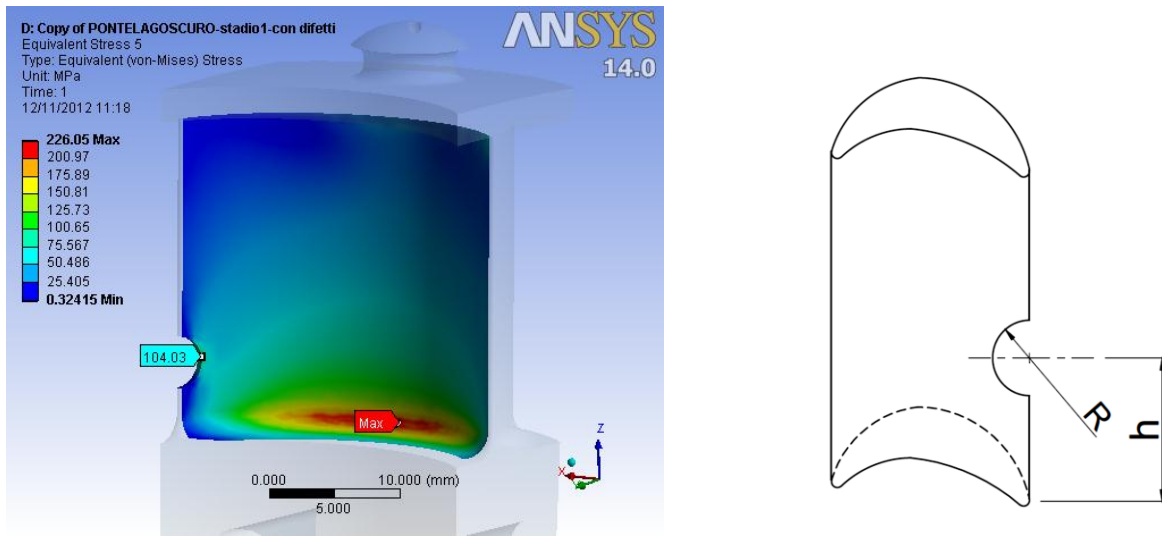


Fig. 5.181: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

Vengono riportati in tabella 5.174 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In questo caso l'introduzione del difetto non comporta alcun incremento dello stato di tensione lineare elastico.

R [mm]	h [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
1	3	221	99	224	1,01	330
2	3	221	113	228	1,03	330
1	6	221	106	225	1,02	330
2	6	221	140	226	1,02	330

Tabella 5.174: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pari a 1,5 mm e ad un'altezza di 6 mm dalla base della pala (con riferimento alla figura 5.16). I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.182: la tensione a base paletta rimane pressoché invariata (225 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 167 MPa (pari a quella principale).

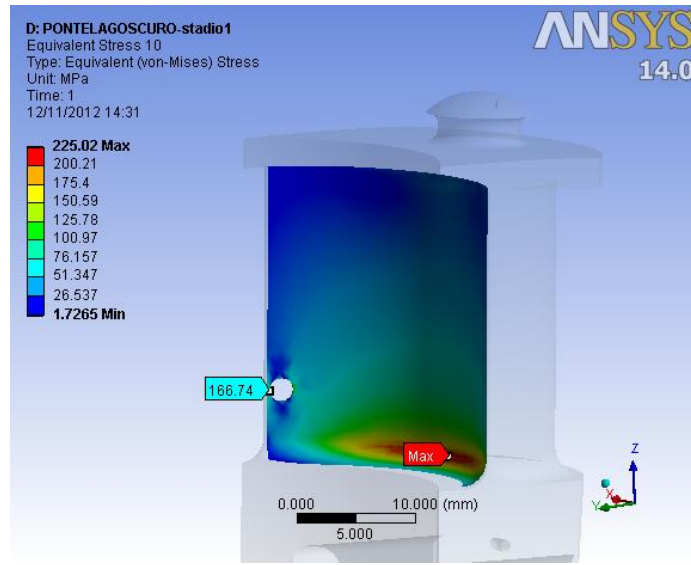


Fig. 5.182: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

Vengono riportati in tabella 5.175 tutti i risultati ottenuti tramite le analisi lineari elastiche al variare delle dimensioni del difetti. Anche in questo caso la presenza di difetti sulla paletta, non comporta decrementi di resistenza della medesima.

H [mm]	e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
3	1,5	0,5	passante	221	128	223	1,01	330
	1,5	2	passante	221	138	226	1,02	330
	3	0,5	passante	221	165	222	1,00	330
	3	2	passante	221	168	222	1,00	330
6	1,5	0,5	passante	221	112	222	1,00	330
	1,5	2	passante	221	167	225	1,02	330
	3	0,5	passante	221	126	222	1,00	330
	3	2	passante	221	140	226	1,02	330

Tabella 5.175: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per la palette della macchina n°1 (paragrafo 5.5.1.3 e 5.5.2.3), si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. La riduzione è indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una sezione costante. In figura 5.183 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra). In tabella 5.176 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.177 le riduzioni indotte dal 2° difetto. Anche questa valutazione porta ad affermare che i difetti presenti sul bordo d'uscita della paletta non hanno alcun effetto sulla resistenza statica ( $C_A$  definito dalla (5.14)).

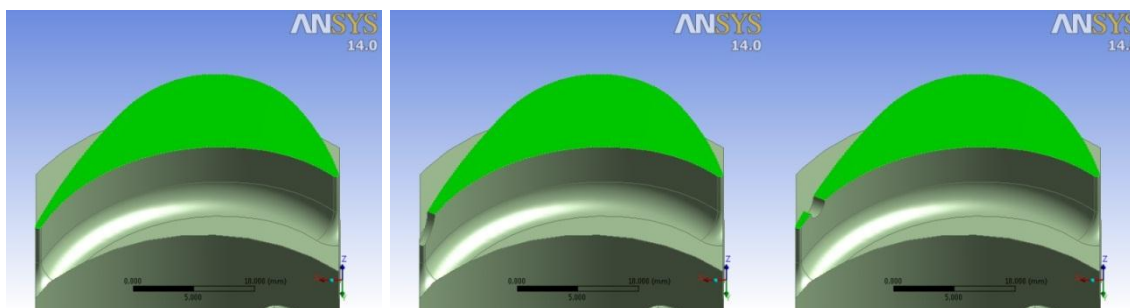


Fig. 5.183: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro, R=1mm) e della 2° tipologia (a destra, foro passante) rispetto la condizione integra (a sinistra).

R [mm]	$A_{senza\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{con\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	151,81	151,49	1,00
2	151,81	151,03	1,01

Tabella 5.176: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tipologia).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{senza\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{con\ difetti}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1,5	0,5	passante	151,81	151,80	1,00
	2	passante	151,81	150,95	1,01
3	0,5	passante	151,81	151,85	1,00
	2	passante	151,81	150,59	1,01

Tabella 5.177: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

#### 5.7.1.4 Ferracuum (fianco paletta)

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al fianco della paletta del 1° stadio della macchina n° 3. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3. Il ferracuum risulta essere sollecitato analogamente a quello relativo alla pala del 9° stadio della macchina n° 1 (paragrafo 5.5.2.4). Si segua quanto scritto in tale paragrafo per quanto concerne la procedura di calcolo.

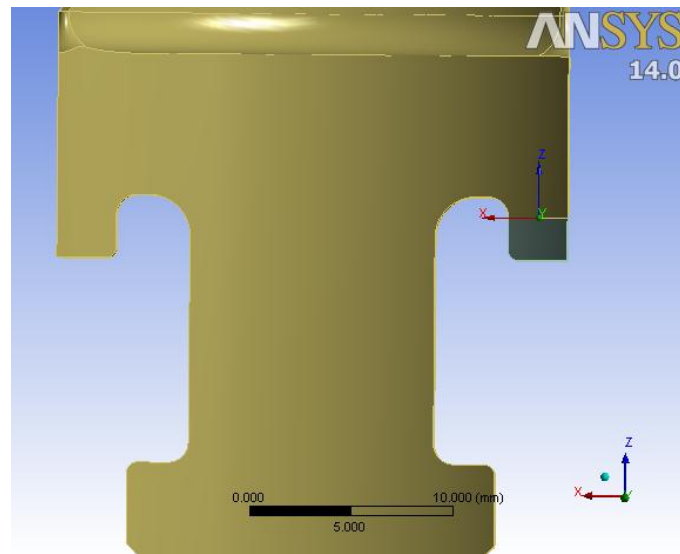


Figura 5.184: sistema di riferimento locale sul fianco della paletta (*ferracuum*).

#### Calcolo resistenza statica in assenza di difetti

In base al sistema di riferimento locale mostrato in figura 5.184, il fianco risulta sollecitato dai seguenti parametri di sollecitazione:  $F_x = -2372$  N e  $M_y = 1063$  N·mm. La sezione resistente in esame risulta avere un'area  $A$  e un modulo di resistenza a flessione  $W_f$  pari rispettivamente a  $40,9$  mm<sup>2</sup> e  $19,7$  mm<sup>3</sup>. Si può calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  e di taglio media  $\tau$  (valutata poi con la tensione ideale di Von Mises) con le seguenti formule:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W_f} = \frac{1063}{19,7} = 54 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{2372}{40,9} = 58 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{id,VM,\tau} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 58 = 100 \text{ MPa}$$

L'azione del taglio pertanto risulta essere preponderante rispetto a quella di flessione. Tuttavia per valutare l'effetto di concentrazione di tensione in corrispondenza del raccordo

presente nel fianco della paletta, verrà presa in considerazione la tensione principale di esso. La tensione nominale di riferimento è quella di flessione.

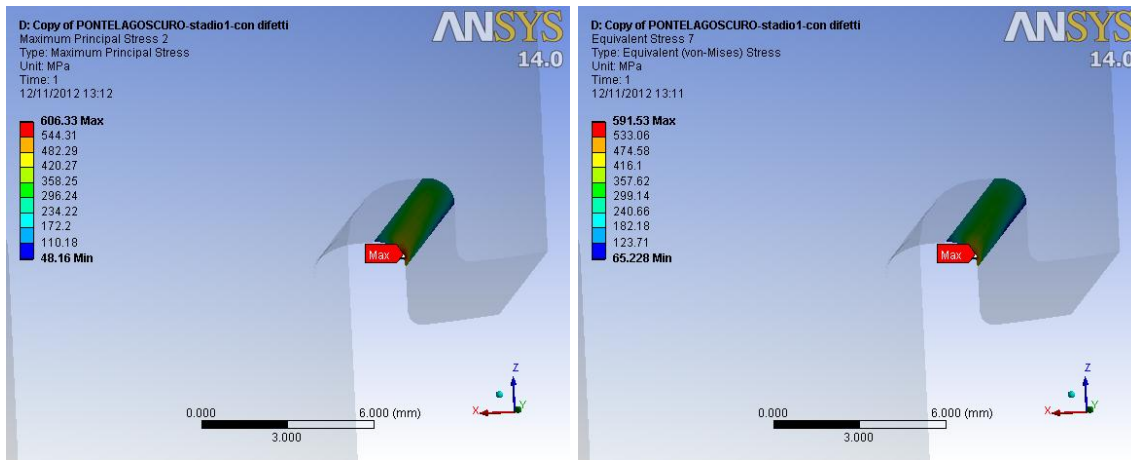


Fig. 5.185: tensione principale e di Von Mises in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco della paletta.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del raccordo del fianco  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  pari a 606 MPa (figura 5.185), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 592 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  a flessione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\sigma_f} = \frac{606}{54} = 11,22$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 11,22 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}}$$

$$= 12,38$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{592}{12,38} = 48\ MPa$$

La tensione che risulta comandare la resistenza statica del componente è quella di taglio, valutata attraverso la tensione di Von Mises. Il coefficiente di sicurezza statico vale:

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{330}{100} = 3,30$$

### Calcolo resistenza statica in presenza di difetti

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto presente sul fianco della paletta (figura 5.186).

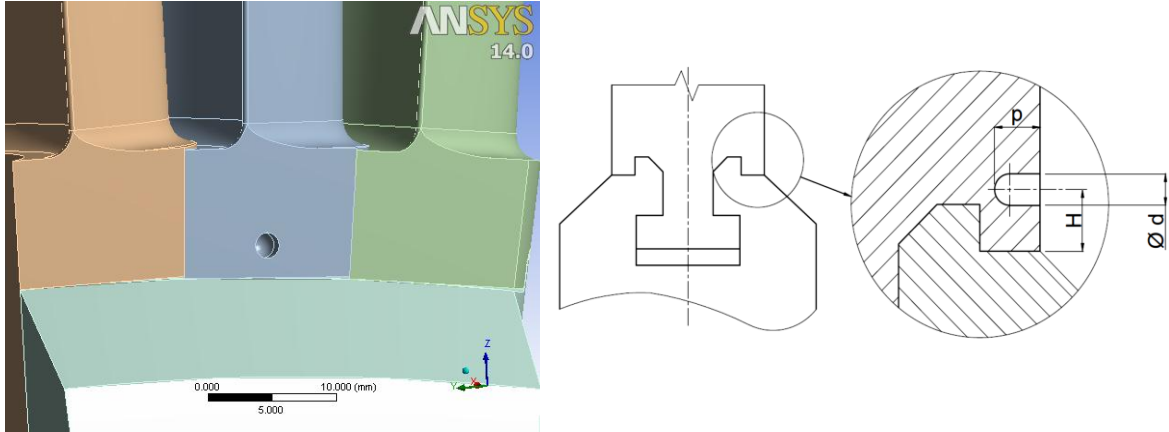


Fig. 5.186: modello 3D del fianco della paletta e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Supponendo che la tensione nominale di flessione rimanga invariata, dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$  pari a 591 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$  è pari a 569 MPa (figura 5.187). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_f} = \frac{591}{54} = 10,94$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 10,94 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}}$$

$$= 12,08$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{569}{12,08} = 47 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{47}{100} = 0,47$$

Di fatto la tensione efficace in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco in presenza di difetti rimane invariata. È ancora la tensione di taglio, supposta costante con l'introduzione del difetto, a prevalere su quella efficace di flessione.

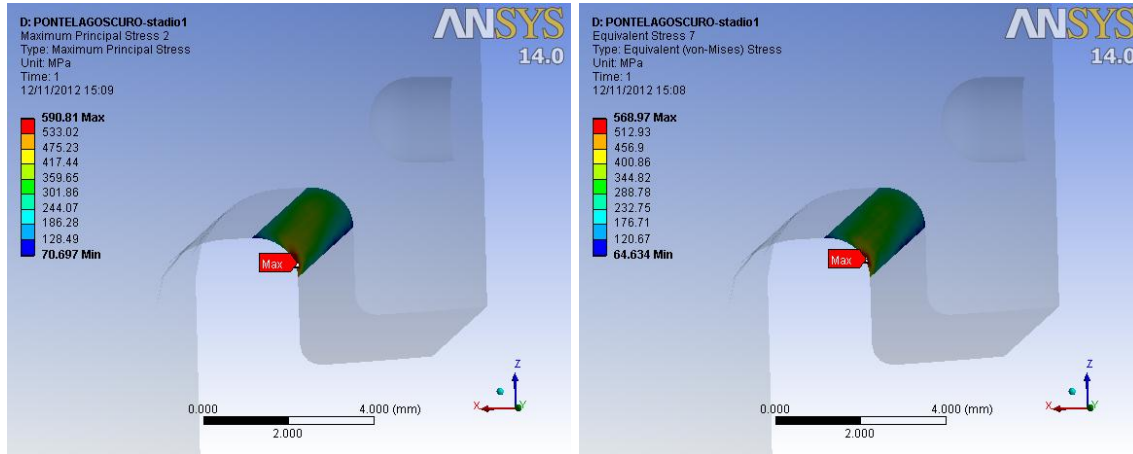


Fig. 5.187: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del raccordo sul fianco della paletta.

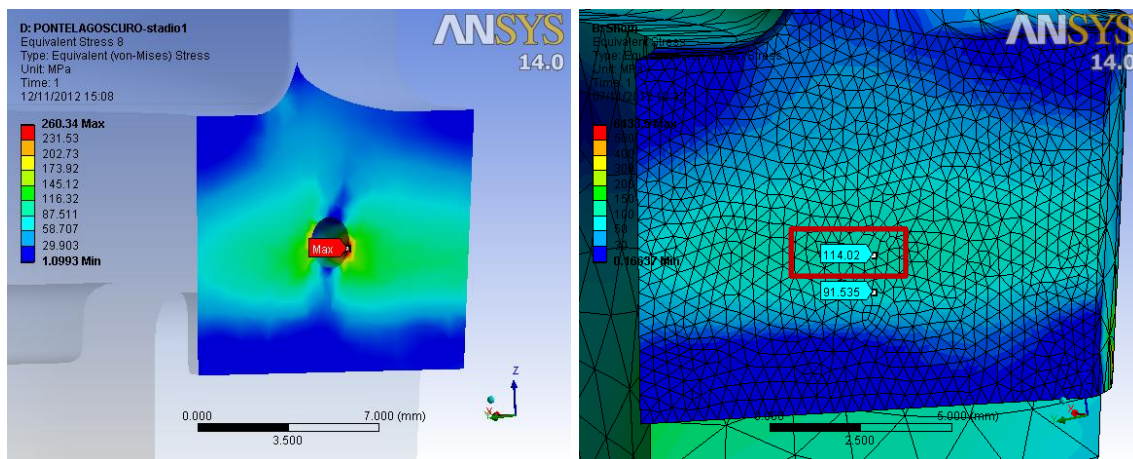


Fig. 5.188: tensione di Von Mises in corrispondenza del difetto (a destra) e tensione di Von Mises quando il difetto non c'era nella medesima posizione.

Per quanto riguarda invece il difetto, si ha in corrispondenza di esso una tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  pari a 260 MPa (figura 5.188, a sinistra). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$  (pari a 114 MPa), la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (figura 5.188, a destra):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{260}{114} = 2,28$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di flessione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito alla resistenza al creep  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,28 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{356}} = 2,74$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{260}{2,74} = 95 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{330}{95} = 3,47$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{95}{100} = 0,95$$

In questo caso la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto risulta essere inferiore rispetto a quella di taglio di Von Mises. Si riportano ora risultati ottenuti: la tabella 5.178 è relativa alle tensioni elastiche ottenute dalle analisi, le tabelle 5.179-180 riportano i parametri per calcolare le tensioni efficaci rispettivamente sul raccordo del fianco e sul difetto e infine, in tabella 5.181 sono riportati i risultati considerando le tensioni efficaci.

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
2,5	1	1	100	156	1,56	604	6,04	330
2,5	1	2	100	241	2,41	564	5,64	330
2,5	2	1	100	162	1,62	570	5,70	330
2,5	2	2	100	224	2,24	575	5,75	330
5	1	1	100	253	2,53	576	5,76	330
5	1	2	100	274	2,74	602	6,02	330
5	2	1	100	227	2,27	596	5,96	330
5	2	2	100	260	2,60	569	5,69	330

Tabella 5.178: tensioni lineari elastiche sul fianco paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.



$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]
604	619	54	11,46	0,91	12,64	48
564	584	54	10,81	0,91	11,94	47
570	592	54	10,96	0,91	12,10	47
575	596	54	11,04	0,91	12,18	47
576	596	54	11,04	0,91	12,18	47
602	620	54	11,48	0,91	12,66	48
596	610	54	11,30	0,91	12,46	48
569	591	54	10,94	0,91	12,08	47

Tabella 5.179: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
156	91	1,71	0,81	2,13	73
241	91	2,65	0,84	3,14	77
162	91	1,78	0,81	2,20	74
224	91	2,46	0,84	2,93	76
253	114	2,22	0,83	2,67	95
274	114	2,40	0,84	2,87	95
227	114	1,99	0,82	2,43	94
260	114	2,28	0,83	2,74	95

Tabella 5.180: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto  $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ .

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_p, 1\%, 10^5$ [MPa]
2,5	1	1	100	73	0,73	48	0,48	330
2,5	1	2	100	77	0,77	47	0,47	330
2,5	2	1	100	74	0,74	47	0,47	330
2,5	2	2	100	76	0,76	47	0,47	330
5	1	1	100	95	0,95	47	0,47	330
5	1	2	100	95	0,95	48	0,48	330
5	2	1	100	94	0,94	48	0,48	330
5	2	2	100	95	0,95	47	0,47	330

Tabella 5.181: tensioni efficaci sul fianco della paletta, al variare delle dimensioni del difetto. I coefficienti di incremento prendono come riferimento quella di taglio (Von Mises).

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente del fianco a causa di difetti**

Analogamente a quanto visto il piolo e la paletta del medesimo stadio, si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. Essendo sollecitata prevalentemente a taglio si valuterà anche in questo caso la riduzione dell'area. In figura 5.189 è il fianco della paletta senza difetti (a sinistra) e con difetto (a destra). In tabella 5.182 sono riportate le riduzioni di area con il difetto modellato ( $C_A$  definito dalla (5.14). Il difetto è stato posizionato ad un'altezza (quota V2 in figura 5.91) pari a 1,6 mm. Si può assumere che le riduzioni riportate in tabella 5.182 sono valide per un'altezza di posizionamento del difetto (quota V2 in figura 5.91) minore di circa 2 mm. Altezze superiori non causano riduzioni significative della area resistente del fianco.

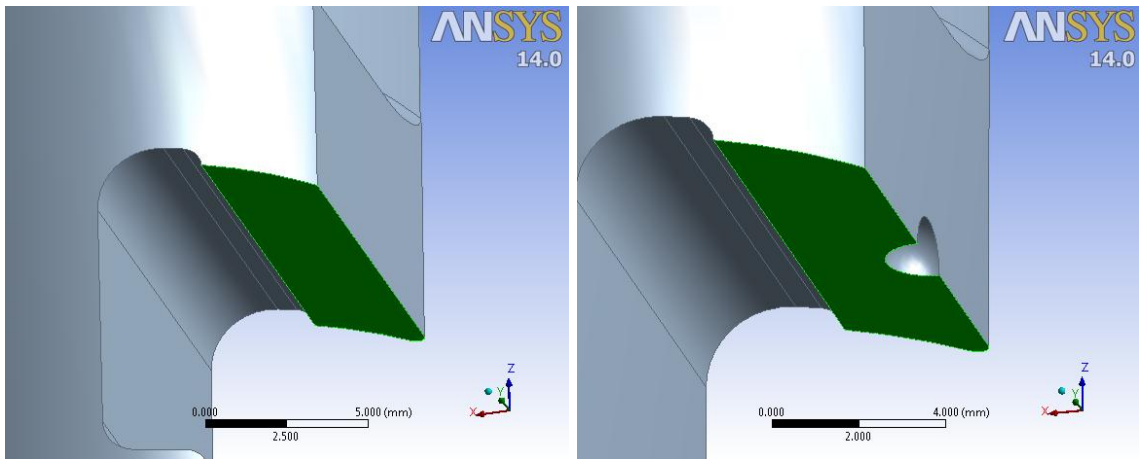


Fig. 5.189: riduzione di area resistente causata dal difetto (a destra,  $d=2\text{mm}$ ;  $p=1\text{mm}$ ) rispetto la condizione integra (a sinistra).

$d$ [mm]	$p$ [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	1	40,91	40,47	1,01
1	2	40,91	39,87	1,03
2	1	40,91	39,41	1,04
2	2	40,91	37,76	1,08

Tabella 5.182: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

### 5.7.1.5 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore. In questo caso ci sono due piedi da verificare, in quanto la pala presenta un doppio piede palare di accoppiamento con la pala.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_z$ , figura 5.190) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.190), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.190 (superfici verdi). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo. La procedura di calcolo segue fedelmente quella relativa al disco del 2° stadio della macchina n° 1 (5.5.1.4).

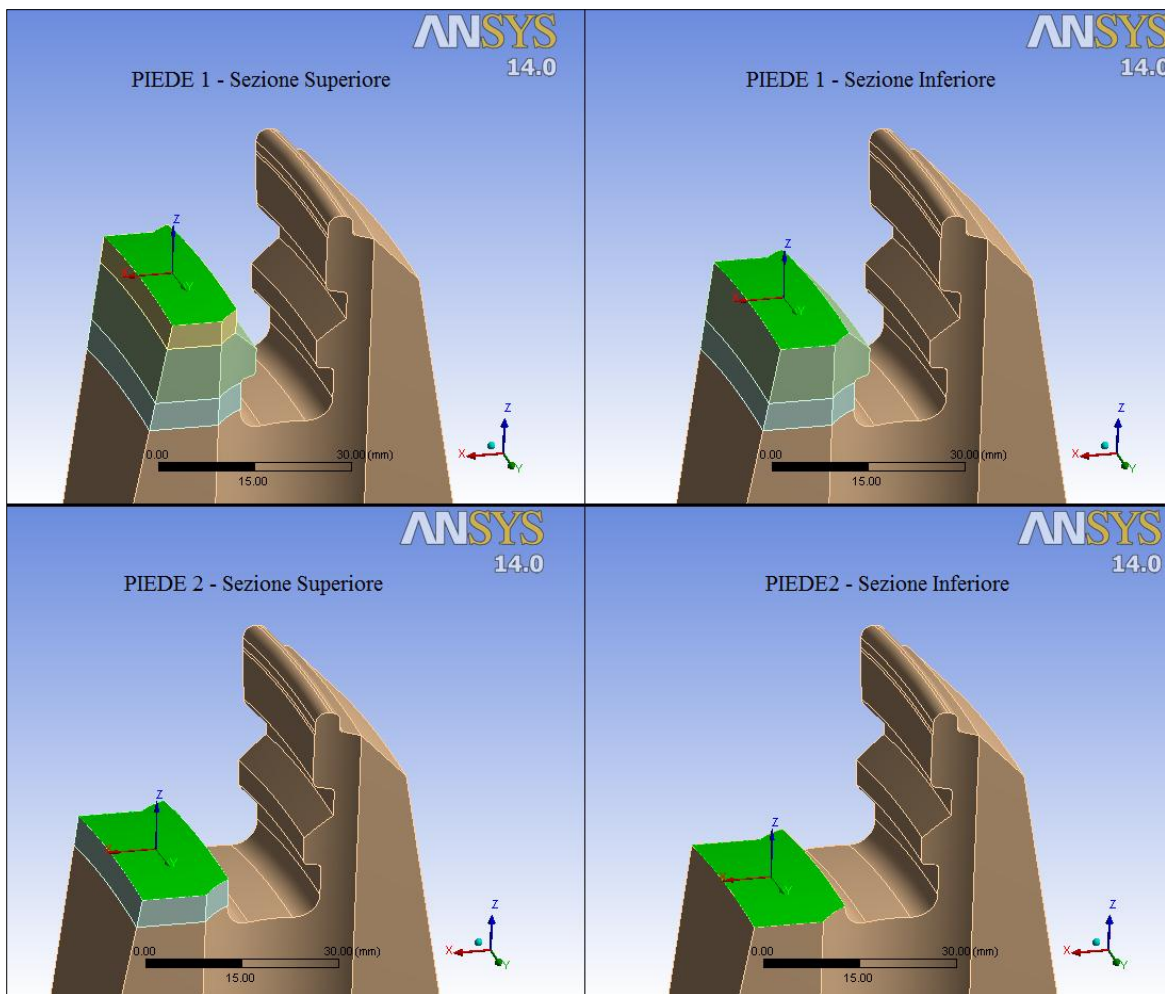


Fig. 5.190: sezioni resistenti, superiore a sinistra e inferiore a destra, per i due piedi. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_z$  e  $M_y$ .

**Disco in assenza di erosione**

Viene ora considerata il disco integro (offset nullo). Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore del primo piede della cava del disco.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore del primo piede della cava, risulta  $F_z = 26200$  N e  $M_y = 66000$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $453$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $858$  mm<sup>3</sup> (approssimano la sezione ad una geometria rettangolare). Ne risulta pertanto una tensione di trazione e di flessione pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{26200}{453} = 58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{66000}{858} = 77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{sf}} = \frac{77}{1,5} = 51 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 58 + 51 = 109 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p, 1\%, 10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{200}{109} = 1,83$$

pertanto la sezione superiore del primo piede del disco turbina risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 41 MPa (non si è conteggiato il contributo centrifugo della porzione di disco superiore) e una tensione di flessione di 138 MPa. Ciò mostra il trattenimento dei dentini del disco (che si accoppiano con il fianco della paletta), con conseguente di diminuzione dell'effetto flessionale del disco.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_z = 29162$  N e  $M_y = 35206$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $472$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $949$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione e di flessione pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{29162}{472} = 62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{35206}{949} = 37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{37}{1,5} = 25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 62 + 25 = 87 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p,1\%,10^5}}{\sigma_{nom}} = \frac{200}{87} = 2,30$$

pertanto anche la sezione inferiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 46 MPa e una tensione di flessione di 138 MPa. Anche qua si nota la diminuzione dell'effetto flessionale del disco causato dalla presenza dei dentini.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione per i due piedi della cava del disco. Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso di offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

- **Piede 1**

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0	58	77	51	109	\	200
0,5	59	79	53	112	1,02	200
1	61	81	54	115	1,05	200

Tabella 5.183: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p,1\%,10^5}$ [MPa]
0	62	37	25	87	\	200
0,5	63	36	24	87	1,00	200
1	65	35	23	88	1,02	200

Tabella 5.184: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- **Piede 2**

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{\text{feff}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{nom}}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	101	90	60	161	\	200
0,5	103	91	61	164	1,02	200
1	105	91	61	166	1,03	200

Tabella 5.185: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_{\text{feff}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{nom}}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p, 1\%, 10^5}$ [MPa]
0	105	83	55	160	\	200
0,5	106	83	55	161	1,01	200
1	108	84	56	164	1,02	200

Tabella 5.186: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

### 5.7.2 7° Stadio

Il 7° stadio della prima macchina analizzata lavora a 164 °C e risulta essere costituito da 80 pale. La macchina ruota ad una velocità angolare di 987,3 rad/s. In figura 5.191 viene riportato il modello geometrico di partenza e a destra il modello “meshato” (tetraedri).

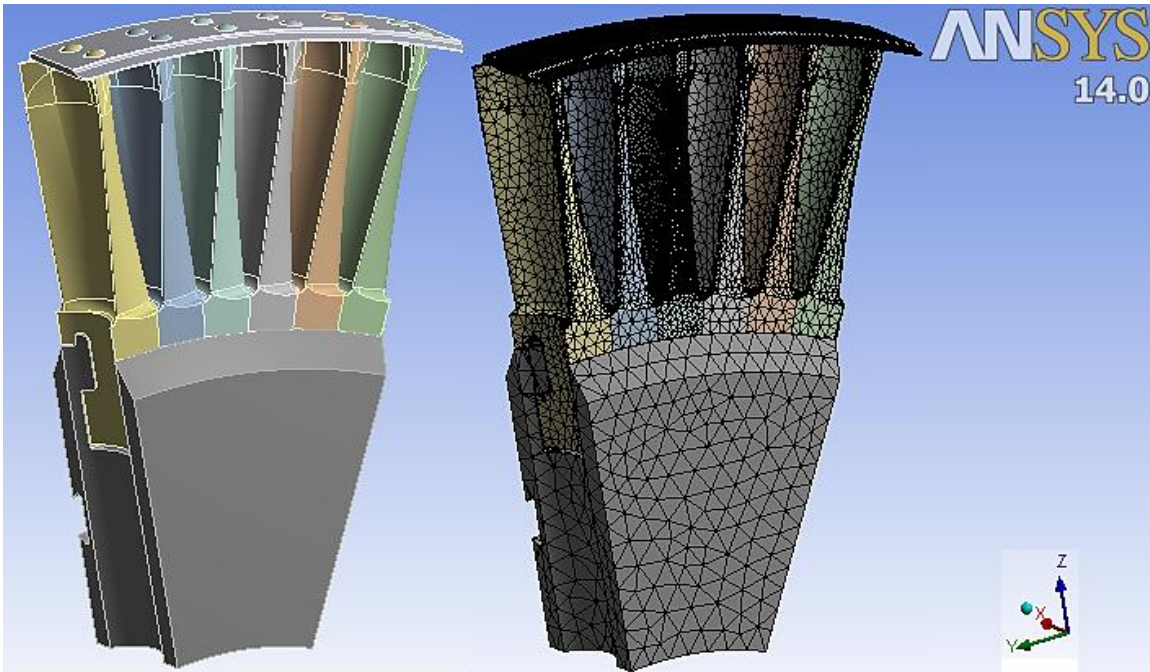


Fig. 5.191: modello geometrico e mesh del 7° stadio della macchina n° 3.

I materiali che costituiscono i componenti e le loro caratteristiche alla temperatura dello stadio sono i seguenti (tabella 5.187):

Componente	Materiale	Tensione di snervamento $R_{p0,2}$ [MPa]	Densità [Kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young [MPa]
Bendaggio	X20Cr13	400	7700	207000
Palette	X20Cr13	400	7750	207000
Disco	28NiCrMo44	540	7850	202000

Tabella 5.187: caratteristiche dei materiali dei componenti del 7° stadio della macchina n° 3.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti dalle analisi per i vari componenti, con e senza difetti. In figura 5.192 è mostrato lo stato tensionale dell'assieme in esame, mentre in figura 5.193 quello riguardante una singola paletta. Per non appesantire troppo le sezioni relative ai risultati si prenderanno in considerazione solo alcuni esempi di analisi agli

elementi finiti, con successiva elaborazione con il coefficiente di intaglio sperimentale per tener conto della sensibilità all'intaglio.

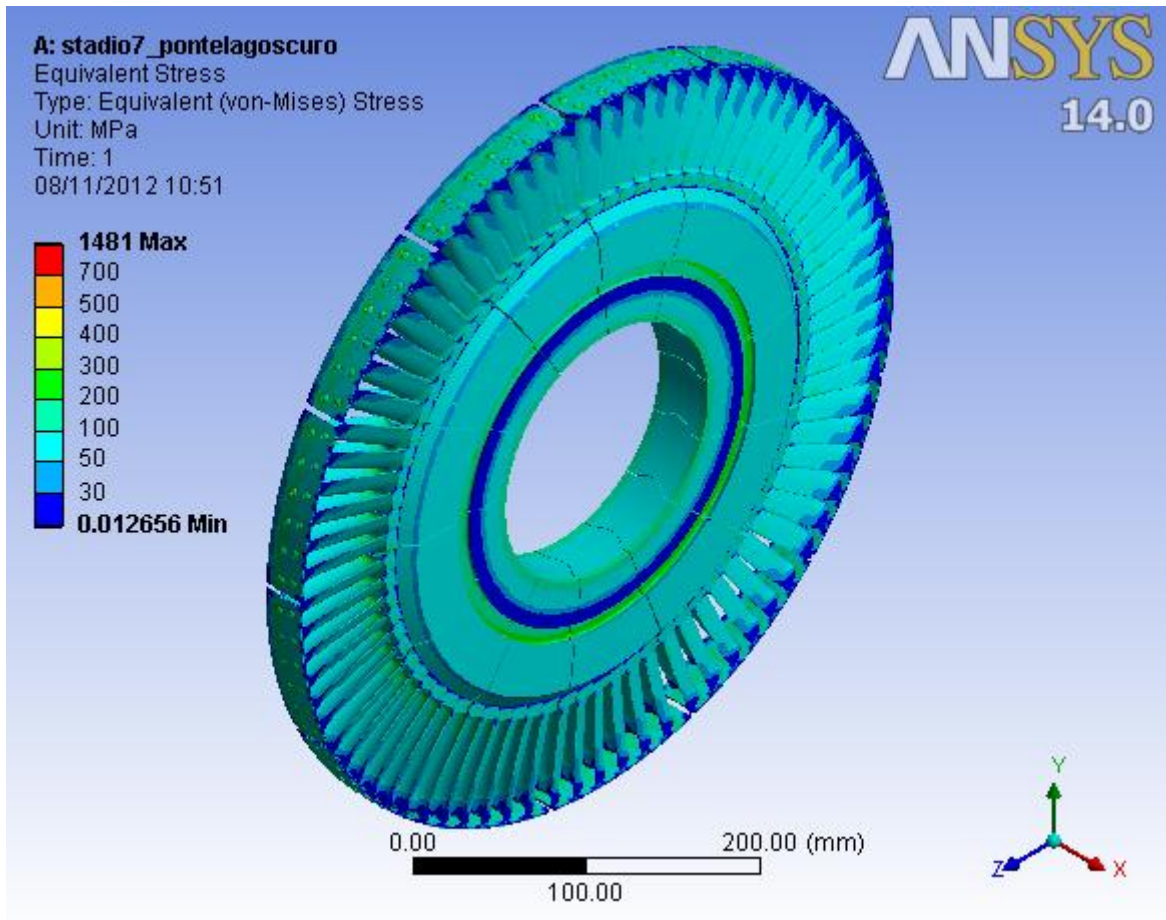


Fig. 5.192: tensione di Von Mises calcolata sul 7° stadio della macchina n° 3.

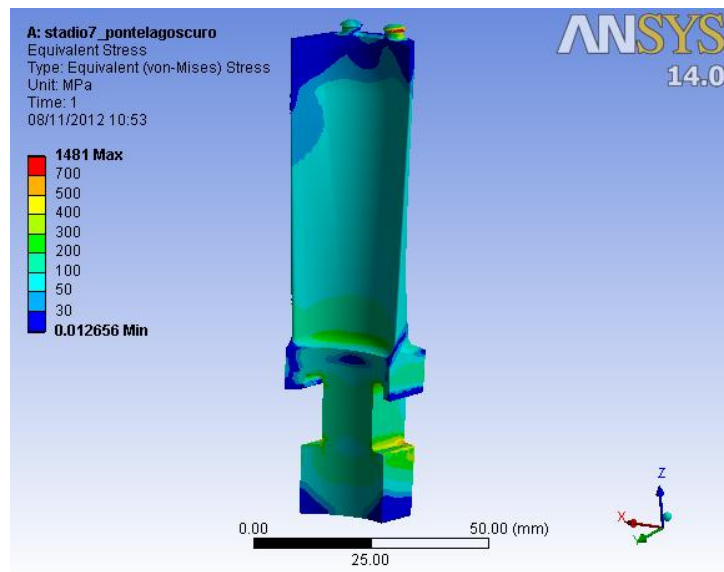


Fig. 5.193: tensione ideale di Von Mises trovata per una pala del 7° stadio della macchina n° 3.



### 5.7.2.1 Bendaggio

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al bendaggio del 7° stadio in esame. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.1.

#### Calcolo tensione efficace del bendaggio in assenza di difetti

Il bendaggio presenta una configurazione simile a quello dell'8° stadio della macchina n° 2 (paragrafo 5.6.2.1). Infatti il collegamento alla paletta avviene tramite due piolini, i quali presentano un diametro del gambo pari a 4 mm. Tuttavia il comportamento flessionale del bendaggio risulta essere diverso da quello visto per l'8° stadio della macchina n° 2 (vedi figure 5.194-195).

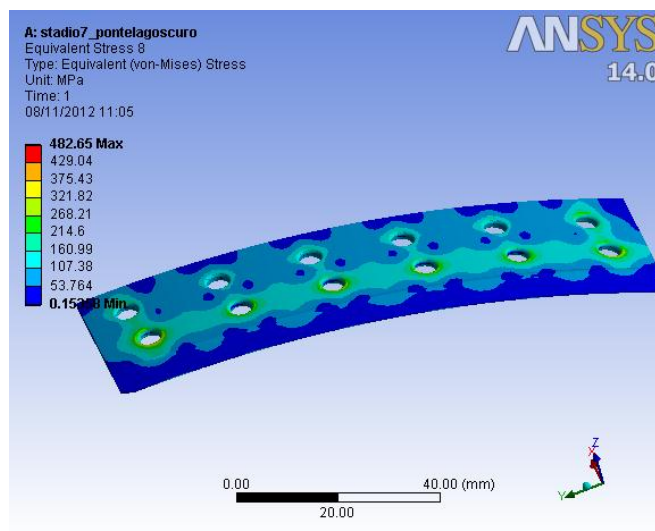


Fig. 5.194: tensione di Von Mises sul bendaggio del 7° stadio della macchina n° 3.

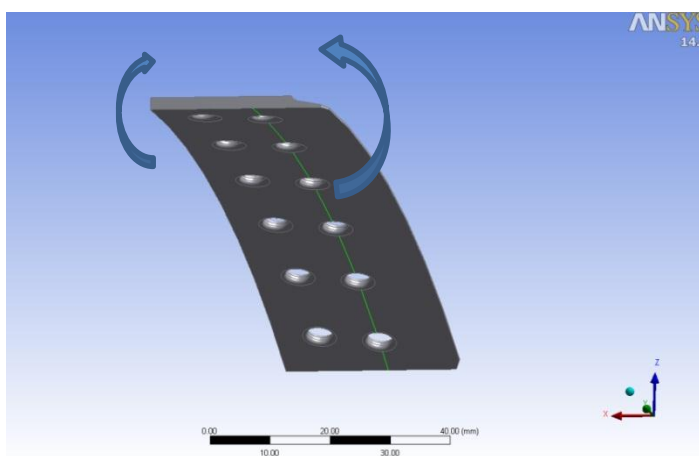


Fig. 5.195: fibra inferiore del bendaggio maggiormente sollecitata, in corrispondenza della quale viene calcolato il path di tensione

La fibra più sollecitata risulta quella inferiore mostrata in figura 5.195, in corrispondenza della porzione laterale del bendaggio più a sbalzo. Per trovare la tensione nominale  $\sigma_n$  agente sulla fibra inferiore si è realizzato una path della componente di tensione  $\sigma_{xx}$  lungo tale fibra. In questo caso la tensione nominale netta vale 155 MPa.

Le analisi F.E.M. evidenziano un comportamento flessionale differente da quello derivante dall'analisi manuale svolta nel capitolo 1. In tal caso si era ipotizzato lo schema semplificato di trave appoggiata in corrispondenza dei vari pioli. I risultati pertanto non possono essere confrontati tra di loro, in quanto fanno riferimento a componenti di sollecitazioni diverse.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro

$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  pari a 328 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$  è pari a 331 MPa (figura 5.196).

Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza, la tensione efficace e il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{328}{155} = 2,21$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,12 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 2,52$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{331}{2,52} = 131\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}} = \frac{400}{131} = 3,05$$

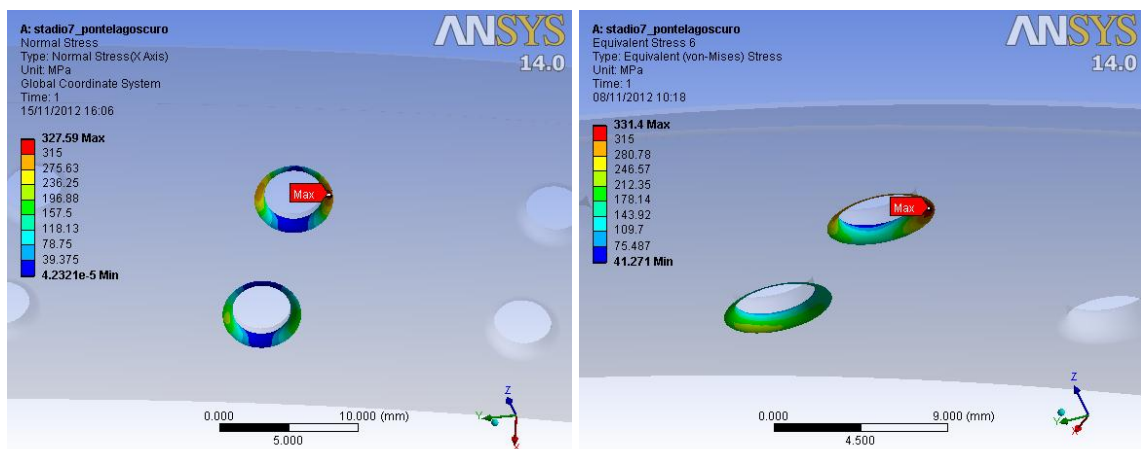


Fig. 5.196: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del foro del bendaggio maggiormente sollecitato.

### Calcolo tensione efficace del bendaggio con difetto

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto passante del diametro  $d$  pari a 1,5 mm presente sul bendaggio, ad una distanza  $x$  pari a 3,8 mm (figura 5.197) dal foro del bendaggio. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà un concentrazione delle tensioni.

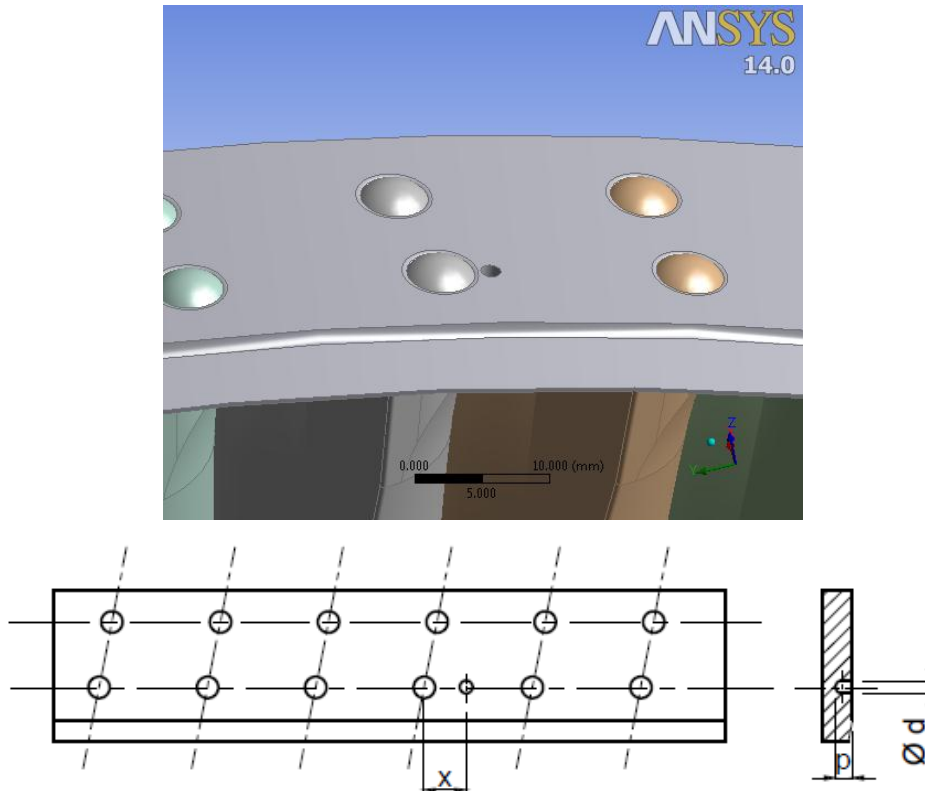


Fig. 5.197: modello 3D del bendaggio con difetto passante e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

La tensione nominale  $\sigma_n$  passa dal valore di 155 MPa, ad un valore di 158 MPa, per effetto della riduzione di sezione resistenza causata dalla presenza del difetto. Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$  pari a 463 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$  è pari a 455 MPa (figura 5.198). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{463}{158} = 2,93$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,93 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 3,37$$

$$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{455}{3,37} = 135 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}} = \frac{400}{135} = 2,96$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetti}} = \frac{135}{131} = 1,03$$

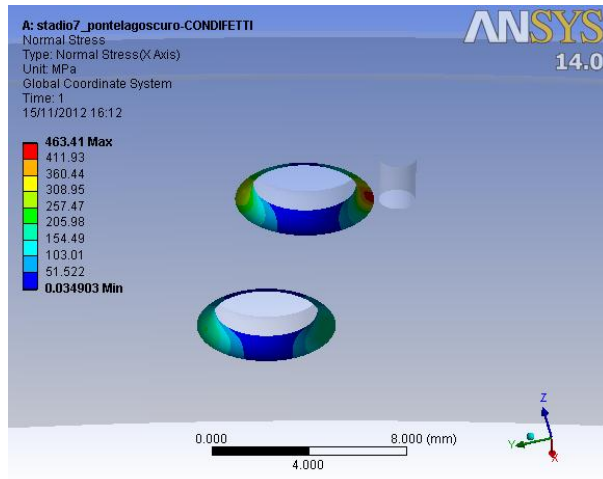


Fig. 5.198: tensione di picco lineare elastica di flessione in corrispondenza del foro del bendaggio.

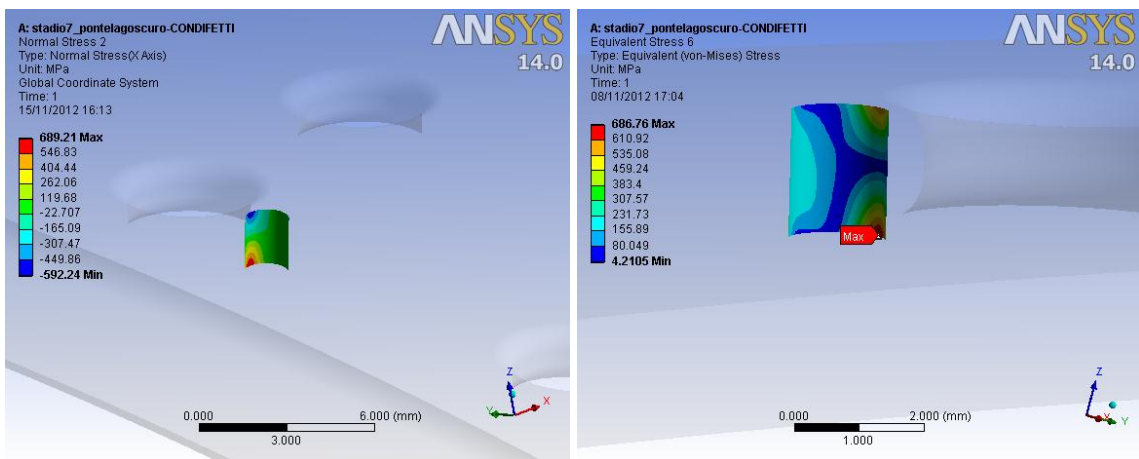


Fig. 5.199: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del difetto.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di picco di flessione pari 689 MPa e una di Von Mises pari a 687 MPa (figura 5.199). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_d}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n} = \frac{689}{158} = 4,36$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 4,36 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 4,87$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{687}{4,87} = 141 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{400}{141} = 2,84$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}} = \frac{141}{131} = 1,08$$

Vengono ora riportati tutti i risultati ottenuti per il bendaggio al variare delle dimensioni del difetto nel caso di contatti No Separation.

**Risultati bendaggio**

Con riferimento al disegno qualitativo del bendaggio (figura 5.197) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il bendaggio, prima per difetti distanti  $x = 9,3$  mm dal foro del bendaggio (tabelle 5.188 -189-190-191) e poi distanti  $x = 3,8$  mm (tabelle 5.192-193-194-195). Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabelle azzurre, 5.188 e 5.192), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.189-190-191-192) e infine una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.191 e 5.195). Si è implementato un contatto di tipo No Separation.

**- Caso:  $x = 9,3$  mm**

<b>D</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	<b>x</b> [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	9,3	331	254	0,77	331	1,00	400
0,5	1,25	9,3	331	258	0,78	330	1,00	400
0,5	passante	9,3	331	321	0,97	330	1,00	400
1	0,5	9,3	331	205	0,62	330	1,00	400
1	1,25	9,3	331	231	0,70	330	1,00	400
1	passante	9,3	331	285	0,86	331	1,00	400
1,5	0,5	9,3	331	176	0,53	331	1,00	400
1,5	1,25	9,3	331	221	0,67	332	1,00	400
1,5	passante	9,3	331	270	0,82	333	1,01	400

Tabella 5.188: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 9,3$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
331	328	156	2,10	0,84	2,50	132
330	328	156	2,10	0,84	2,50	132
330	327	156	2,10	0,84	2,50	132
330	327	157	2,08	0,84	2,48	133
330	328	157	2,09	0,84	2,49	133
331	329	157	2,10	0,84	2,50	133
331	329	158	2,08	0,84	2,48	133
332	330	158	2,09	0,84	2,49	133
333	330	158	2,09	0,84	2,49	134

Tabella 5.189: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
254	260	156	1,67	0,81	2,05	124
258	266	156	1,71	0,82	2,09	124
321	328	156	2,10	0,84	2,50	128
205	205	157	1,31	0,78	1,67	123
231	235	157	1,50	0,80	1,87	124
285	290	157	1,85	0,83	2,24	127
176	178	158	1,13	0,76	1,48	119
221	224	158	1,42	0,79	1,79	124
270	271	158	1,72	0,82	2,10	129

Tabella 5.190: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	9,3	131	124	0,94	132	1,01	400
0,5	1,25	9,3	131	124	0,94	132	1,00	400
0,5	passante	9,3	131	128	0,98	132	1,01	400
1	0,5	9,3	131	123	0,93	133	1,01	400
1	1,25	9,3	131	124	0,94	133	1,01	400
1	passante	9,3	131	127	0,97	133	1,01	400
1,5	0,5	9,3	131	119	0,90	133	1,01	400
1,5	1,25	9,3	131	124	0,94	133	1,01	400
1,5	passante	9,3	131	129	0,98	134	1,02	400

Tabella 5.191: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto (x = 9,3 mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

- Caso:  $x = 3,8$  mm

D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	3,8	331	490	1,48	331	1,00	400
0,5	1,25	3,8	331	519	1,57	332	1,00	400
0,5	passante	3,8	331	612	1,85	346	1,05	400
1	0,5	3,8	331	441	1,33	332	1,00	400
1	1,25	3,8	331	518	1,56	340	1,03	400
1	passante	3,8	331	629	1,90	364	1,10	400
1,5	0,5	3,8	331	407	1,23	335	1,01	400
1,5	1,25	3,8	331	577	1,74	360	1,09	400
1,5	passante	3,8	331	687	2,08	455	1,37	400

Tabella 5.192: tensioni sul bendaggio derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 3,8$  mm).

$\sigma_{vm\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]
331	331	156	2,12	0,84	2,52	131
332	332	156	2,13	0,84	2,53	131
346	345	156	2,21	0,84	2,62	132
332	333	157	2,12	0,84	2,52	132
340	342	157	2,18	0,84	2,58	132
364	366	157	2,33	0,85	2,74	133
335	338	158	2,14	0,84	2,54	132
360	366	158	2,32	0,85	2,73	132
455	463	158	2,93	0,87	3,37	135

Tabella 5.193: parametri calcolati per trovare la tensione efficace indotta sul bendaggio.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
490	495	156	3,17	0,88	3,62	135
519	523	156	3,35	0,88	3,81	136
612	617	156	3,96	0,89	4,44	138
441	443	157	2,82	0,87	3,26	135
518	511	157	3,25	0,88	3,71	140
629	623	157	3,97	0,89	4,46	141
407	403	158	2,55	0,86	2,97	137
577	579	158	3,66	0,89	4,14	139
687	689	158	4,36	0,90	4,87	141

Tabella 5.194: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto.



D [mm]	p [mm]	x [mm]	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_BENDAGGIO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,5	3,8	131	135	1,03	131	1,00	400
0,5	1,25	3,8	131	136	1,04	131	1,00	400
0,5	passante	3,8	131	138	1,05	132	1,01	400
1	0,5	3,8	131	135	1,03	132	1,00	400
1	1,25	3,8	131	140	1,06	132	1,00	400
1	passante	3,8	131	141	1,07	133	1,01	400
1,5	0,5	3,8	131	137	1,04	132	1,00	400
1,5	1,25	3,8	131	139	1,06	132	1,00	400
1,5	passante	3,8	131	141	1,07	135	1,03	400

Tabella 5.195: tensioni efficaci sul bendaggio con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto ( $x = 3,8$  mm). Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetti**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutare l'incremento indotto sulla stessa dal difetto a causa della riduzione di sezione resistente provocata. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.196.

D [mm]	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_n^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_n}$
0,5	155	156	1,01
1	155	157	1,01
1,5	155	158	1,02

Tabella 5.196: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto.

### 5.7.2.2 Piolo

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al piolo ribadito del 7° stadio della macchina n° 3. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.2.

#### ► Calcolo tensione efficace del piolo in assenza di difetti

Il piolo risulta essere sollecitato in maniera differente rispetto ai pioli visti finora. I pioli più sollecitati risultano essere quelli che si trovano dalla parte della porzione a sbalzo del bendaggio (figura 5.200 a sinistra).

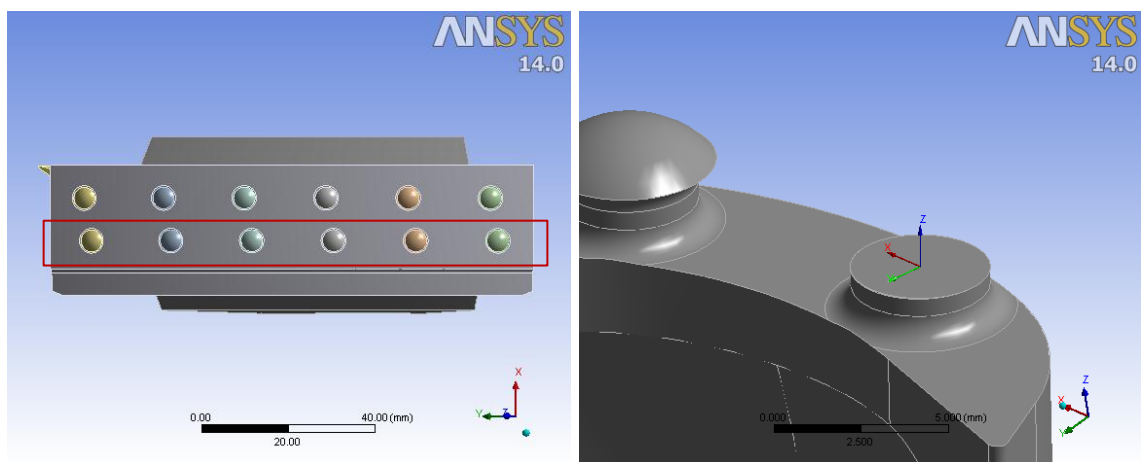


Fig. 5.200: pioli più sollecitati e sistema di riferimento locale sul gambo del piolo.

In questo caso il punto di massima tensione coincide con il punto in cui si ha il massimo valore della tensione nominale. Quest'ultima deriva dal calcolo delle reazioni che il piolo scambia con la parte sottostante della paletta. Con riferimento alla figura 5.200, le componenti principali di sollecitazione sono la forza di trazione  $F_z = 1066$  N e il momento di flessione  $M_y = 992$  N·mm. Ne risulta una tensione nominale di 238 MPa (di cui 80 derivano dallo sforzo di trazione e 158 dalla componente dovuta alla flessione). Il punto in cui si ha tale tensione nominale giace lungo i valori negativi delle coordinate 2 (per  $x = -2$  mm, essendo il diametro del gambo del piolo pari a 4 mm).

Come mostrato in figura 5.201 si ha una tensione principale di picco  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}$  pari a 918 MPa (mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 820 MPa). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  nel caso di trazione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $v_s$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{senza\ difetto}}{\sigma_n} = \frac{918}{238} = 3,86$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,86 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 2,99$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{820}{2,99} = 274\ MPa$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}} = \frac{400}{274} = 1,46$$

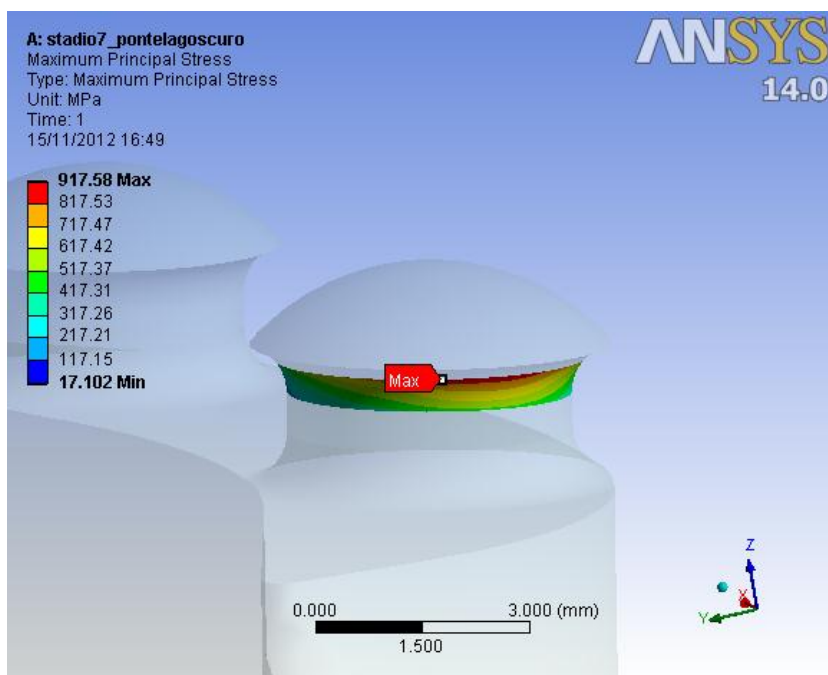


Fig. 5.201: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo dove si ha il massimo valore della tensione nominale  $\sigma_n$ .

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $d$  pari a 1 mm e profondità  $p$  di 0,8 mm presente sul piolo, avente un'eccentricità  $e$  di 1,5 mm rispetto l'asse del piolo (figura 5.202). Si prevede che il difetto provochi un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta e inoltre lui stesso comporti un effetto locale di concentrazione delle tensioni.

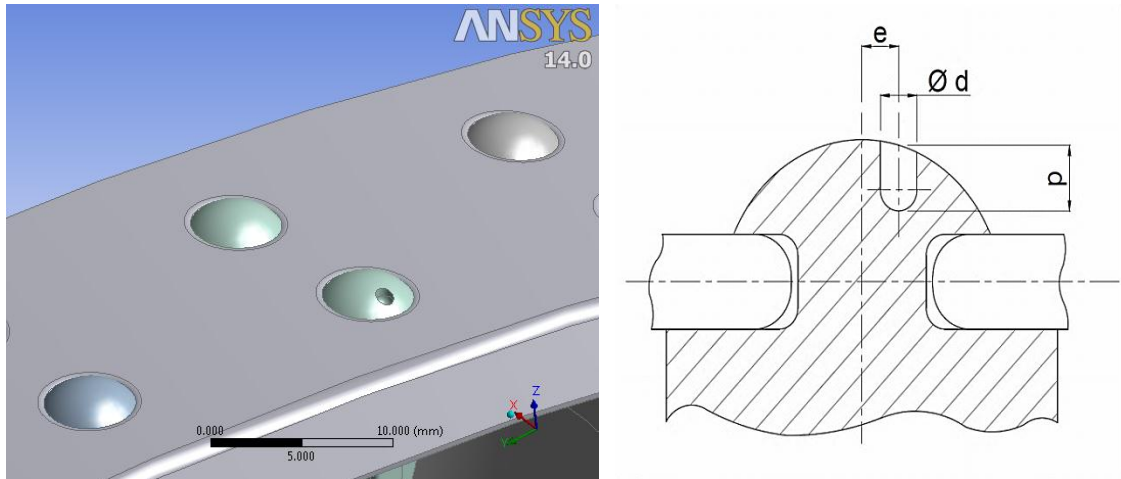


Fig. 5.202: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

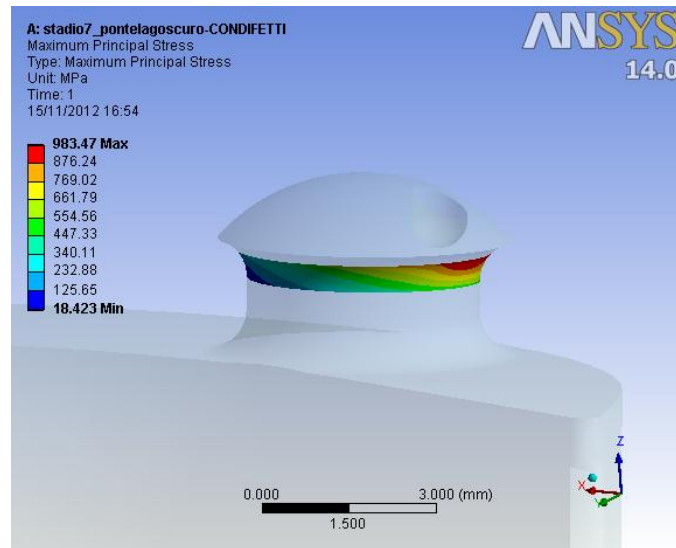


Fig. 5.203: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 983 MPa (figura 5.203), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$  nello stesso punto vale 892. Si può calcolare in successione il  $K_t$ ,

il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{983}{238} = 4,13$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (4,13 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 3,18$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{892}{3,18} = 280 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}} = \frac{400}{280} = 1,43$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza difetti}} = \frac{280}{274} = 1,02$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto sulla testa del piolo comporta un lieve incremento della tensione efficace nel sottotesta del piolo.

Allo stesso modo si può valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto stesso, in corrispondenza del quale risulta una tensione di Von Mises pari a 849 MPa (figura 5.205). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella testa del piolo in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 309 MPa, figura 5.204):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{849}{309} = 2,75$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (2,75 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 2,22$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{849}{2,22} = 382 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{400}{382} = 1,05$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{382}{309} = 1,24$$

Quindi si può affermare che la presenza del difetto in questione aumenta lo stato di tensione del 24 %; la tensione efficace in corrispondenza del difetto risulta di poco inferiore della tensione di snervamento del materiale (si ha infatti un  $v_s$  pari a 1,05).

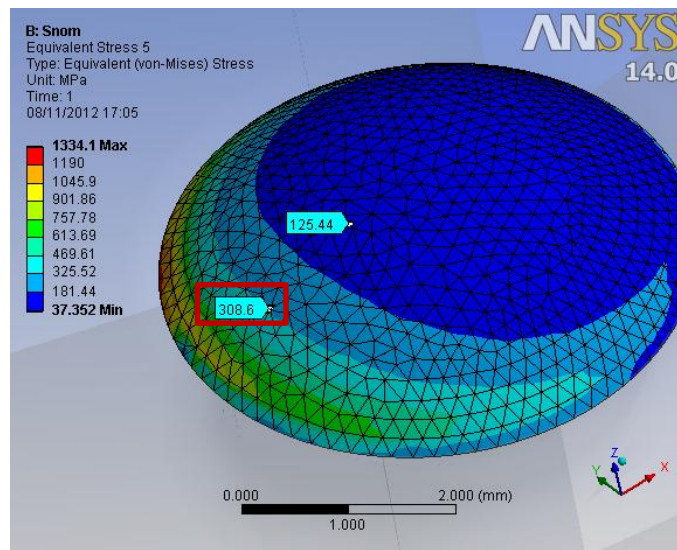


Fig. 5.204: tensioni nominali per i difetti al variare dell'eccentricità del difetto stesso.

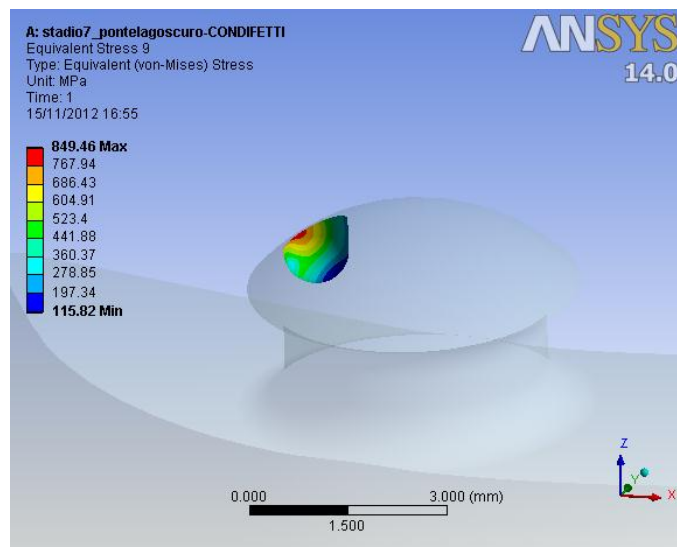


Fig. 5.205: tensione ideale di Von Mises calcolata in corrispondenza del difetto sulla testa del piolo.

**Risultati Piolo con difetti 1° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.202) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Viene riportata una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi lineari elastiche agli elementi finiti (tabella azzurre, 5.197), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.198-199) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabelle viola, 5.200).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	820	242	827	400
0,5	0,2	0,8	820	259	833	400
0,5	1	0,2	820	222	830	400
0,5	1	0,8	820	317	839	400
1,5	0,2	0,2	820	516	834	400
1,5	0,2	0,8	820	548	821	400
1,5	1	0,2	820	429	835	400
1,5	1	0,8	820	849	892	400

Tabella 5.197: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
827	925	238	3,89	1,29	3,01	274
833	923	238	3,88	1,29	3,01	277
830	929	238	3,90	1,29	3,03	274
839	935	238	3,93	1,29	3,04	276
834	931	238	3,91	1,29	3,03	275
821	917	238	3,85	1,29	2,99	274
835	933	238	3,92	1,29	3,04	275
892	983	238	4,13	1,30	3,18	280

Tabella 5.198: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
242	125	1,94	1,17	1,65	146
259	125	2,07	1,19	1,75	148
222	125	1,78	1,15	1,54	144
317	125	2,54	1,22	2,07	153
516	309	1,67	1,14	1,47	352
548	309	1,77	1,15	1,54	356
429	309	1,39	1,09	1,27	338
849	309	2,75	1,24	2,22	382

Tabella 5.199: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$$

Nella tabella di valutazione finale (tabella 5.200), sono riportati i valori delle tensioni del piolo in assenza di difetti e successivamente in presenza di difetti. Nel primo caso viene riportata la tensione efficace calcolata in corrispondenza della sottotesta del piolo ( $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}$ ) e le tensioni nominali (di Von Mises) che sono state calcolate nei punti in cui verranno inseriti i difetti ( $\sigma_n^{difetto}$ ). Nel caso in cui vengano inseriti i difetti, assumendo che la tensione efficace calcolata in corrispondenza della sottotesta del piolo resti invariata, si riporta la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto ( $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ ). Viene utilizzata direttamente lei in quanto è l'unica che descrive l'incremento dello stato di tensione provocato dal difetto. Nelle tabelle il coefficiente di incremento tensionale, prenderà come base di riferimento in assenza di difetti la tensione massima tra quella sulla sottotesta e quelle nominali calcolate sulla testa del piolo. Si avrà pertanto:

$$C_{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\max(\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}; \sigma_n^{difetto})}$$



e [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetti}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,2	0,2	274	125	146	0,53	400
0,5	0,2	0,8	277	125	148	0,54	400
0,5	1	0,2	274	125	144	0,53	400
0,5	1	0,8	276	125	153	0,56	400
1,5	0,2	0,2	275	309	352	1,14	400
1,5	0,2	0,8	274	309	356	1,15	400
1,5	1	0,2	275	309	338	1,09	400
1,5	1	0,8	280	309	382	1,24	400

Tabella 5.200: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente provocata dal difetto Tipologia 1**

La valutazione del decremento della resistenza statica indotto dal difetto può essere valutato qualitativamente quantificando la riduzione di sezione resistente provocata dal difetto stesso. Il piolo in questione risulta essere diverso da quelli analizzati finora; infatti ora si ha un diametro del gambo del piolo pari a 4 mm. Con riferimento alla figura 5.206, a sinistra è riportata l'area resistente in assenza di difetti, mentre a destra è riportato l'effetto di riduzione provocato dalla presenza di un difetto ( $e = 2,5$  mm;  $d = 1$  mm;  $p = 0,8$  mm). L'area resistente in assenza di difetti dipenderà dall'eccentricità relativa al difetto che verrà inserito (tabella 5.201). Si può definire in questo caso un coefficiente di riduzione di area resistente  $C_A$  che tiene conto dell'incremento di pericolosità provocato dalla presenza del difetto:

$$C_A = \frac{A_{\text{senza difetti}}}{A_{\text{con difetti}}} \quad (5.14)$$

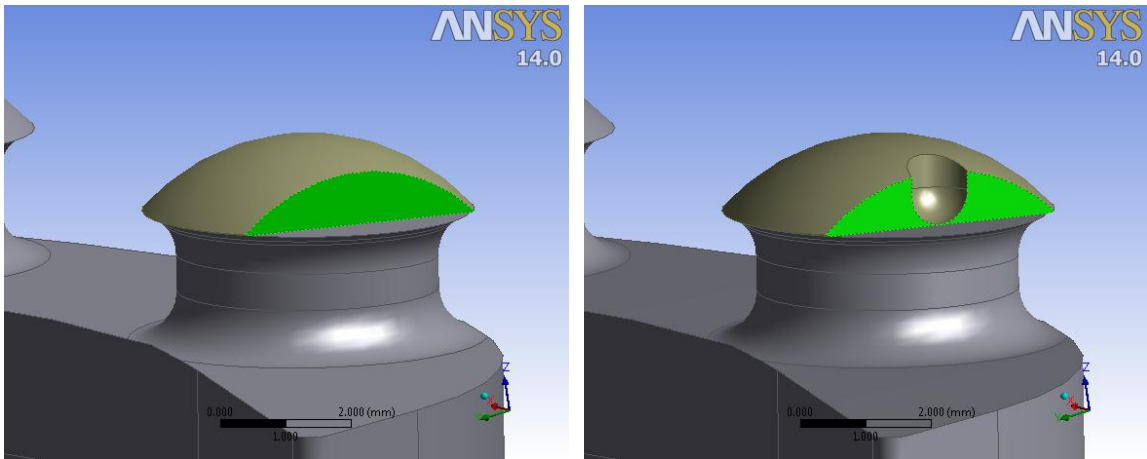


Fig. 5.206: area resistente analizzata in assenza di difetti e con difetto.

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
0,5	0,2	0,2	3,93	3,90	1,01
0,5	0,2	0,8	3,93	3,78	1,04
0,5	1	0,2	3,93	3,83	1,03
0,5	1	0,8	3,93	3,25	1,21
1,5	0,2	0,2	2,33	2,29	1,02
1,5	0,2	0,8	2,33	2,17	1,07
1,5	1	0,2	2,33	2,21	1,05
1,5	1	0,8	2,33	1,63	1,42

Tabella 5.201: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 2° tipologia (par. 5.2.2) del raggio  $R$  di 1 mm e profondità  $p$  di 0,5 mm presente sul piolo (figura 5.207). Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del raccordo sottotesta del piolo. La procedura di calcolo è descritta in dettaglio nel paragrafo 5.5.1.2), relativo al piolo del 1° stadio della medesima macchina.

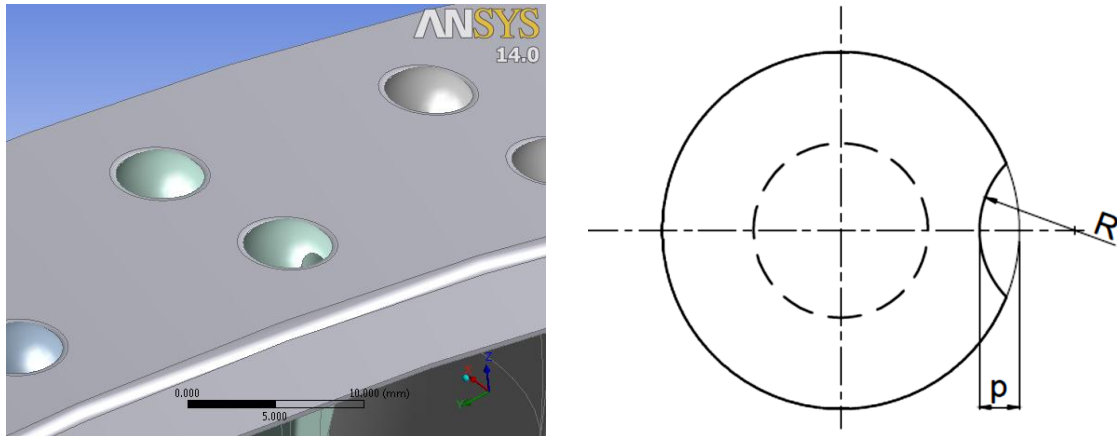


Fig. 5.207: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

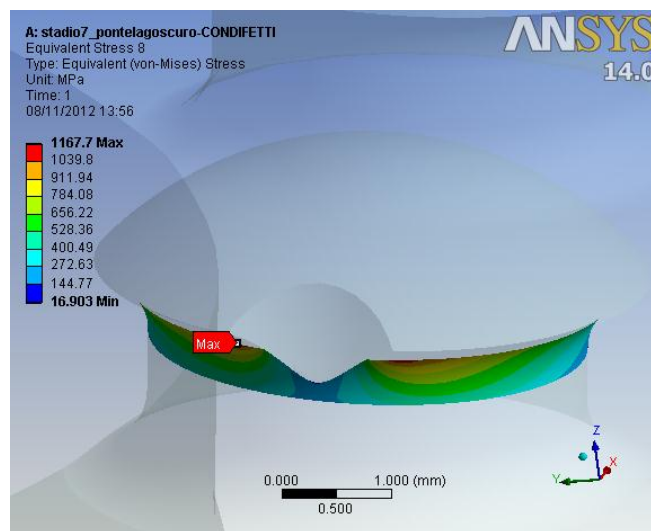


Fig. 5.208: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto della 2° Tipologia.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del piolo  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 1255 MPa, mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$  nel medesimo punto vale 1168 MPa (figura 5.208). Si può calcolare in

successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{n1}} = \frac{1255}{238} = 5,27$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (5,27 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 3,98$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_PIOLO}^{con\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{1168}{3,98} = 293 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}} = \frac{400}{293} = 1,37$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetti}} = \frac{293}{274} = 1,07$$

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.207) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportate in successione, sia una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurra 5.202), una tabella coi parametri per calcolare la tensione efficace (tabella arancione 5.203) sia una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento (tabella viola 5.204).

<b>R</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,25	820	940	1,15	400
1	0,25	820	986	1,20	400
0,5	0,5	820	1097	1,34	400
1	0,5	820	1168	1,42	400

Tabella 5.202: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
940	1032	238	4,34	1,30	3,33	282
986	1082	238	4,55	1,31	3,48	284
1097	1188	238	4,99	1,32	3,79	290
1168	1255	238	5,27	1,32	3,98	293

Tabella 5.203: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$  sulla sottotesta.

R [mm]	p [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO1}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0,5	0,25	274	282	1,03	400
1	0,25	274	284	1,04	400
0,5	0,5	274	290	1,06	400
1	0,5	274	293	1,07	400

Tabella 5.204: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto.

► **Calcolo tensione efficace del piolo con difetto 4° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 4° tipologia (par. 5.2.2) del diametro  $D$  di 4,6 mm (il diametro iniziale  $D^*$  è pari a 5 mm, figura 5.209). Si prevede che il difetto in questione provochi una variazione della tensione nominale sul gambo del piolo e della relativa tensione efficace. Al diminuire della superficie di contatto tra piolo e bendaggio si trasferisce una forza di trazione  $F_z$ , inferiore rispetto alla configurazione integra.

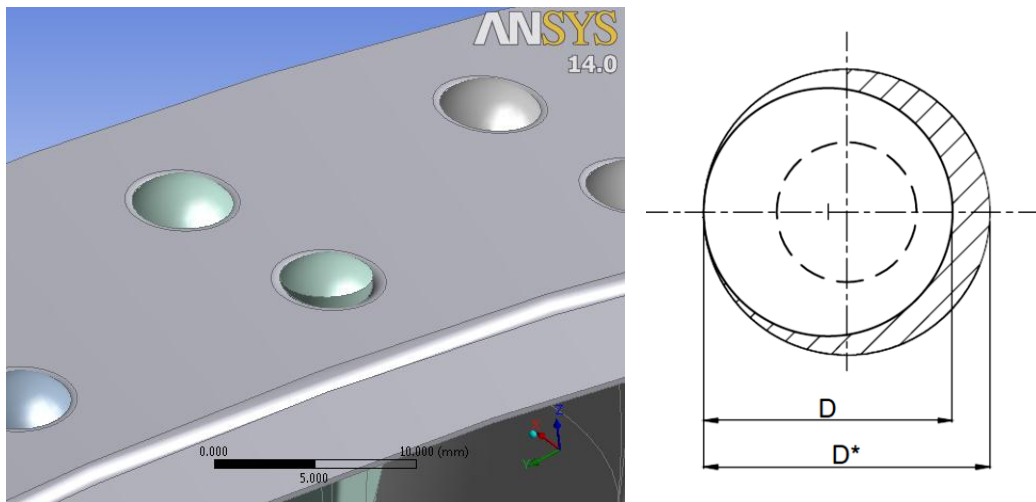


Fig. 5.209: modello 3D del piolo con difetto e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

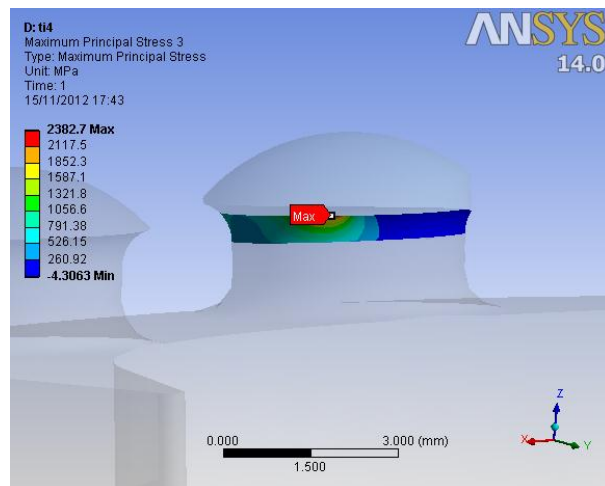


Fig. 5.210: tensione principale di picco lineare elastica presente sul raccordo sottotesta del piolo in presenza di del difetto.

Infatti in tal caso risultano delle reazioni pari a:  $F_z = 816$  N e un momento  $M_y = -1451$  N·mm (sistema di riferimento mostrato in figura 5.200). Ne risulta una tensione di trazione

di 65 MPa e una tensione di flessione di 236 MPa. La tensione nominale  $\sigma_n$  in presenza del difetto di erosione è pari a 301 MPa.

Dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del foro  $\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$  pari a 2383 MPa (figura 5.210). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_n} = \frac{2383}{301} = 7,92$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (7,92 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 5,83$$

$$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta} = K_{st0,2} \cdot \sigma_n = 1,36 \cdot 301 = 409 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}} = \frac{400}{409} = 0,98$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}}{\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza difetti}} = \frac{409}{274} = 1,49$$

Si può affermare in questo caso che la presenza di un difetto della 4° tipologia sulla testa del piolo comporta un certo incremento dello stato di tensione sul gambo, in funzione delle dimensioni delle difettosità modellate. Nel caso con  $D = 4,6$  mm il piolo non risulta verificato (il coefficiente di sicurezza risulta pari a 0,98).

**Risultati Piolo con difetti 4° Tipologia**

Con riferimento al disegno qualitativo del piolo (figura 5.209) vengono ora riportati i risultati ottenuti per il piolo, utilizzando un contatto di tipo No Separation. Vengono riportati per ogni configurazione di difetto, una tabella con le tensioni che derivano dalle analisi agli elementi finiti (tabella azzurre, 5.205), una tabella che riassume i parametri calcolati per pervenire alle tensioni efficaci (tabelle arancioni, 5.206) e una tabella contenente le tensioni efficaci allo snervamento calcolate a partire da quelle derivanti dalle analisi F.E.M. (tabella viola, 5.207).

D [mm]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4,9	820	1939	2,36	400
4,6	820	2256	2,75	400

Tabella 5.205: tensioni sul piolo derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{pe\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]
1982	145	13,67	1.39	9,84	201
2383	301	7,2	1.36	5,83	409

Tabella 5.206: parametri calcolati per trovare la tensione efficace massima sulla sottotesta del piolo.

D [mm]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_PIOLO}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4,9	0,2	274	201	0,74
4,6	0,2	274	409	1,49

Tabella 5.207: tensioni efficaci sul piolo con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.



➤ **Valutazione dell'incremento di tensione nominale provocata dalla presenza di difetto sul piolo della 4° Tipologia**

Oltre alla valutazione della resistenza statica con il procedimento calcolato, si può procedere altresì assumendo una nulla sensibilità all'intaglio dei difetti analizzati e degli intagli di progetto del componente. In questo caso si può considerare direttamente la tensione nominale netta  $\sigma_n$  e valutarne l'incremento indotto a seguito dell'introduzione del difetto. Si può calcolare anche in questo caso il coefficiente di incremento tensionale tramite la (5.12).

I risultati ottenuti sono riportati in tabella 5.208 (nel caso di contatti No Separation).

<b>D</b> <b>[mm]</b>	$\sigma_n^{senza\ difetto}$ <b>[MPa]</b>	$\sigma_n^{indotta}$ <b>[MPa]</b>	$C_{\sigma_n}$
4,9	238	145	0,61
4,6	238	301	1,26

Tabella 5.208: incrementi di tensione nominale sul bendaggio al variare del diametro del difetto (contatti No Separation).

### 5.7.2.3 Palette

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi alla paletta del 9° stadio della macchina n° 1. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

#### Assenza di difetti

La paletta turbina risulta essere sollecitata a trazione per effetto della forza centrifuga e a flessioni multiple causate ad esempio dalla forza centrifuga e dalla spinta aerodinamica. In figura 5.211 è mostrato l'andamento della tensione di Von Mises ottenuta per la paletta in esame. Si ottiene un valore massimo di riferimento in assenza di difetti di 287 MPa.

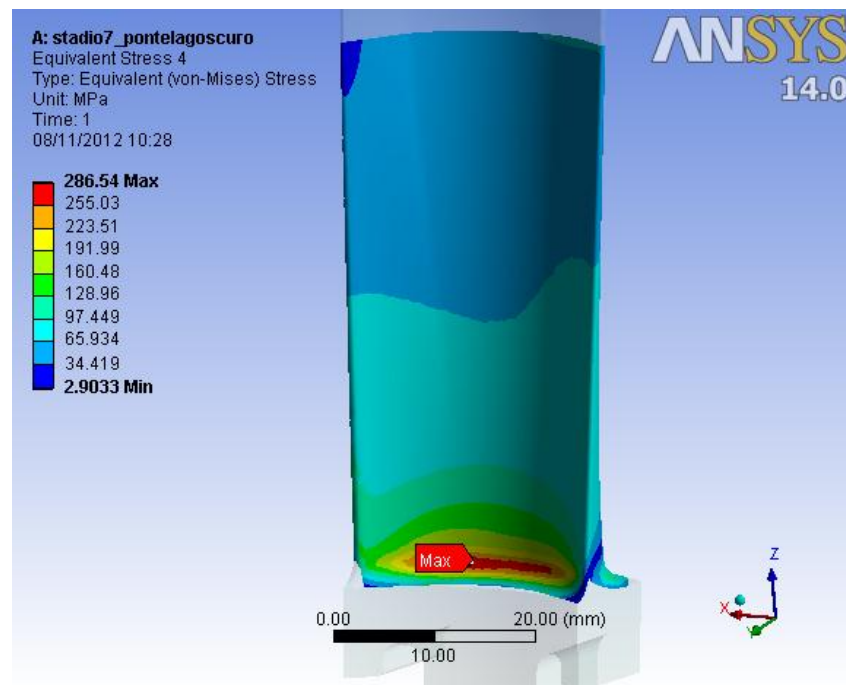


Fig. 5.211: tensione ideale di Von Mises plottata sulla paletta del 7° stadio della macchina n° 3.

Trascurando l'effetto d'intaglio a base paletta (raggio di raccordo di 10 mm), si può considerare per la verifica statica direttamente la tensione di Von Mises appena calcolata.

Il coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  vale in questo caso:

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{vm\_PALA} \text{ senza difetto}} = \frac{400}{287} = 1,39$$

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per le due diverse tipologie di difetto. Anche in questo caso si valuterà l'eventuale incremento di tensione indotto alla base della paletta e sul difetto stesso.

**Presenza sulla pala del difetto della 1° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del raggio pari a 2 mm e posto ad un'altezza di 8 mm rispetto alla base della pala. Il difetto provocherà un incremento dello stato di tensione in corrispondenza del foro del bendaggio e inoltre lui stesso provocherà una concentrazione delle tensioni. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.212: la tensione a base paletta rimane pressoché invariata (291 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 140 MPa.

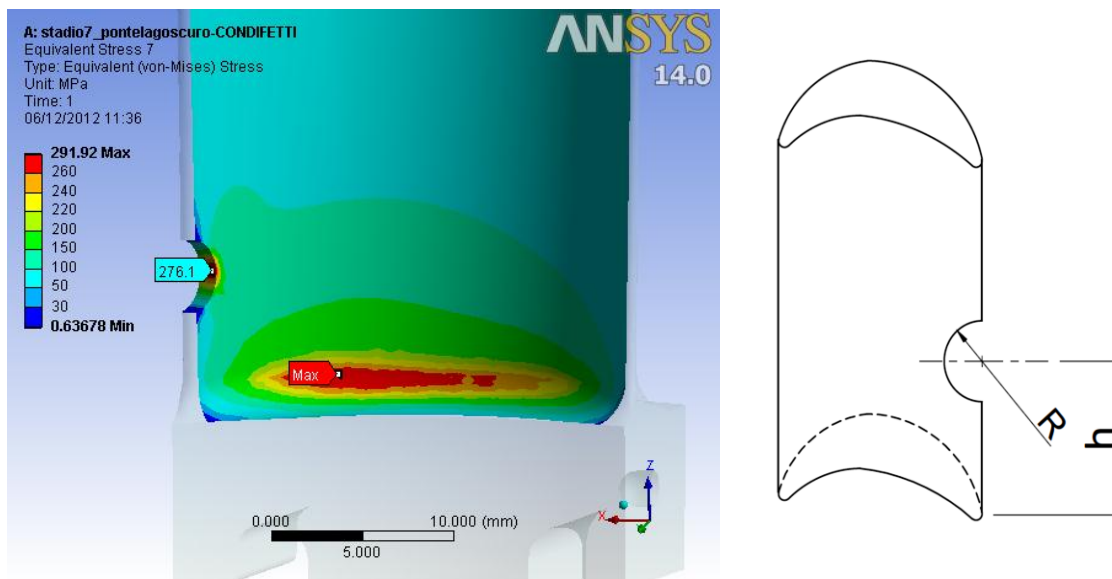


Fig. 5.212: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 1 e disegno qualitativo del difetto modellato.

Vengono riportati in tabella 5.209 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In questo caso l'introduzione del difetto comporta un lievissimo incremento dello stato di tensione lineare elastico.

R [mm]	h [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
1	4	287	296	290	1,01	400
2	4	287	285	293	1,02	400
1	8	287	290	289	1,01	400
2	8	287	276	291	1,01	400

Tabella 5.209: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

**Presenza sulla pala del difetto della 2° Tipologia**

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto della 1° tipologia (par. 5.2.3) del diametro di 2 mm, passante, posto ad una distanza dal bordo della pari a 3 mm e ad un'altezza di 8 mm dalla base della pala. La tensione a base paletta rimane pressoché invariata (293 MPa) e il difetto porta con sé una tensione di 315 MPa (la tensione principale vale invece 322 MPa, figura 5.213).

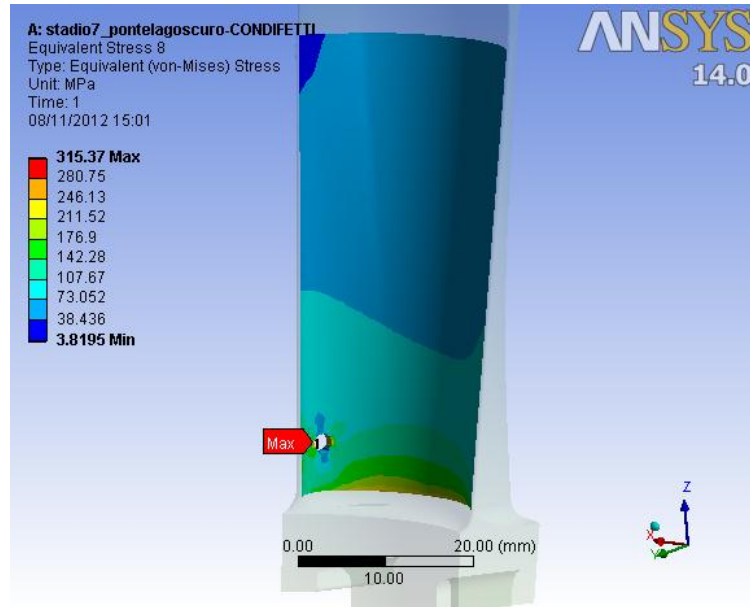


Fig. 5.213: tensione ideale di Von Mises sulla paletta in presenza di un difetto di erosione della tipologia 2.

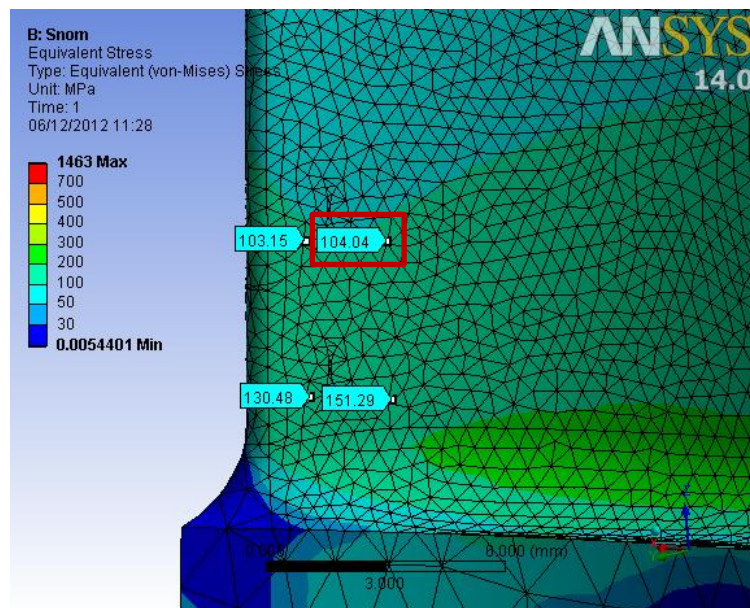


Fig. 5.214: tensione nominali in assenza di difetti, per i difetti che verranno inseriti in seguito.

In questo caso, essendo le tensioni lineari elastiche in corrispondenza del difetto maggiori di quelle a base paletta, è opportuno valutare la tensione efficace in corrispondenza del difetto. Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (in questo caso pari a 104 MPa, figura 5.214):

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{322}{104} = 3,10$$

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di trazione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (3,10 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 2,46$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{315}{2,46} = 128 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{400}{128} = 3,13$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetti}} = \frac{128}{286} = 0,45$$

Con questa valutazione il difetto sembra non avere alcuna influenza sulla resistenza statica della paletta, anche se bisogna tener conto della riduzione di area resistente provocata.

Vengono riportati in tabella 5.210 tutti i risultati ottenuti al variare delle dimensioni dei difetti. In tabella 5.211 vengono riportati i parametri calcolati per determinare le tensioni efficaci in corrispondenza dei difetti. La tabella 5.210 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti è riportata in tabella 5.212.

<b>h</b> [mm]	<b>e</b> [mm]	<b>D</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1,5	0,5	passante	287	320	289	1,11	400
	1,5	2	passante	287	469	293	1,63	400
	3	0,5	passante	287	316	293	1,10	400
	3	2	passante	287	350	289	1,22	400
8	1,5	0,5	passante	287	289	288	1,01	400
	1,5	2	passante	287	470	290	1,64	400
	3	0,5	passante	287	270	287	1,00	400
	3	2	passante	287	315	293	1,10	400

Tabella 5.210: tensioni lineari elastiche sulla paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
320	327	130	2,52	1,22	2,06	156
469	466	130	3,58	1,28	2,80	167
316	341	151	2,26	1,20	1,88	168
350	343	151	2,27	1,20	1,89	185
289	312	103	3,03	1,25	2,42	120
470	487	103	4,73	1,31	3,60	130
270	288	104	2,77	1,24	2,23	121
315	322	104	3,10	1,26	2,46	128

Tabella 5.211: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto della paletta.

<b>h</b> [mm]	<b>e</b> [mm]	<b>D</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	$\sigma_{vm\_PALA}^{senza\ difetto}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_PALA}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_{max}}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
4	1,5	0,5	passante	287	156	289	1,01	400
	1,5	2	passante	287	167	293	1,02	400
	3	0,5	passante	287	168	293	1,02	400
	3	2	passante	287	185	289	1,01	400
8	1,5	0,5	passante	287	120	288	1,00	400
	1,5	2	passante	287	130	290	1,01	400
	3	0,5	passante	287	121	287	1,00	400
	3	2	passante	287	128	293	1,02	400

Tabella 5.212: tabella 5.49 aggiornata con le tensioni efficaci dei difetti.

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente della paletta a causa dei difetti**

Analogamente a quanto visto per la paletta del 1° stadio della stessa macchina, si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. La riduzione è indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la paletta presenta una sezione costante. In figura 5.215 è riportata la paletta senza difetti (a sinistra), con difetto della 1° tipologia (al centro) e con difetto della 2° tipologia (a destra). In tabella 5.213 sono riportate le riduzioni di area con il 1° difetto, mentre nella tabella 5.214 le riduzioni indotte dal 2° difetto. Anche questa valutazione porta ad affermare che i difetti presenti sul bordo d'uscita della paletta non hanno alcun effetto sulla resistenza statica ( $C_A$  definito dalla (5.14)).

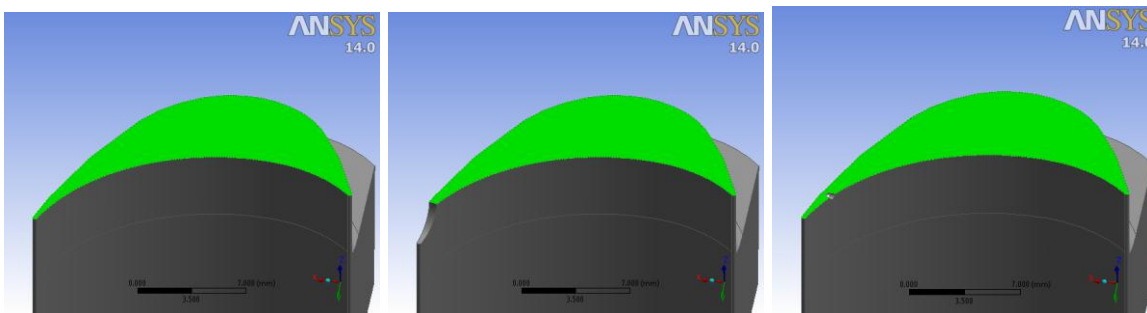


Fig. 5.215: riduzione di area resistente causata dal difetto della 1° tipologia (al centro,  $R=2\text{mm}$ ) e della 2° tipologia (a destra, foro cieco) rispetto la condizione integra.

R [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1	157,48	156,50	1.01
2	157,48	155,46	1.01

Tabella 5.213: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (1° tipologia).

e [mm]	d [mm]	p [mm]	$A_{\text{senza difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_{\text{con difetti}}$ [mm <sup>2</sup> ]	$C_A$
1,5	0,5	passante	157,48	157,01	1.00
	2	passante	157,48	155,45	1.01
3	0,5	passante	157,48	156,25	1.01
	2	passante	157,48	15,40	1.02

Tabella 5.214: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto (2° tipologia).

#### 5.7.2.4 Ferracuum (fianco paletta)

Vengono ora riportati i risultati delle analisi, con e senza difetti, relativi al fianco della paletta del 7° stadio della macchina n° 3. Viene dapprima determinata la resistenza statica in assenza di difetti e poi andando ad inserire le difettosità descritte nel paragrafo 5.2.3.

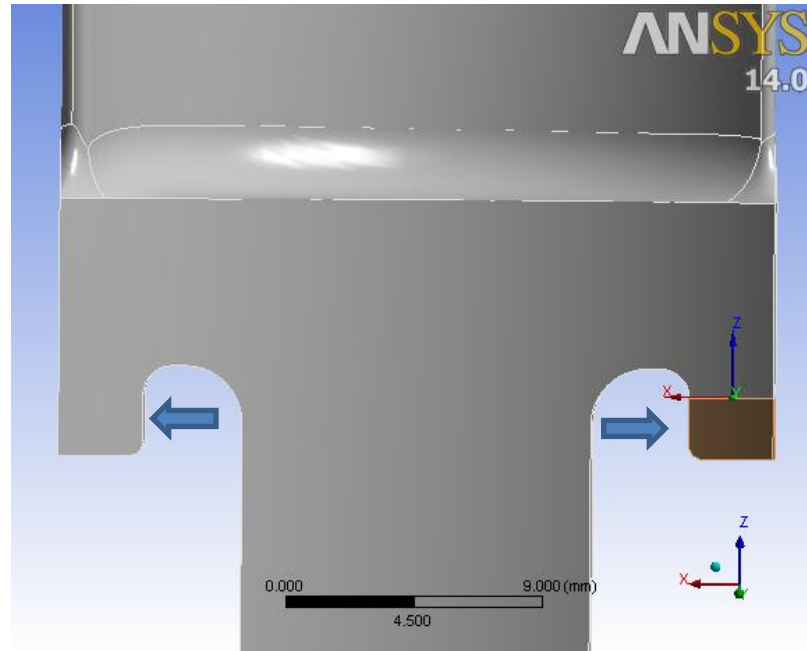


Figura 5.216: azioni del disco sui fianchi e sistema di riferimento locale.

#### Calcolo resistenza statica in assenza di difetti

Il ferracuum risulta essere sollecitato prevalentemente a flessione e a taglio, a causa dell'azione di apertura dei due lembi della cava del disco (freccie in blu in figura 5.216). In base al sistema mostrato in figura, il fianco risulta sollecitato dai seguenti parametri di sollecitazione:  $F_x = -2230 \text{ N}$  e  $M_y = 790 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . La sezione resistente in esame risulta avere un'area  $A$  e un modulo di resistenza a flessione  $W_f$  pari rispettivamente a  $38,4 \text{ mm}^2$  e  $18,9 \text{ mm}^3$  (approssimando l'area ad un geometria rettangolare). Si può calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  e di taglio media  $\tau$  (valutata poi con la tensione ideale di Von Mises) con le seguenti formule:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W_f} = \frac{790}{18,9} = 42 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{2230}{38,4} = 58 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{id,VM,\tau} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 58 = 100 \text{ MPa}$$



L'azione del taglio pertanto risulta essere preponderante rispetto a quella di flessione. Tuttavia per valutare l'effetto di concentrazione di tensione in corrispondenza del raccordo presente nel fianco della paletta, verrà presa in considerazione la tensione principale di esso. La tensione nominale di riferimento è quella di flessione.

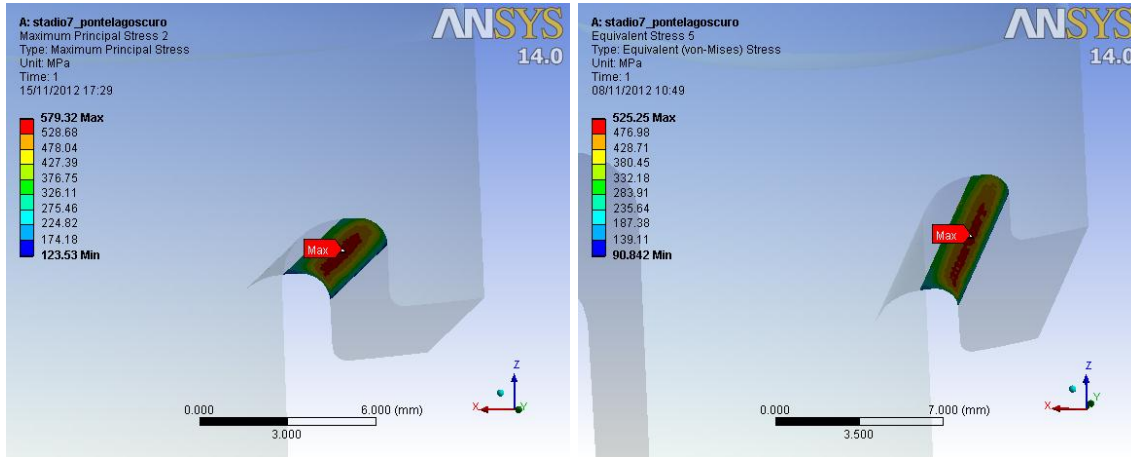


Fig. 5.217: tensione principale e di Von Mises in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco della paletta.

Dall'analisi F.E.M. risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo del raccordo del fianco  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  pari a 579 MPa (figura 5.217), mentre la tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}$  nel medesimo punto vale 525 MPa. Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  a flessione, la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_i}$ :

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\sigma_f} = \frac{579}{42} = 13,79$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p\ 0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 13,79 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}}$$

$$= 14,73$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{senza\ difetto} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{senza\ difetto}}{\delta_{st0,2}} = \frac{525}{14,73} = 36\ MPa$$

La tensione che risulta comandare la resistenza statica del componente è quella di taglio, valutata attraverso la tensione di Von Mises:

$$v_s = \frac{R_{p,0,2}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{400}{100} = 4,00$$

### Calcolo resistenza statica in presenza di difetti

Si vuole ora calcolare l'effetto della presenza di un difetto presente sul fianco della paletta (figura 5.218).

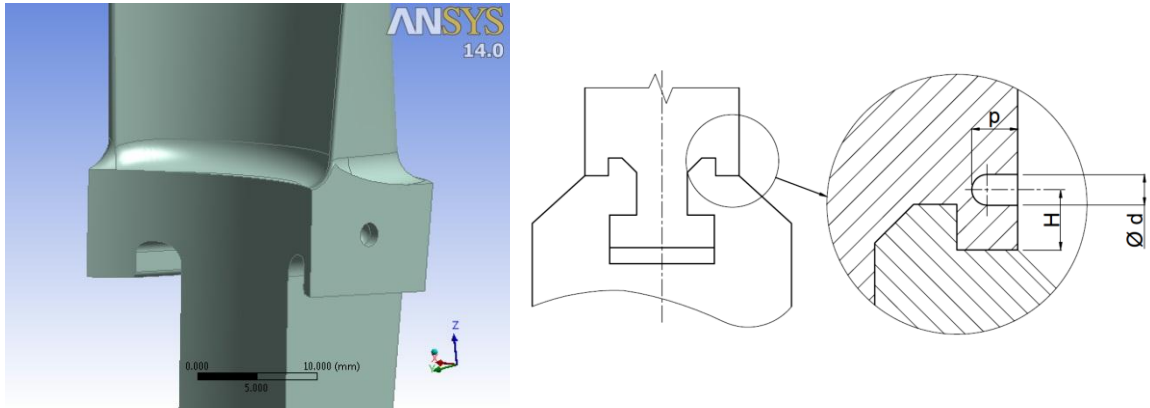


Fig. 5.218: modello 3D del fianco della paletta e disegno qualitativo della posizione e della geometria del difetto.

Supponendo che la tensione nominale di flessione rimanga invariata, dall'analisi F.E.M. ora risulta una tensione di picco lineare elastica in corrispondenza del raccordo  $\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$  pari a 586 MPa, mentre  $\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$  è pari a 528 MPa (figura 5.219). Si può calcolare in successione il  $K_t$ , il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$ , la tensione efficace, il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $v_s$  ed il coefficiente di incremento  $C_{\sigma_i}$  rispetto la geometria integra:

$$K_t = \frac{\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_f} = \frac{586}{42} = 13,95$$

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p,0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 13,95 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}}$$

$$= 14,91$$

$$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta} = \frac{\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}}{\delta_{st0,2}} = \frac{528}{14,91} = 35 \text{ MPa}$$

$$C_{\sigma_i} = \frac{\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{35}{100} = 0,35$$

Di fatto la tensione efficace in corrispondenza del raggio di raccordo del fianco in presenza di difetti rimane invariata. È ancora la tensione di taglio, supposta costante con l'introduzione del difetto, a prevalere su quella efficace di flessione.

Per quanto riguarda invece il difetto, si ha in corrispondenza di esso una tensione di Von Mises  $\sigma_{vm\_DIFETTO}$  pari a 398 MPa (5.220, a sinistra). Per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , si considera come tensione nominale del difetto  $\sigma_n^{difetto}$ , la tensione di Von Mises, che si ha nella paletta in assenza di difetti, nel punto in cui verrà inserito in seguito il difetto (pari a 178 MPa, figura 5.220 a destra):

$$K_t = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\sigma_n^{difetto}} = \frac{398}{178} = 2,24$$

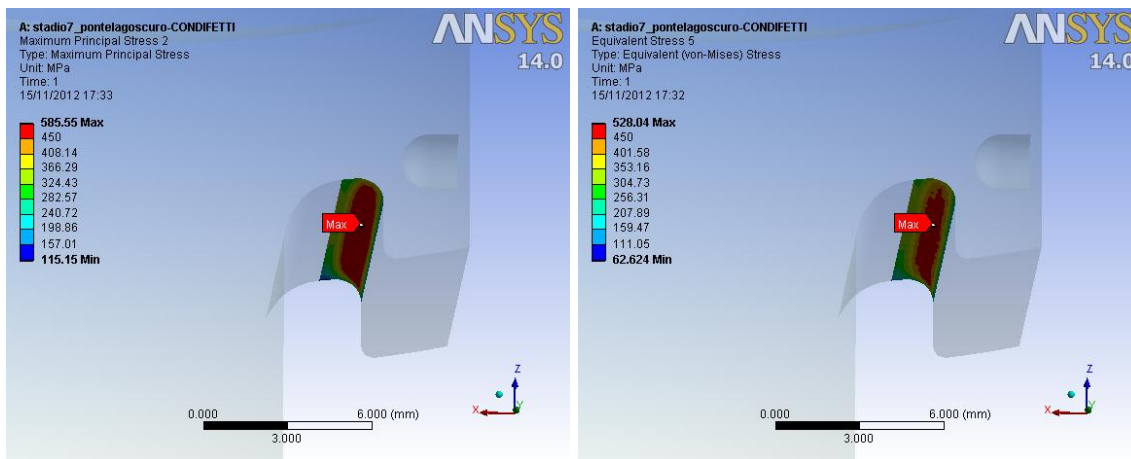


Fig. 5.219: tensione di picco lineare elastica di flessione (a sinistra) e tensione ideale di Von Mises (a destra) in corrispondenza del raccordo sul fianco della paletta.

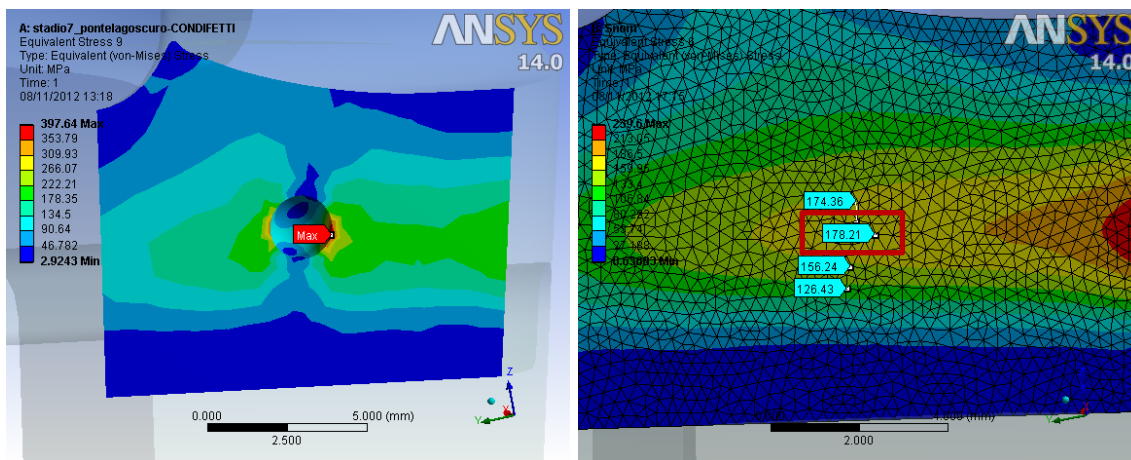


Fig. 5.220 quando il difetto non c'era nella medesima posizione.

Noto il  $K_t$ , si può calcolare il parametro di resistenza  $\delta_{st0,2}$  (caso di flessione), la tensione efficace ed il coefficiente di sicurezza riferito allo snervamento  $\nu_s$  e il coefficiente di incremento tensionale  $C_{\sigma_d}$ :

$$\delta_{st0,2} = 1 + 0,75 \cdot (C_{sf} \cdot K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}} = 1 + 0,75 \cdot (1,5 \cdot 2,24 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{400}} = 2,64$$

$$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO} = \frac{\sigma_{vm\_DIFETTO}}{\delta_{st0,2}} = \frac{398}{2,64} = 151 \text{ MPa}$$

$$\nu_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}} = \frac{400}{151} = 2,65$$

$$C_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}}{\sigma_{id,VM,\tau}} = \frac{151}{100} = 1,51$$

In questo caso la tensione efficace calcolata in corrispondenza del difetto risulta essere superiore rispetto a quella di taglio di Von Mises. Si riportano ora risultati ottenuti: la tabella 5.215 è relativa alle tensioni elastiche ottenute dalle analisi, le tabelle 5.216-217 riportano i parametri per calcolare le tensioni efficaci rispettivamente sul raccordo del fianco e sul difetto e infine, in tabella 5.218 sono riportati i risultati considerando le tensioni efficaci.

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
2,5	1	1	100	242	2,42	523	5,23	400
2,5	1	2	100	341	3,41	530	5,30	400
2,5	2	1	100	290	2,90	528	5,28	400
2,5	2	2	100	318	3,18	527	5,27	400
5	1	1	100	393	3,93	520	5,20	400
5	1	2	100	418	4,18	523	5,23	400
5	2	1	100	347	3,47	530	5,30	400
5	2	2	100	398	3,98	528	5,28	400

Tabella 5.215: tensioni lineari elastiche sul fianco paletta derivanti dalle analisi F.E.M. con e senza difetti, al variare delle dimensioni del difetto. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

$\sigma_{vm\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_{pe\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$\sigma_n$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]
523	579	42	13,79	0,94	14,73	35
530	585	42	13,93	0,94	14,88	36
528	585	42	13,93	0,94	14,88	35
527	584	42	13,90	0,94	14,86	35
520	573	42	13,64	0,94	14,59	36
523	579	42	13,79	0,94	14,73	35
530	583	42	13,88	0,94	14,83	36
528	586	42	13,95	0,94	14,91	35

Tabella 5.216: parametri calcolati per trovare la tensione efficace  $\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$  sulla sottotesta.

$\sigma_{vm\_DIFETTO}$ [MPa]	$\sigma_n^{difetto}$ [MPa]	$K_t$	$K_{st0,2}$	$\delta_{st0,2}$	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]
242	126	1,92	0,83	2,31	105
341	126	2,71	0,86	3,14	109
290	156	1,86	0,83	2,25	129
318	156	2,04	0,84	2,44	131
393	174	2,26	0,85	2,67	147
418	174	2,40	0,85	2,82	148
347	178	1,95	0,83	2,34	148
398	178	2,24	0,85	2,64	151

Tabella 5.217: parametri calcolati per trovare la tensione efficace sul difetto  $\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ .

H [mm]	d [mm]	p [mm]	$\sigma_{id,VM,\tau}$ [MPa]	$\sigma_{eff0,2\_DIFETTO}$ [MPa]	$C_{\sigma_d}$	$\sigma_{eff0,2\_FERRACUUM}^{indotta}$ [MPa]	$C_{\sigma_i}$	$R_{p0,2}$ [MPa]
2,5	1	1	100	105	1,05	35	0,35	400
2,5	1	2	100	109	1,09	36	0,36	400
2,5	2	1	100	129	1,29	35	0,35	400
2,5	2	2	100	131	1,31	35	0,35	400
5	1	1	100	147	1,47	36	0,36	400
5	1	2	100	148	1,48	35	0,35	400
5	2	1	100	148	1,48	36	0,36	400
5	2	2	100	151	1,51	35	0,35	400

Tabella 5.218: tensioni efficaci sul fianco della paletta, al variare delle dimensioni del difetto. I coefficienti di incremento prendono come riferimento quella di taglio (Von Mises).

➤ **Valutazione della riduzione di sezione resistente del fianco a causa di difetti**

Analogamente a quanto visto per la palette del medesimo stadio (paragrafo 5.5.2.3), si può valutare il decremento di resistenza statica in termini di riduzione di area resistente. In figura 5.221 è mostrato il fianco della palette senza difetti (a sinistra) e con difetto (a destra). In tabella 5.219 sono riportate le riduzioni di area con il difetto modellato ( $C_A$  definito dalla (5.14)). Il difetto è stato posizionato ad un'altezza (quota V2 in figura 5.222) pari a 1,6 mm. Si può assumere che le riduzioni riportate in tabella 5.58 sono valide per un'altezza di posizionamento del difetto (quota V2 in figura 5.222) minore di circa 2 mm. Altezze superiori non causano riduzioni significative della area resistente del fianco.

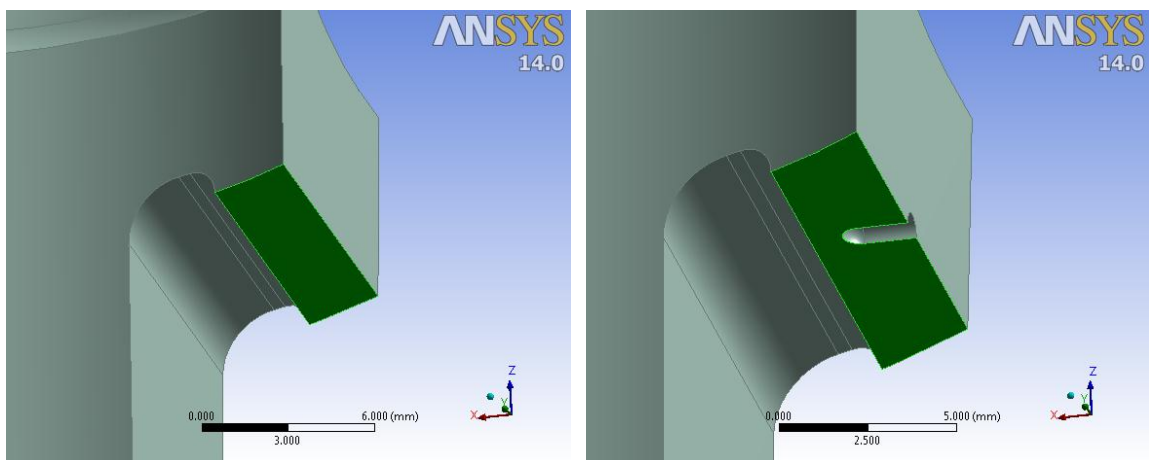


Fig. 5.221: riduzione di area resistente causata dal difetto (a destra,  $d = 1$  mm e  $p = 2$  mm) rispetto la condizione integra (a sinistra).

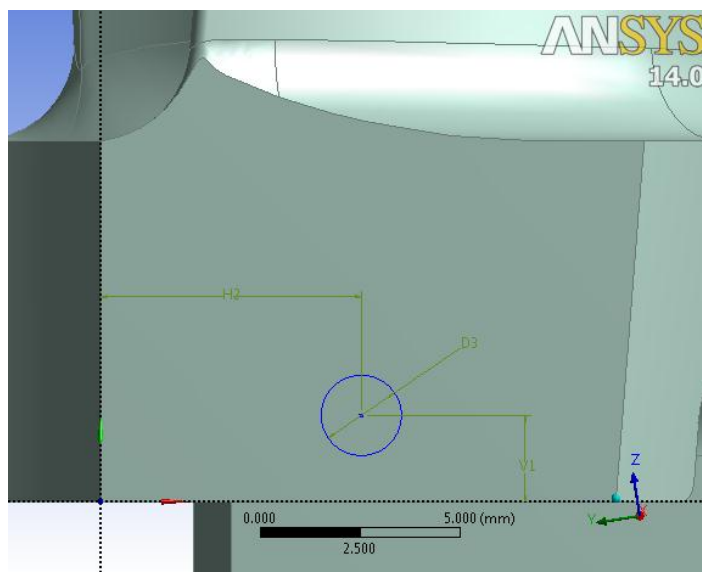


Fig. 5.222: altezza di posizionamento del difetto (quota V2).

<b>d</b> [mm]	<b>p</b> [mm]	<b><math>A_{senza\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>A_{con\ difetti}</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>C_A</math></b>
1	1	38,40	37,50	1,02
1	2	38,40	36,50	1,05
2	1	38,40	36,80	1,04
2	2	38,40	34,82	1,10

Tabella 5.219: decremento di area resistente al variare delle dimensioni del difetto.

### 5.7.2.5 Disco turbina

Per quanto riguarda il disco turbina si valuterà solamente l'effetto di incremento della tensione nominale causata dalla riduzione di sezione resistente indotta dal difetto di erosione diffusa. Si valuterà tale incremento sia sul raccordo superiore della cava sul disco turbina sia sul raccordo inferiore. Nelle analisi si è implementato un contatto di tipo Bonded tra disco e palette.

Le componenti di sollecitazione che verranno calcolate per trovare la tensione nominale sono la forza di trazione ( $F_z$ , figura 5.223) e il momento flettente ( $M_y$ , figura 5.223), generati entrambi dalla forza centrifuga delle pale. Le sezioni resistenti considerate per il calcolo della tensione nominale sono mostrate in figura 5.223 (superfici verdi). Viene riportato un esempio per far capire la procedura di calcolo. La procedura di calcolo segue fedelmente quella relativa al disco del 2° stadio della macchina n° 1 (5.5.1.4).

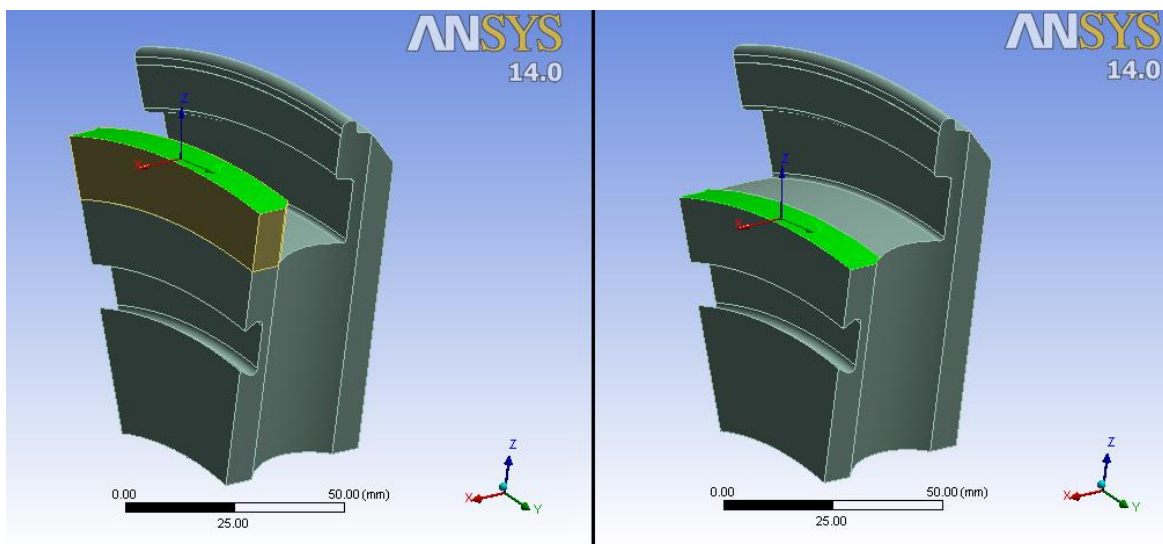


Fig. 5.223: sezioni resistenti, superiore a sinistra e inferiore a destra, considerate per il calcolo della tensione nominale. Sono riportati inoltre i due sistemi di riferimento secondo cui si riferiscono i parametri di sollecitazione  $F_z$  e  $M_y$ .

### Disco in assenza di erosione

Viene ora considerata il disco integro (offset nullo). Viene riportata la procedura di calcolo della tensione nominale sia per la sezione superiore, sia per la sezione inferiore.

Per quanto riguarda la sezione resistente in corrispondenza del raccordo superiore della cava, risulta  $F_z = 82143$  N e  $M_y = 212500$  N·mm. La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $710$  mm<sup>2</sup> e un modulo di resistenza a flessione pari a  $1172$  mm<sup>3</sup>. Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $d$  di flessione pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):



$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{82143}{710} = 116 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{212500}{1172} = 181 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{181}{1,5} = 121 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 116 + 121 = 237 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{540}{237} = 2,28$$

pertanto la sezione superiore del disco turbina non risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 104 MPa e una tensione di flessione di 348 MPa. Ciò mostra il trattenimento dei dentini del disco (che si accoppiano con il fianco della paletta), con conseguente diminuzione dell'effetto flessionale del disco.

Per quanto riguarda invece la sezione resistente in corrispondenza del raccordo inferiore della cava, risulta  $F_z = 92770 \text{ N}$  e  $M_y = 133900 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . La sezione in esame presenta un'area  $A$  pari a  $641 \text{ mm}^2$  e un modulo di resistenza a flessione pari a  $1058 \text{ mm}^3$ . Ne risulta pertanto una tensione di trazione  $\sigma_t$  e di flessione  $\sigma_f$  pari a (si segua la procedura descritta nel paragrafo 5.5.14):

$$\sigma_t = \frac{F_z}{A} = \frac{92770}{641} = 145 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{133900}{1058} = 127 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_{eff}} = \frac{\sigma_f}{C_{Sf}} = \frac{127}{1,5} = 84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom} = \sigma_t + \sigma_{f_{eff}} = 145 + 84 = 229 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{nom}} = \frac{540}{229} = 2,36$$

pertanto anche la sezione inferiore del disco turbina risulta verificata. Analiticamente si ottiene una tensione di trazione pari a 116 MPa e una tensione di flessione di 348 MPa. Anche qui si nota la diminuzione dell'effetto flessionale del disco causato dalla presenza dei dentini.

Vengono ora riportati i risultati ottenuti al variare dell'offset di erosione del disco, sia per la sezione resistente superiore (tabella 5.220) sia per quella inferiore (tabella 5.221). Il coefficiente di incremento di tensione prende come tensione di riferimento la tensione nominale calcolata nel caso offset nullo, ovvero in assenza di erosione.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	116	181	121	237	\	181
0,5	121	184	123	244	1,03	184
1	126	187	125	251	1,06	187

Tabella 5.220: tensioni calcolate nella sezione resistente superiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

Offset [mm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$\sigma_{feff}$ [MPa]	$\sigma_{nom}$ [MPa]	$C_\sigma$	$R_{p0,2}$ [MPa]
0	145	127	85	230	\	540
0,5	150	121	81	231	1,00	540
1	156	116	77	233	1,02	540

Tabella 5.221: tensioni calcolate nella sezione resistente inferiore del disco al variare dell'offset di erosione diffusa. Sono inoltre riportati i relativi coefficienti di incremento tensionale e la tensione limite del materiale.

## 5.8 Classi di accettabilità dei difetti per le macchine analizzate

I risultati delle analisi relative agli stadi delle macchine considerate, vengono ora riproposti attraverso delle tabelle semplificate, le quali hanno l'obiettivo di sintetizzare l'incremento dello stato di tensione introdotto dai difetti nei vari componenti turbina. Per rendere ancor più agevole la lettura dei risultati, vengono definite delle *classi di accettabilità dei difetti*, le quali dipenderanno dall'entità dell'incremento tensionale riscontrato. Le classi che sono state scelte sono riassunte in tabella 5.222. Da evidenziare la classe 0, che comprende quei difetti che non introducono alcun peggioramento dello stato di tensione. Tali difetti di fatto non perturbano i punti di massima tensione calcolati in assenza di difetti e inoltre essi stessi non comportano criticità del componente. La classe A invece comprende quei difetti che introducono un lieve incremento dello stato di tensione, mentre i difetti di classe B iniziano ad avere una certa influenza sulla resistenza statica del componente ove vengono introdotti. Infine la classe C comprende tutti quei difetti che comportano un marcato incremento dello stato di tensione e per tal motivo necessitano di un attento monitoraggio.

<b>Classi di accettabilità dei difetti</b>	<b>Incremento percentuale dello stato di tensione</b>
Classe 0	0 %
Classe A	0 ÷ 15 %
Classe B	15 ÷ 30 %
Classe C	+ 30 %

Tabella 5.222: classi di accettabilità dei difetti in funzione dell'incremento percentuale di tensione riscontrato a seguito dell'introduzione del difetto.

Vengono ora riportate le tabelle con le classi di accettabilità ottenute per i vari difetti modellati nelle tre macchine studiate. Le classi verranno riportate in funzione delle dimensioni delle difettosità. In certi casi verranno riportati sia i risultati ottenuti con l'approccio delle tensioni efficaci allo snervamento sia l'approccio che quantifica la riduzione di area resistente (o l'aumento di tensione nominale) del componente turbina ove viene inserito il difetto. Quest'ultimo approccio è stato sviluppato successivamente al primo dopo aver eseguito le prove sperimentali di trazione statica su dettagli costruttivi che riproducono il difetto sul componente reale.

### 5.8.1 Turbina a vapore n° 1 – 2° Stadio

#### 5.8.1.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 6 mm				x = 4,2 mm			
d \ p [mm]	0,5	1	passante	d \ p [mm]	0,5	1	passante
0,5	A	A	A	0,5	A	A	A
1	A	A	A	1	A	A	A
1,5	A	A	A	1,5	A	A	A

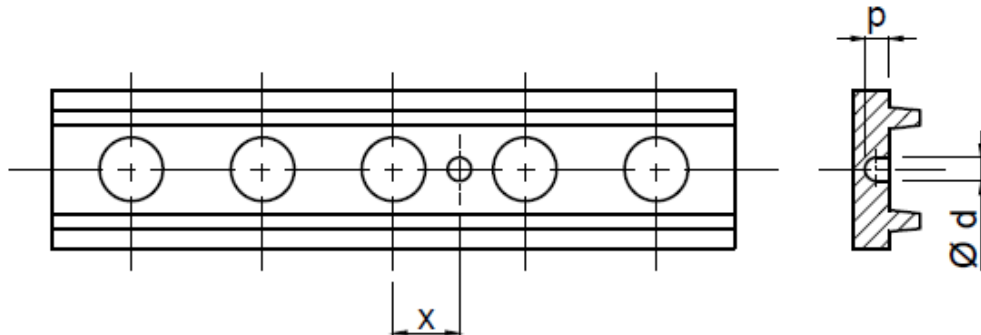
Tabella 5.223: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabelle 5.13 e 5.17)

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.224: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 2° stadio della macchina n° 1, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.19).



5.8.1.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

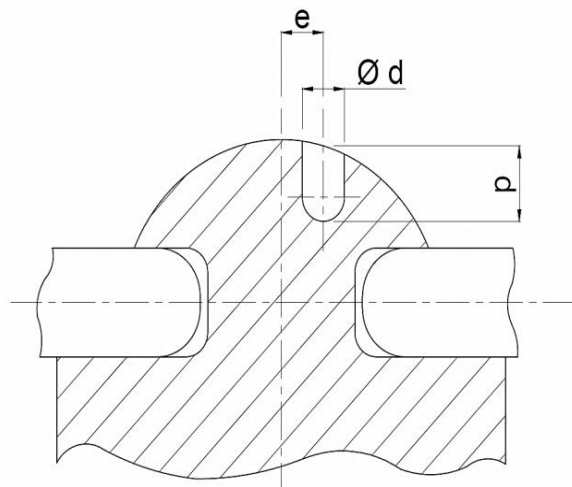
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	B	B	0,2	B	B
1	A	A	1	A	B	1	A	B

Tabella 5.225: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.27).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.226: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 2° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.28).

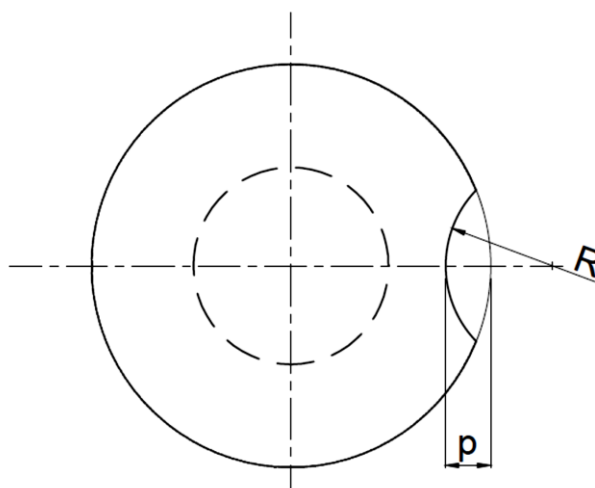


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,2</b>	<b>0,5</b>	<b>0,8</b>
<b>0,5</b>	A	A	A
<b>1</b>	A	A	A

Tabella 5.227: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.34).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

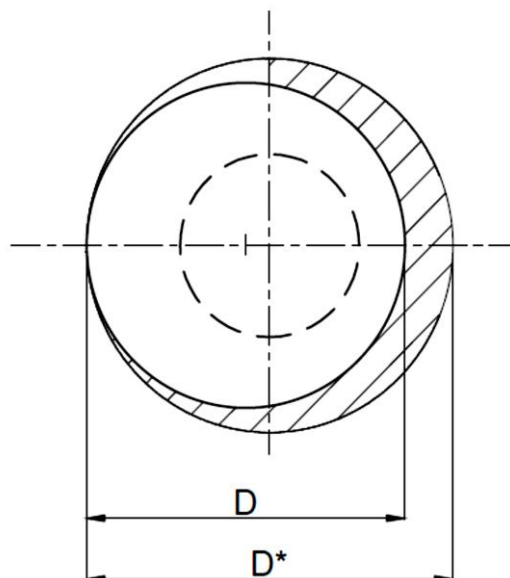
D [mm]	Classe
7,2	A
6,9	C
6,6	C

Tabella 5.228: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.37).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
7,2	A
6,9	C
6,6	C

Tabella 5.229: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 2° stadio della macchina n° 1, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 7,4$  mm) (vedasi tabella 5.42).



### 5.8.1.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

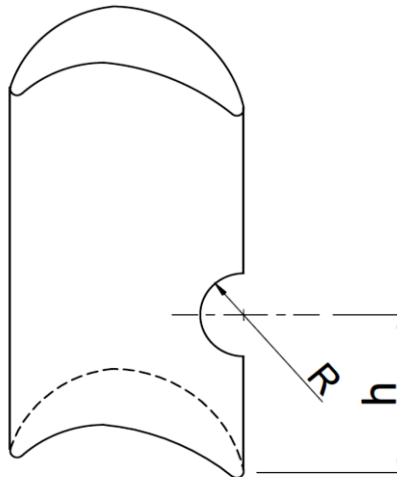
R \ h [mm]	2	4
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.230: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.43).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R [mm]	Classe
1	0
2	0

Tabella 5.231: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 2° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.45).





**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

h = 2 mm						h = 4 mm					
e = 1,5 mm			e = 3 mm			e = 1,5 mm			e = 3 mm		
d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.
0,5	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0
2	0	0	2	0	0	2	0	0	2	0	0

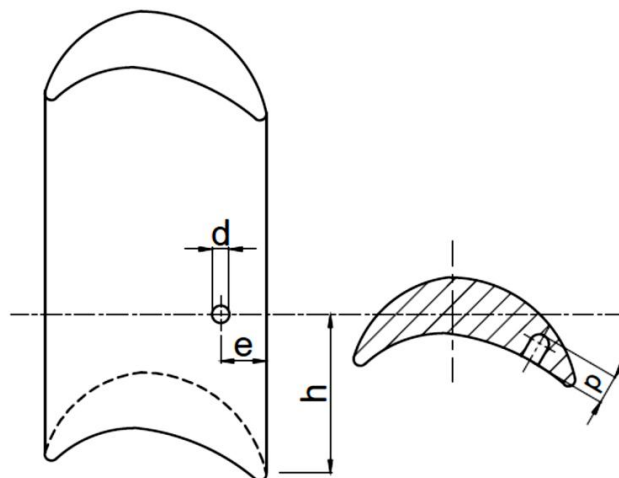
Tabella 5.232: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 2° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.44).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa.

e = 1,5 mm			e = 3 mm		
d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.
0,5	0	0	1	0	0
2	0	0	2	0	0

Tabella 5.233: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 2° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.46).

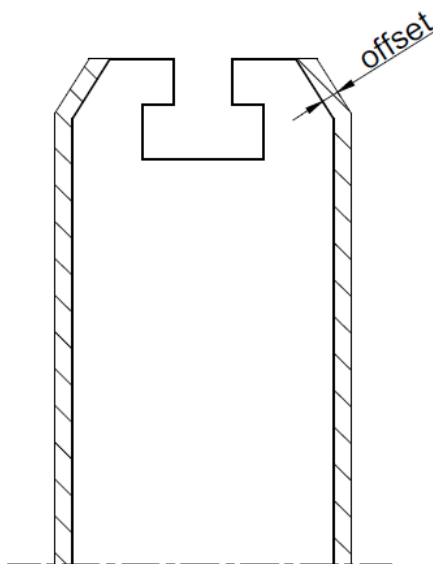


### 5.8.1.4 Disco

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	B

Tabella 5.234: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 2° stadio della macchina n° 1, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.47-48).



## 5.8.2 Turbina a vapore n° 1 – 9° Stadio

### 5.8.2.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 6,8 mm				x = 4,6 mm			
d \ p [mm]	0,5	1	passante	d \ p [mm]	0,5	1	passante
0,5	A	A	A	0,5	A	A	A
1	A	A	A	1	A	A	A
1,5	A	A	A	1,5	A	B	B

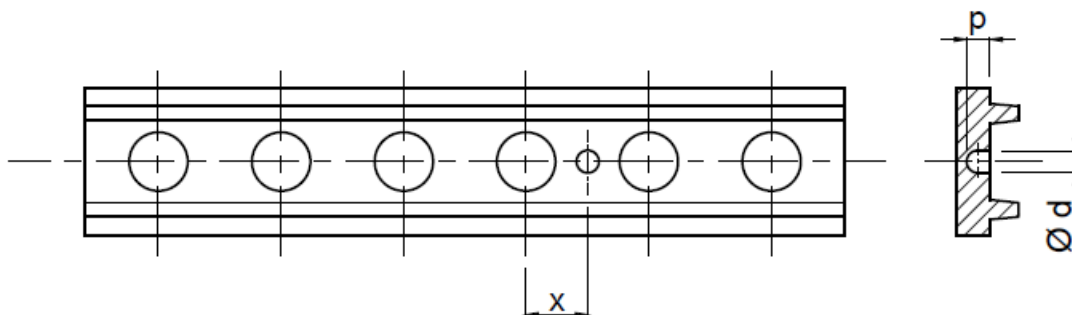
Tabella 5.235: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabelle 5.55 e 2.56)

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.236: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 9° stadio della macchina n° 1, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.60).



5.8.2.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

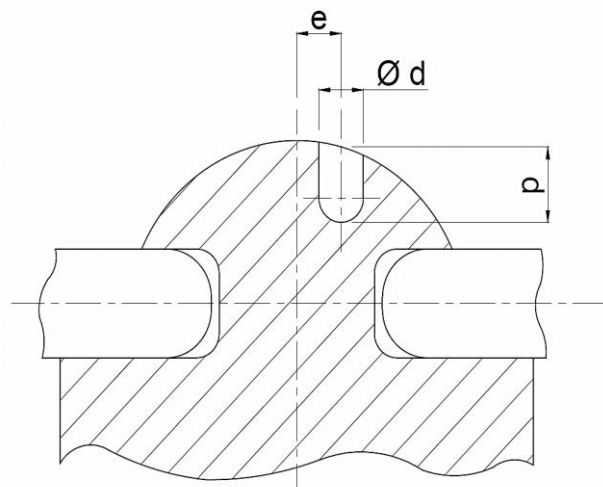
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	B	B	0,2	B	B
1	A	A	1	A	B	1	A	B

Tabella 5.236: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.64).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.237: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 9° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.28).

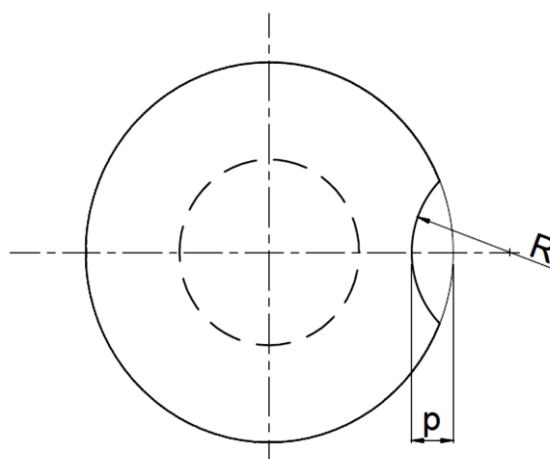


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,4</b>	<b>0,8</b>
<b>0,5</b>	A	A
<b>1</b>	A	A

Tabella 5.238: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.67).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

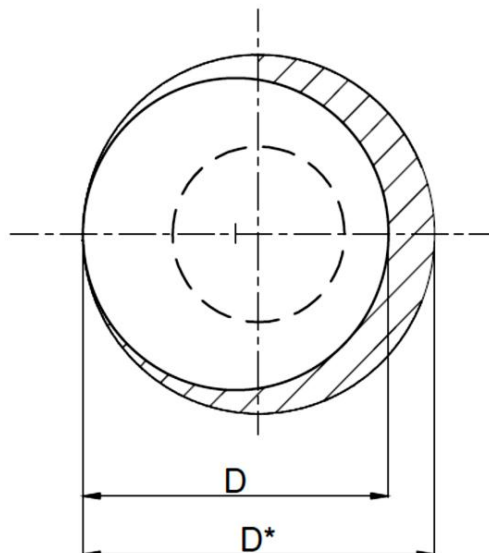
D [mm]	Classe
7,2	B
6,9	C
6,6	C

Tabella 5.239: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.70).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
7,2	A
6,9	A
6,6	A

Tabella 5.240: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 9° stadio della macchina n° 1, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 7,4$  mm) (vedasi tabella 5.71).



### 5.8.2.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

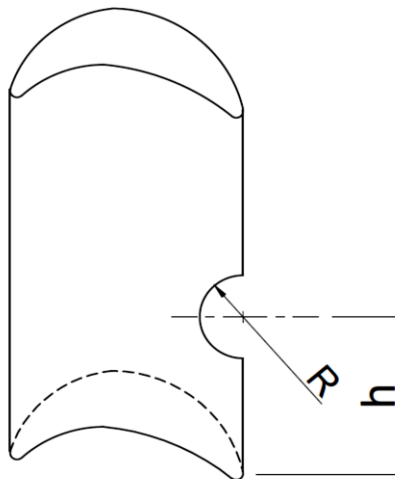
R \ h [mm]	4	8
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.241: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.72).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R [mm]	Classe
1	0
2	0

Tabella 5.242: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.76).



**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

h = 4 mm						h = 8 mm					
e = 1,5 mm			e = 3 mm			e = 1,5 mm			e = 3 mm		
d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.
0,5	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0
2	0	0	2	0	0	2	0	0	2	0	0

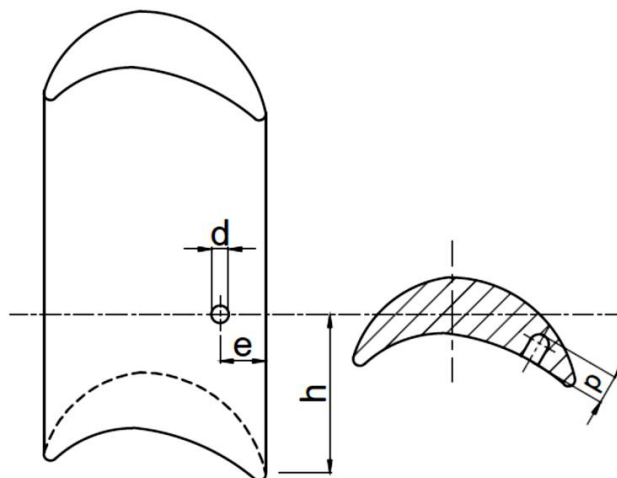
Tabella 5.243: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.75).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa.

e = 1,5 mm			e = 3 mm		
d \ p [mm]	1	Pass.	d \ p [mm]	1	Pass.
0,5	0	0	1	0	0
2	0	0	2	0	0

Tabella 5.244: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.77).





**5.8.2.4 Fianco paletta (ferracuum)**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

H = 2 mm			H = 4 mm		
d \ p [mm]	0,5	1	d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A	1	A	A
2	A	A	2	A	A

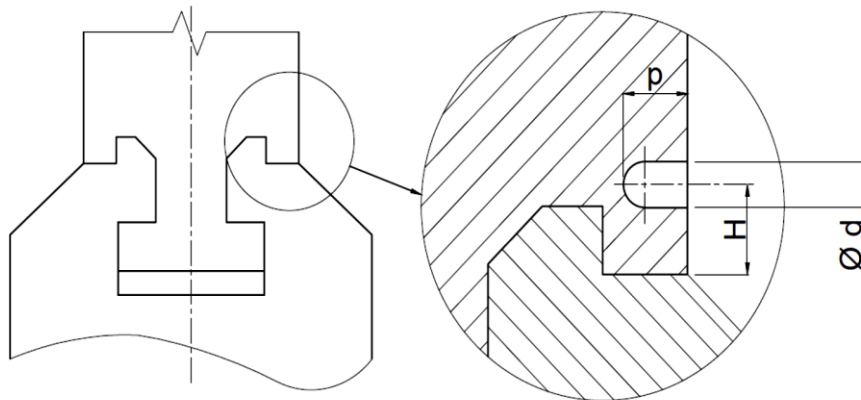
Tabella 5.245: classi di accettabilità dei difetti sul fianco delle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.81).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto è valida per quei difetti posizionati ad un'altezza massima H pari 2 mm.

d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A
2	A	A

Tabella 5.246: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 9° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.82).

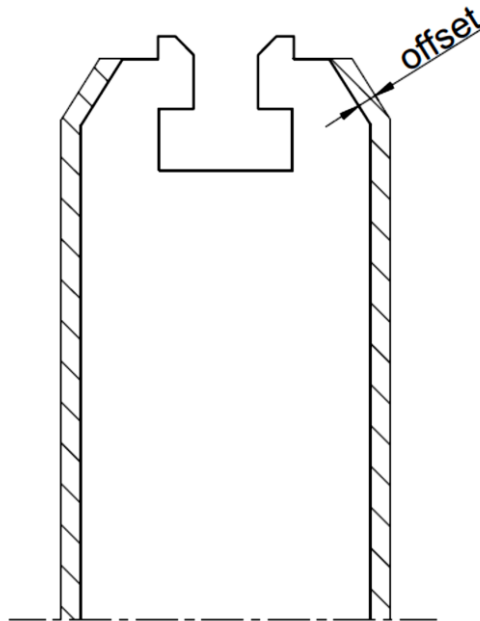


### 5.8.2.5 Disco

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	A

Tabella 5.247: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 9° stadio della macchina n° 1, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.83-84).



### 5.8.3 Turbina a vapore n° 2 – 1° Stadio

#### 5.8.3.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 6,2 mm				x = 4 mm			
d \ p [mm]	0,5	1	passante	d \ p [mm]	0,5	1	passante
0,5	A	A	A	0,5	A	A	A
1	A	A	A	1	A	A	B
1,5	A	A	A	1,5	A	B	B

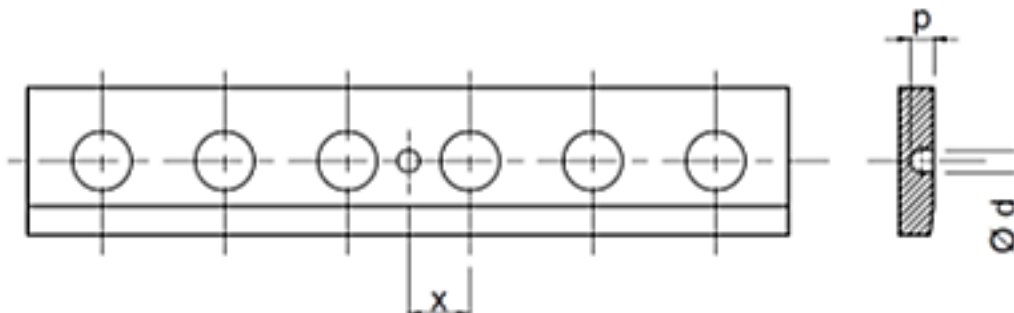
Tabella 5.248: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabelle 5.89 e 5.93).

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.249: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 1° stadio della macchina n° 2, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.94).



5.8.3.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

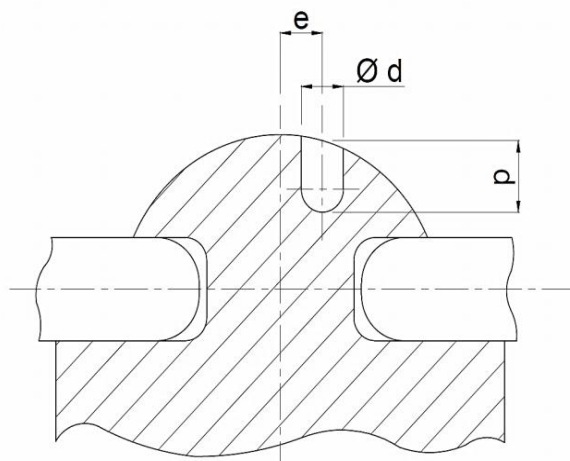
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	B	B
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.250: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.98).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.251: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.28).

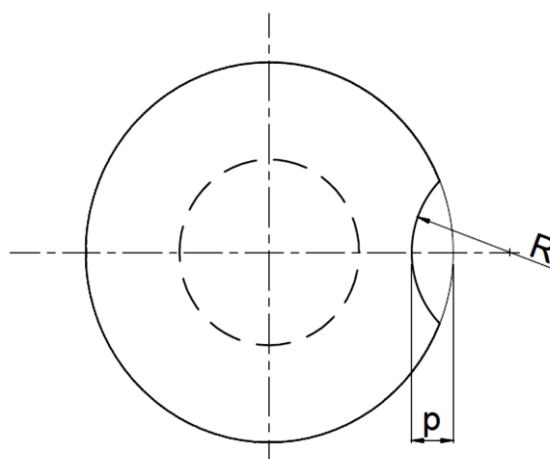


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,4</b>	<b>0,8</b>
<b>0,4</b>	A	A
<b>1</b>	A	A

Tabella 5.252: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.101).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

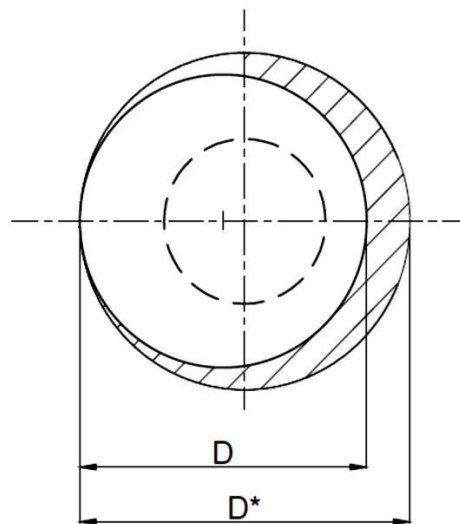
D [mm]	Classe
7,2	A
6,9	C
6,6	C

Tabella 5.253: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.104).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
7,2	A
6,9	C
6,6	C

Tabella 5.254: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 2, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 7,4$  mm) (vedasi tabella 5.105).



### 5.8.3.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

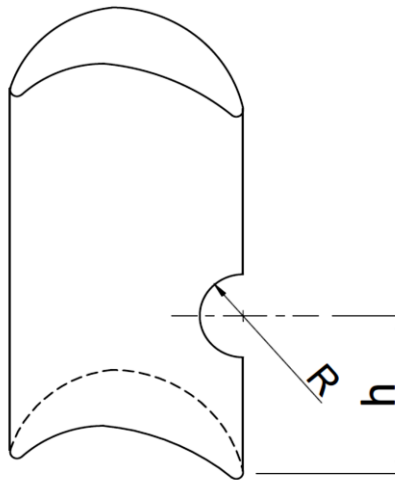
R \ h [mm]	1	2
1	0	0

Tabella 5.255: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.106).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R [mm]	Classe
1	0

Tabella 5.256: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 1, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.110).



## **2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

In questa valutazione si sono realizzate le analisi considerando solo difetti passanti sulle palette.

<b>H = 1 mm</b>		
<b>d \ e [mm]</b>	<b>1,5</b>	<b>3</b>
<b>0,5</b>	0	0
<b>2</b>	0	0

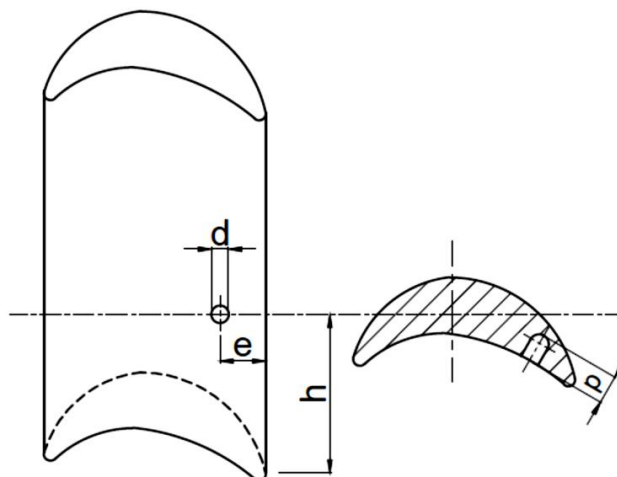
Tabella 5.257: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.109).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa. Si sono considerati anche in questo caso solo difetti passanti.

<b>d \ e [mm]</b>	<b>1,5</b>	<b>3</b>
<b>0,5</b>	0	0
<b>2</b>	0	0

Tabella 5.258: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.111).





**5.8.3.4 Fianco paletta (ferracuum)**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

H = 2 mm			H = 4 mm		
d \ p [mm]	0,5	1	d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A	1	B	B
2	A	A	2	B	B

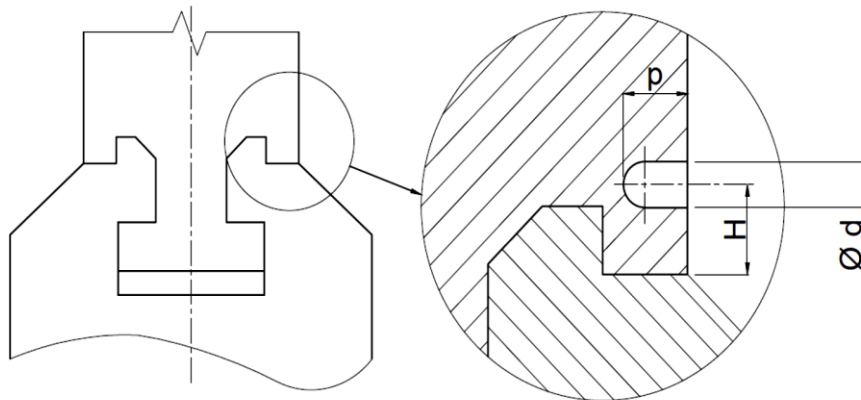
Tabella 5.259: classi di accettabilità dei difetti sul fianco delle palette del 1° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.115).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto è valida per quei difetti posizionati ad un'altezza massima H pari 2 mm.

d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A
2	A	A

Tabella 5.260: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.116).

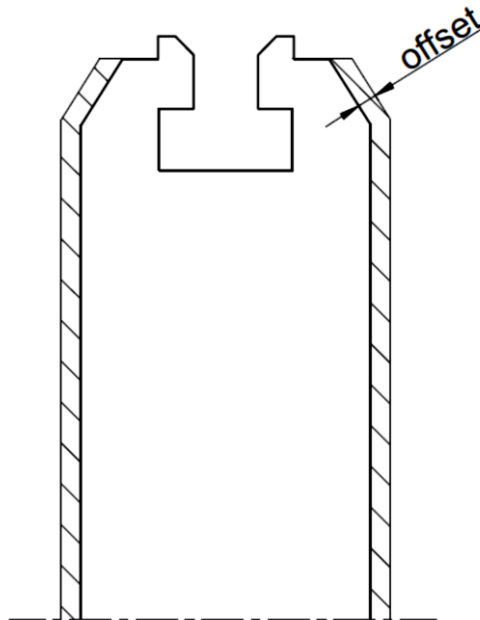


### 5.8.3.5 Disco turbina

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	A

Tabella 5.261: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 1° stadio della macchina n° 2, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.117-118).



### 5.8.4 Turbina a vapore n° 2 – 8° Stadio

#### 5.8.4.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 39 mm			
d \ p [mm]	0,5	1	passante
0,5	0	0	0
1	0	0	0
1,5	0	0	0

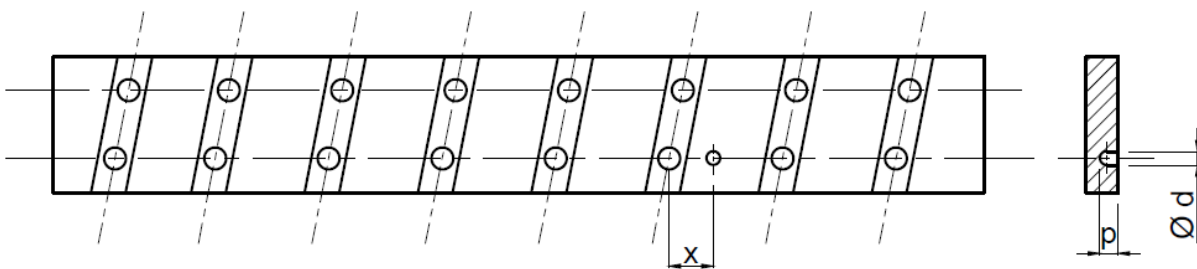
Tabella 5.262: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.122)

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.263: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 8° stadio della macchina n° 2, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.123).



5.8.4.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

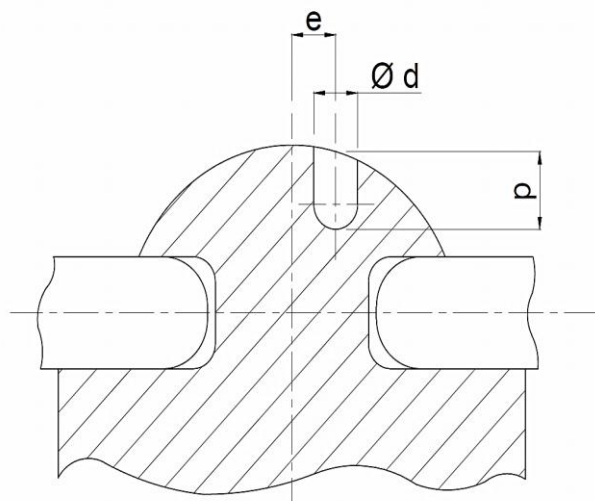
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	B	B
1	A	A	1	A	A	1	B	C

Tabella 5.264: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.127).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.265: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 8° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.28).

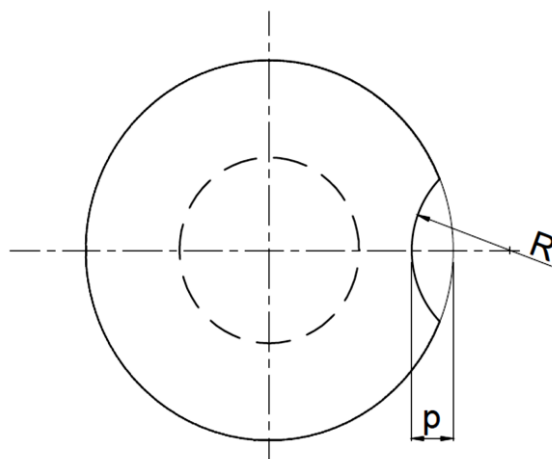


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,4</b>	<b>0,8</b>
<b>0,5</b>	A	A
<b>1</b>	A	A

Tabella 5.266: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.130).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

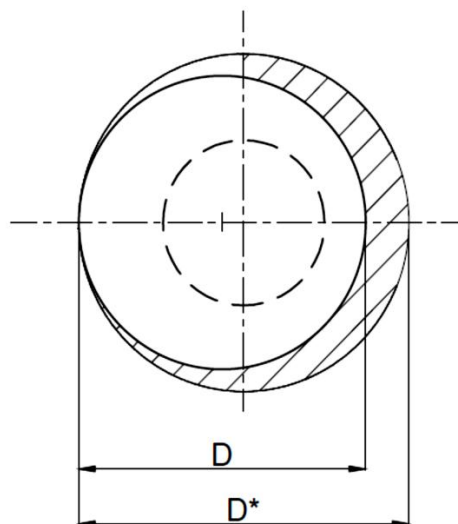
D [mm]	Classe
7,2	0
6,9	0
6,6	A

Tabella 5.267: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.104).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
7,2	0
6,9	0
6,6	A

Tabella 5.268: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 8° stadio della macchina n° 2, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 7,4$  mm) (vedasi tabella 5.105).



### 5.8.4.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

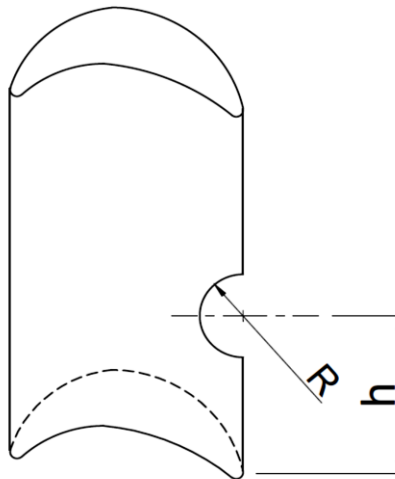
R \ h [mm]	15	30
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.269: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.137).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R \ h [mm]	15	30
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.270: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.141).



**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

In questa valutazione si sono realizzate le analisi considerando solo difetti passanti sulle palette.

h = 15 mm			h = 30 mm		
d \ e [mm]	1,5	3	d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0	0,5	0	0
2	0	0	2	0	0

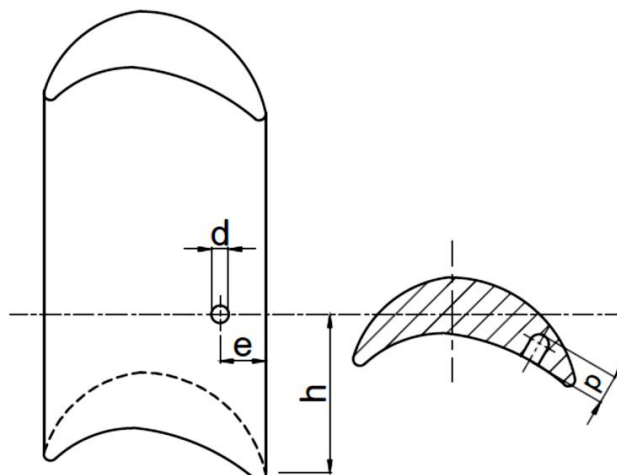
Tabella 5.271: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.140).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa. Si sono considerati anche in questo caso solo difetti passanti.

h = 15 mm			h = 30 mm		
d \ e [mm]	1,5	3	d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0	0,5	0	0
2	0	0	2	0	0

Tabella 5.272: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.142).





#### 5.8.4.4 Fianco paletta (*ferracuum*)

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

H = 4 mm			H = 8 mm		
d \ p [mm]	0,5	1	d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A	1	C	C
2	A	A	2	C	C

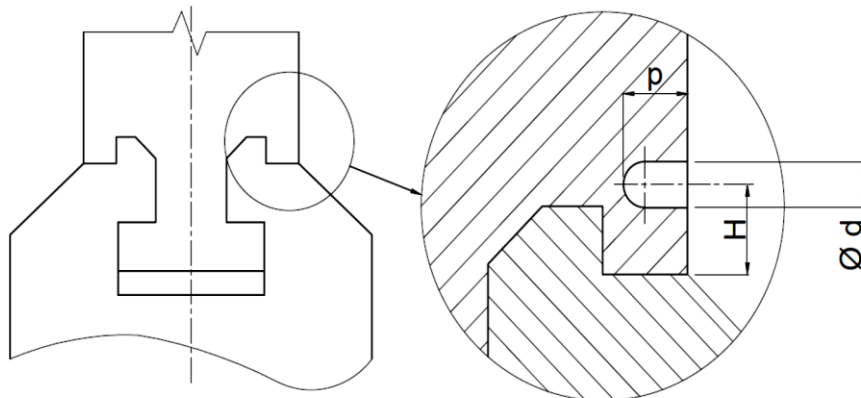
Tabella 5.273: classi di accettabilità dei difetti sul fianco delle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.146).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto è valida per quei difetti posizionati ad un'altezza massima H pari 4,7 mm.

d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A
2	A	A

Tabella 5.274: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 8° stadio della macchina n° 2, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.147).

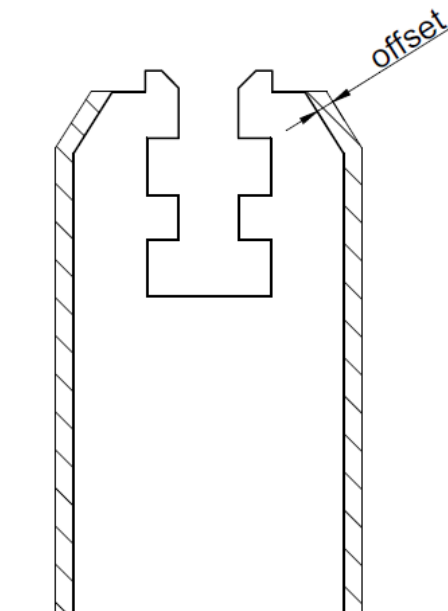


#### 5.8.4.5 Disco turbina

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	A

Tabella 5.275: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 8° stadio della macchina n° 2, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.148-149-150-151).



### 5.8.5 Macchina n° 3 – 1° Stadio

#### 5.8.5.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 8,2 mm				x = 5,5 mm			
d \ p [mm]	0,5	1,25	passante	d \ p [mm]	0,5	1,25	passante
0,5	A	A	A	0,5	A	A	A
1	A	A	A	1	A	A	A
1,5	A	A	A	1,5	A	B	B

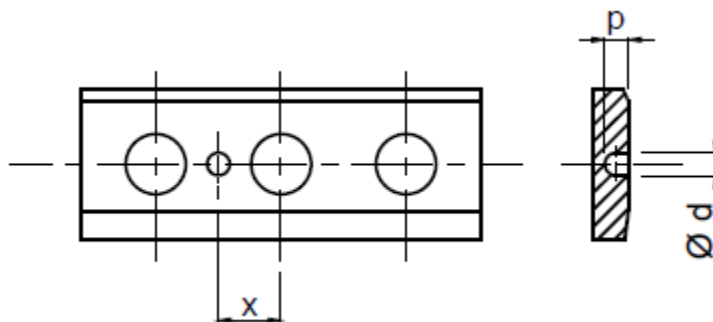
Tabella 5.276: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabelle 5.156 e 5.160)

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.277: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 1° stadio della macchina n° 3, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.161).



5.8.5.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

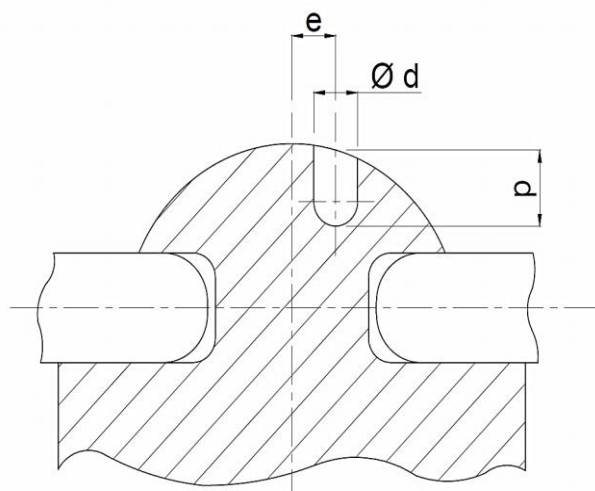
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	B	B
1	A	A	1	A	A	1	A	B

Tabella 5.278: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.165).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm			e = 2,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	A	1	A	A	1	A	A

Tabella 5.279: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.166).

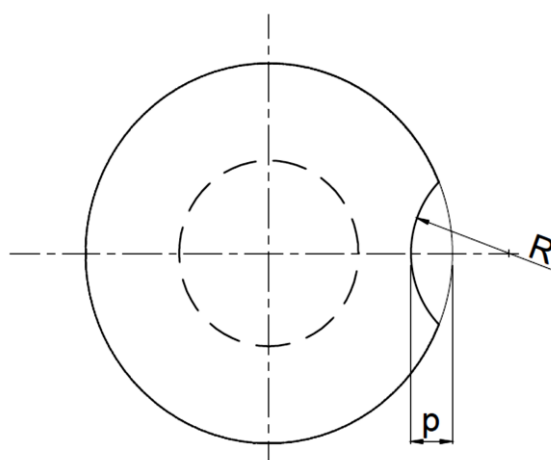


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,4</b>	<b>0,8</b>
<b>0,5</b>	A	A
<b>1</b>	A	A

Tabella 5.280: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.169).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

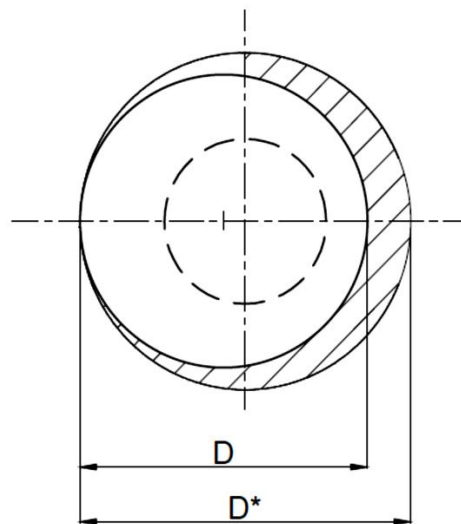
D [mm]	Classe
8,8	C
8,5	C
8,2	C

Tabella 5.281: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.172).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
8,8	A
8,5	B
8,2	B

Tabella 5.282: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 1° stadio della macchina n° 3, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 9,1$  mm) (vedasi tabella 5.173).



### 5.8.5.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

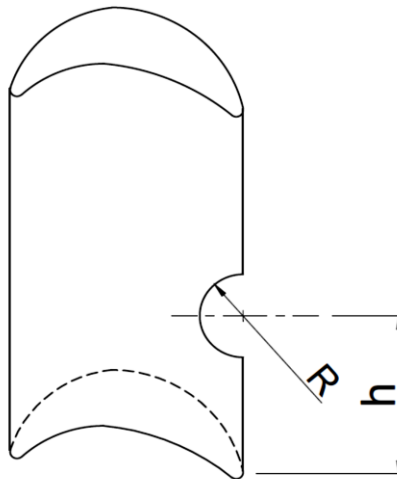
R \ h [mm]	3	6
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.283: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.174).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R \ h [mm]	15	30
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.284: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.176).



**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

In questa valutazione si sono realizzate le analisi considerando solo difetti passanti sulle palette.

h = 3 mm			h = 6 mm		
d \ e [mm]	1,5	3	d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0	0,5	0	0
2	0	0	2	0	0

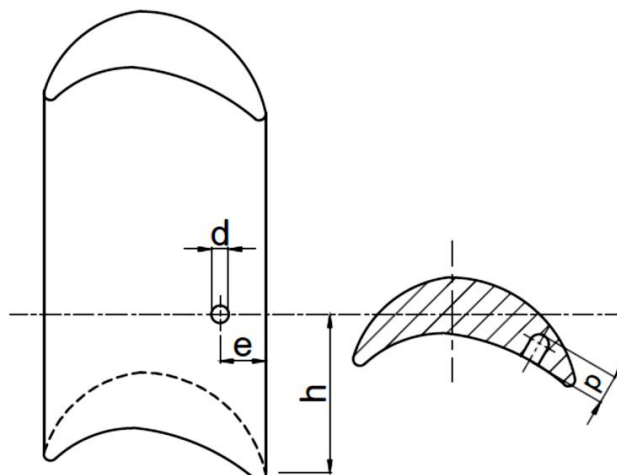
Tabella 5.285: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.175).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa. Si sono considerati anche in questo caso solo difetti passanti.

d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0
2	0	0

Tabella 5.286: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.177).





#### 5.8.5.4 Fianco paletta (*ferracuum*)

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

H = 2,5 mm			H = 5 mm		
d \ p [mm]	0,5	1	d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A	1	A	A
2	A	A	2	A	A

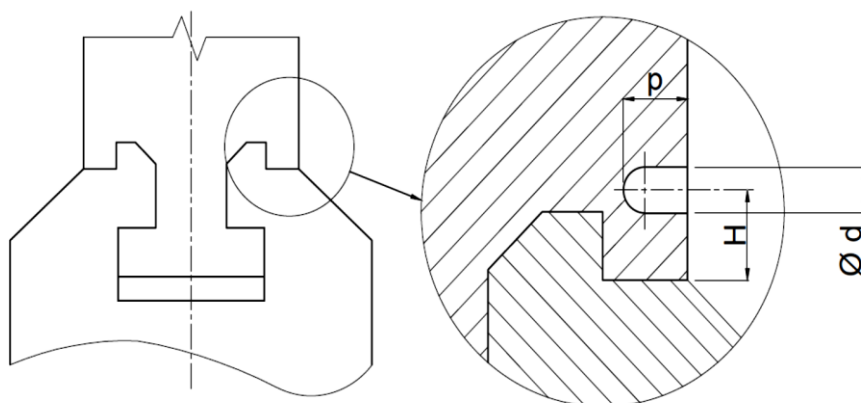
Tabella 5.287: classi di accettabilità dei difetti sul fianco delle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.181).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto è valida per quei difetti posizionati ad un'altezza massima H pari 2 mm.

d \ p [mm]	0,5	1
1	A	A
2	A	A

Tabella 5.288: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 1° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.182).

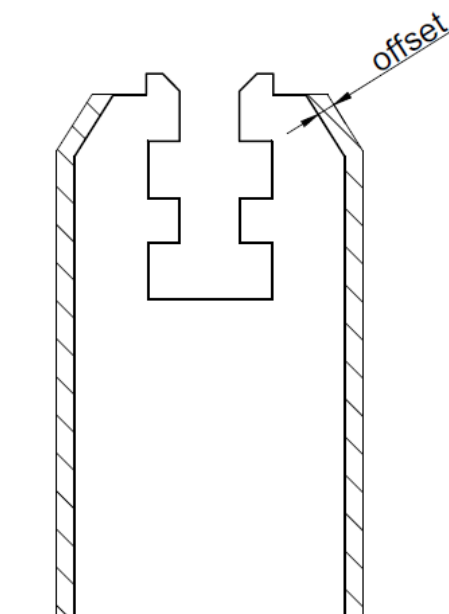


### 5.8.5.5 Disco turbina

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	A

Tabella 5.289: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 1° stadio della macchina n° 3, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.183-184-185-186).



### 5.8.6 Turbina a vapore n° 3 – 7° Stadio

#### 5.8.6.1 Bendaggio

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

x = 9,3 mm				x = 3,8 mm			
d \ p [mm]	0,5	1,25	passante	d \ p [mm]	0,5	1,25	passante
0,5	A	A	A	0,5	A	A	A
1	A	A	A	1	A	A	A
1,5	A	A	A	1,5	A	A	A

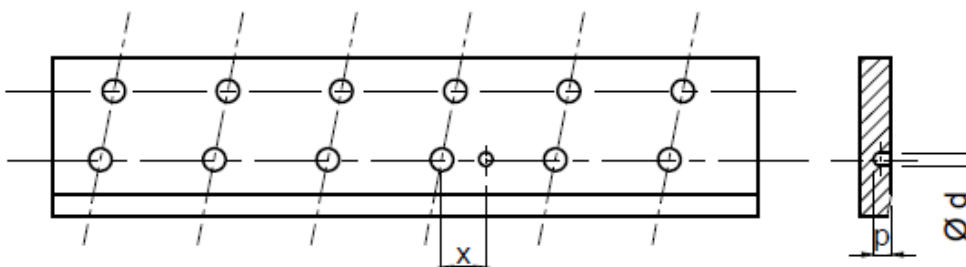
Tabella 5.290: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabelle 5.191 e 5.195)

- Valutazione dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

Con questo approccio non si considera la profondità dei difetti in questione; si valuta pertanto l'incremento della tensione nominale sul bendaggio considerando i difetti passanti, al variare del diametro dei difetti stessi. Inoltre tale valutazione risulta essere indipendente dal posizionamento del difetto (coordinata x).

d [mm]	Classe
0,5	A
1	A
1,5	A

Tabella 5.291: classi di accettabilità dei difetti sul bendaggio del 7° stadio della macchina n° 3, considerando l'incremento di tensione nominale (vedasi tabella 5.196).



5.8.6.2 Piolo

**1° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

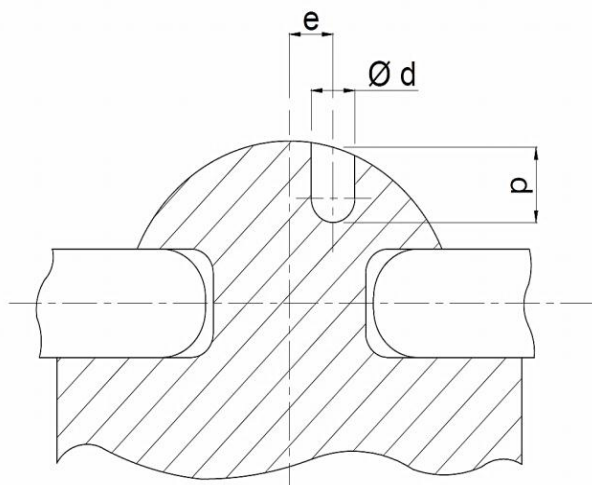
e = 0,5 mm			e = 1,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	B
1	A	A	1	A	B

Tabella 5.292: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.200).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

e = 0,5 mm			e = 1,5 mm		
d \ p [mm]	0,2	0,8	d \ p [mm]	0,2	0,8
0,2	A	A	0,2	A	A
1	A	B	1	A	C

Tabella 5.293: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sui pioli del 7° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente indotta dal difetto (vedasi tabella 5.201).

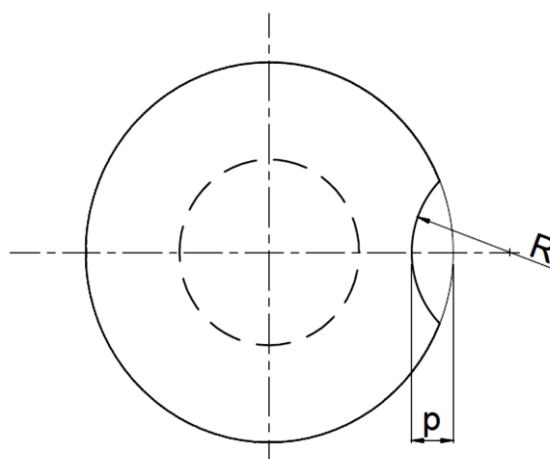


**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

<b>R \ p [mm]</b>	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>
<b>0,5</b>	A	A
<b>1</b>	A	A

Tabella 5.294: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sui pioli del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.204).



**4° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

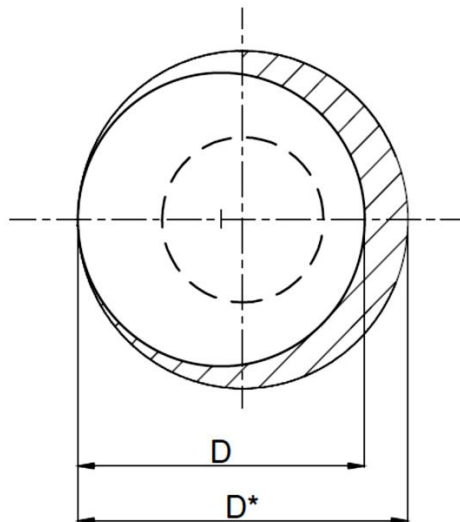
D [mm]	Classe
4,9	0
4,6	C

Tabella 5.295: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.207).

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

D [mm]	Classe
4,9	0
4,6	C

Tabella 5.296: classi di accettabilità dei difetti della 4° tipologia sui pioli del 7° stadio della macchina n° 3, l'incremento di tensione nominale sul gambo del piolo ( $D^* = 5$  mm) (vedasi tabella 5.208).



### 5.8.6.3 Paletta

#### 1° Tipologia difetto

- Valutazione con approccio delle tensioni lineari elastiche

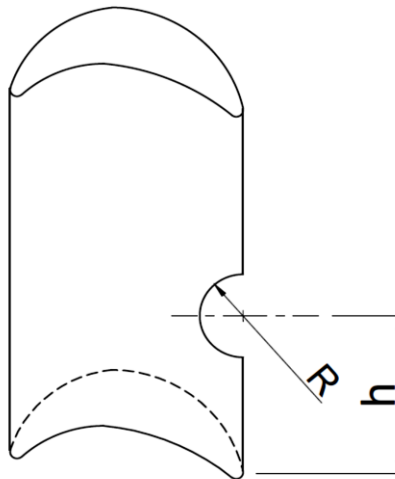
R \ h [mm]	4	8
1	0	0
2	0	0

Tabella 5.297: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni lineari elastiche (vedasi tabella 5.209).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

R [mm]	Classe
1	0
2	0

Tabella 5.298: classi di accettabilità dei difetti della 1° tipologia sulle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.216).



**2° Tipologia difetto**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

In questa valutazione si sono realizzate le analisi considerando solo difetti passanti sulle palette.

h = 3 mm			h = 6 mm		
d \ e [mm]	1,5	3	d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0	0,5	0	0
2	0	0	2	0	0

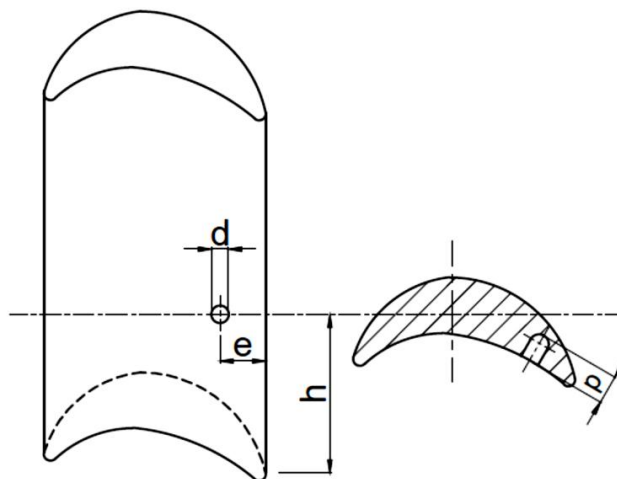
Tabella 5.299: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.212).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto risulta essere indipendente dall'altezza di posizionamento del difetto, in quanto la palette presenta una sezione costante lungo l'asse della stessa. Si sono considerati anche in questo caso solo difetti passanti.

d \ e [mm]	1,5	3
0,5	0	0
2	0	0

Tabella 5.300: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.217).





**5.8.6.4 Fianco paletta (ferracuum)**

- Valutazione con approccio delle tensioni efficaci

H = 2,5 mm			H = 5 mm		
d \ p [mm]	1	2	d \ p [mm]	1	2
1	A	A	1	C	C
2	B	C	2	C	C

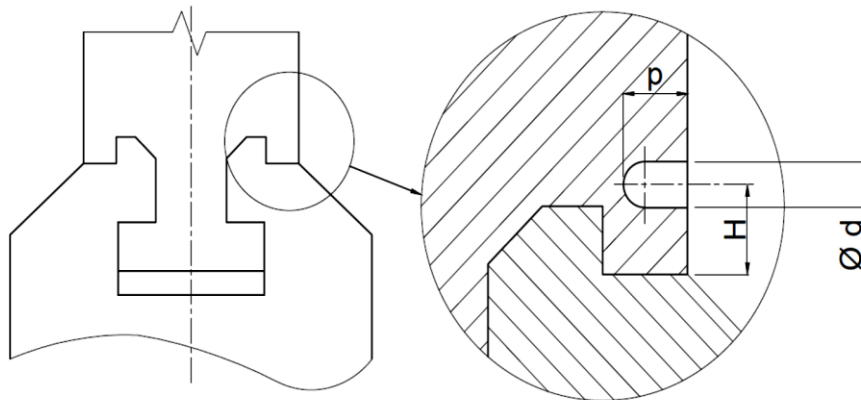
Tabella 5.301: classi di accettabilità dei difetti sul fianco delle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando le tensioni efficaci (vedasi tabella 5.218).

- Valutazione della riduzione di area resistente introdotta dal difetto

La valutazione della riduzione dell'area resistente introdotta dal difetto è valida per quei difetti posizionati ad un'altezza massima H pari 2 mm.

d \ p [mm]	1	2
1	A	A
2	A	A

Tabella 5.302: classi di accettabilità dei difetti della 2° tipologia sulle palette del 7° stadio della macchina n° 3, considerando la riduzione di area resistente (vedasi tabella 5.219).

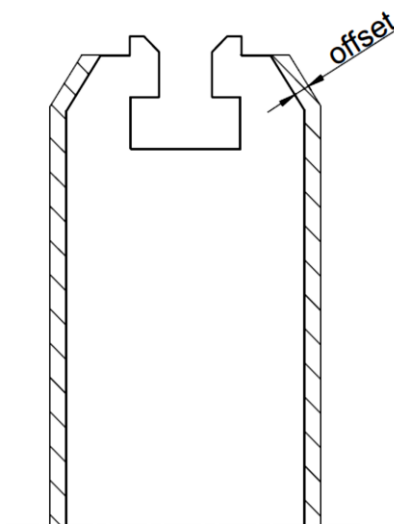


### 5.8.6.5 Disco turbina

- Valutazione con approccio dell'incremento di tensione nominale introdotta dal difetto

offset [mm]	Classe
0,5	A
1	A

Tabella 5.303: classi di accettabilità del difetto di erosione diffusa sul disco del 7° stadio della macchina n° 3, considerando l'incremento di tensioni nominali sulle sezioni resistenti del disco (vedasi tabelle 5.220-221).



## 5.9 Conclusioni

In questo capitolo si sono analizzati i componenti di stadi rotorici di tre diverse turbine a vapore, con lo scopo di valutarne la resistenza statica in presenza di difettosità. Tale studio è stato eseguito partendo dai modelli 3D degli assiemi turbina e svolgendo poi delle analisi agli elementi finiti utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench® sia in assenza sia in presenza di difetti. Le difettosità sono sostanzialmente causate dall'erosione del vapore e possono essere suddivise in difettosità concentrate e in difettosità diffuse. Le prime possono essere approssimate a degli intagli raccordati (ad esempio dei fori circolari cechi con fondo sferico praticati sui pioli o sul bendaggio), mentre le seconde possono essere intese come asportazioni diffuse di materiale che causano una complessiva riduzione della sezione resistente del componente (ad esempio il caso di erosione diffusa sul disco turbina). Sono state considerate diverse tipologie di difettosità, le cui dimensioni sono state rilevate direttamente su macchine esistenti. La realizzazione dei difetti sui modelli 3D di partenza è avvenuta utilizzando l'ambiente di modellazione Design Modeler presente in Ansys, asportando volumi di materiale di geometria semplice equivalenti a quelli misurati. Si sono svolte inizialmente delle analisi agli elementi finiti sulle geometrie integre, definendo i punti maggiormente sollecitati. Poi, utilizzando il modello 3D difettato si è studiata l'influenza della presenza di un eventuale difetto sulla resistenza del componente, attraverso la valutazione dell'incremento dello stato di tensione indotto rispetto la condizione di partenza in assenza di difetti. Per questa valutazione si è utilizzato dapprima un approccio basato sulle tensioni efficaci, le quali tengono conto della sensibilità all'intaglio dei componenti difettati, e in seguito, in virtù delle prove sperimentali che sono state compiute sui dei provini intagliati (capitoli 6-7-8), si è studiata la riduzione di area resistente sul componente a causa della presenza del difetto. Quest'ultimo metodo di fatto assume completa plasticizzazione del materiale e quantifica in maniera diretta l'entità dell'incremento della tensione nominale. Tuttavia in questo caso non è possibile valutare a che livello tensionale si attesta la tensione nominale sulla sezione resistente depurata dal difetto, e di conseguenza valutare l'incremento tensionale rispetto alla tensione massima di riferimento calcolata in assenza di difetti.

Dopo queste valutazioni degli incrementi tensionali si sono definite delle classi di accettabilità dei difetti in funzione dell'entità d'incremento di pericolosità strutturale introdotta. I risultati finali sono stati riassunti in tabelle che riportano le classi di accettabilità riscontrate in funzione delle dimensioni delle difettosità considerate. Sono ora

riportate delle considerazioni finali per riassumere in maniera concisa i risultati delle verifiche statiche sui componenti delle macchine analizzate.

Per quanto riguarda i bendaggi analizzati, risulta critico quello riguardante il 1° stadio della macchina n° 3 (paragrafo 5.7.1.1) in cui si riscontrano tensioni nominali di flessione in assenza di difetti pari a circa 300 MPa, contro i 330 MPa di resistenza al creep del materiale. Inoltre si può affermare in generale che l'introduzione dei difetti sui bendaggi analizzati comporta un lieve incremento dello stato di tensione del componente (generalmente di Classe A).

I pioli in assenza di difetti risultano verificati sul gambo, anche se nell'8° stadio della macchina n° 2 (paragrafo 5.6.2.2) e nel 7° stadio della macchina n° 3 (paragrafo 5.7.2.2) si sono ottenuti dei coefficienti di sicurezza rispettivamente pari a 2 e a circa 1,5. L'introduzione dei difetti della 1° tipologia (fori ciechi sulla testa del piolo) induce un incremento tensionale a volte non indifferente (Classe A e B). I difetti della 2° tipologia (intagli semicircolari sulla testa) hanno una scarsa influenza sulla resistenza statica del piolo (Classe A), mentre i difetti della 4° tipologia (erosione diffusa della testa) hanno un notevole impatto sul comportamento strutturale piolo (Classe C). Il difetto della 3° tipologia (cricca radiale sulla testa del piolo) è stato studiato solo nel 2° stadio della prima macchina, tuttavia non disponendo della resistenza alla frattura dei materiali in esame, si è evitato lo studio per gli altri stadi.

Le palette in assenza di difetti della prima macchina sono ampiamente verificate, così come quelle relative al primo stadio della macchina n° 2. Tuttavia l'8° stadio della macchina n° 2 (paragrafo 5.6.2.3) presenta in corrispondenza delle palette un coefficiente di sicurezza statico pari a 1,75. Per quanto concerne la macchina n° 3, sia il primo (paragrafo 5.7.1.3) che il settimo (paragrafo 5.7.2.3) stadio presentano delle palette con coefficienti di sicurezza molto bassi, pari rispettivamente a 1,49 e 1,39. I difetti che sono stati modellati presentano in generale nulla influenza sulla resistenza statica delle palette (Classe zero).

I fianchi delle palette sono in tutti i casi ampiamente verificati. La presenza di difetti tuttavia comporta a volte un incremento considerevole dello stato di tensione se valutato con le tensioni efficaci (anche Classe C), mentre se si valuta la riduzione dell'area resistente, non si hanno peggioramenti significativi dello stato di tensione (Classe A).

Infine, per quanto riguarda i dischi turbina analizzati, si è riscontrata una marcata criticità del disco del secondo stadio della macchina n° 1 (paragrafo 5.5.1.4), con coefficienti di sicurezza inferiori all'unità. Ciò può essere spiegato attraverso la combinazione della bassa resistenza al creep del materiale impiegato e dall'assenza dei dentini sulla sommità del disco volti a limitarne gli effetti flessionali. La presenza in generale del difetto di erosione diffusa sui dischi risulta avere una discreta influenza sulla resistenza statica degli stessi (Classe A e B).

## CAPITOLO 6

# VALUTAZIONE SPERIMENTALE DELLA RESISTENZA STATICA DI PIOLI RIBADITI

### 6.1 Introduzione

Il collegamento bendaggio-paletta risulta essere uno dei punti più critici a livello strutturale delle turbine a vapore analizzate. Come già accennato nei capitoli precedenti, tale accoppiamento viene realizzato ribadendo un cilindro di materiale (situato sulla sommità della paletta) direttamente sul bendaggio, in modo da formare il cosiddetto piolo. Quest'ultimo risulterà farsi carico dell'intera forza centrifuga e degli effetti flessionali della porzione di bendaggio che gli compete. Per valutare la resistenza statica di questo piolo si è realizzato un provino ad hoc (figura 6.1) che riproduce fedelmente la geometria del bendaggio e del piolo.

Il provino è realizzato da una piastra inferiore (componente 01) che risulta avere le medesime dimensioni del bendaggio reale (si è preso come riferimento il bendaggio e i pioli della macchina n°1), in particolare in prossimità del foro entro il quale viene inserito il perno (diametro di 5,7 mm). Lo spessore di questo componente risulta essere maggiorato rispetto a quello reale del bendaggio (1,5 mm) in modo tale da indurre la rottura sul piolino. Questa piastra viene collegata ad una piastra superiore (componente 02) tramite due viti M12. Sulla piastra superiore è praticato un foro filettato, sul quale viene avvitato un perno (componente 05). Sulla piastra inferiore verrà ribadito un perno realizzato su una barra cilindrica (componente 03-04), dello stesso materiale delle palette del 9° stadio della macchina n° 1 (X22CrMoV12-1). Le morse della macchina di trazione afferreranno il provino dal componente 03-04 e 05. Si prevede la realizzazione in totale di 20 provini, 10 con altezza iniziale del perno cilindrico pari a 8 mm (componente 04, figura 6.2), e

altrettanti 10 con altezza pari a 8,5 mm (componente 03). Visto che la ribaditura è un'operazione manuale, i provini in questione verranno realizzati da due operatori diversi (operatore A e B), in modo da osservare se c'è un'influenza sistematica dell'operatore sulla resistenza del piolo.

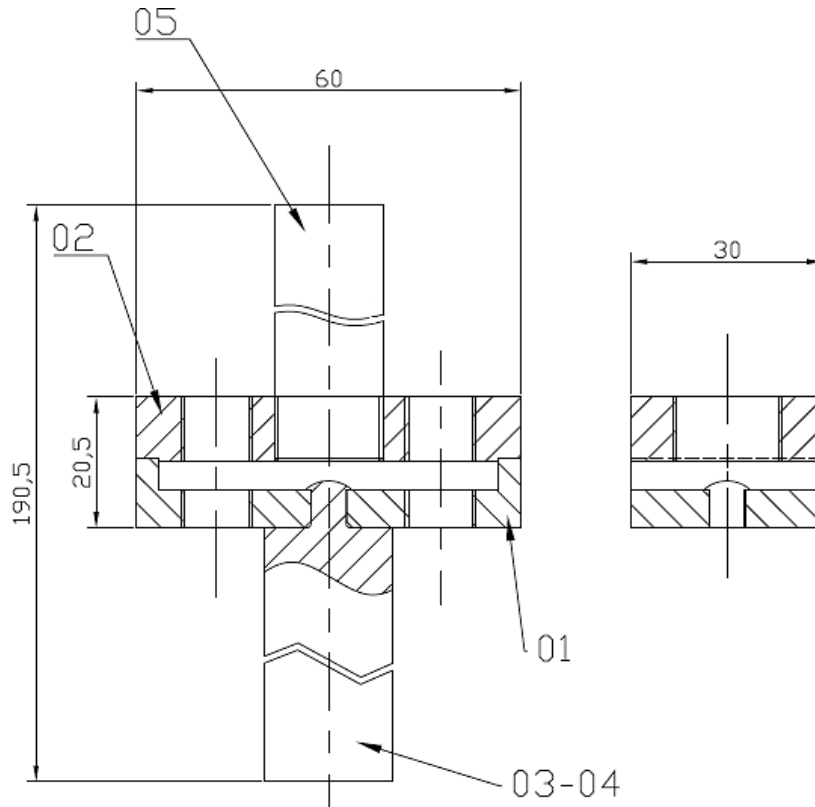


Fig. 6.1: provino per la valutazione della resistenza statica del piolo ribadito.

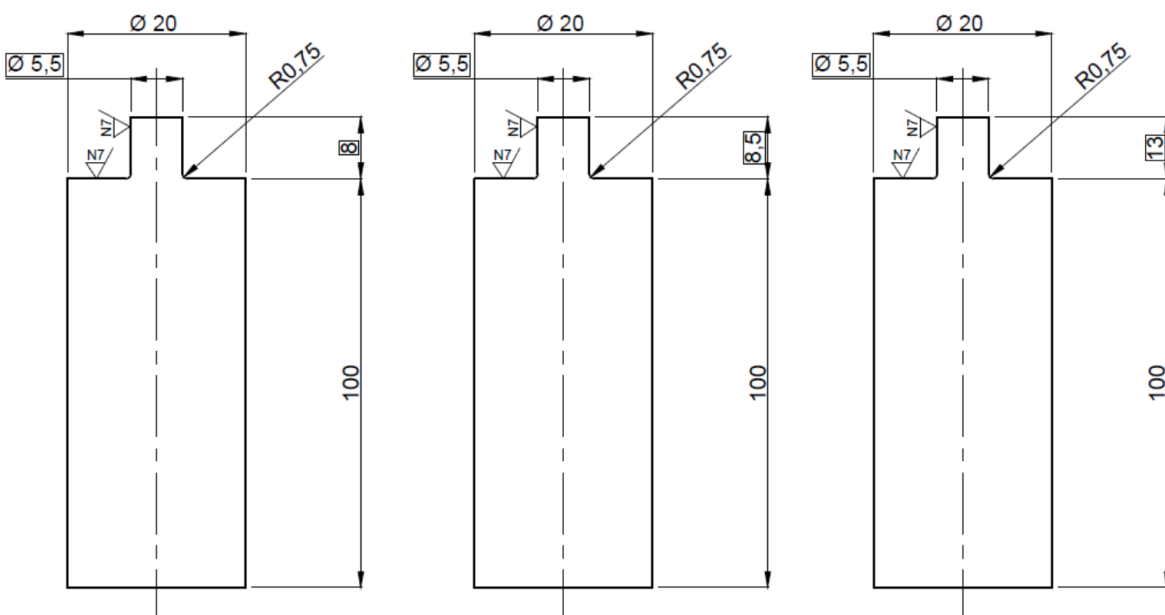


Fig. 6.2: tipologie di perni che verranno ribaditi sulla piastra inferiore del provino: a sinistra con  $h=8\text{mm}$ , al centro con  $h=8,5\text{mm}$  e a destra con  $h=13\text{mm}$ .

Infine sono stati realizzati due provini con un'altezza iniziale del perno di 13 mm in modo tale da assicurarsi che la rottura avvenga sul gambo del piolo. Riassumendo, si hanno i seguenti provini:

- 10 provini con altezza iniziale del perno di 8,5 mm (5 operatore A, 5 operatore B);
- 10 provini con altezza iniziale del perno di 8 mm (5 operatore A, 5 operatore B);
- 2 provini con altezza iniziale del perno di 13 mm.

Si prevede la rottura in corrispondenza del raccordo presente sulla sottotesta del piolo ribadito. Se così fosse si procederà determinando il coefficiente di intaglio sperimentale della geometria descritta. Con il materiale in esame ( $\sigma_R = 848$  MPa, trovato dalle prove su provini lisci a sezione circolare nel capitolo 7, vedi tabella 7.5), la forza necessaria per portare a rottura un tondo liscio dello stesso diametro del perno da ribadire (5,5 mm) è pari a:  $F_R = 20,15$  kN.



Fig. 6.3: macchina di trazione utilizzata nelle prove (MFL system).



Le prove di trazione sono state eseguite su una macchina di trazione (MFL, figura 6.3) presente nel Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università di Padova. Le prove sono state effettuate in controllo di spostamento, applicando una velocità di prova pari a 2 mm/min. I dati della prova (forza e spostamento) verranno acquisiti con una frequenza pari a 50 Hz, ovvero ogni 0,02 s. I file di settaggio della macchina sono i seguenti:

- Configurazione: MFLgio\_estensometro.cfg
- Parametri: Giovanni:\_estensometro
- Procedura: Ponchia (cartella) → rampa\_spostamento

Dei 22 provini totali ne sono stati testati 14, i cui risultati sono descritti nel report dell'appendice C. In figura 6.4 è riportato un provino con altezza iniziale del perno pari a 13 mm montato in macchina e pronto per essere testato. Nel prossimo paragrafo vengono riassunti i risultati elaborati.

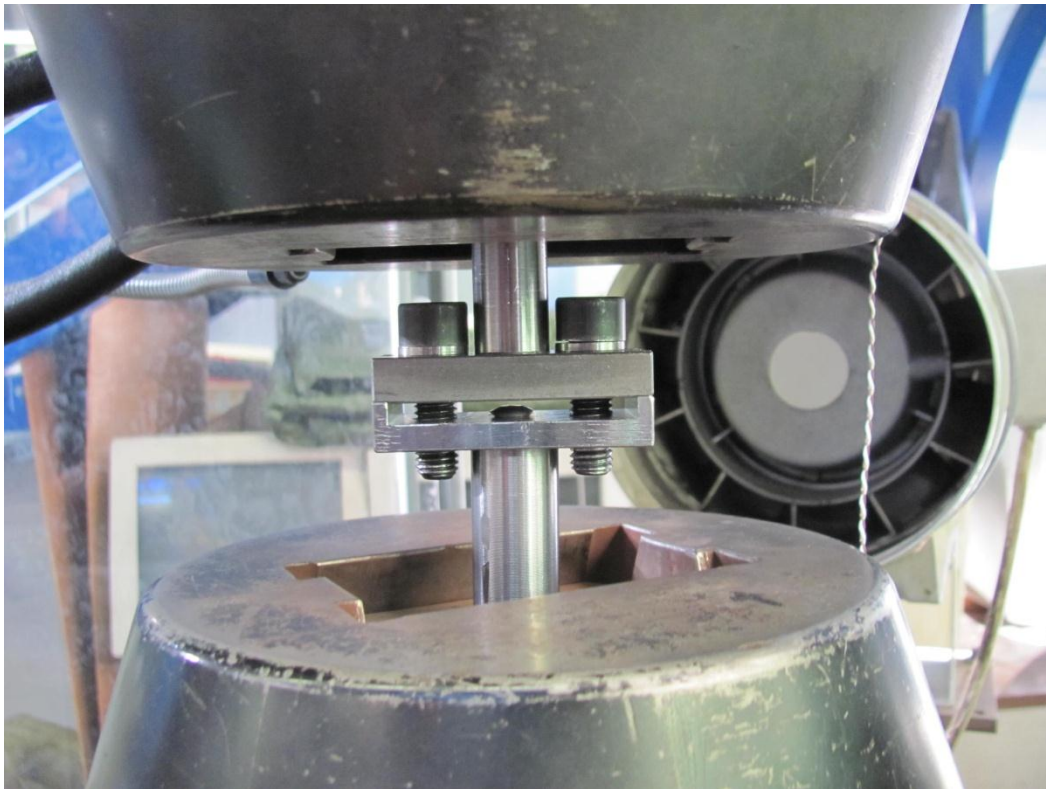


Fig. 6.4: provino con piolo ribadito ( $h=13\text{mm}$ ) afferrato nelle morse della MFL.

## 6.2 Analisi dei risultati e conclusioni

Dalle prove si evince che tutti i piolini dei provini, ad eccezione dei provini con altezza iniziale del perno pari a 13 mm, invece di rompersi in corrispondenza del raggio di raccordo sulla sottotesta, si deformano plasticamente a causa dell'effetto di troncatura della piastra inferiore sulla testa del piolo stesso. Non è possibile perciò la valutazione del coefficiente di intaglio sperimentale a rottura riguardante l'effetto d'intaglio presente sulla sottotesta per i provini con h pari a 8 e 8,5 mm. Si può affermare che la testa del piolo, per i provini con h pari a 8 e 8,5 mm, risulta essere sottodimensionata rispetto al gambo, e un possibile incremento della resistenza statica del collegamento può avvenire aumentando ulteriormente l'altezza iniziale del perno da ribadire. Si nota infatti che il provino con h = 8,5 mm risulta sopportare forze massima maggiori rispetto al provino con h = 8 mm. Si riportano ora in tabella 6.1 i risultati delle forze massime  $F_{m,i}$  ottenute per i dodici provini testati.

Provino	OPERATORE A		OPERATORE B	
	h = 8 mm	h = 8,5 mm	h = 8 mm	h = 8,5 mm
2	12,83	14,75	12,07	15,36
3	12,68	14,03	13,17	15,08
4	13,53	13,79	12,44	14,82

Tabella 6.1: forze massime  $F_{m,i}$  [kN] riscontrate nelle prove di trazione statiche sui provini, al variare dell'operatore e dell'altezza iniziale del perno da ribadire.

	OPERATORE A		OPERATORE B	
	h = 8 mm	h = 8,5 mm	h = 8 mm	h = 8,5 mm
$F_m \pm i_{r,m}$ [kN]	13,01 ± 1,13	14,19 ± 1,24	12,56 ± 1,39	15,09 ± 0,67
$F_m / F_R$	0,65	0,70	0,62	0,75

Tabella 6.3: forze massime medie e incertezze di ripetibilità per le diverse tipologie di provini (h = 8 e 8,5 mm). Viene inoltre riportato il rapporto tra la forza massima media e quella di rottura di un ipotetico provino liscio.

Si riportando ora in tabella 6.3 i valori mediati  $F_m$  delle forze per ogni tipologia di provino, compresa l'incertezza di ripetibilità  $i_{r,m}$ . La forza media si troverà tramite la relazione:

$$F_m = \frac{\sum_{i=0}^n F_{m,i}}{n} \quad (6.1)$$

dove  $n$  è il numero di campioni analizzati, in questo caso pari a 3 per ogni gruppo delle diverse tipologie di provini. L'incertezza di ripetibilità si troverà applicando la seguente relazione, che in generale sarà pari:

$$i_r = t \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (6.2)$$

dove  $i_r$  è l'incertezza di ripetibilità del campione di dati,  $t$  il coefficiente di Student;  $t$  dipende dal numero di gradi di libertà  $v=n-1$  e alla probabilità  $p$ . Accettando un rischio di errore pari al 5 %, essendo  $v$  pari a 2, risulta  $t=4,303$ . Inoltre  $s$  è lo scarto quadratico, il quale dà una valutazione della dispersione dei valori intorno al valore medio ed è dato dalla seguente relazione:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n F_{m,i} - n \cdot F_m^2}{n - 1}} \quad (6.3)$$

Si riporta inoltre il rapporto tra la forza media ottenuta per i provini con  $h$  pari a 8 e 8,5 mm e la forza di rottura  $F_R = 20,15$  kN che porterebbe a rottura una barra cilindrica del diametro pari a 5,5 mm ( $\sigma_R = 848$  MPa, trovato dalle prove su provini lisci a sezione circolare nel capitolo 7, vedi tabella 7.5), in modo da dare una stima del decremento di resistenza statica indotto dalla geometria descritta rispetto il provino liscio (tabella 6.3). Si può osservare una leggera influenza dell'operatore sulla resistenza statica del collegamento.

Per quanto concerne invece i provini con altezza iniziale del perno pari a 13 mm, si è riscontrata la rottura alla base del gambo del piolo (figura 6.5). La forza riscontrata di rottura, compresa la relativa incertezza di ripetibilità è riportata in tabella 6.4, mentre in tabella 6.3 sono riportate le forze ottenute per i due singoli provini. In questo caso si ottiene un valore della forza di rottura maggiore rispetto a quella prevista per un tondo del medesimo diametro. In tal caso si può definire il coefficiente di intaglio sperimentale a rottura, che può essere espresso direttamente rapportando le forze, in quanto fanno riferimento alla medesima sezione resistente del diametro di 5,5 mm. Si ha pertanto:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{F_R^{liscio}}{F_m^{h=13mm}} = \frac{20,15}{22,64} = 0,89$$

Provino	h = 13 mm
2	22,71
3	22,56

Tabella 6.3: forze massime  $F_{m,i}$  [kN] riscontrate nelle prove di trazione statiche sui provini con altezza iniziale del perno da ribadire pari a 13 mm.

	h = 13 mm
$F_m \pm i_{r,m}$ [kN]	$22,64 \pm 0,95$
$F_m / F_R$	1,12

Tabella 6.4: forza massima media e incertezza di ripetibilità per la tipologia di provino con h=13 mm. Viene inoltre riportato il rapporto tra la forza massima media e quella di rottura di un ipotetico provino liscio.

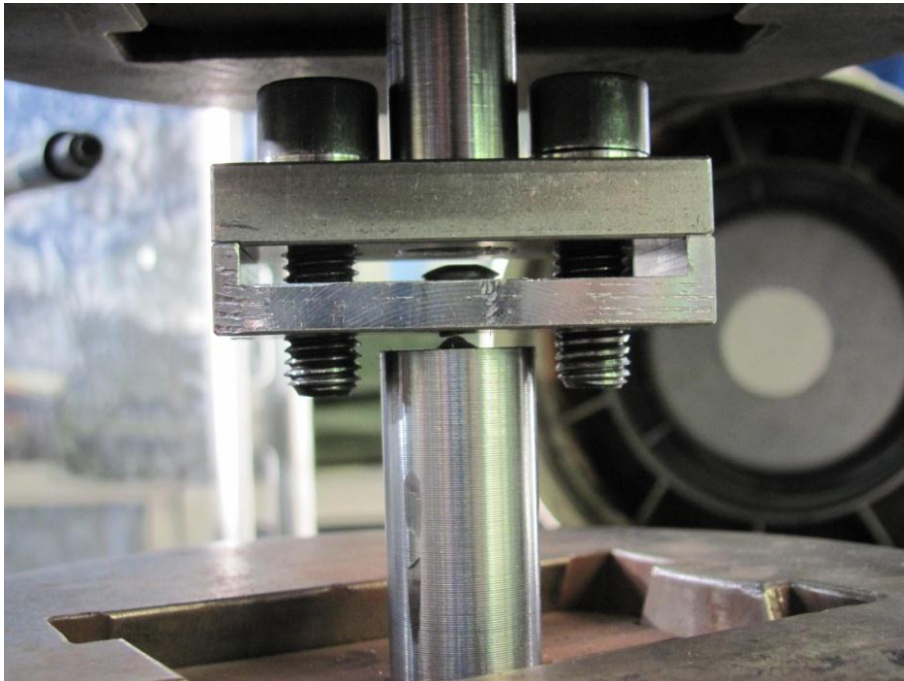


Fig. 6.5: rottura a base del gambo del piolo per il primo provino con h = 13 mm.

Dal provino con altezza iniziale del piolo pari a 13 mm si evince che il materiale in questione risulta essere insensibile all'effetto d'intaglio dovuto al raggio di raccordo presente sulla sottotesta del piolo e alla base del gambo del piolo stesso, anzi vi è inoltre un incremento dello sforzo a rottura.



## CAPITOLO 7

# VALUTAZIONE DEL COEFFICIENTE DI INTAGLIO SPERIMENTALE A ROTTURA

### 7.1 Introduzione

In questo capitolo sono riportati i risultati delle prove di trazione eseguite su diverse tipologie di provini. I provini testati risultano essere sia a sezione circolare che rettangolare, lisci e intagliati, e presentano delle geometrie simili ai difetti modellati sul bendaggio e sulla testa dei pioli ribaditi. Lo scopo di queste prove è la determinazione del coefficiente di intaglio sperimentale a rottura  $K_{stR}$  per ogni particolare provino intagliato, prendendo come riferimento la configurazione geometrica in assenza di intagli. Si procederà poi confrontando i valori dei  $K_{stR}$  ottenuti dalle prove con quelli ricavati dalla formula (4.18 (Normativa ISO 6336/III B per ingranaggi)).

Sono stati realizzati in totale 8 tipologie di provini, per ognuna delle quali vi saranno 3 provini. Tutti i provini sono stati realizzati con il materiale X22CrMoV12-1 (materiale delle palette e del bendaggio del 9° stadio della macchina n° 1).

## 7.2 Geometria dei provini

Il provino in posizione 1 (figura 7.1) presenta una sezione rettangolare con spessore pari a quello del bendaggio dell'ultimo stadio della macchina n° 1 (1,5 mm). Con questo provino si intende determinare le caratteristiche del materiale in esame, che saranno prese come riferimento per i provini a sezione rettangolare intagliati.

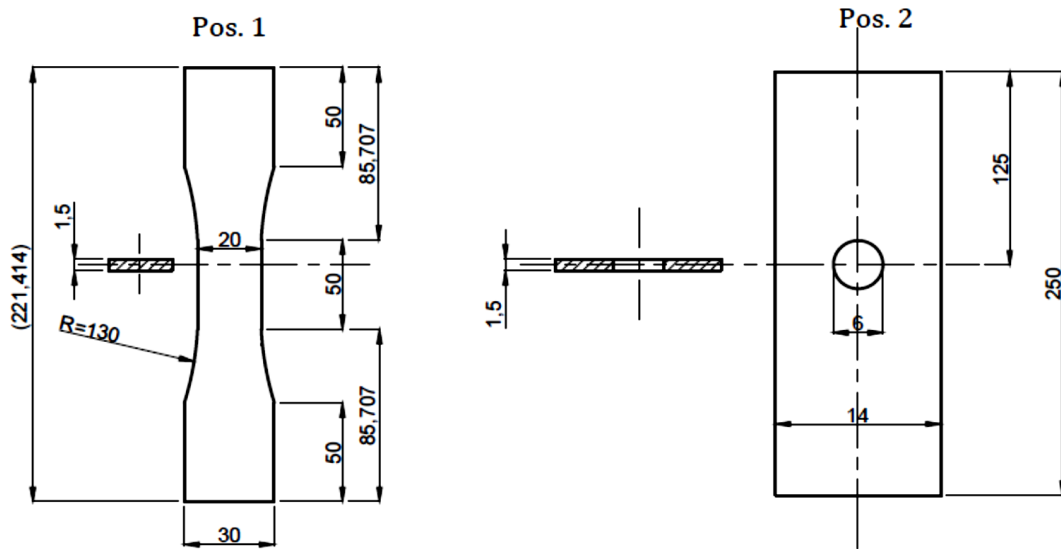


Fig. 7.1: provini a sezione rettangolare, liscio (pos. 1) e forato (pos. 2,  $d_{\text{foro}} = 6$  mm).

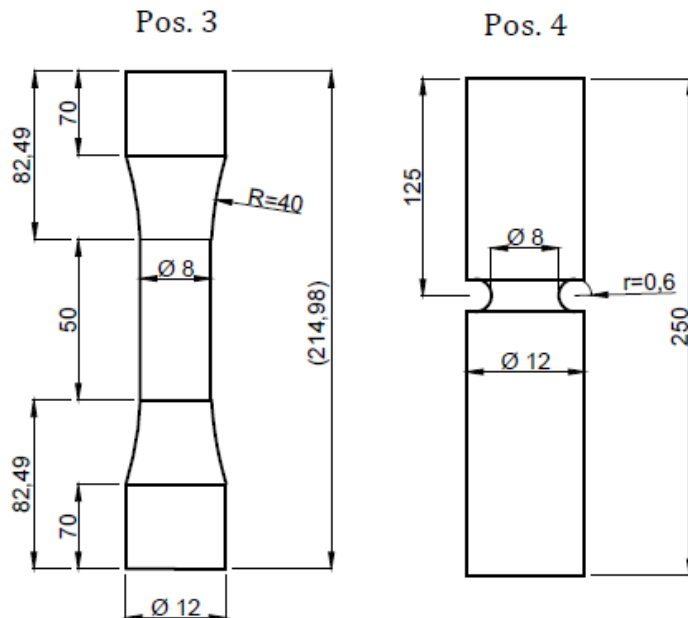


Fig. 7.2: provini a sezione circolare, liscio (pos. 3) e con intaglio a U (pos. 4).

Il provino in posizione 2 (figura 7.1) presenta una sezione rettangolare con spessore di 1,5 mm e un foro centrato lungo l'asse del provino pari a 6 mm. Con questo provino si intende

determinare l'effetto di intaglio generato dai fori presenti sul bendaggio, necessari per la ribaditura dei pioli sul bendaggio stesso.

Il provino in posizione 3 (figura 7.2) a sezione circolare presenta un diametro del tratto utile di 8 mm. Con questo provino si intende determinare le caratteristiche del materiale in esame, che saranno prese come riferimento per i provini a sezione circolare intagliati.

Il provino in posizione 4 (figura 7.2) presenta una sezione circolare con un intaglio circonferenziale ad U, con raggio di intaglio pari a 0,6 mm, pari al raggio di raccordo presente sulla sottotesta del piolo ribadito (misura da disegno geometrico 3D). Con questo provino si intende determinare l'effetto di intaglio indotto dalla presenza del raggio di raccordo sulla sottotesta del piolo ribaditi.

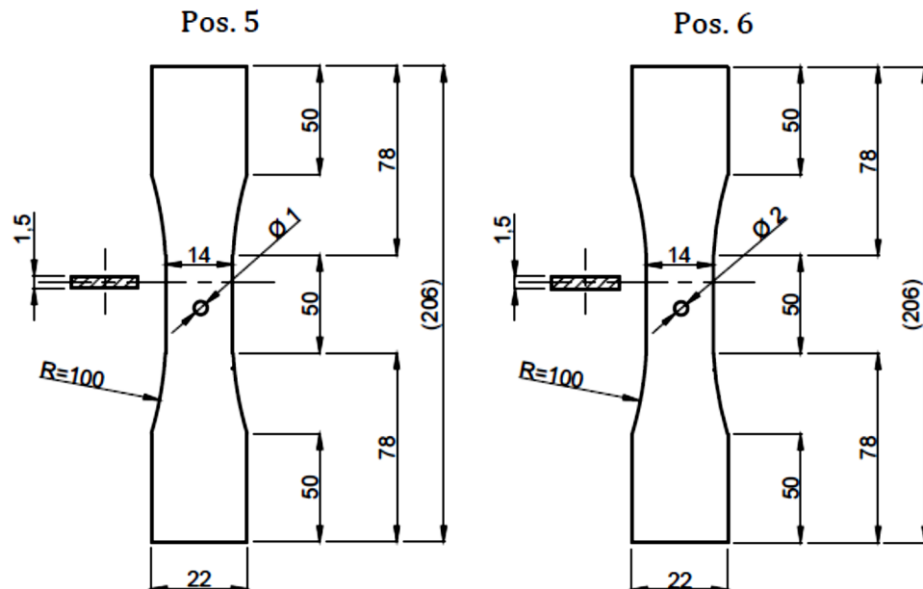


Fig. 7.3: provini a sezione rettangolare forati (pos. 5,  $d_{\text{foro}} = 1$  mm; pos. 6,  $d_{\text{foro}} = 2$  mm).

I provini in posizione 5 e 6 (figura 7.3) presentano una sezione rettangolare con spessore di 1,5 mm e un foro centrato lungo l'asse del provino rispettivamente pari a 1 e 2 mm di diametro. La larghezza del tratto utile calibrato (14 mm) risulta pari all'interasse tra due fori contigui del bendaggio. Con questi provini si intende determinare l'effetto di intaglio generato dai difetti passanti presenti sul bendaggio, che vengono a crearsi per l'effetto dell'erosione del vapore.

I provini in posizione 7 e 8 (figura 7.4) presentano una sezione circolare del diametro di 8 mm e un foro radiale cieco pari rispettivamente a 1 e 2 mm di diametro e profondità. Con questi provini si intende determinare l'effetto di intaglio generato dai difetti che sono stati modellati sulla testa dei pioli ribaditi e che riproducono l'effetto di erosione del vapore.



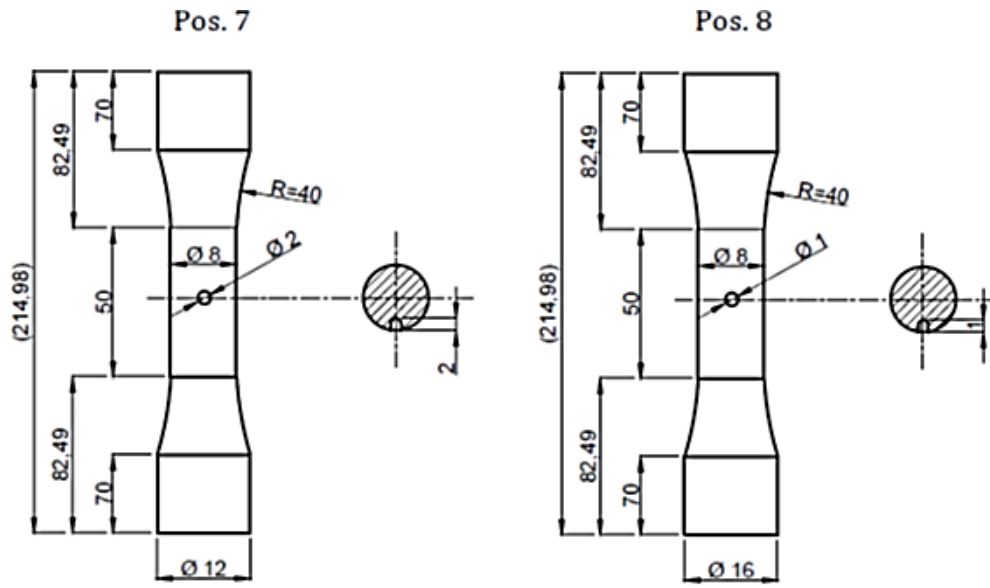


Fig. 7.4: provini a sezione circolare con foro cieco (pos. 7,  $d_{\text{foro}} = 2$  mm; pos. 8,  $d_{\text{foro}} = 1$  mm).

### 7.3 Macchine di trazione utilizzate

I provini sopra descritti sono stati testati su macchine diverse. I provini in pos. 1 e 2 (figura 1) e in pos. 5 e 6 (figura 3) sono state testati su una macchina di trazione (Schenck, figura 7.5) presente nel Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Per consentire l'afferraggio dei provini spessi 1,5 mm sono stati necessari degli spessori di alluminio. Le prove sono state effettuate in controllo di spostamento, applicando un velocità di prova pari a 2 mm/min. I dati della prova (forza e spostamento) verranno acquisiti con una frequenza pari a 50 Hz, ovvero ogni 0,04 s. I file di settaggio della macchina sono i seguenti:

- Configurazione: bonetti 07\_11\_12

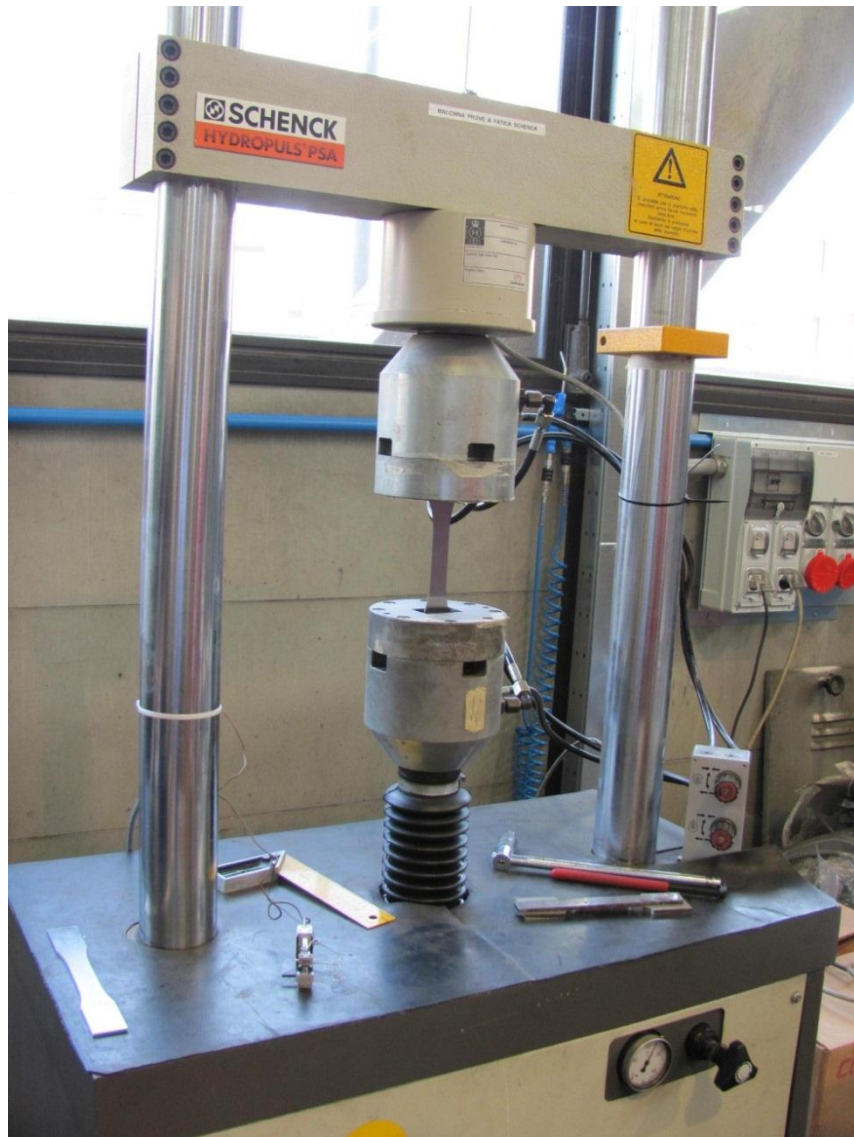


Fig. 7.5: macchina di trazione utilizzata per le prove sui provini pos. 1-2-5-6 (Schenck).

In figura 7.6 sono riportati i tre provini lisci a sezione rettangolare che sono stati testati (pos. 1 in figura 7.1); la figura 7.7 mostra il provino afferrato sulla macchina e il posizionamento dell'estensometro (a sinistra) e la rottura (a destra). Nelle figure 7.8-9-10-11-12-13 sono riportate delle immagini relative ai provini delle posizioni 2, 5 e 6.

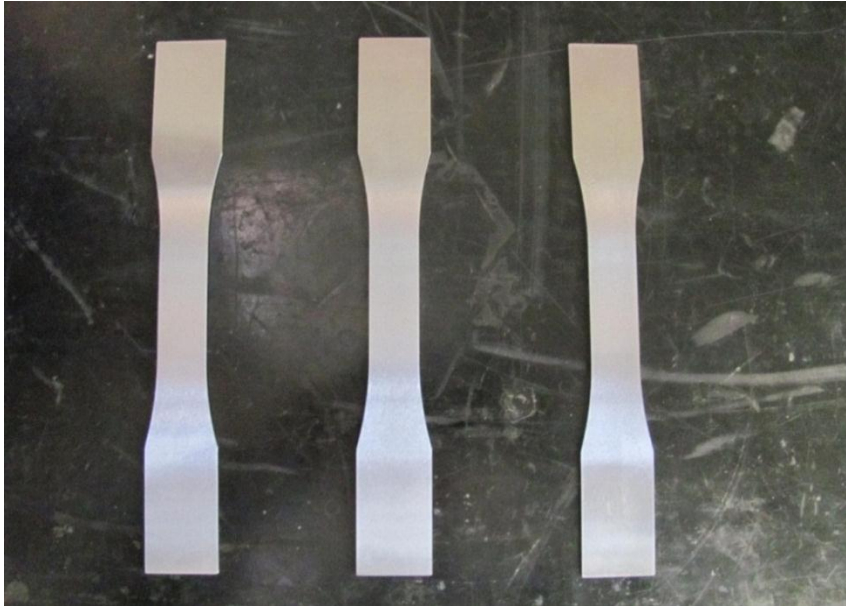


Fig. 7.6: provini della posizione 1, testati sulla macchina di trazione Schenck.

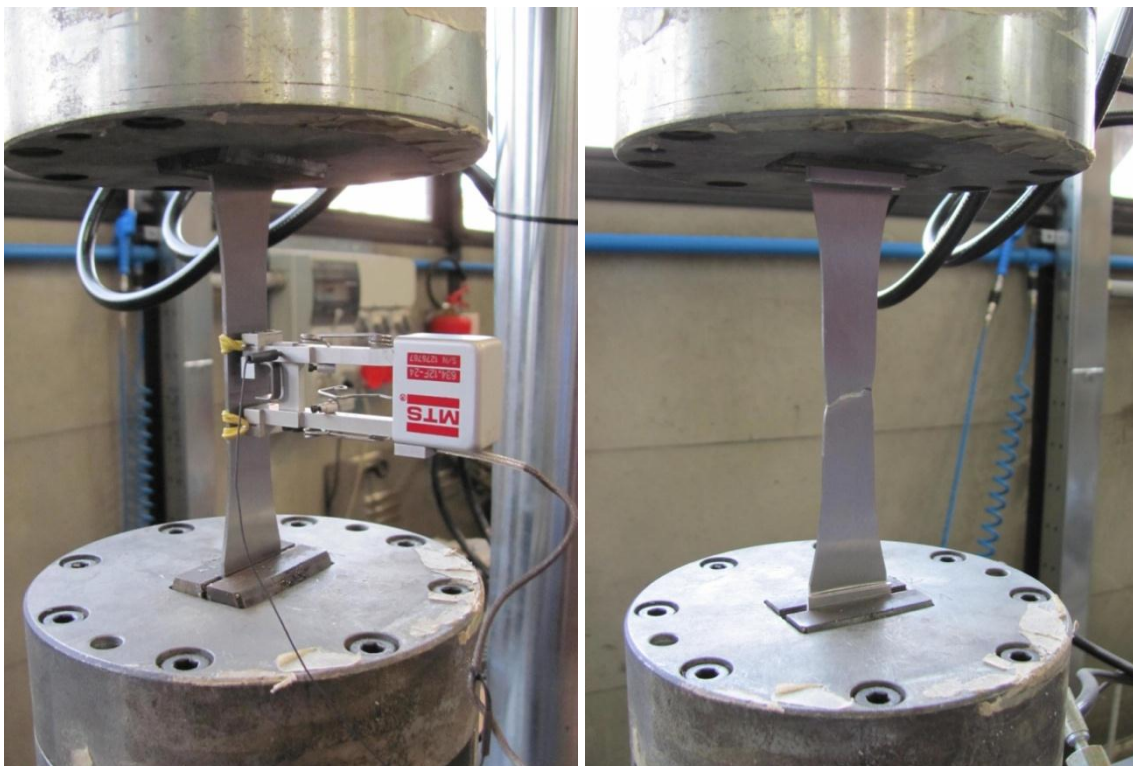


Fig. 7.7: primo provino testato della posizione 1, con applicato l'estensometro (a sinistra) e dopo rottura avvenuta.

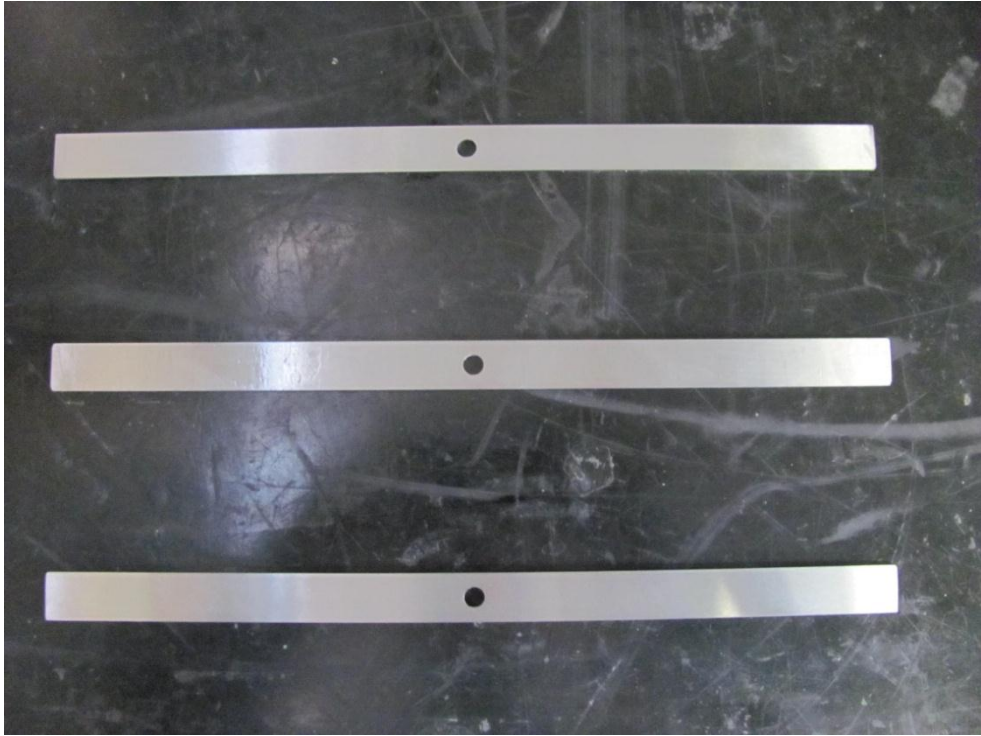


Fig. 7.8: provini della posizione 2, testati sulla macchina di trazione Schenck.

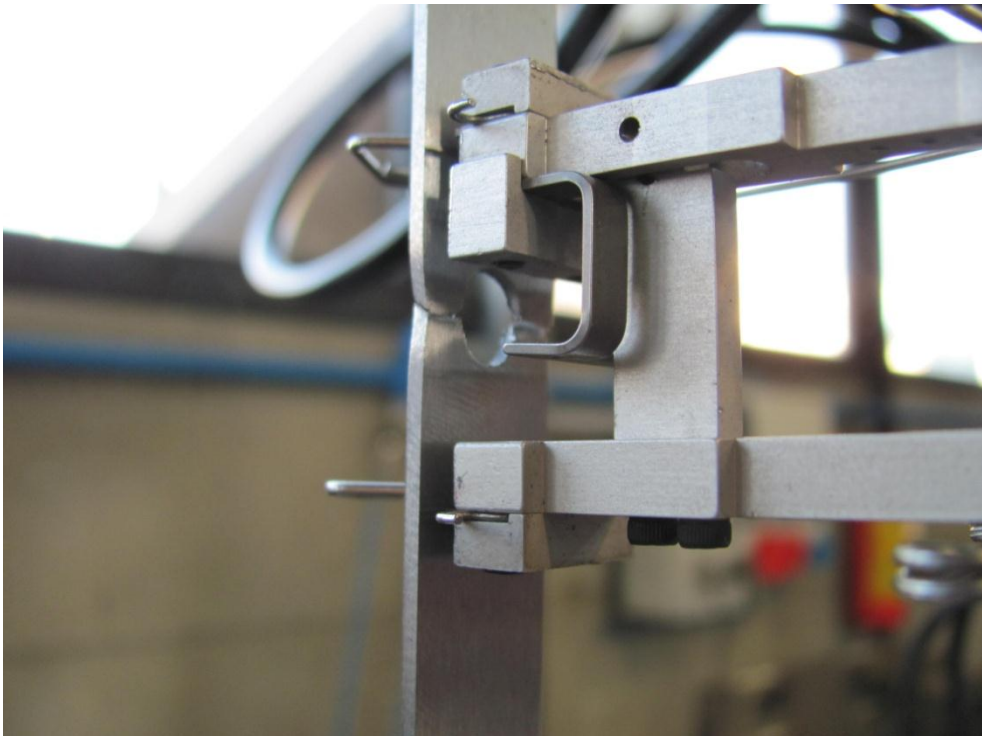


Fig. 7.9: primo provino testato della posizione 2 con applicato l'estensometro, dopo rottura avvenuta.

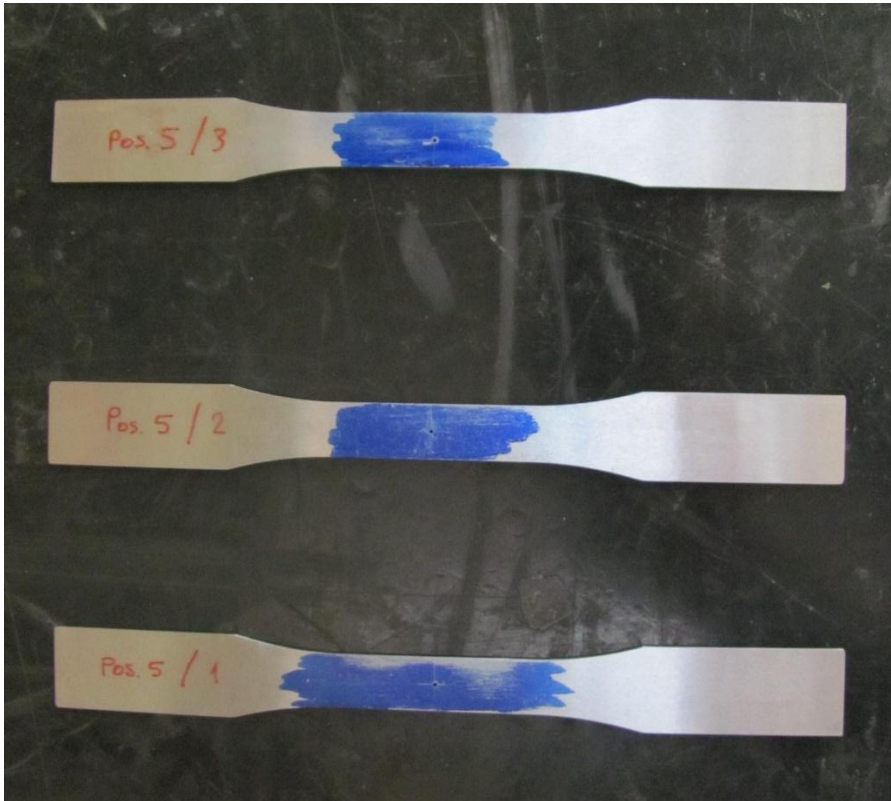


Fig. 7.10: provini della posizione 5, testati sulla macchina di trazione Schenck.

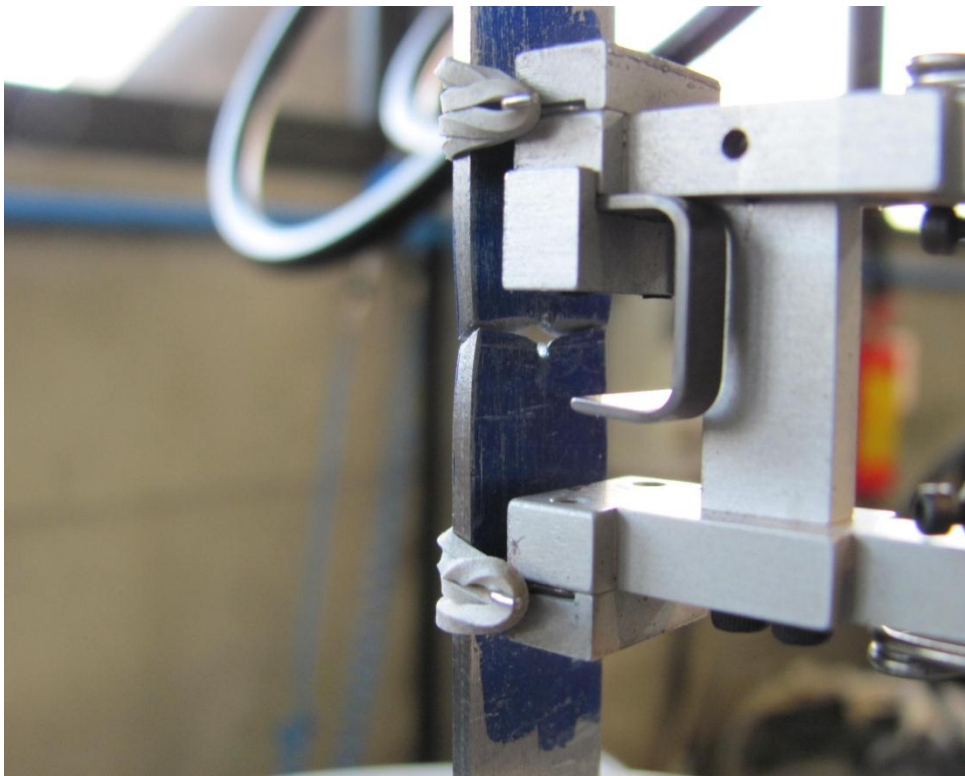


Fig. 7.11: primo provino testato della posizione 5 con applicato l'estensometro, dopo rottura avvenuta.



Fig. 7.12: provini della posizione 6, testati sulla macchina di trazione Schenck (il provino n° 1 non risulta essere conforme alle specifiche geometriche richieste).

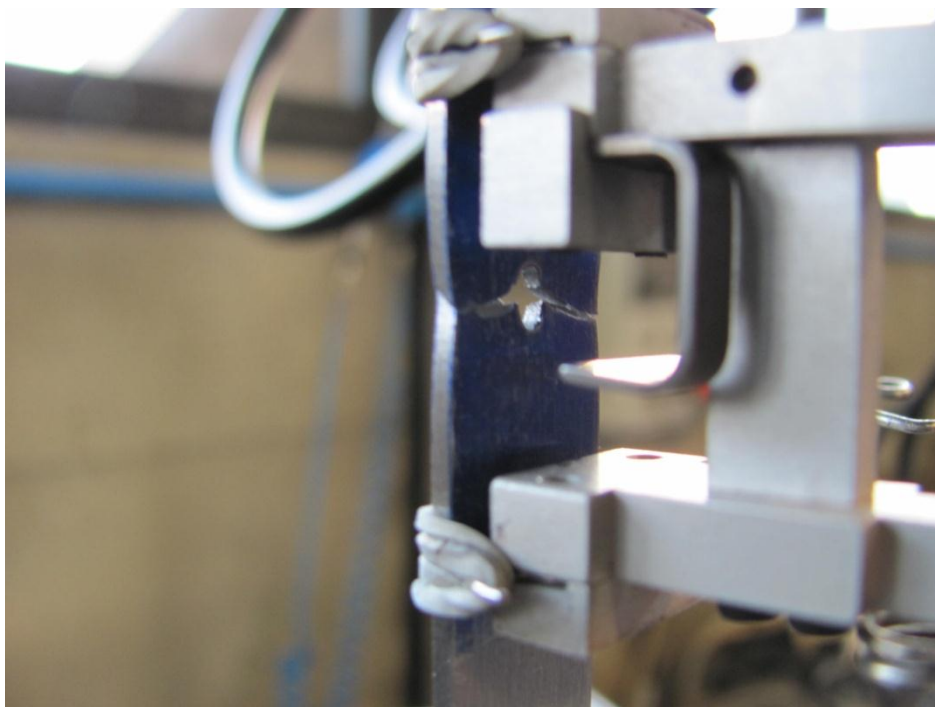


Fig. 7.13: primo provino testato della posizione 6 con applicato l'estensometro, dopo rottura avvenuta.

I provini in pos. 3, 4 (figura 2) e in pos. 7 (figura 4) sono state testati su una macchina di trazione (MTS, figura 7.14) presente nel Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali dell'Università di Padova (sede di Vicenza). Le prove sono state effettuate in controllo di spostamento, applicando un velocità di prova pari a 2 mm/min. I file di settaggio della macchina sono i seguenti:

- Procedure Name = trazione-tondi Default Procedure
- File Specification = D:\ricotta\trazione-tondi.000
- Teststar Config = C:\TS2\config\trazione-new.tcc

In figura 7.15 sono riportati i tre provini lisci sezione circolare che sono stati testati (pos. 3 in figura 7.2); la figura 7.16 mostra il provino afferrato sulla macchina e il posizionamento dell'estensometro (a sinistra) e la rottura (a destra). Nelle figure 7.17-18-19-20 sono riportate delle immagini relative ai provini delle posizioni 4 e 7.

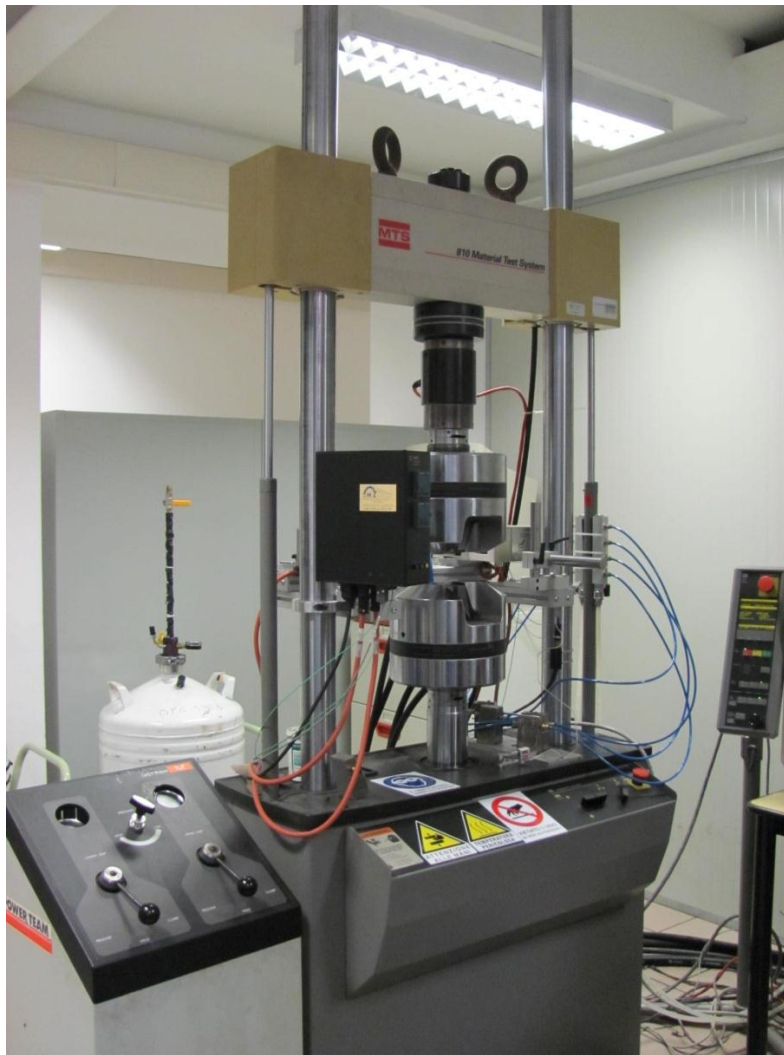


Fig. 7.14: macchina di trazione utilizzata per le prove sui provini pos. 3-4-7 (MTS).

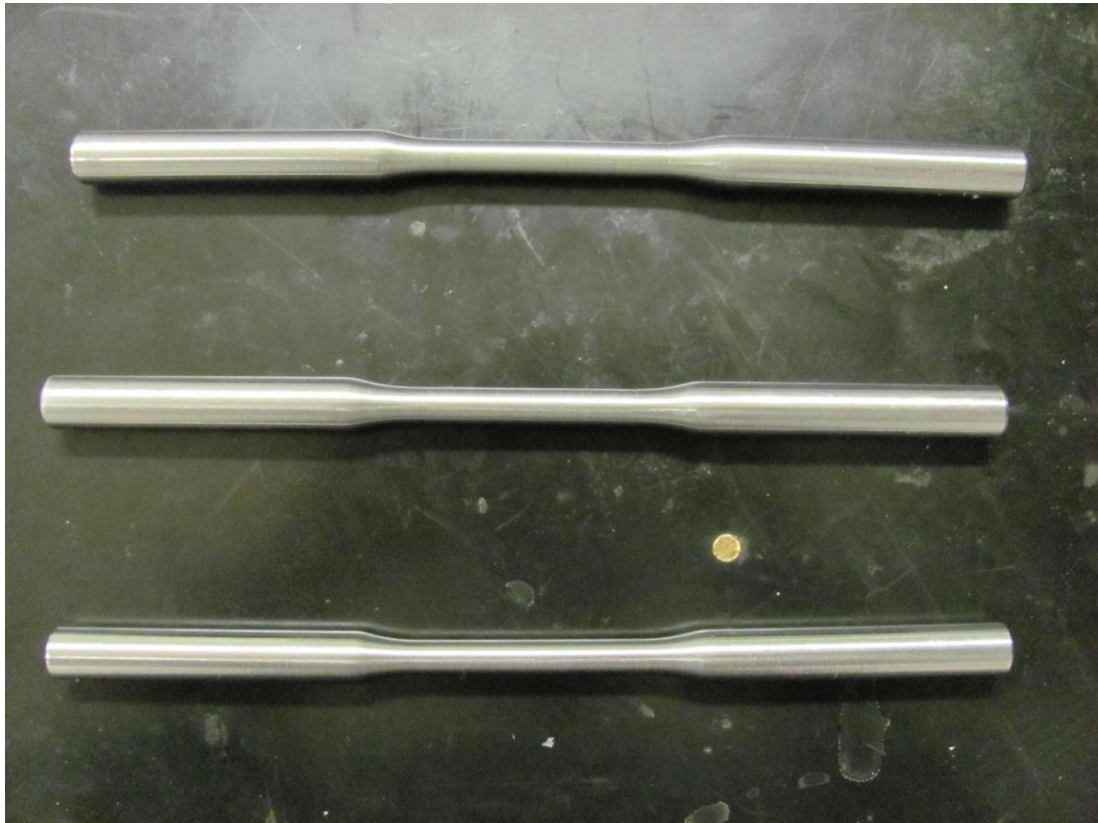


Fig. 7.15: provini della posizione 3, testati sulla macchina di trazione MTS.



Fig. 7.16: primo provino testato della posizione 3, con applicato l'estensometro (a sinistra) e dopo rottura avvenuta (a destra).





Fig. 7.17: provini della posizione 4, testati sulla macchina di trazione MTS.

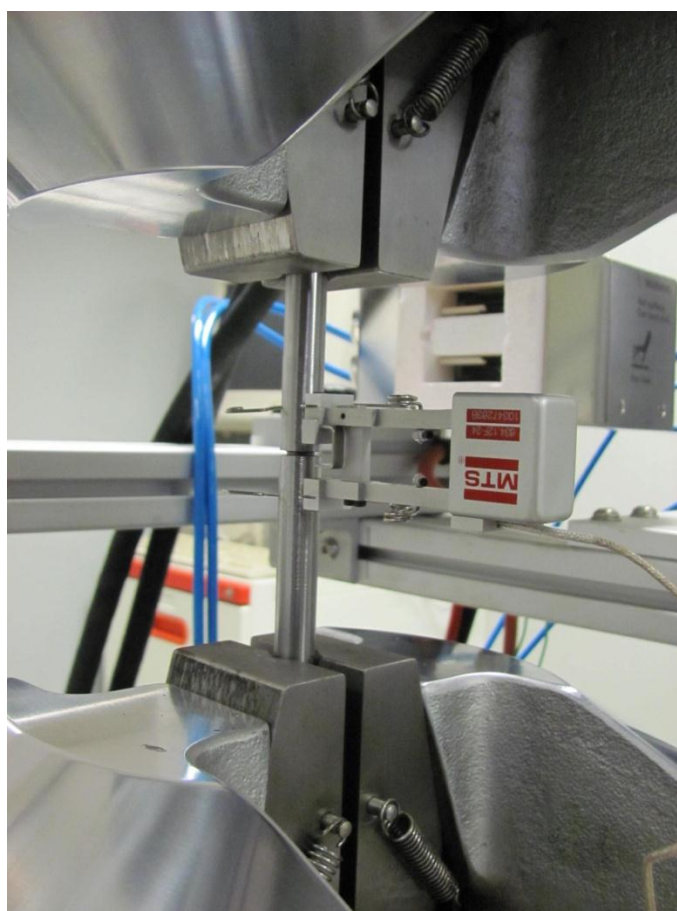


Fig. 7.18: primo provino testato della posizione 4 con applicato l'estensometro.



Fig. 7.19: provini della posizione 7, testati sulla macchina di trazione MTS.



Fig. 7.20: primo provino testato della posizione 7 con applicato l'estensometro.

Infine le prove sui provini in posizione 8 (figura 7.4) state eseguite su una macchina di trazione (MFL, figura 7.21) presente nel Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università di Padova. Le prove sono state effettuate in controllo di spostamento, applicando un velocità di prova pari a 2 mm/min. I dati della prova (forza e spostamento) verranno acquisiti con una frequenza pari a 50 Hz, ovvero ogni 0,02 s. I file di settaggio della macchina sono i seguenti:

- Configurazione: MFLgio\_estensometro.cfg
- Parametri: Giovanni:\_estensometro
- Procedura: Ponchia (cartella) → rampa\_spostamento



Fig. 7.21: macchina di trazione utilizzata per le prove sui provini pos. 8 (MFL).

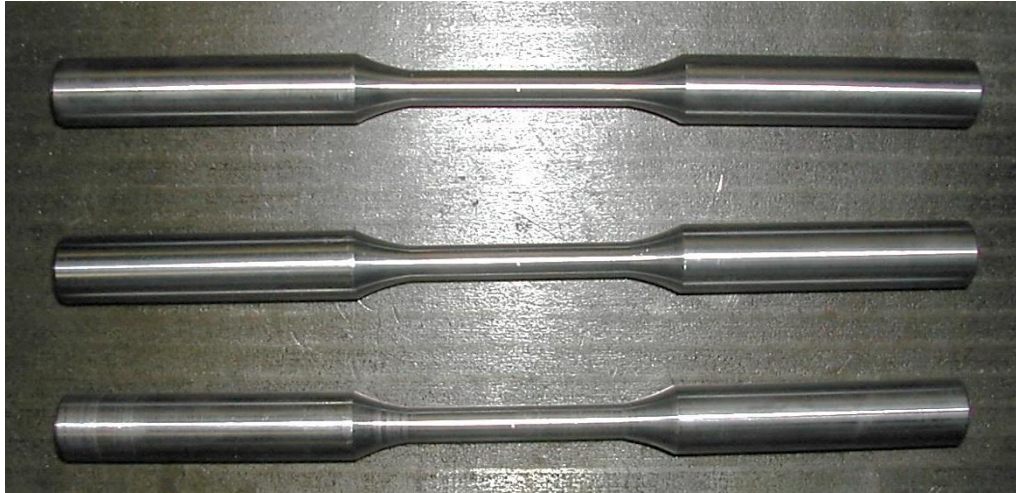


Fig. 7.22: provini della posizione 8, testati sulla macchina di trazione MFL.

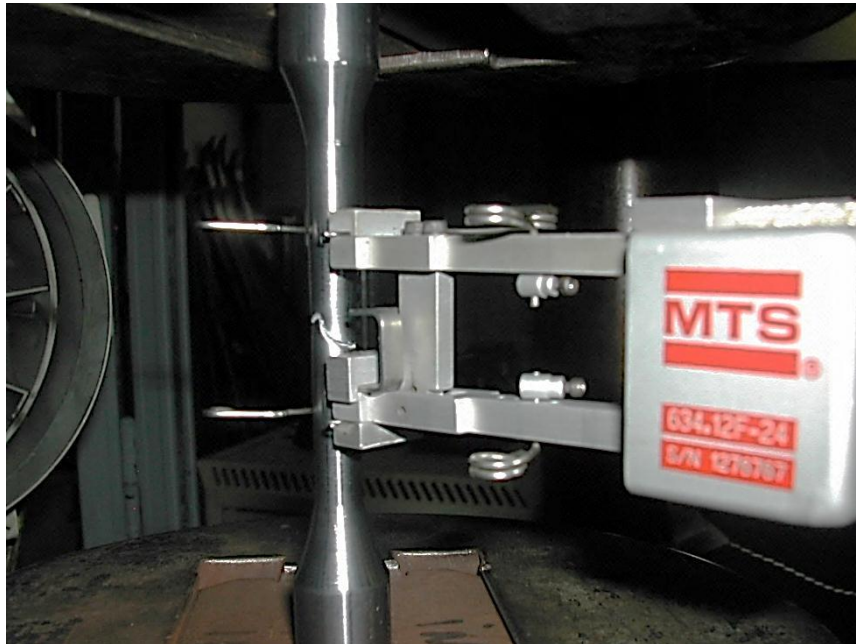


Fig. 7.23: primo provino testato della posizione 8 con applicato l'estensometro, dopo rottura.

Per tutte le macchine di trazione precedentemente espone, durante l'esecuzione della prova, mentre le ganasce della macchina di trazione si allontanano, le deformazioni a cui è soggetto il tratto utile del provino vengono rilevate dall'estensometro, su di esso precedentemente fissato. In contemporanea la macchina di trazione misura la forza di tiro esercitata dagli afferraggi, la quale una volta divisa per l'area iniziale della sezione netta del provino permette di risalire al valore della tensione ingegneristica  $\sigma$ . Tramite una successiva elaborazione con fogli di calcolo in Excel, si sono ottenuti i risultati riportati in dettaglio per ogni provino nell'appendice D.

## 7.4 Coefficienti di intaglio sperimentali a rottura ottenuti

Vengono ora riportati i valori dei coefficienti di intaglio sperimentali a rottura ottenuti sia sperimentalmente con le prove di trazione, utilizzando la definizione di coefficiente di intaglio sperimentale descritta tramite la formula (7.1, sia analiticamente con la formula (7.2 (Normativa ISO 6336/III B per ingranaggi, valida per acciai a tutta tempra, vedi tabella 4.1). La prima delle formule appena citate è:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} \quad (7.1)$$

dove  $\sigma_R^{liscio}$  è lo sforzo nominale di rottura a trazione del materiale (ricavato con provino liscio, senza intaglio) e  $\sigma_R^{intagliato}$  è lo sforzo nominale di rottura del provino intagliato dato dal rapporto tra il suo carico di rottura a trazione e l'area della sua sezione minima resistente. La seconda formula sopra citata invece vale:

$$K_{stR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} \quad (7.2)$$

dove il  $K_t$  è il coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico calcolato con gli elementi finiti per le geometrie dei provini intagliati, mentre la  $\sigma_{p0,2}$  non è altro che il carico di scostamento dalla proporzionalità per una deformazione assoluta dello 0,002 calcolato attraverso le prove di trazione sui provini lisci (posizione 1 e 3).

I provini verranno divisi in due macrogruppi: quelli a sezione rettangolare (di cui fanno parte i provini in posizione 1, 2, 5, 6) e quelli a sezione circolare (di cui fanno parte i provini in posizione 3, 4, 7, 8). Per entrambi i due gruppi, viene preso come riferimento per la valutazione dei  $K_{stR}$  il provino liscio (posizione 1 per i provini a sezione rettangolare e posizione 3 per i provini a sezione circolare).

#### 7.4.1 Provini a sezione rettangolare

Vengono ora riportati i risultati ottenuti per i provini a sezione rettangolare testati (posizione 1 e 2 in figura 7.1 e posizione 5 e 6 in figura 7.3). In figura 7.24 è riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto fra le diverse tipologie di provini a sezione rettangolare testati (per ogni tipologia viene preso il provino n° 3, vedi Appendice D per gli altri diagrammi). Come descritto nell'appendice D l'estensometro utilizzato presenta un fondo scala del 10 % di deformazione percentuale, per cui non è stato possibile tracciare l'intero andamento del provino liscio. Non verrà pertanto determinato l'allungamento percentuale a rottura per il provino liscio. Successivamente si calcoleranno i coefficienti d'intaglio sperimentali come citato nell'introduzione, prendendo come riferimento i risultati del provino liscio in posizione 1.

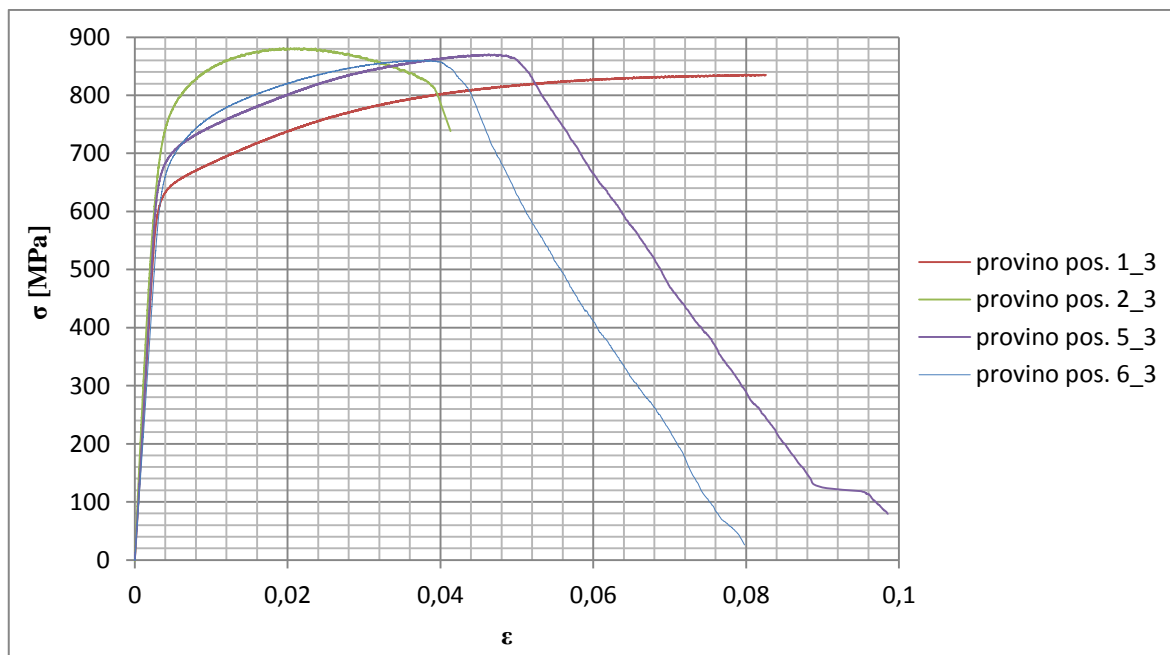


Fig. 7.24: diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto per i provini a sezione rettangolare.

• **Provino Posizione 1**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.1. Viene presa come tensione di rottura di riferimento per i prossimi provini intagliati quella ottenuta da queste prove:  $\sigma_R^{liscio} = 840$  MPa. Per l'utilizzo della formula (7.1 sarà inoltre necessario il carico di scostamento dalla proporzionalità  $\sigma_{p0,2}$ , che in questo caso è pari a 652 MPa.

E [MPa]	216667 ± 7275
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	652 ± 14
$\sigma_R$ [MPa]	840 ± 11
A %	-

Tabella 7.1: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 1.

• **Provino Posizione 2**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.2. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato in questione:  $\sigma_R^{intagliato} = 885$  MPa.

$\sigma_R$ [MPa]	885 ± 8
------------------	---------

Tabella 7.2: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 2.

$K_{stR}$  ottenuto attraverso le prove sperimentali

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 840 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a 885 MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{840}{885} = 0,95$$

Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta infragilito dalla presenza dell'intaglio.

Calcolo analitico del  $K_{StR}$

Per il calcolo analitico del  $K_{StR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione rettangolare. Dalla Tabella 7.1 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 652 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti (utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®) il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , che risulta pari a 2,22 (tale valore può essere ricavato anche dalla figura 4.11, che mostra i coefficienti di intaglio teorico per lastre sottili forate sottoposte a trazione). In figura 7.25 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 2; avendo applicato una forza che produce una tensione nominale netta di 1 MPa, la tensione di picco principale plottata rappresenta già il  $K_t$ .

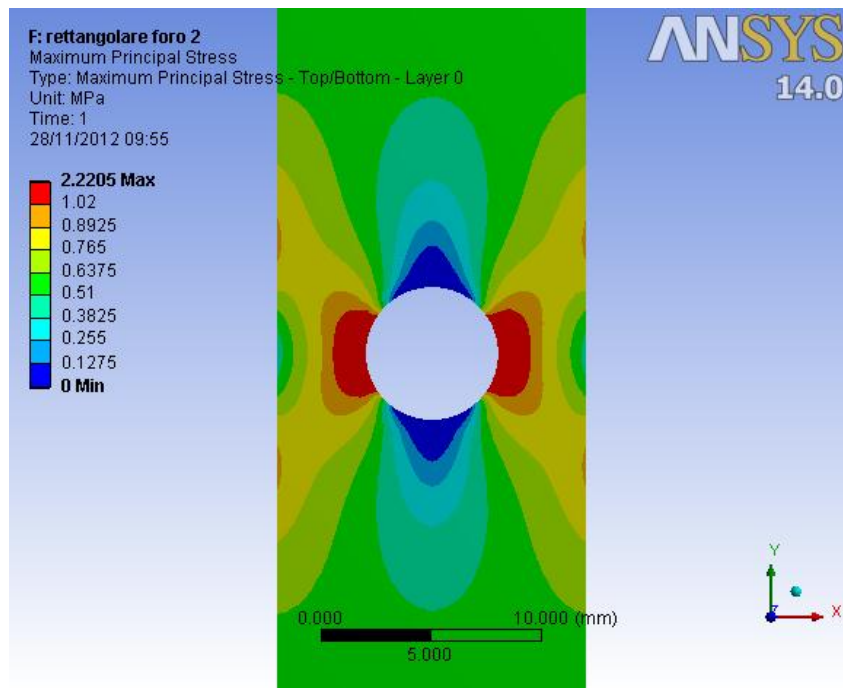


Fig. 7.25: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 2.

Applicando la relazione (7.2, si ottiene:

$$K_{StR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,22}{1 + 0,83 \cdot (2,22 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{652}}} = 1,21$$



• **Provino Posizione 5**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.3. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato in esame:  $\sigma_R^{intagliato} = 868 \text{ MPa}$ .

$\sigma_R$ [MPa]	$868 \pm 28$
------------------	--------------

Tabella 7.3: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 5.

*K<sub>stR</sub> ottenuto attraverso le prove sperimentali*

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 840 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a 868 MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{840}{868} = 0,97$$

Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta infragilito dalla presenza dell'intaglio.

*Calcolo analitico del K<sub>stR</sub>*

Per il calcolo analitico del  $K_{stR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione rettangolare. Dalla Tabella 7.1 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 652 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti (utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®) il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , che risulta pari a 2,61 (tale valore può essere ricavato anche dalla figura 4.11, che mostra i coefficienti di intaglio teorico per lastre sottili forate sottoposte a trazione). In figura 7.26 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 5.

Applicando la relazione (7.2), si ottiene:

$$K_{stR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,61}{1 + 0,83 \cdot (2,61 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{652}}} = 1,24$$

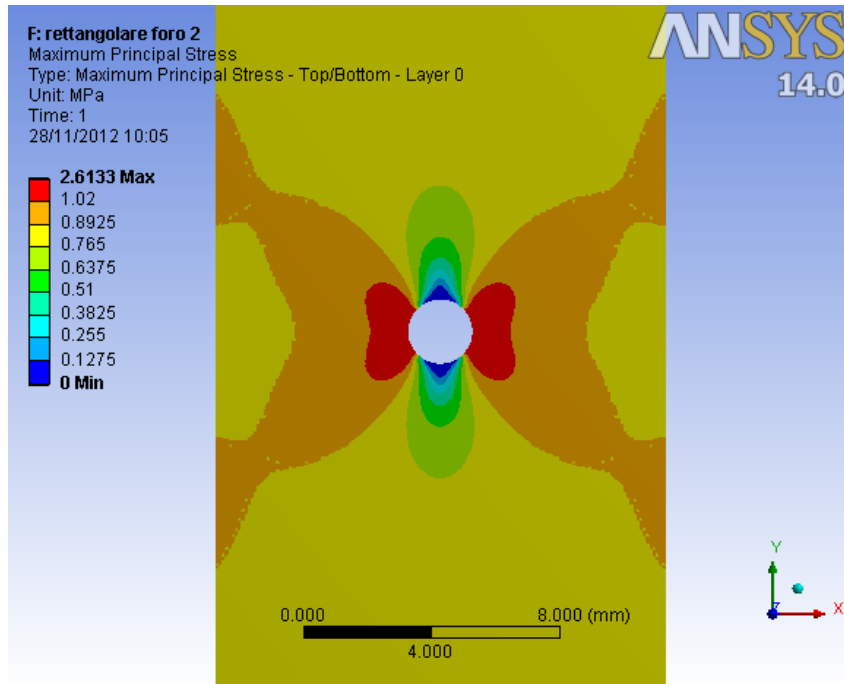


Fig. 7.26: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 5.

- **Provino Posizione 6**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.4. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato:  $\sigma_R^{intagliato} = 853 \text{ MPa}$ .

$\sigma_R$ [MPa]	$853 \pm 89$
------------------	--------------

Tabella 7.4: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 6.

$K_{stR}$  ottenuto attraverso le prove sperimentali

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 840 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a 868 MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{840}{853} = 0,98$$

Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta infragilito dalla presenza dell'intaglio.

Calcolo analitico del  $K_{StR}$

Per il calcolo analitico del  $K_{StR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione rettangolare. Dalla Tabella 7.1 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 652 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , che risulta pari a 2,72 (tale valore può essere ricavato anche dalla figura 4.11, che mostra i coefficienti di intaglio teorico per lastre sottili forate sottoposte a trazione). In figura 7.27 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 6.

Applicando la relazione (7.2, si ottiene:

$$K_{StR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,72}{1 + 0,83 \cdot (2,72 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{652}}} = 1,25$$

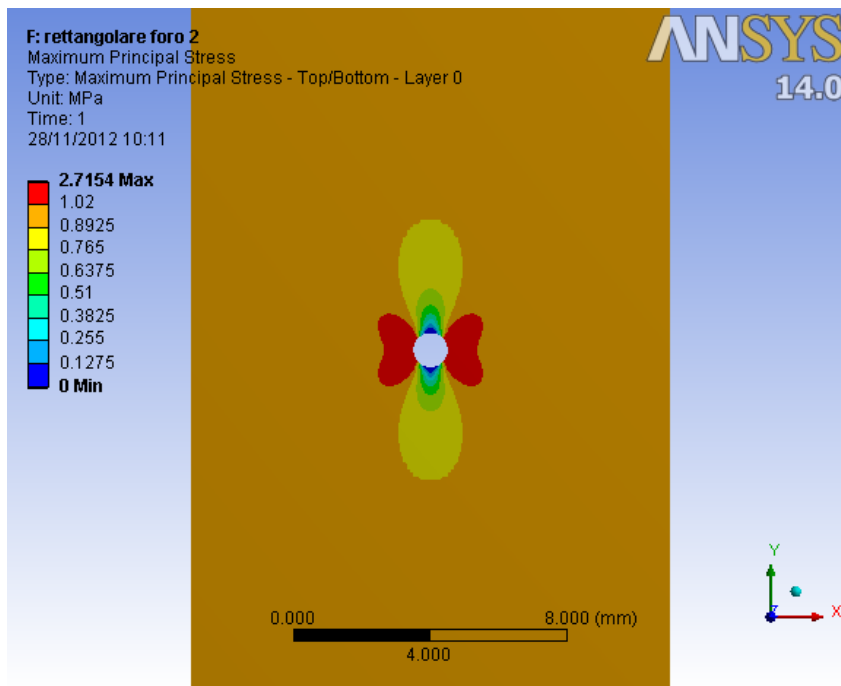


Fig. 7.27: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 6.

### 7.4.2 Provini a sezione circolare

Vengono ora riportati i risultati delle tensioni di rottura ottenuti per i provini a sezione circolare testati (posizione 3 e 4 in figura 7.2 e posizione 7 e 8 in figura 7.4). In figura 7.28 è riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto fra le diverse tipologie di provini a sezione circolare (per ogni tipologia viene preso il provino n° 1; vedi appendice D per i diagrammi ottenuti per gli altri provini). Successivamente si calcoleranno i coefficienti d'intaglio sperimentali come citato nell'introduzione, prendendo come riferimento i risultati del provino liscio in posizione 3.

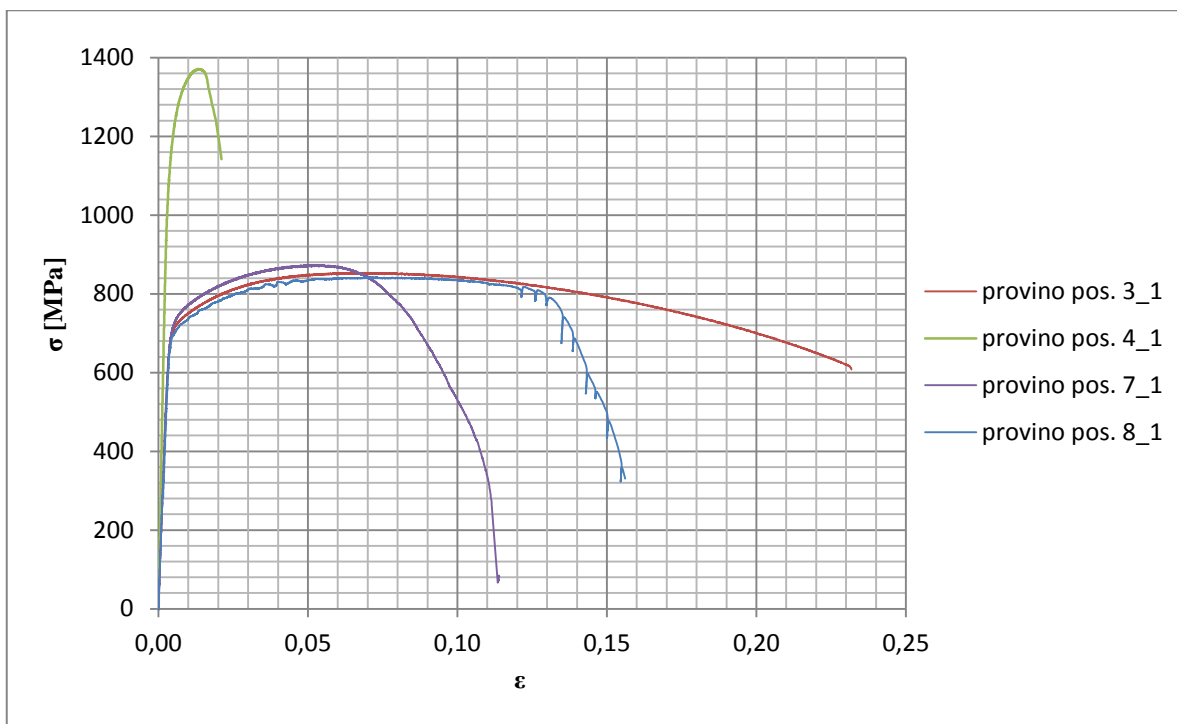


Fig. 7.28: diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto per i provini a sezione circolare testati.

• **Provino Posizione 3**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.5. Viene presa come tensione di rottura di riferimento per i prossimi provini quella ottenuta da queste prove:  $\sigma_R^{liscio} = 848$  MPa. Per l'utilizzo della formula (7.1 sarà inoltre necessario il carico di scostamento dalla proporzionalità  $\sigma_{p0,2}$ , che in questo caso è pari a 714 MPa.

E [MPa]	209528 ± 35681
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	714 ± 6
$\sigma_R$ [MPa]	848 ± 16
A %	22,28 ± 1,40

Tabella 7.5: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 3.

• **Provino Posizione 4**

Sono stati testati 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.6. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato:  $\sigma_R^{intagliato} = 1362$  MPa.

$\sigma_R$ [MPa]	1362 ± 21
------------------	-----------

Tabella 7.6: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 4.

$K_{stR}$  ottenuto attraverso le prove sperimentali

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 848 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a 1362MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{848}{1362} = 0,62$$

Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura molto superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta un'elevatissima fragilità. Questo comportamento è dovuto al fenomeno di strizione impedita che si verifica in provini a sezione circolare con intagli molto acuti (in figura 4.11 viene mostrata l'influenza della forma del provino per un

acciaio dolce; tale grafico mostra degli andamenti dei provini intagliati del tutto analoghi a quelli ottenuti nelle prove sul provino in posizione 4).

Calcolo analitico del  $K_{StR}$

Per il calcolo analitico del  $K_{StR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione circolare. Dalla Tabella 7.5 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 714 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti (utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®) il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , che risulta pari a 2,86 (tale valore può essere ricavato anche dalla figura 4.6, che mostra i coefficienti di intaglio teorico per aste circolari intagliate sottoposte a trazione). In figura 7.29 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 4; avendo applicato una forza che produce una tensione nominale netta di 1 MPa, la tensione di picco principale plottata rappresenta già il  $K_t$ .

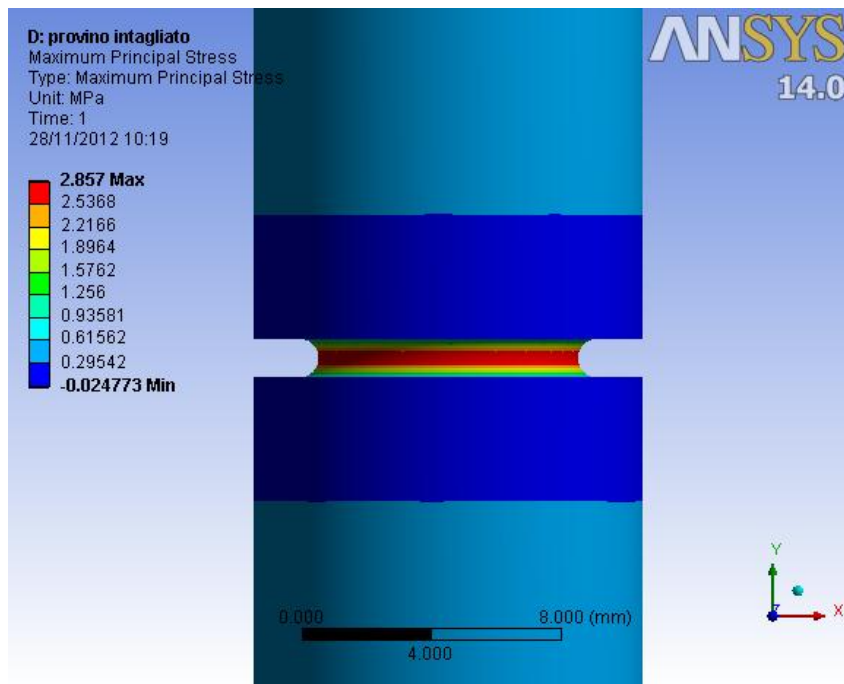


Fig. 7.29: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 4.

Applicando la relazione (7.2, si ottiene:

$$K_{StR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,86}{1 + 0,83 \cdot (2,86 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{714}}} = 1,28$$

• **Provino Posizione 7**

Sono stati testati in 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.7. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato:  $\sigma_R^{intagliato} = 875$  MPa.

$\sigma_R$ [MPa]	$875 \pm 16$
------------------	--------------

Tabella 7.7: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 7.

*K<sub>stR</sub> ottenuto attraverso le prove sperimentali*

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 848 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a 875 MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{848}{875} = 0,97$$

Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta infragilito dalla presenza del foro.

*Calcolo analitico del K<sub>stR</sub>*

Per il calcolo analitico del  $K_{stR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione circolare. Dalla Tabella 7.5 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 714 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti (utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®) il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$  in corrispondenza del foro cieco, che risulta pari a 2,93. In figura 7.30 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 7. Si è applicato al provino un carico di 46,9 N pari numericamente all'area della sezione netta (vedi figura D.83 dell'appendice D), in modo da avere una tensione nominale netta pari a 1 MPa.

Applicando la relazione (7.2), si ottiene:

$$K_{stR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,93}{1 + 0,83 \cdot (2,93 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{714}}} = 1,28$$

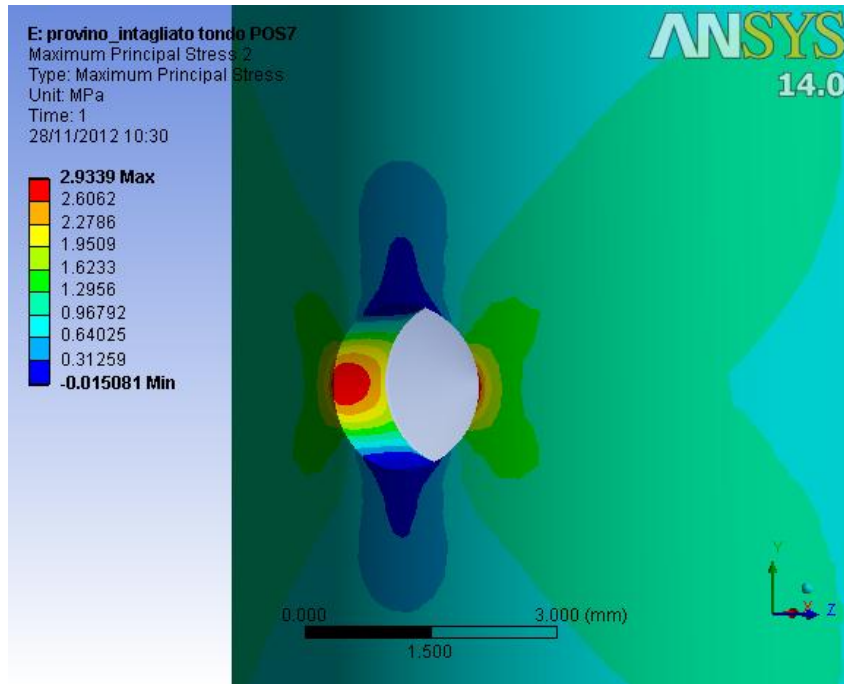


Fig. 7.30: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 7.

- **Provino Posizione 8 (da testare venerdì 30 novembre)**

Sono stati testati in 3 provini e si sono ottenuti i risultati riassunti in tabella 7.8. In questo caso si è ricavato solamente lo sforzo di rottura  $\sigma_R$ , che viene presa come tensione di rottura del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato} = \text{MPa}$ .

$\sigma_R$ [MPa]	$852 \pm 39$
------------------	--------------

Tabella 7.8: proprietà meccaniche ricavate dal provino in posizione 6.

$K_{stR}$  ottenuto attraverso le prove sperimentali

In questo caso la tensione di rottura del provino liscio  $\sigma_R^{liscio}$  è pari a 848 MPa, mentre quella del provino intagliato  $\sigma_R^{intagliato}$  è pari a MPa. Si ottiene un valore del coefficiente di intaglio sperimentale pari a:

$$K_{stR} = \frac{\sigma_R^{liscio}}{\sigma_R^{intagliato}} = \frac{848}{852} = 1,00$$



Ciò significa che il provino intagliato presenta una resistenza a rottura superiore rispetto al provino liscio, anche se risulta infragilito dalla presenza dell'intaglio.

Calcolo analitico del  $K_{stR}$

Per il calcolo analitico del  $K_{stR}$  si assume come carico di scostamento dalla proporzionalità quello ottenuto tramite le prove sul provino liscio a sezione circolare. Dalla Tabella 7.1 si ha  $\sigma_{p0,2}$  pari a 714 MPa. Inoltre per questa geometria si ottiene tramite gli elementi finiti (utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench®) il valore del coefficiente di concentrazione delle tensioni teorico  $K_t$ , che risulta pari a 2,72 (tale valore può essere ricavato anche dalla figura 4.11, che mostra i coefficienti di intaglio teorico per lastre sottili forate sottoposte a trazione). In figura 7.31 è riportato la distribuzione della tensione massima principale sul provino della posizione 6. Si è applicato un carico di 49,4 N pari numericamente all'area della sezione netta (vedi figura D.95 dell'appendice D), in modo da avere una tensione nominale netta pari a 1 MPa.

Applicando la relazione (7.2), si ottiene:

$$K_{stR} = \frac{K_t}{1 + 0,83 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{p0,2}}}} = \frac{2,72}{1 + 0,83 \cdot (2,72 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{714}}} = 1,25$$

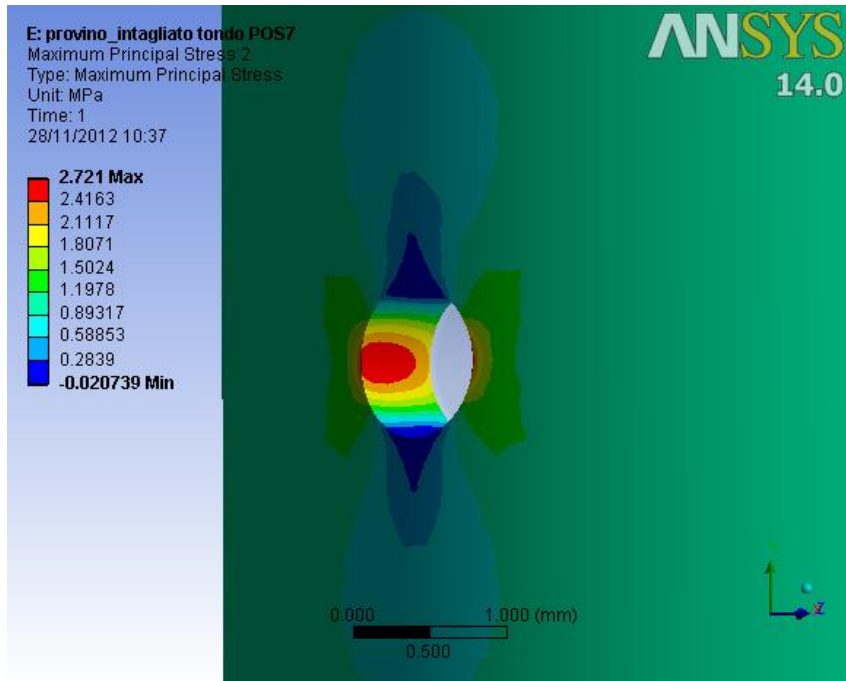


Fig. 7.31: distribuzione della tensione massima principale calcolata per il provino in posizione 8.

## 7.5 Conclusioni

In questo capitolo si sono testati una serie di provini con lo scopo di calcolare per le tipologie intagliate il coefficiente di intaglio sperimentale a rottura  $K_{stR}$ . Tale coefficiente è stato calcolato sia sperimentalmente, attraverso le prove di trazione eseguite (riportate nell'appendice D), sia analiticamente, utilizzando la formula 7.2) da Normativa ISO 6336/III B per ingranaggi, valida per acciai a tutta tempra. I risultati ottenuti per i provini intagliati sono riassunti nella seguente tabella 7.9, dove i provini vengono divisi in provini a sezione circolare e a sezione rettangolare.

Tipologia	Posizione	$K_{stR}^{sperimentale}$	$K_{stR}^{analitico}$
A sezione rettangolare	2	0,95	1,21
	5	0,97	1,24
	6	0,98	1,25
A sezione circolare	4	0,62	1,28
	7	0,97	1,28
	8	1,00	1,25

Tabella 7.9: coefficienti di intaglio sperimentali a rottura  $K_{stR}$ , ottenuti sperimentalmente e analiticamente, per i diversi provini testati, realizzati con l'acciaio X22CrMoV12-1.

Si può notare una grande discrepanza tra i risultati ottenuti per i provini testati: si sono ottenuti infatti attraverso le prove di trazione dei coefficienti di intaglio sperimentale sempre sotto all'unità; ciò significa che la presenza di intagli aumenta la resistenza a rottura dei provini, anche se tale aumento è accompagnata da un sensibile infragilimento. Con la formula analitica invece si ottengono dei valori dei coefficienti di intaglio sperimentale sempre maggiori all'unità; tali valori infatti indicherebbero un aumento di pericolosità in termini di resistenza a rottura che va dal 21 al 28 %, che in realtà invece non avviene.

Si può concludere affermando che, in sede di progetto, l'utilizzo della formula 7.2 comporta un dimensionamento in sicurezza, di un fattore che dipende dalla tipologia dell'intaglio e dal materiale utilizzato.



## CAPITOLO 8

VALUTAZIONE SPERIMENTALE DELLA RESISTENZA A  
FRATTURA IN DEFORMAZIONE PIANA

## 8.1 Introduzione

In questo capitolo si vuole determinare attraverso delle prove di trazione la resistenza a frattura in deformazione piana di un acciaio inossidabile da palette (X22CrMoV12-1) usando provini tondi nei quali viene realizzato una cricca radiale circonferenziale. Tale prova non risulta approvata dalla normativa vigente (che prevede dei provini del tipo mostrato in figura 8.1, a sinistra), ma tuttavia come dimostrato nell'articolo scientifico [8] può essere utilizzata per la determinazione del  $K_{Ic}$  (*plane strain fracture toughness*), visto che in tali provini si verifica il fenomeno della *strizione impedita*. Tale fenomeno si verifica in prossimità di intagli acuti circonferenziali realizzati su provini tondi; si può pertanto assumere che in prossimità dell'intaglio o cricca si realizza la condizione di deformazione piana, essendo impedita la deformazione del provino in direzione radiale.

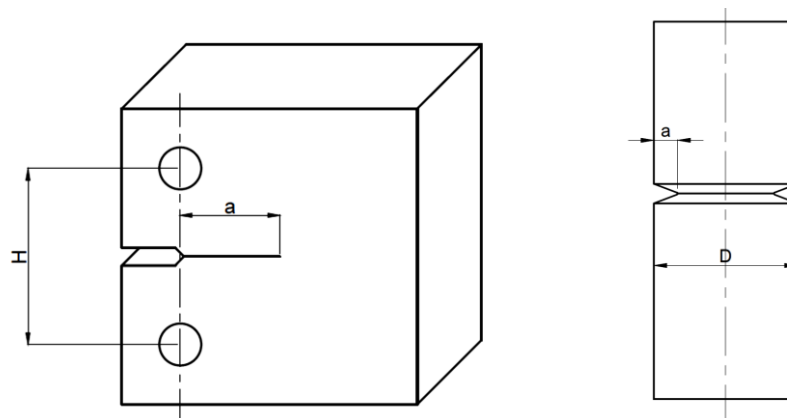


Fig. 8.1: provino per la determinazione della resistenza a frattura secondo Normativa (a sinistra) e provino a sezione circolare con intaglio a V circonferenziale utilizzato nelle prove di trazione (a destra).

## 8.2 Dimensionamento dei provini

Per avere una minima dispersione statistica del valore della resistenza a frattura del materiale in esame, verranno dimensionati due tipologie di provini. Per ogni tipologia verranno realizzati in totale tre provini. I risultati delle prove di trazione sulle due tipologie di provini verranno riportate sul diagramma  $\log(\sigma_{gR}) - \log(a)$ , mostrato in figura 8.2.

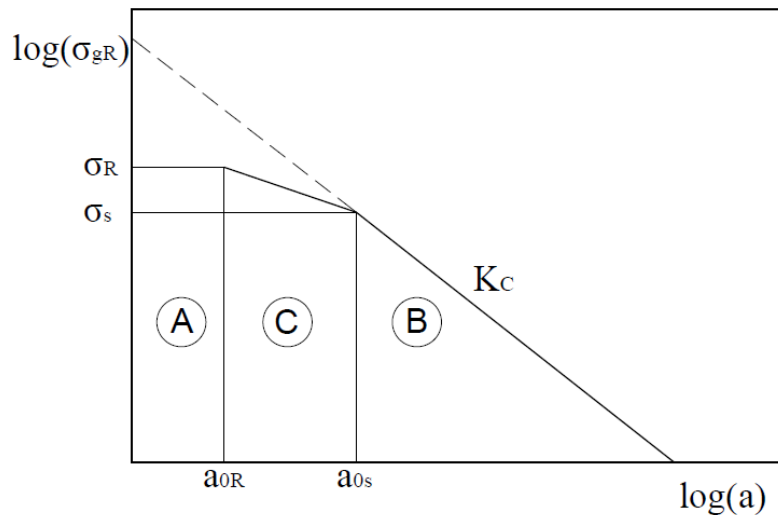


Fig. 8.2: diagramma  $\sigma_{gR} - a$  in coordinate doppie logaritmiche.

Per assicurarsi che tali punti siano sufficientemente distanti dall' $a_{0R}$ , in modo da approssimare al meglio la retta inclinata di -0,5 decade/decade che identifica la resistenza a frattura del materiale, le due tipologie devono avere delle opportune dimensioni, che verranno verificate attraverso la seguente procedura.

Innanzitutto si deve trovare il valore dell'ampiezza della cricca  $a_{0R}$ , tramite la relazione:

$$a_{0R} = \frac{1}{\pi} \cdot \left( \frac{K_{Ic}}{\sigma_R} \right)^2 \quad (8.1)$$

dove  $K_{Ic}$  è la resistenza a frattura del materiale in esame, mentre  $\sigma_R$  è la tensione di rottura del materiale in esame, che risulta pari a 848 MPa (vedi tabella 7.5). Anche se non si dispone di un valore del  $K_{Ic}$  del materiale X22CrMoV12-1 utilizzato, esso si può stimare attraverso la correlazione che lega la resistenza a frattura  $K_{Ic}$  con la resilienza  $K_V$  (da prova Charpy su provino con intaglio a V) attraverso la relazione di Rolfe e Novak (1970) [9]:

$$\left( \frac{K_{Ic}}{\sigma_{p02}} \right)^2 = 0,646 \cdot \left( \frac{K_V}{\sigma_{p02}} - 0,0098 \right) \quad (8.2)$$

dove la resistenza a frattura  $K_{Ic}$  è espressa in  $[MPa \cdot \sqrt{m}]$ , la resilienza in [J] e il carico di scostamento dalla proporzionalità in [MPa], pari in questi casi a 714 MPa (tabella 7.5).

Dalla scheda tecnica aziendale del materiale in esame si ha  $K_V = 20$  J; applicando la relazione (8.2 si ottiene una stima della resistenza a frattura, che risulta pari a  $78 \text{ MPa} \cdot \sqrt{m}$ . Applicando la relazione (8.1 si ottiene il valore dell'ampiezza della cricca  $a_{0R}$ , pari a 2,7 mm.

La relazione (4.28 può essere altresì riscritta, nel caso di rottura, in questo modo:

$$K_{Ic} = \sigma_{gR} \cdot \sqrt{\pi \cdot \alpha^2 \cdot a} \quad (8.3)$$

dove  $\sigma_{gR}$  è la tensione lorda che porta a rottura il componente,  $a$  l'ampiezza della cricca e  $\alpha$  un fattore di forma che tiene conto della geometria del componente. Dalla relazione (8.3 si può definire l'ampiezza efficace della cricca, che ingloba l'influenza della geometria del componente, come [10]:

$$a_{eff} = \alpha^2 \cdot a \quad (8.4)$$

Per essere sufficientemente lontani dal valore  $a_{0s}$  e poter rappresentare correttamente la retta inclinata precedentemente illustrata, i provini in esame devono verificare la seguente relazione:

$$a_{eff} \geq 5 \cdot a_{0R} = a_{0R}^{limite} \quad (8.5)$$

Nel nostro caso si ha un valore dell' $a_{0R}^{limite}$  pari a  $5 \cdot 2,9 = 13,5$  mm.

Adesso verranno riportate le due tipologie di provini a sezione circolare criccati, con l'opportuna verifica della relazione (8.4. Per il calcolo dei fattori di forma viene utilizzato o il grafico mostrato in figura 8.3, o la tabella 8.1 [11], nei quali viene riportato il valore del coefficiente di forma (nel grafico  $F_I$ ) in funzione dei parametri geometrici del provino. Da notare che nel grafico e nella tabella appena citati l'ampiezza della cricca (citata finora con la lettera  $a$ ) è denominata con la lettera  $c$ .

Per essere più sicuri che i risultati dei provini approssimino il meglio possibile la retta inclinata del  $K_{Ic}$ , il dimensionamento andrebbe fatto considerando il carico di scostamento dalla proporzionalità  $\sigma_{p0,2}$  nella formula (8.1, anziché la tensione di rottura  $\sigma_R$ . Si otterrebbe in tal caso un valore dell'ampiezza limite della cricca  $a_{0s}^{limite}$  pari a 19 mm.

Tuttavia può ritenersi accettabile il dimensionamento in seguito riportato, in virtù delle approssimazioni assunte per stimare il  $K_{Ic}$ .

$2c/D$	$F_I$	
	$\nu=0.0$	$\nu=0.3$
0.02	1.136	1.133
0.03	1.144	1.139
0.05	1.158	1.150
0.1	1.193	1.180
0.2	1.277	1.261
0.3	1.408	1.393
1/3	1.466	1.452
0.4	1.614	1.602
0.5	1.948	1.940
0.6	2.522	2.516
2/3	3.162	3.158
0.7	3.622	3.618
0.8	6.246	6.243
0.9	16.67	16.67

Tabella 8.1: valori del coefficiente di forma  $\alpha$  (nel grafico  $F_I$ ) in funzione dei parametri geometrici del tondo con intaglio circolare a V e del coefficiente di Poisson [11].

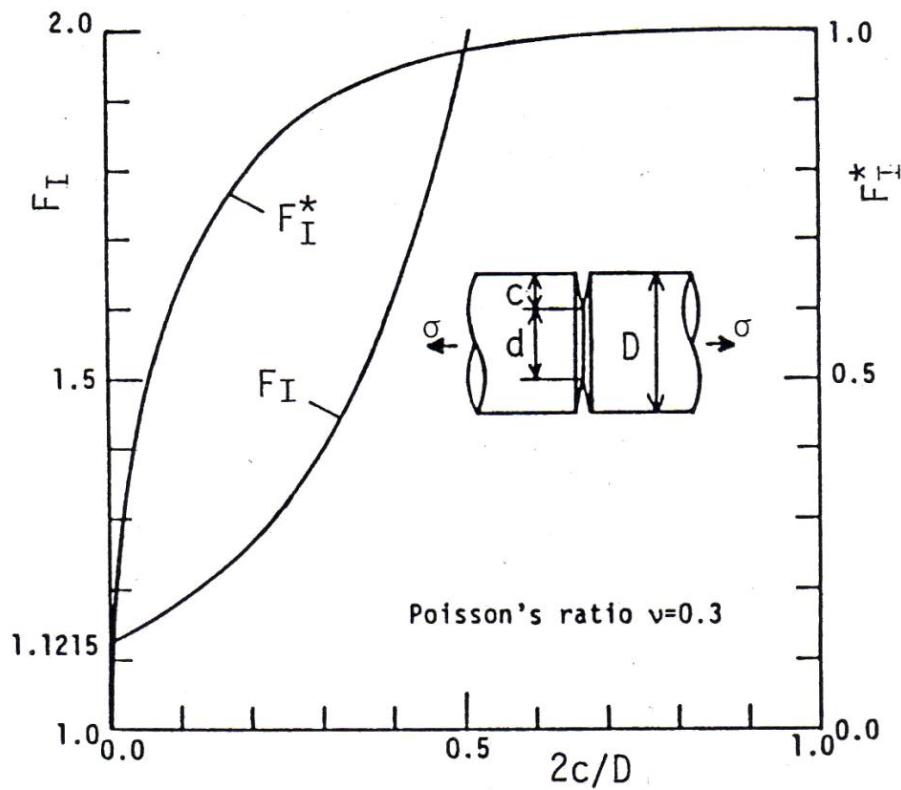


Figura 8.3:coefficiente di forma  $\alpha$  (nel grafico  $F_I$ ) in funzione dei parametri geometrici del tondo con intaglio circolare a V [11].

- **Provino Tipologia 1**

Il primo provino realizzato presenta le dimensioni riportate in figura 8.4 (provino a sinistra). In questo caso si hanno le seguenti dimensioni:  $a = c = 4$  mm,  $d = 8$  mm e  $D = 16$  mm. In questo caso si ha un fattore di forma:  $\alpha = F_I = 1,94$ . La relazione (8.4 da un valore dell'ampiezza efficace della cricca pari a:

$$a_{eff} = \alpha^2 \cdot a = 1,94^2 \cdot 4 = 15,1 \text{ mm}$$

Pertanto la relazione (8.5 risulta verificata e il provino è da ritenersi accettabile:

$$a_{eff} = 15,1 \text{ mm} > a_{0s}^{limite} = 13,5 \text{ mm}$$

- **Provino Tipologia 2**

Il primo provino realizzato presenta le dimensioni riportate in figura 8.4 (provino a destra). In questo caso si hanno le seguenti dimensioni:  $a = c = 7$  mm,  $d = 8$  mm e  $D = 22$  mm. In questo caso si ha un fattore di forma:  $\alpha = F_I = 2,7$ . La relazione (8.4 da un valore dell'ampiezza efficace della cricca pari a:

$$a_{eff} = \alpha^2 \cdot a = 2,7^2 \cdot 7 = 51 \text{ mm}$$

Pertanto la relazione (8.5 risulta verificata e il provino è da ritenersi accettabile:

$$a_{eff} = 51 \text{ mm} > a_{0s}^{limite} = 13,5 \text{ mm}$$

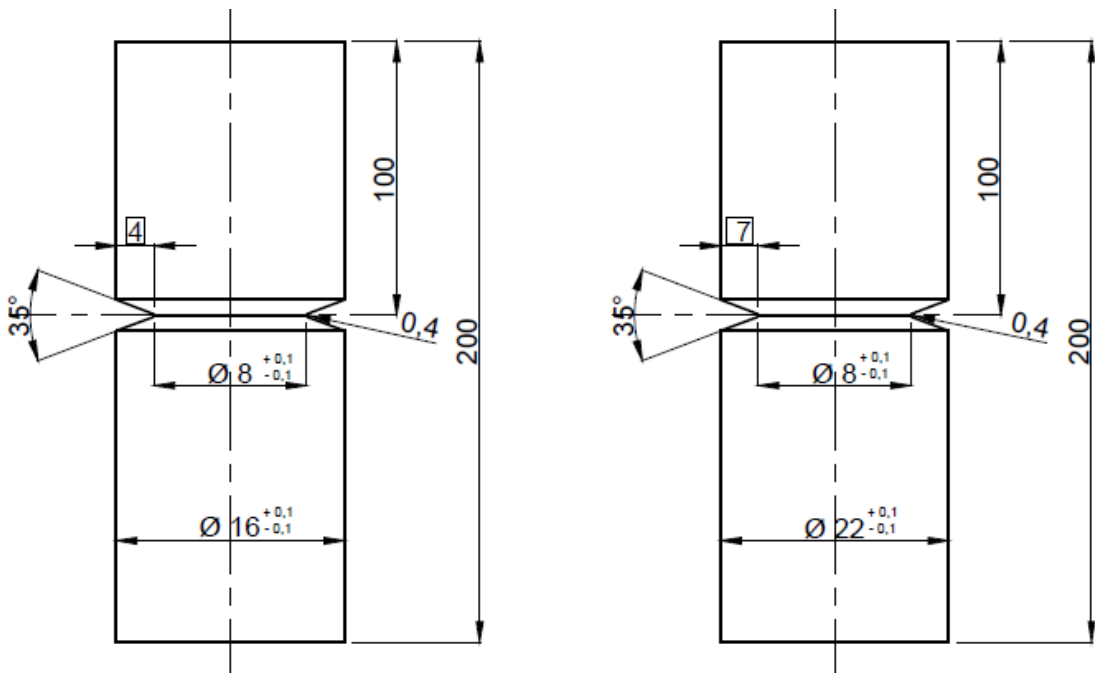


Fig. 8.4: provini a sezione circolare con intaglio a V circonferenziale: tipologia 1 a sinistra e tipologia 2 a destra.



### 8.3 Macchina di prova

Le prove sono state eseguite su una macchina di trazione (MFL, figura 7.21) presente nel Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università di Padova. Le prove sono state effettuate in controllo di spostamento, applicando un velocità di prova pari a 2 mm/min. I dati della prova (forza e spostamento) verranno acquisiti con una frequenza pari a 50 Hz, ovvero ogni 0,02 s. I file di settaggio della macchina sono i seguenti:

- Configurazione: MFLgio\_estensometro.cfg
- Parametri: Giovanni:\_estensometro
- Procedura: Ponchia (cartella) → rampa\_spostamento

In figura 8.5 sono riportati i tre provini della prima tipologia (figura 8.4 a sinistra); la figura 8.6 mostra il provino afferrato sulla macchina. Analogamente in figura 8.7 e 8.8 sono riportate delle foto relative ai provini della tipologia 2 (figura 8.4 a destra).



Fig. 8.5: provini della tipologia 1, testati sulla macchina di trazione MFL.

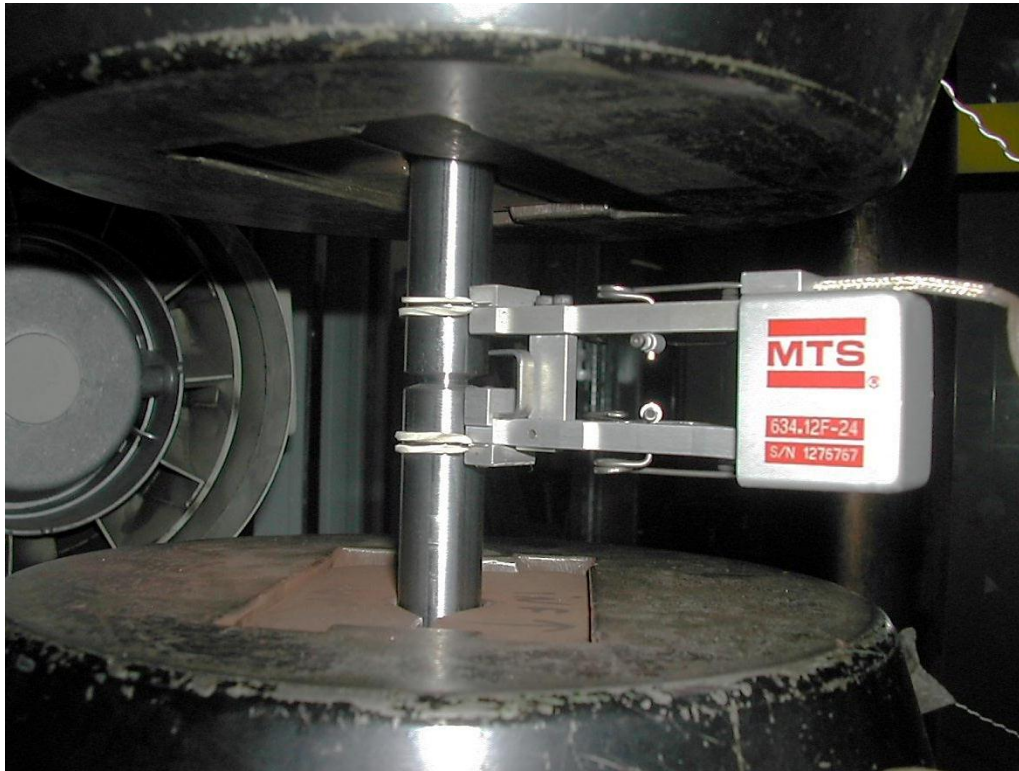


Fig. 8.6: primo provino testato della tipologia 1, con applicato l'estensometro.



Fig. 8.7: provini della tipologia 2, testati sulla macchina di trazione MFL.

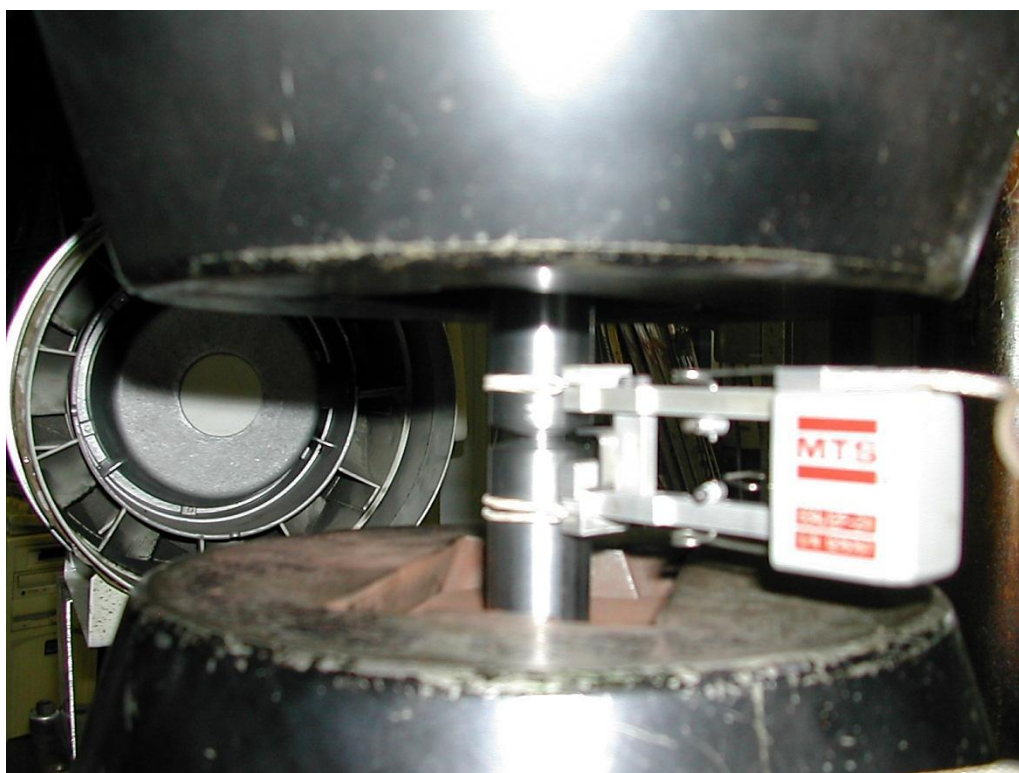


Fig. 8.8: primo provino testato della tipologia 2, con applicato l'estensometro.

## 8.4 Risultati

Si riportano ora i risultati delle prove per le due tipologie di provini analizzati. I grafici in questione avranno in ordinata la forza massima di trazione [kN] rilevata dalla cella di carico della macchina, mentre in ascissa lo spostamento [mm] rilevata dal sensore della macchina. Le deformazioni relative all'estensometro sono state alquanto perturbate da dei scivolamenti dei provini sulle ganasce della macchina (probabilmente a causa dell'obsolescenza del sistema di afferraggio). Inoltre si è deciso di non applicarlo agli ultimi provini per non danneggiare l'estensometro a causa dei forti urti durante la rottura dei provini. Pertanto si è deciso di non riportare i grafici in funzione delle deformazioni rilevate dagli estensometri. Tuttavia le prove sono da considerarsi accettabili ai fini della prova, in quanto le forze in gioco sono state rilevate correttamente.

In figura 8.9 è riportato un diagramma forza spostamento di confronto fra le due tipologie di provini testati (per ogni tipologia viene preso il provino n° 1, vedi Appendice E per gli altri diagrammi).

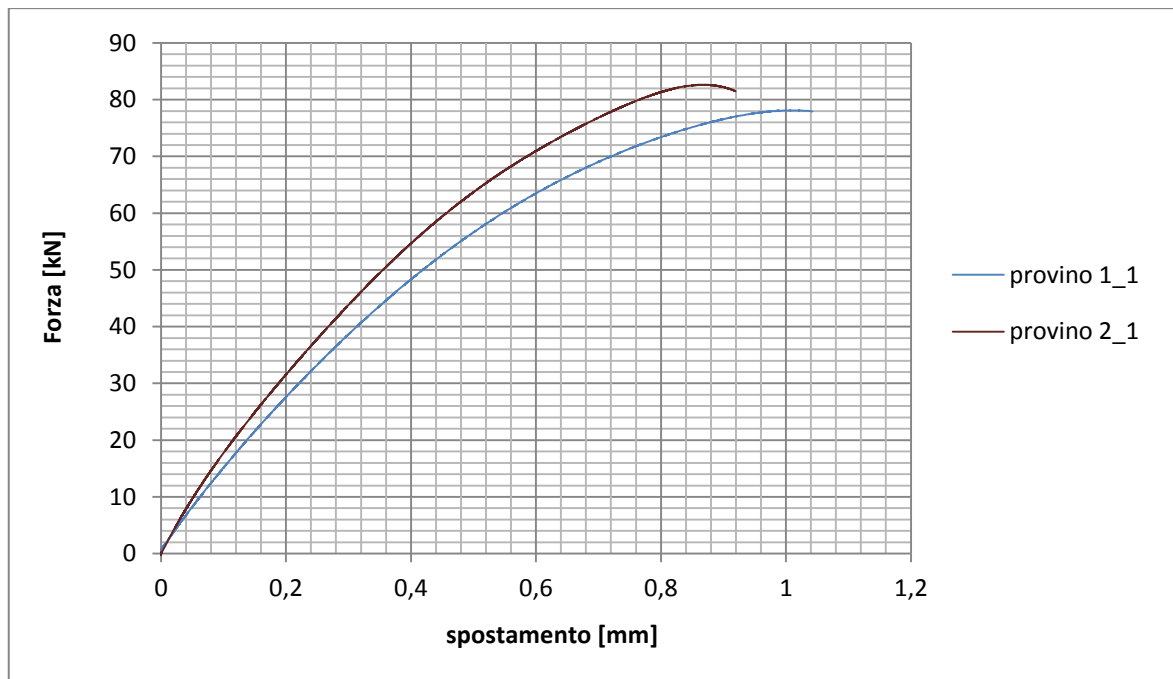


Fig. 8.9: diagramma forza - spostamento di confronto per le due tipologie di provini testati.

• **Provino Tipologia 1**

In tabella 8.2 è riportata il valore della forza di rottura ottenuta testando i tre provini della tipologia 1 (figura 8.4 a sinistra), compresa l'incertezza di ripetibilità.

$F_R$ [kN]	$77,23 \pm 4,05$
------------	------------------

Tabella 8.2: proprietà meccaniche ricavate dal provino della tipologia 1.

• **Provino Tipologia 2**

In tabella 8.3 è riportata il valore della forza di rottura ottenuta testando i tre provini della tipologia 2 (figura 8.4 a destra), compresa l'incertezza di ripetibilità.

$F_R$ [kN]	$82,80 \pm 1,51$
------------	------------------

Tabella 8.3: proprietà meccaniche ricavate dal provino della tipologia 2.

In tabella 8.4 sono riassunti i parametri geometrici relativi alle due tipologie di provini e i risultati ottenuti. Da sottolineare che la tensione cui si fa riferimento è quella sulla sezione lorda, definita come:

$$\sigma_{gR} = \frac{F_R}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \quad (8.6)$$

Tipologia	D [mm]	a [mm]	2a/D	$\alpha$	$\alpha^2 \cdot a$	$F_R$ [kN]	$\sigma_{gR}$ [MPa]	$K_{Ic}$ [MPa · $\sqrt{m}$ ]
Liscio	8	0	/	/	/	42,63	848	/
1	16	4	0,5	1,94	15,05	77,23	384	84
2	22	7	0,636	2,82	55,67	82,80	218	91

Tabella 8.4: proprietà meccaniche ricavate dalle due tipologie di provini testati. Viene riportato anche il provino liscio.

### 8.5 Conclusioni

I risultati ottenuti possono essere diagrammati in un diagramma doppio logaritmico  $\log(a) - \log(\sigma_{gR})$ , al fine di ottenere un digramma del tipo mostrato in figura 4.25. I punti diagrammati sono riportati in tabella 8.5: il primo valore è relativo alla tensione di rottura ottenuta con un provino liscio a sezione circolare per lo stesso materiale (tabella 7.5).

Punto	a [mm]	$\sigma_{gR}$ [MPa]
1	0	848
2	4	384
3	7	218

Tabella 8.5: punti a -  $\sigma_{gR}$  che vengono diagrammati in figura 8.10.

I punti sono stati interpolati qualitativamente attraverso due rette, una orizzontale e una inclinata con una pendenza di  $-0,5$  decade/decade. L'intersezione delle due rette avviene per un valore limite della semi ampiezza della cricca pari a  $a_{0R} \cong 3,4$  mm. In base a questo risultato si può affermare che difetti con ampiezza  $2 \cdot a \leq 6,8$  mm non comportano alcun decremento della resistenza statica del componente difettato. In realtà l'intersezione delle due rette risulta essere raccordata (curva di El Haddad) e la presenza di un difetto minore dell' $a_{0R}$  è comunque accompagnata da un lieve decremento di resistenza statica.

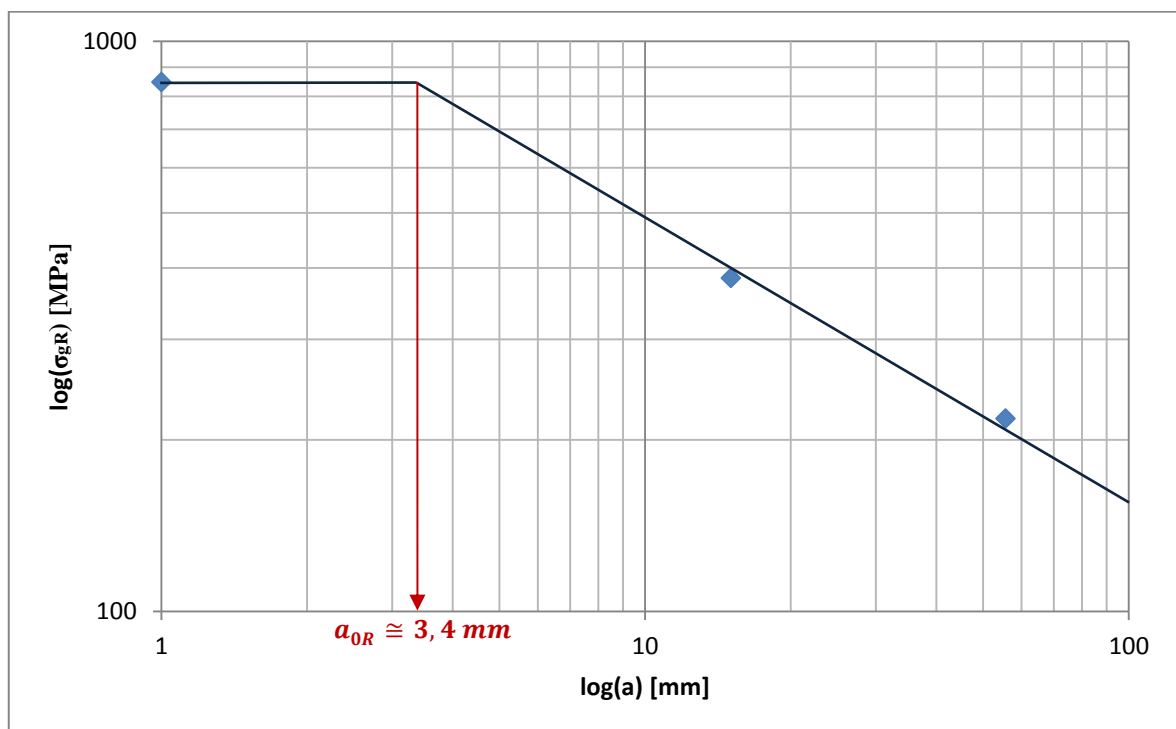


Fig. 8.10: diagramma doppio logaritmico con i punti sperimentali ottenuti dalle prove.



## CONCLUSIONI

Il lavoro che è stato presentato ha come obiettivo la definizione di un metodo di valutazione delle criticità dei difetti presenti sui componenti di tre diverse turbine a vapore, per poter quantificare in sede di manutenzione l'entità del danneggiamento subito dalla macchina da parte dell'erosione del vapore.

Si è svolto inizialmente un calcolo strutturale analitico, in cui la struttura reale è stata schematizzata con modelli strutturali semplici (modelli monodimensionali quali le travi e bidimensionali quali i gusci spessi) e in seguito si sono quantificati i carichi agenti, in altre parole la forza centrifuga e la spinta aerodinamica del vapore sulle palette. I risultati ottenuti, oltre che dare un'idea sull'entità delle tensioni presenti, sono stati presi come base di riferimento per le analisi agli elementi finiti successive. Tali risultati ottenuti per le tre diverse macchine evidenziano globalmente degli stati di tensione in sicurezza, con coefficienti di sicurezza statici  $v_{st}$  spesso superiori all'unità, eccezion fatta per la sottotesta dei pioli e per i dischi turbina dei primi stadi della macchina n° 1 e n° 3.

Si sono svolte poi delle analisi F.E.M. sulle singole palette degli stadi delle macchine analizzate (capitolo 2), andando a inserire opportune condizioni di vincolo. Si sono confrontati i risultati numerici con quelli analitici calcolati nel capitolo 1; si può concludere affermando che lo stato di tensione analitico trovato, ha dato una buona stima dello stato di tensione presente sulle palette.

Dopo le analisi sulle singole palette, si è preso in esame il 2° stadio della macchina n° 1, andando a svolgere delle analisi agli elementi finiti sull'intero assieme turbina costituito dal disco di bendaggio, dalle palette e dal disco turbina (capitolo 3). Si sono eseguiti diversi modelli d'insieme e si sono analizzati i risultati al variare del numero di palette considerate e delle condizioni di vincolo imposte (in particolare il vincolo di ciclicità sul disco). Si è vista una certa dipendenza della presenza del vincolo di ciclicità sulle facce di taglio del disco, mentre lo stato di tensione presente sulle palette rimane pressoché



immutato al variare del numero di palette e dalla presenza o meno del vincolo di simmetria ciclica. Si è scelto come modello definitivo l'assieme che considera il pacco intero di palette e il disco tagliato seguendo il profilo della pala, con le facce di taglio di queste ultime vincolate con simmetria ciclica. Questo modello d'assieme è stato preso come riferimento per le analisi sugli altri stadi (capitolo 5); infine si è svolto sul modello in esame uno studio della convergenza della mesh, in modo da avere un'idea sulle dimensioni globali degli elementi da implementare nei modelli.

Per valutare correttamente la presenza dei difetti che verranno inseriti negli assiemi turbina, si sono analizzati dei criteri generali di valutazione della resistenza statica di componenti meccanici intagliati (capitolo 4). Si è in particolare descritto l'approccio della meccanica classica e quello della meccanica della frattura. I due approcci evidenziano che la sensibilità all'intaglio di un materiale è fortemente dipendente dalle dimensioni e dalla geometria del difetto e soprattutto dalle caratteristiche del materiale stesso, in particolare dalla sua capacità di collaborazione plastica.

Si sono svolte delle analisi agli elementi finiti utilizzando il codice di calcolo Ansys Workbench® i componenti degli stadi rotorici delle macchine analizzate, con lo scopo di valutarne la resistenza statica in presenza di difettosità. La realizzazione dei difetti sui modelli 3D di partenza è avvenuta utilizzando l'ambiente di modellazione Design Modeler presente in Ansys, asportando volumi di materiale di geometria semplice equivalenti a quelli misurati su turbine reali.

Si sono svolte inizialmente delle analisi agli elementi finiti sulle geometrie integre, definendo i punti maggiormente sollecitati. Poi, utilizzando il modello 3D difettato si è studiata l'influenza della presenza di un eventuale difetto sulla resistenza del componente, attraverso la valutazione dell'incremento dello stato di tensione indotto rispetto la condizione di partenza in assenza di difetti. Per questa valutazione si è utilizzato dapprima un approccio basato sulle tensioni efficaci, le quali tengono conto della sensibilità all'intaglio dei componenti difettati, e in seguito, in virtù delle prove sperimentali che sono state eseguite su provini intagliati (capitoli 6-7-8), si è studiata la riduzione di area resistente sul componente a causa della presenza del difetto.

Dopo queste valutazioni degli incrementi tensionali si sono definite delle classi di accettabilità dei difetti in funzione dell'entità di incremento di pericolosità strutturale introdotta. Le classi assunte, partendo da quella meno pericolosa sono: la classe 0 (nulla influenza dello stato di tensione), la classe A (lieve peggioramento dello stato di tensione,

al massimo del 15 %), la classe B (medio peggioramento dello stato di tensione, con incrementi tra il 15 % e il 30 %) e C (forte influenza del difetto sullo stato di tensione, con incrementi superiori al 30 %). I risultati finali sono stati riassunti in tabelle che riportano le classi di accettabilità riscontrate in funzione delle dimensioni delle difettosità considerate. Per quanto riguarda le analisi in assenza di difetti, si è riscontrata una criticità strutturale in corrispondenza del disco del 2° stadio della macchina n° 1 e del bendaggio del 1° stadio della 3° macchina. Quanto alle analisi in presenza dei difetti, si è rilevata una scarsa influenza delle difettosità sulla resistenza statica del bendaggio (Classe A), mentre la resistenza dei pioli risulta influenzata dai difetti della 1° (Classe A e B) e soprattutto della 4° tipologia (Classe C). (la 2° tipologia non risulta introdurre particolari peggioramenti dello stato di tensione, essendo di classe A). I difetti sui profili palari delle pale non influenzano in maniera irrisoria lo stato di tensione delle stesse (Classe 0) mentre quelli sui fianchi della paletta risultano avere una certa influenza sull'integrità strutturale (di Classe C se valutati con le tensioni efficaci mentre di Classe A se valutati quantificando la riduzione di area resistente).

La presenza in generale del difetto di erosione diffusa sui dischi risulta avere una discreta influenza sulla resistenza statica degli stessi (Classe A e B).

Per avere una stima effettiva dell'effetto d'intaglio sui materiali costituenti gli assiemi, si sono infine svolte delle prove di trazione statica su diversi provini, che sono stati realizzati con geometrie simili ai componenti turbina quali i pioli ribaditi (capitoli 7 e 8) e il bendaggio (capitolo 8). Nelle prove sui pioli si è osservato un marcato sbottonamento della testa; si è voluto poi eseguire delle prove su dei pioli sovradimensionati, inducendo la rottura sul gambo del piolo; in tal caso si è trovato un incremento della tensione di rottura.

Nel capitolo 8 si sono svolte delle prove statiche su dettagli costruttivi volti a riprodurre i difetti sul componente reale. Si è rilevata una nulla sensibilità all'intaglio dell'acciaio inossidabile testato. Pertanto è più attendibile l'approccio basato sulla determinazione della riduzione delle aree resistenti provocata dalla presenza del difetto (o dell'incremento della tensione nominale). Con il metodo delle tensioni efficaci utilizzato nel capitolo 5, si è computato un effetto d'intaglio pari mediamente al 20 %; questa valutazione è tuttavia in vantaggio di sicurezza.

Infine nel capitolo 8 si sono realizzate delle prove per determinare la resistenza a frattura in deformazione piana per un acciaio da palette utilizzando dei provini tondi con

intaglio circolare. Si è trovato che difetti inferiori a circa 6 mm non comportano una riduzione sensibile della resistenza statica del componente, giustificando così i risultati ottenuti per i provini testati in precedenza.

## RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] B. Atzori. *Costruzione di macchine*. Cortina, Padova, 2000/2001.
- [2] R. I. Jafee. *Corrosion Fatigue of Steam Turbine Blade Materials*. Workshop Proceedings Palo Alto, California, 1981.
- [3] L. Simoni. *Lezioni di Scienza delle Costruzioni*. Libreria Progetto, Padova, 1998.
- [4] G. Ventrone. *Macchine*. Cortina, Padova, 2006.
- [5] G. Belloni e A. Lo Conte. *Costruzione di macchine*. Hoepli, Milano, 2002.
- [6] G. Niemman and H. Winter. *Elementi di macchine*. Springer Verlag, Berlin, 1886.
- [7] W. D. Dilkey. *Peterson's Stress Concentration Factors*. J. Wiley Inc., New York, 1997.
- [8] J. Lukàcs. *Determination of Plain-Strain Fracture Toughness Using Cracked Round Bar Specimens and their Applicability for Reliability Assessment Calculation*. University of Miskolc, Hungary, 2011.
- [9] J. A. Kapp and J. H. Underwood, *Correlation between fracture toughness, Charpy V-Notch impact energy, and yield strength for ASTM A723 steel*. 1992.
- [10] B. Atzori, P. Lazzarin and G. Meneghetti, *Fracture Mechanics and Notch Sensitivity*. University of Padua, 2002.
- [11] Y. Murakami, *Stress Intensity Factors Handbook, Volume 3*. Pergamon Press, New York, 1987.



## **APPENDICI**



## APPENDICE A

# CALCOLO ANALITICO E AGLI ELEMENTI FINITI DI DIVERSE TIPOLOGIE DI DISCHI

### A.1 Introduzione

Nel seguente capitolo verrà eseguito un esercizio propedeutico per il calcolo dei dischi turbina e degli elementi della girante soggetti a forza centrifuga. Verrà preso a riferimento dapprima un disco semplice (paragrafo A.2) e successivamente un disco a sezione variabile (paragrafo A.3), ambedue forati. Per entrambi i dischi si calolerà inizialmente lo stato tensionale utilizzando le formule analitiche acquisite dalla teoria dei gusci spessi [1]. I risultati analitici ottenuti verranno poi confrontati con quelli numerici derivanti da un'analisi agli elementi finiti, utilizzando il codice di calcolo Ansys® (versione 11.0). Con l'ausilio di tale programma verrà realizzato sia un modello 2D (utilizzando elementi quadrangolari lineari PLANE42 ed elementi quadrangolari parabolici PLANE82) sia un modello 3D (utilizzando elementi cubici BRICK 45 ed elementi tetraedrici SOLID92). Si studierà inoltre l'effetto di un raccordo in corrispondenza della variazione di spessore nel disco a sezione variabile sopraccitato (paragrafo A.4). Verrà studiata infine la convergenza della mesh per tutti i vari modelli, con lo scopo di far esperienza sul minimo numero di elementi necessari per ottenere un risultato accettabile.



## A.2 Disco semplice

Il disco mostrato in Fig. A.1 è soggetto a sola forza centrifuga, in quanto non è sollecitato né in corrispondenza del raggio interno né in corrispondenza del raggio esterno ed è fatto solamente ruotare con velocità angolare  $\omega$  pari a 100 rad/s. I dati sono i seguenti:

- raggio interno  $r_i = d_i/2 = 0,15$  m;
- raggio esterno  $r_e = d_e/2 = 0,60$  m;
- larghezza  $b = 0,1$  m;
- materiale acciaio (densità  $\rho = 7800$  Kg/m<sup>3</sup>, modulo di Young  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, coefficiente di Poisson  $\nu = 0,3$ ).

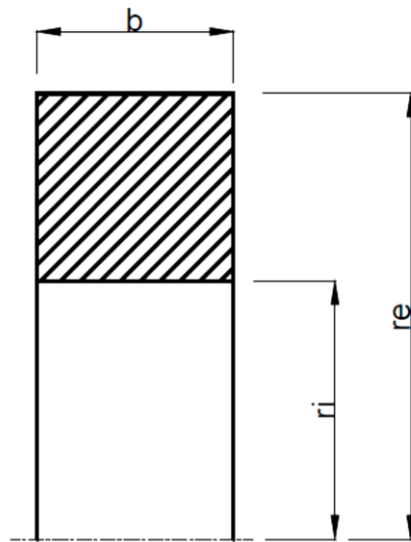


Fig. A.1: dimensioni geometriche caratteristiche di un disco semplice.

Come già detto si eseguirà dapprima un calcolo analitico dello stato tensionale, seguito poi da un calcolo numerico agli elementi finiti.

### A.2.1 Calcolo analitico

Con i dati a disposizione è possibile calcolare agevolmente lo stato tensionale sul disco in questione utilizzando le formule derivanti dalla teoria dei gusci spessi. Trattandosi di un disco (si ha quando la larghezza del medesimo risulta essere approssimativamente inferiore al raggio interno) la tensione longitudinale  $\sigma_l$  per ipotesi risulta essere nulla, per cui si avrà uno stato di tensione piana o biassiale (*plane stress*). La tensione radiale  $\sigma_r$  e tangenziale  $\sigma_t$  agenti in un dato punto del disco, per la siffatta geometria, risultano essere già tensioni principali e sono funzione della distanza  $r$  di tale punto dall'asse di rotazione. Tale legame è descritto dalle relazioni (A.1):

$$\sigma_r = A - \frac{B}{\rho^2} - C \cdot \rho^2 \quad \sigma_t = A + \frac{B}{\rho^2} - D \cdot \rho^2 \quad (\text{A.1})$$

dove le varie costanti valgono:

$$C = \frac{3+\nu}{8} \cdot \sigma_0 \quad ; \quad D = \frac{1+3\nu}{8} \cdot \sigma_0 \quad ; \quad \sigma_0 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r_e^2 \quad ; \quad \rho = \frac{r}{r_e} \quad (\text{A.2})$$

Queste costanti sono presenti solo se c'è una rotazione e  $\sigma_0$  rappresenta la tensione tangenziale che ci sarebbe in un anello di spessore sottile di raggio  $r_e$  rotante alla velocità  $\omega$ .

Con i dati dell'esempio si ottengono i seguenti valori:  $\sigma_0 = 28,08$  MPa,  $C = 11,58$  MPa e  $D = 6,67$  MPa.

Le costanti  $A$  e  $B$  invece si trovano imponendo le condizioni al contorno di tensione radiale nulla in corrispondenza sia del raggio interno sia del raggio esterno. Si hanno infatti le seguenti condizioni (A.3 e (A.4):

$$r = r_i = 0,15 \text{ m } (\rho = 0,25) \rightarrow \sigma_r = 0 \text{ MPa}; \quad (\text{A.3})$$

$$r = r_e = 0,60 \text{ m } (\rho = 1) \rightarrow \sigma_r = 0 \text{ MPa}. \quad (\text{A.4})$$

Le costanti risultano pari a:  $A = 12,3$  MPa e  $B = 0,724$  MPa.

L'andamento delle tensioni radiali e tangenziali è descritto dalle seguenti relazioni (A.5 e come già detto dipenderà dal valore del raggio  $r$  (e quindi dal parametro  $\rho$ ):

$$\sigma_r = 12,30 - \frac{0,724}{\rho^2} - 11,58 \cdot \rho^2 \quad ; \quad \sigma_t = 12,30 + \frac{0,724}{\rho^2} - 6,67 \cdot \rho^2 \quad (\text{A.5})$$

Nella tabella A.1 vengono riportati i valori delle tensioni radiali e tangenziali in corrispondenza del raggio interno, esterno e del raggio in cui risulta essere massima la tensione radiale (ottenuto calcolando  $\frac{\partial \sigma_r}{\partial \rho} = 0$ ):

<b>r [m]</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b><math>\sigma_r</math> [Mpa]</b>	<b><math>\sigma_t</math> [Mpa]</b>
0,15	0,25	0	23,47
0,30	0,5	6,51	13,53
0,60	0,1	0	6,35

Tabella A.1: risultati analitici ottenuti con la teoria dei gusci spessi per il disco semplice.

Si osserva che la tensione tangenziale risulta essere massima in corrispondenza del raggio interno e decresce man mano che ci si allontana dal centro del disco, mentre, come già detto, la tensione radiale risulta essere massima in un raggio intermedio (pari a  $r = 0,3$  m) e nulla sul raggio interno ed esterno, coerentemente alle condizioni al contorno sopra descritte.

### A.2.2 Calcolo agli elementi finiti

Per l'analisi agli elementi finiti verrà utilizzato il codice di calcolo Ansys®. Come già detto l'analisi comprenderà sia una modellazione bidimensionale sia tridimensionale del disco. Verranno utilizzati nell'analisi diversi tipi di elemento, che verranno in seguito descritti.

#### ▪ Modello bidimensionale (2D)

L'esecuzione dell'analisi numerica agli elementi finiti in questo caso prevede i seguenti passi:

- scelta del tipo di elemento (*element type*): vengono utilizzati gli elementi PLANE 42 (elementi quadrangolari lineari a 4 nodi) ed elementi PLANE 82 (elementi quadrangolari parabolici a 8 nodi) con l'opzione di stato piano di tensione con spessore (*plane stress with thickness*). Vengono riportate le rappresentazioni grafiche delle due tipologie di elemento in Fig. A.2.

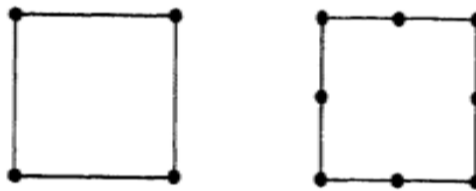


Fig. A.2: elemento a 4 nodi PLANE42 ed elemento a 8 nodi PLANE82.

- definizione delle proprietà fisiche dell'elemento (*real constants*): viene inserito lo spessore del disco in esame, pari a 0,1 m.
- definizione delle proprietà del materiale (*materials properties*): in questo caso per un'analisi lineare elastica sono sufficienti due costanti elastiche per un materiale isotropo, ovvero il modulo di elasticità longitudinale e il coefficiente di Poisson.
- definizione della geometria del modello: vengono dapprima creati i punti geometrici caratteristici del modello (*keypoints*), successivamente le linee (*lines*, come in Fig. A.3) e infine le aree (*areas*).

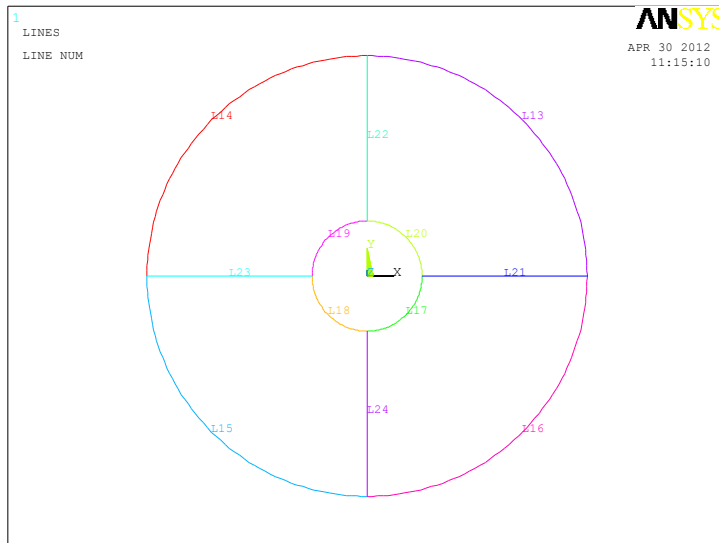


Fig. A.3: rappresentazione in Ansys® delle linee costituenti il modello.

- assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali (*loads*): in primis vengono definite le condizioni di vincolo tramite tre appoggi semplici, in modo tale da impedire i 3 g.d.l. nel piano del disco e permettendo però gli spostamenti radiali del punto ove sono applicati (tutto ciò tramite il comando `apply> structural>displacement>onkeypoints`). Successivamente viene posta la condizione di carico al disco tramite il comando `apply>structural>inertia>angular velocity>global` e impostando in corrispondenza dell'asse z la velocità angolare pari a 100 rad/s. Quando appena detto è riassunto nella Fig. A.4 sottostante, dove vengono inoltre mostrate le aree che definiscono la geometria del disco.

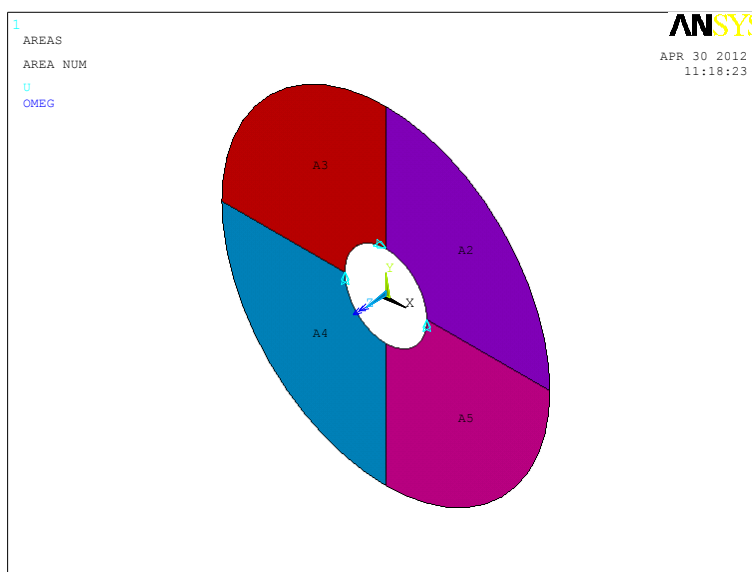


Fig. A.4: condizioni di carico e di vincolo applicate al modello costituente il disco semplice.

- suddivisione in elementi finiti del modello (*meshing*): in questo esempio la meshatura è di tipo *mapped*, attraverso la quale si discretizzano solo aree composte da quattro (anche tre) lati e/o archi (ecco il perché il disco è stato suddiviso in quattro aree composte da quattro lati); questi ultimi devono essere preventivamente suddivisi per definire l'infittimento della corrispondente area e il numero di suddivisioni su lati/archi opposti deve essere uguale. Si procede in questo modo nel programma:

*Meshing>Size Cntrls>ManualSize>Lines>Picked Lines* → suddivisione delle linee

*Meshing>Mesh>Areas>Mapped>3 o 4 sided* → creazione della mesh

Si suggerisce la creazione di una mesh che sia costituita da elementi il più possibile di forma quadrata, evitando perciò lati troppo acuti e lati sproporzionati fra loro.

Nell'esercizio in questione verranno suddivisi in egual numero tutte linee costituenti il modello. Viene riportata la Fig. A.5 relativa ad una suddivisione in quattro parti di tutte le linee.

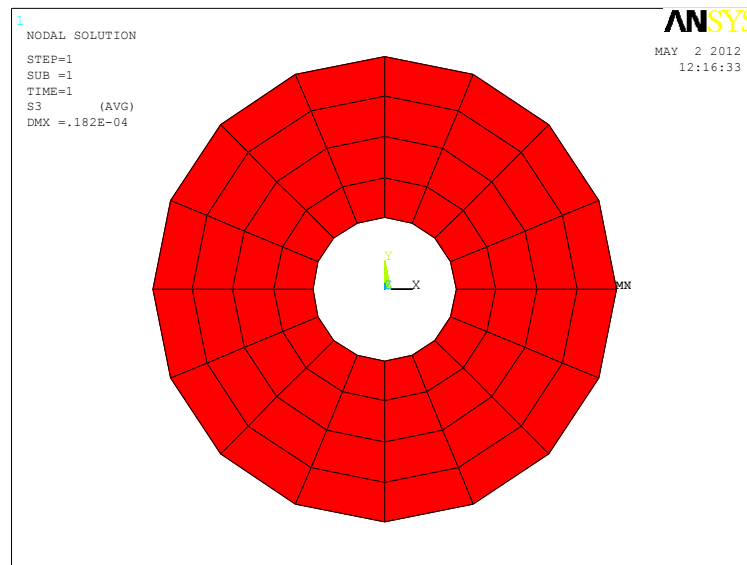


Fig. A.5: esempio di suddivisione in elementi costituenti la mesh del disco.

- Soluzione del modello numerico (*Solution>Solve>CurrentLS*).
- Visualizzazione e analisi dei risultati (*Post Processing*): innanzitutto è buona cosa visualizzare a video la deformata che assume il disco in esame, in modo da verificare qualitativamente se la configurazione deformata è compatibile con le condizioni di vincolo e di carico imposte. Tale opzione si esegue nel programma attraverso il comando *General Postproc>Plot Results>Deformed Shape*.

Nella Fig. A.6 sottostante viene visualizzata la configurazione deformata del disco sovrapposta a quella indeformata; si può notare che il disco si dilata in maniera simmetrica in direzione radiale, come si può facilmente intuire dalle condizioni di carico del problema.

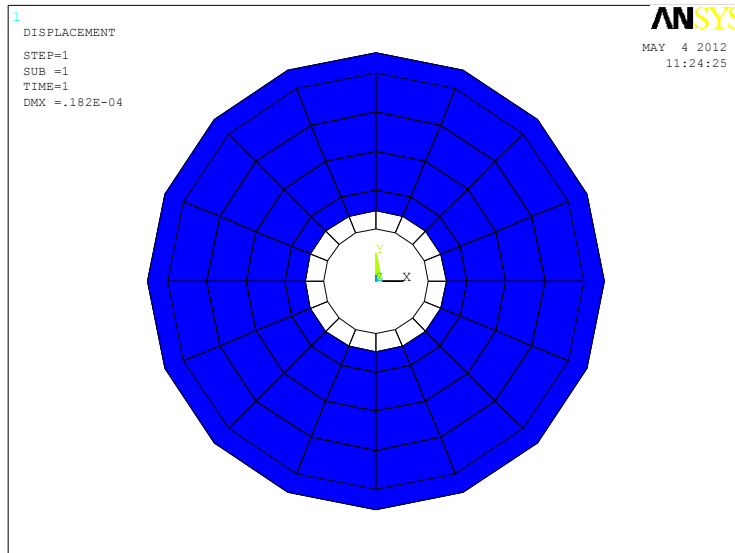


Fig. A.6: configurazione deformata e indeformata del disco sottoposto a forza centrifuga.

Per quanto riguarda l'analisi delle tensioni è possibile visualizzare i valori con il comando *General Postproc>Plot Results>Contour Plot>Nodal Solu*, attraverso il quale è possibile ottenere una rappresentazione grafica di tutte le componenti della soluzione.

In Fig. A.7 viene riportato l'andamento della tensione massima principale, che in questo caso coincide in ogni punto con la tensione tangenziale, sempre per il caso di quattro suddivisioni per tutte le linee:

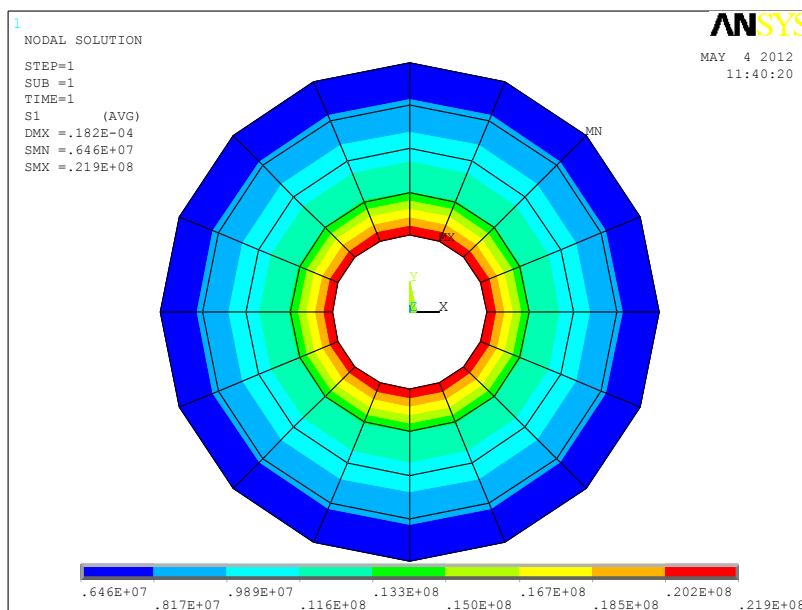


Fig. A.7: distribuzione della tensione massima principale all'interno del disco semplice.

Analisi della convergenza dei risultati

Per tutti i vari tipi di modello viene preso come tensione di riferimento quella tangenziale ( $\sigma_t$ ) e se ne studia l'andamento al variare del parametro d'infittimento  $ri/a$  (rapporto tra il raggio interno e la dimensione dell'elemento della mesh in corrispondenza del raggio interno stesso) che si calcola come:

$$parametro\ d'infittimento = \frac{ri}{a} = \frac{ri}{\frac{\pi \cdot ri}{2 \cdot n}} = \frac{2 \cdot n}{\pi} \quad (A.6)$$

dove  $n$  rappresenta il numero di suddivisioni relative all'arco di cerchio che costituisce il foro centrale (ovvero la linea L20 mostrata in Fig. 1.3).

Vengono riportati i valori della tensione tangenziale ottenute per i diversi valori del parametro di infittimento (in relazione al numero di suddivisioni delle linee); inoltre per descriverne la convergenza alla soluzione, viene indicato l'errore percentuale del valore corrente rispetto al valore precedente, così definito:

$$errore\ \% = \frac{\sigma_t^{n+1} - \sigma_t^n}{\sigma_t^{n+1}} \cdot 100 \quad (A.7)$$

Nella tabella A.2 viene riportato quanto sopra descritto, per entrambe le tipologie di elementi piani utilizzati:

N	ri/a	PLANE 42		PLANE 82	
		$\sigma_t$ [Mpa]	errore %	$\sigma_t$ [Mpa]	errore %
2	1,3	17,2	/	22,1	/
4	2,5	21,9	21,5	22,7	2,6
6	3,8	23,0	4,8	23,0	1,3
8	5,1	23,4	1,7	23,1	0,4
10	6,4	23,6	0,8	23,2	0,4

Tabella A.2: valori della tensione tangenziale in corrispondenza del foro del disco al variare dell'infittimento, ottenuti con in modelli bidimensionali.



Si può notare come la mesh con elementi PLANE 82 converga più velocemente alla soluzione, anche se ciò è scontato visto il maggior numero di nodi presente in questo tipo di elemento. Il programma permette di analizzare l'andamento di una componente della soluzione lungo un percorso qualsiasi. Ciò può essere realizzato definendo il percorso (*path*) radiale tramite i due nodi estremi con il comando:

*General Postproc>Path Operations>Define Path>By Nodes*

Per definire la tensione da plottare e per visualizzare l'andamento della tensione in esame lungo il percorso definito in precedenza, si utilizzano rispettivamente i seguenti comandi:

*General Postproc>Path Operations>Map onto Path*

*General Postproc>Path Operations>Plot Path Item>On Graph*

Vengono riportati in Fig. A.8 e A.9 gli andamenti della tensione tangenziale e radiale al variare della distanza, ottenuti rispettivamente con una mesh di PLANE 42 e di PLANE 82. La fittezza della mesh è descritta dal numero di simboli presenti nel grafico, i quali corrispondono ai nodi del modello in corrispondenza dei quali si è calcolata la soluzione.

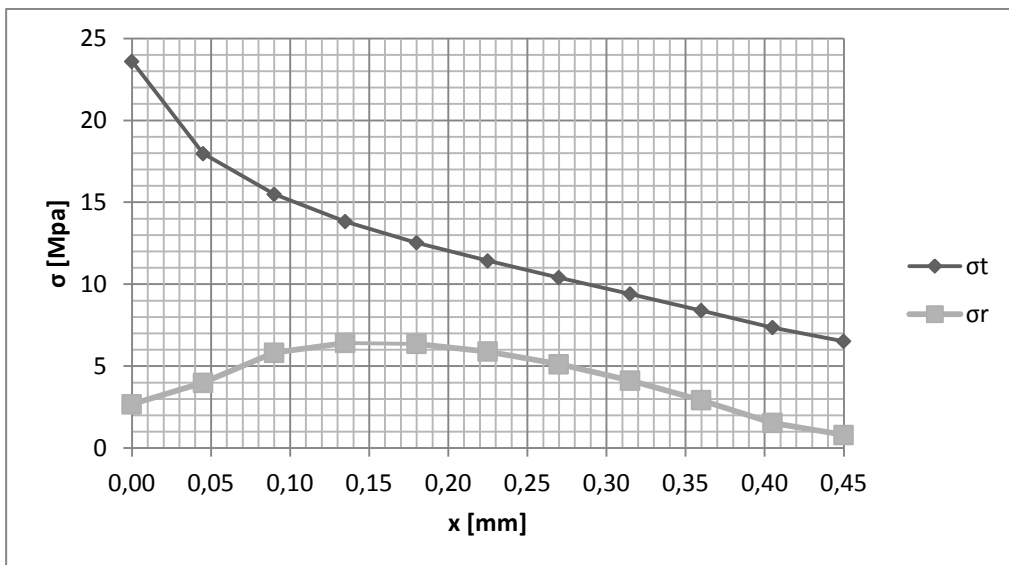


Fig. A.8: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco semplice, ottenuto con il modello 2D composto da PLANE 42.

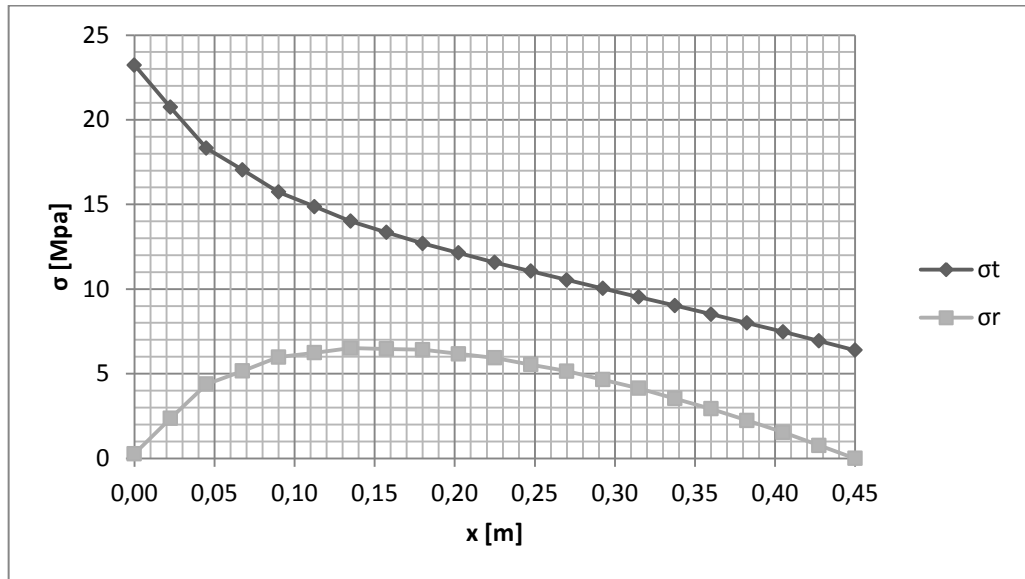


Fig. A.9: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco semplice, ottenuto con la mesh 2D realizzata con PLANE 82.

Si può notare come non ci siano sostanziali differenze riguardo l'andamento della tensione tangenziale, mentre per quanto riguarda la tensione radiale, l'elemento PLANE 82 sembra meglio descriverne l'andamento, soprattutto in corrispondenza dei raggi interno ed esterno del disco, dove deve assumere valori nulli (questo grazie al maggior numero di nodi nel modello). Da sottolineare che in tutte le path che sono state eseguite (anche quelle che verranno esposte in seguito), l'origine degli assi è in corrispondenza del bordo del foro.

▪ **Modello tridimensionale (3D)**

L'esecuzione dell'analisi numerica agli elementi finiti in questo caso prevede circa gli stessi passi descritti nella modellazione bidimensionale, con le seguenti differenze:

- scelta del tipo di elemento (*element type*): vengono utilizzati gli elementi BRICK 45 (elementi cubici lineari a 8 nodi) ed elementi PLANE 92 (elementi tetraedrici quadratici a 10 nodi). Vengono riportate in Fig. A.10 le rappresentazioni grafiche delle due tipologie di elemento.

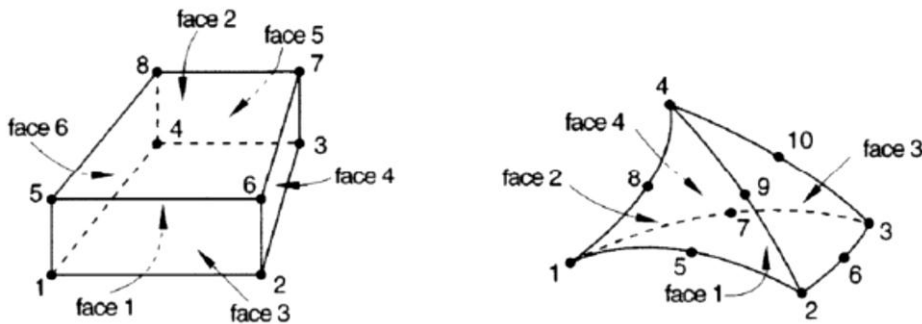


Fig. A.10: elemento a 8 nodi BRICK 45 e a 10 nodi SOLID 92.

- definizione della geometria del modello: viene realizzata la geometria del disco estrudendo le aree precedenti per un'altezza pari a 0,1 m, ottenendo il volume (Fig. A.11) corrispondente grazie ai comandi:

*Modelling>Operate>Extrude>Areas>Along Normal*

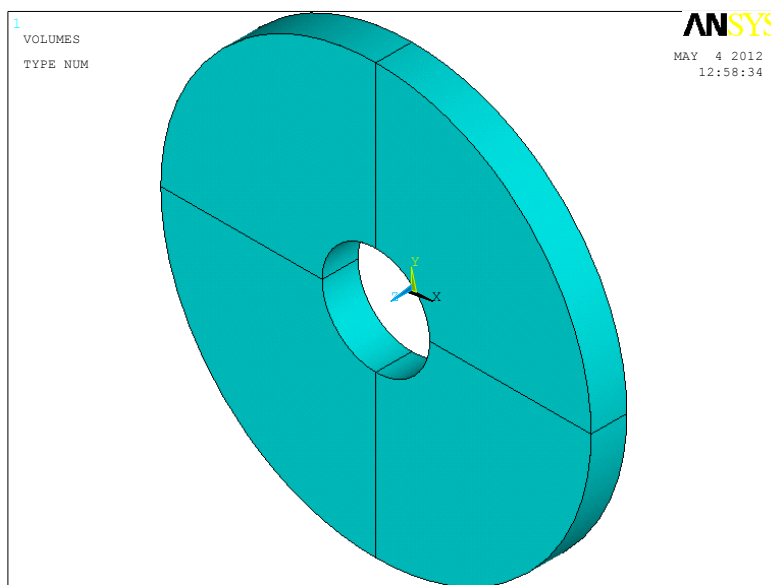


Fig. A.11: volume del disco ottenuto per estrusione di aree.

- assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali (*loads*): a differenza del modello 2D le condizioni di vincolo vengono poste anziché sui punti geometrici (*keypoints*) sulle linee del modello, in modo da impedire in questo caso i 6 g.d.l. del volume, tramite i comandi: *apply>structural>displacement>on lines*. Il carico centrifugo viene impostato in egual maniera al caso precedente. La Fig. A.12 mostra quanto detto:

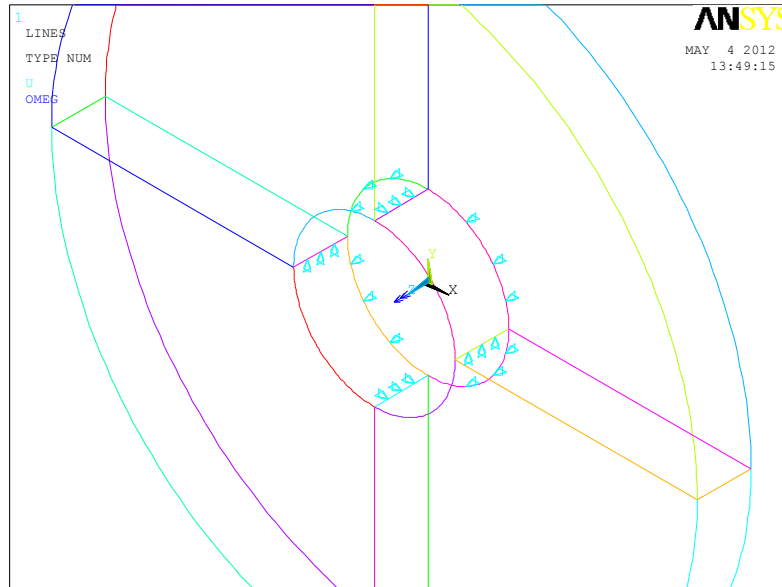


Fig. A.12: condizioni di carico e di vincolo applicate al modello tridimensionale.

- suddivisione in elementi finiti del modello (*meshing*):

Per quanto riguarda la discretizzazione con elementi BRICK 45 si eseguirà come nella modellazione 2D una meshatura di tipo *mapped*, utilizzando il comando:

*Meshing>Size Cntrls>ManualSize>Lines>Picked Lines* → suddivisione delle linee  
*Meshing>Mesh>Volumes>Mapped>4 o 6 sided* → creazione della mesh

Si suggerisce la creazione di una mesh che sia costituita da elementi il più possibile di forma cubica, per una maggiore qualità della discretizzazione. Si divideranno in egual numero le linee appartenenti ad aree parallele al piano xy, con suddivisioni diverse per le linee parallele all'asse z, lungo lo spessore del disco.

Nella Fig. A.13 a lato è riportato il caso in cui le linee parallele all'asse z hanno 1 suddivisioni mentre le altre sul piano xy hanno 4 suddivisioni (1x4x4).

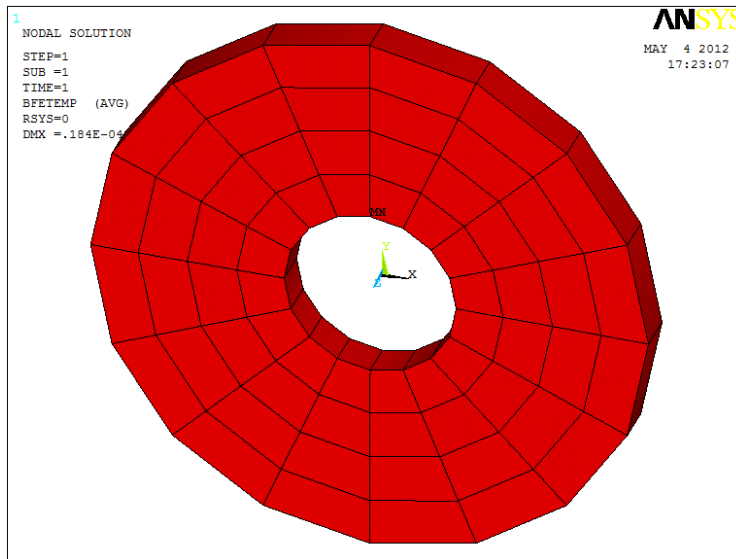


Fig. A.13: esempio di mesh 3D ottenuta con elementi BRICK 45.

Per quanto riguarda la discretizzazione con elementi SOLID 92 invece si eseguirà una meshatura di tipo *free*, utilizzando il comando:

*Meshing>Size Cntrls>ManualSize>Global>Size* → definizione dimensione degli elementi

*Meshing>Mesh>Volumes>Free* → creazione della mesh

*Meshing>Mesh>Modify Mesh>Refine At>Areas* → infittire la mesh

Per quanto riguarda la scelta delle dimensioni degli elementi si consiglia in generale di non specificare alcun valore in modo da permettere al meshatore automatico la scelta delle dimensioni. Nella Fig. A.14 è riportato il caso in cui si è discretizzato con *size* pari a 0,118 m e si è in seguito raffinata la mesh in corrispondenza delle aree costituenti il foro centrale.

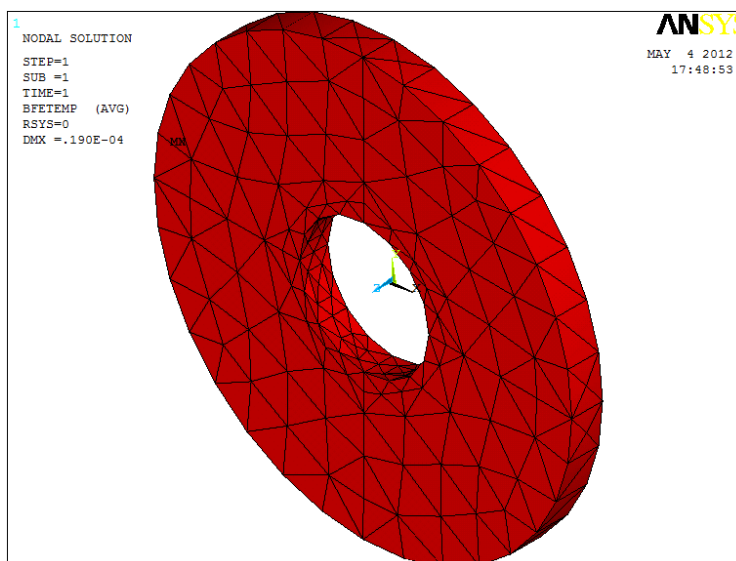


Fig. A.14: esempio di mesh 3D ottenuta con elementi SOLID 92.

Nel nostro caso, vengono scelte delle dimensioni tali da avere rapporti tra il raggio interno e le dimensioni dell'elemento compatibili con quelli utilizzati nel modello precedente, in modo da avere i medesimi parametri d'infillimento in corrispondenza del foro.

- Visualizzazione e analisi dei risultati; analisi della convergenza (*post processing*)

Nella tabella A.3 vengono riportati i valori della tensione tangenziale ottenuti utilizzando l'elemento **BRICK 45**; solo i primi valori relativi a meshature con solo 1 suddivisione sullo spessore verranno presi in considerazione nel paragrafo inerente al confronto dei risultati (perciò solo per questi valori ne viene calcolato l'errore percentuale).

Nella parte finale della tabella si sono riportati indicativamente i valori ottenuti in certe configurazioni aumentando le suddivisioni lungo lo spessore del disco. Si può notare che un'infillimento nella direzione dello spessore non porta a sostanziali differenze nel risultato.

		<b>BRICK45</b>	
<b>n</b>	<b>ri/a</b>	<b><math>\sigma_t</math> [Mpa]</b>	<b>errore %</b>
1x2x2	1,3	19,3	/
1x4x4	2,5	22,0	12,3
1x6x6	3,8	23,1	4,8
1x8x8	5,1	23,5	1,7
1x10x10	6,4	23,7	0,8
2x8x8		23,6	
2x10x10		23,8	
3x10x10		23,8	

Tabella A.3: valori della tensione tangenziale ottenuti con mesh con BRICK 45.

Nella Tabella A.4 invece vengono riportati i valori ottenuti con l'elemento **SOLID92**. In questa tabella è riportata inoltre un'ulteriore colonna con i valori ottenuti apportando un infittimento aggiuntivo minimo alla mesh iniziale in corrispondenza del foro.

Da sottolineare che nel modello con SOLID 92 per avere lo stesso parametro d'infittimento in corrispondenza del foro si è stati obbligati a utilizzare un gran numero di elementi (tutti gli elementi del modello hanno la stessa *size*) rispetto al modello con BRICK 45 (gli elementi hanno dimensioni decrescenti allontanandosi dal foro). Per questo motivo la soluzione del modello con SOLID 92 ha richiesto tempi di calcolo molto più lunghi rispetto l'altro modello. Si consiglia perciò di eseguire dapprima una meshatura grossolana a tutto il modello e successivamente un infittimento ulteriore in corrispondenza delle zone d'interesse.

		<b>SOLID 92</b>		<b>refine at areas</b>	
<b>ri/a</b>	<b>size [m]</b>	<b><math>\sigma_t</math> [Mpa]</b>	<b>errore %</b>	<b><math>\sigma_t</math> [Mpa]</b>	<b>errore %</b>
1,3	0,118	25,0	/	24,2	/
2,5	0,059	24,1	3,6	23,7	2,1
3,8	0,039	23,9	0,8	23,6	0,4
5,1	0,029	23,7	0,8		
6,4	0,024	23,6	0,4		

Tabella A.4: valori della tensione tangenziale ottenuti con mesh con SOLID 92.

Vengono riportati anche in questo caso in Fig. A.15 e A.16 gli andamenti delle tensioni tangenziali e radiali lungo una path radiale ottenuti rispettivamente con una mesh di BRICK 45 e di SOLID 92.

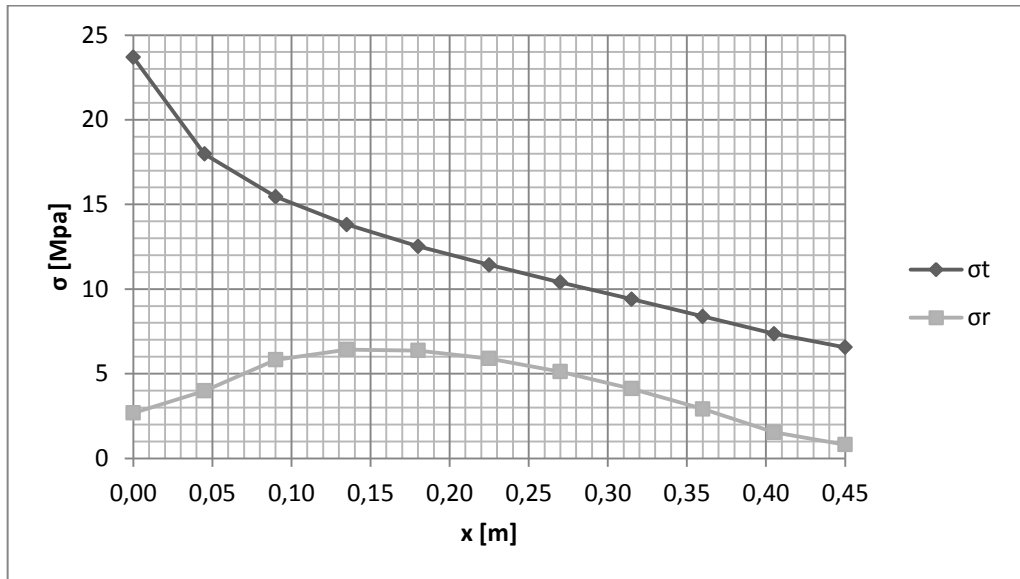


Fig. A.15: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco semplice, ottenuto con il modello 3D composto dagli elementi BRICK 45.

Si nota che il modello con SOLID 92 approssima in maniera più accurata i valori della tensione radiale in corrispondenza del raggio interno ed esterno. Si può osservare inoltre quanto anticipato prima, ovvero che la mesh con SOLID 92 risulta essere molto più fitta rispetto quella con BRICK 45, come si può osservare dal numero di simboli presenti nei due grafici.

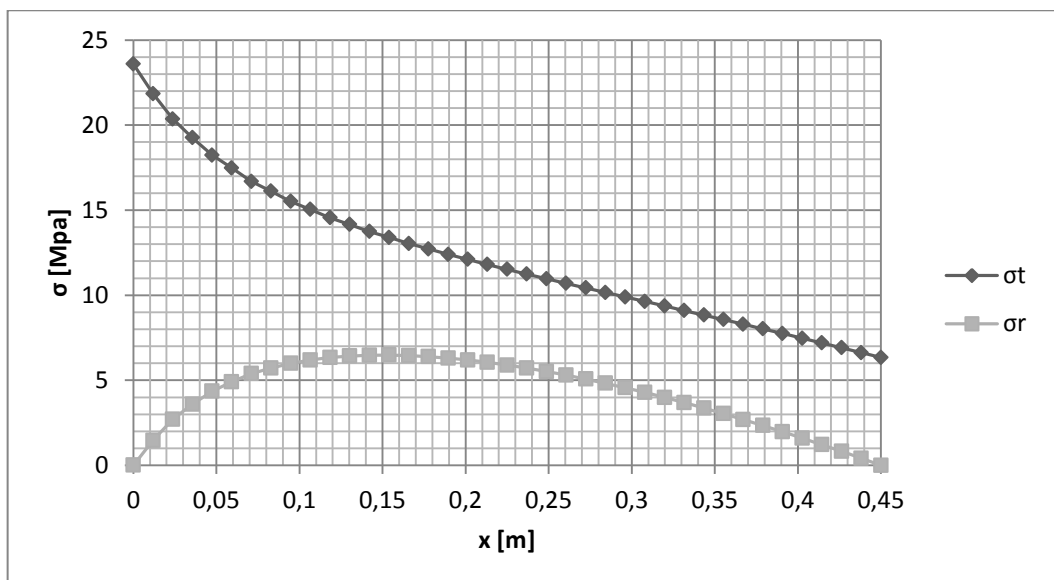


Fig. A.16: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco semplice, ottenuto con il modello 3D composto dagli elementi SOLID92.



### A.2.3 Confronto fra i diversi tipi di modello

A titolo indicativo vengono riportati in un'unica tabella (Tabella a.5) e in un unico grafico (Fig. a.17) i risultati ottenuti con le diverse tipologie di elementi utilizzati per modellare il disco. I risultati numerici ottenuti con le diverse modellazioni vengono poi confrontati con il risultato analitico trovato in precedenza.

		MODELLAZIONE 2D		MODELLAZIONE 3D		$\sigma_{t,analit.} [Mpa]$
		PLANE 42	PLANE 82	BRICK45	SOLID 92	
n	ri/a	$\sigma_t [Mpa]$	$\sigma_t [Mpa]$	$\sigma_t [Mpa]$	$\sigma_t [Mpa]$	
2	1,3	17,2	22,1	19,3	25,0	23,5
4	2,5	21,9	22,7	22,0	24,1	23,5
6	3,8	23,0	23,0	23,1	23,9	23,5
8	5,1	23,4	23,1	23,5	23,7	23,5
10	6,4	23,6	23,2	23,7	23,6	23,5

Tabella A.5: tabella contenente tutti i risultati numerici ottenuti con le diverse modellazioni del disco semplice e il risultato ottenuto con il modello analitico.

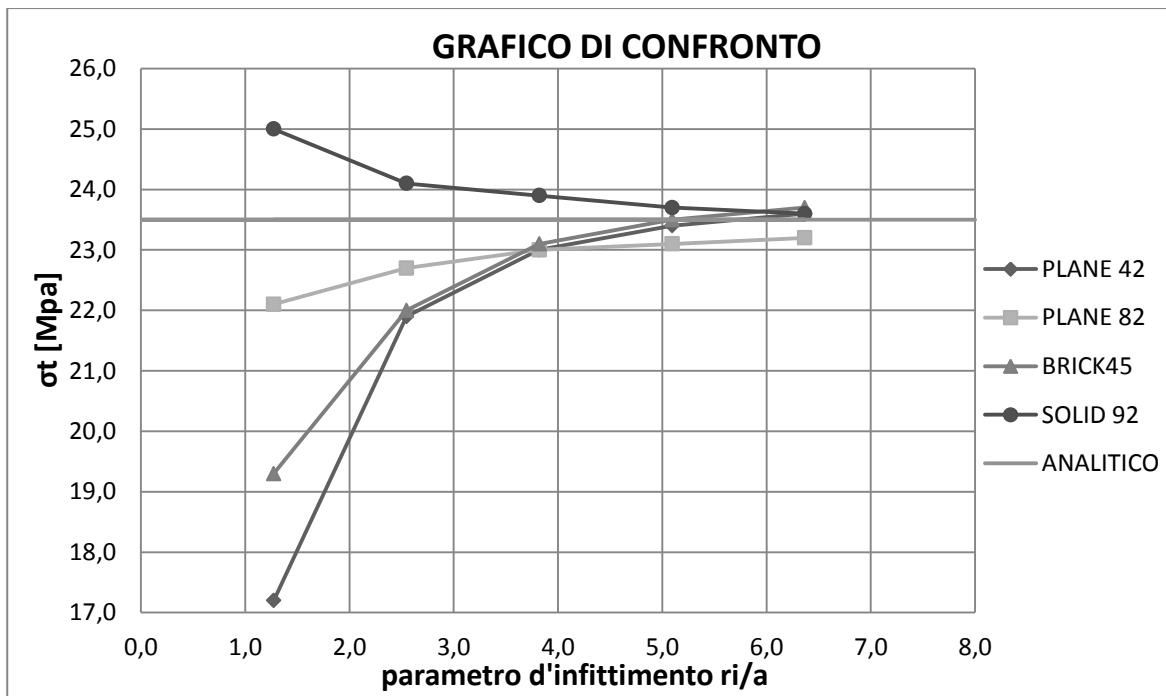


Fig. A.17: grafico che mostra la convergenza al risultato per i diversi modelli.

Si osserva che tutte le modellazioni convergono più o meno velocemente al risultato analitico, per cui i risultati numerici e teorici risultano essere molto compatibili.

### A.3 Disco a sezione variabile

Il disco a sezione variabile (Fig. A.18) è soggetto a sola forza centrifuga in quanto è fatto ruotare a 8000 giri/min ( $\omega = 2\pi n/60 = 837,76$  rad/s). Il disco assolve funzioni di massa volanica e non è sollecitato né in corrispondenza del raggio interno né in corrispondenza del raggio esterno. I dati sono i seguenti:

- raggio interno  $r_i = 0,02$  m;
- raggio intermedio  $r_m = 0,10$  m;
- raggio esterno  $r_e = 0,20$  m;
- larghezza  $b_1 = 0,06$  m;
- larghezza  $b_2 = 0,03$  m;
- materiale acciaio (densità  $\rho = 7800$  Kg/m<sup>3</sup>, modulo di Young  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, coefficiente di Poisson  $\nu = 0,3$ ).

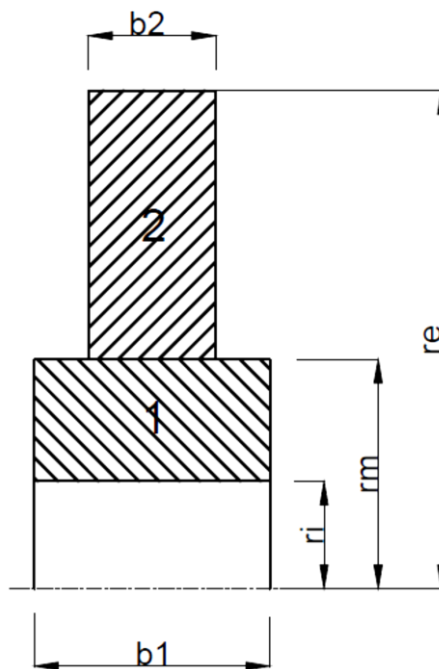


Fig. A.18: dimensioni geometriche caratteristiche di un disco a sezione variabile. Viene mostrata la suddivisione del disco nei sottodischi 1 e 2, considerati nel calcolo analitico del disco nel paragrafo A.2.1.

Come nell'esempio precedente si eseguirà dapprima un calcolo analitico dello stato tensionale, seguito poi da un calcolo numerico agli elementi finiti.

### A.3.1 Calcolo analitico

Anche in questo caso è possibile calcolare analiticamente lo stato tensionale sul disco in questione utilizzando un metodo approssimato, detto metodo di Grammel [1]. Tale metodo consiste nello scomporre il disco a spessore variabile in dischi a spessore costante (Fig. A.18). Per ciascuno dei dischi componenti varranno le formule viste precedentemente; il problema sarà il passaggio da un disco all'altro.

Tale passaggio può essere effettuato imponendo le relazioni di equilibrio alle  $\sigma_r$  nella zona di giunzione tra un disco e il successivo, per far sì che le forze radiali in tali sezioni siano le stesse sulla superficie esterna e interna dei dischi componenti a contatto. Tale metodo non considera le concentrazioni di tensione in corrispondenza del cambio di sezione, ma le tensioni vengono assunte costanti in una data sezione del disco.

Analogamente si impone la condizione di congruenza geometrica tra i due sottodischi in modo da evitare vuoti o compenetrazioni tra gli stessi.

In virtù di quanto sopra esposto ed essendo anche in questo caso nulla la tensione longitudinale, le espressioni per le tensioni risultano essere le seguenti:

- Disco 1:

$$\sigma_{r1} = A_1 - \frac{B_1}{\rho^2} - C \cdot \rho^2 \quad \sigma_{t1} = A_1 + \frac{B_1}{\rho^2} - D \cdot \rho^2 \quad (\text{A.8})$$

- Disco 2:

$$\sigma_{r2} = A_2 - \frac{B_2}{\rho^2} - C \cdot \rho^2 \quad \sigma_{t2} = A_2 + \frac{B_2}{\rho^2} - D \cdot \rho^2 \quad (\text{A.9})$$

Le costanti C e D si trovano con le relazioni già citate per il disco a sezione costante. In questo caso risulta  $C = 90,33 \text{ MPa}$  e  $D = 52,00 \text{ MPa}$ .

Per trovare le altre quattro costanti incognite saranno necessarie altrettante equazioni. Le prime due equazioni (A.10 e (A.11 riguardano le condizioni al contorno rispettivamente sul raggio interno ed esterno:

$$r = r_i = 0,02 \text{ m } (\rho = 0,01) \rightarrow \sigma_r = 0 \text{ MPa}; \quad (\text{A.10})$$

$$r = r_e = 0,20 \text{ m } (\rho = 1) \rightarrow \sigma_r = 0 \text{ MPa}. \quad (\text{A.11})$$

Le ultime due equazioni necessarie per la risoluzione del problema sono rispettivamente quella di equilibrio radiale (A.12 e di congruenza (A.13 in corrispondenza del raggio intermedio  $r_m$ :

$$\sigma_{r1}(r = rm) \cdot b1 = \sigma_{r2}(r = rm) \cdot b2; \quad (A.12)$$

$$\sigma_{t1}(r = rm) \cdot \nu \cdot \sigma_{r1}(r = rm) = \sigma_{t2}(r = rm) \cdot \nu \cdot \sigma_{r2}(r = rm). \quad (A.13)$$

Associando i valori numerici alle equazioni (A.10, (A.11, (A.12 e (A.13 si ottengono le seguenti relazioni:

$$A_1 - 100 \cdot B_1 - 0,01 \cdot C = 0$$

$$A_2 - B_2 - C = 0$$

$$(A_1 - 4 \cdot B_1 - 0,25 \cdot C) \cdot 0,06 = (A_2 - 4 \cdot B_2 - 0,25 \cdot C) \cdot 0,03$$

$$(A_1 + 4 \cdot B_1 - 0,25 \cdot D) - 0,3 \cdot (A_1 - 4 \cdot B_1 - 0,25 \cdot C) = (A_2 + 4 \cdot B_2 - 0,25 \cdot D) - 0,3 \cdot (A_2 - 4 \cdot B_2 - 0,25 \cdot C)$$

Risolvendo il sistema si ottengono i seguenti valori dei parametri incogniti:

$$A_1 = 62,98 \text{ MPa}; B_1 = 0,62 \text{ MPa}; A_2 = 87,73 \text{ MPa}; B_2 = -2,70 \text{ MPa}.$$

Note tutte le costanti, si possono calcolare i valori delle tensioni radiali e tangenziali in corrispondenza dei raggi caratteristici nei due dischi. I risultati ottenuti sono riassunti nella seguente Tabella A.6:

		DISCO 1		DISCO2	
r [m]	$\rho$	$\sigma_{r1}$ [Mpa]	$\sigma_{t1}$ [Mpa]	$\sigma_{r2}$ [Mpa]	$\sigma_{t2}$ [Mpa]
ri	0,1	0	124,54	/	/
rm	0,5	37,92	52,46	75,84	6,84
re	1	/	/	0	32,93

Tabella A.6: risultati analitici ottenuti per il disco a sezione variabile.

Dai risultati riportati si può notare come in corrispondenza del raggio intermedio, nel passaggio da un disco all'altro, varino i valori della tensione tangenziale e radiale. Come nel caso precedente la tensione radiale in corrispondenza del raggio interno ed esterno risulta essere nulla.

### A.3.2 Calcolo agli elementi finiti

Come nell'esempio del disco semplice l'analisi comprenderà sia una modellazione bidimensionale sia tridimensionale. L'analisi segue molto la procedura di modellazione del disco semplice descritta in precedenza e le principali differenze vengono di seguito esposte.

#### ▪ Modello bidimensionale (2D)

A differenza della modellazione del disco precedente, dopo aver scelto le due tipologie di elementi (PLANE 42 e PLANE 82), è necessario definire due differenti *real constants* per descrivere la differenza di spessore presente nel disco.

Si procede dapprima creando le aree come mostrato in Figura A.19 e successivamente si andrà prima a meshare le aree costituenti il primo sottodisco (aree A1) con il primo *set* di *real constants* (spessore pari a 0,06 m) e poi le aree A2 costituenti il secondo sottodisco con il secondo *set* di *real constants* (spessore pari a 0,03 m).

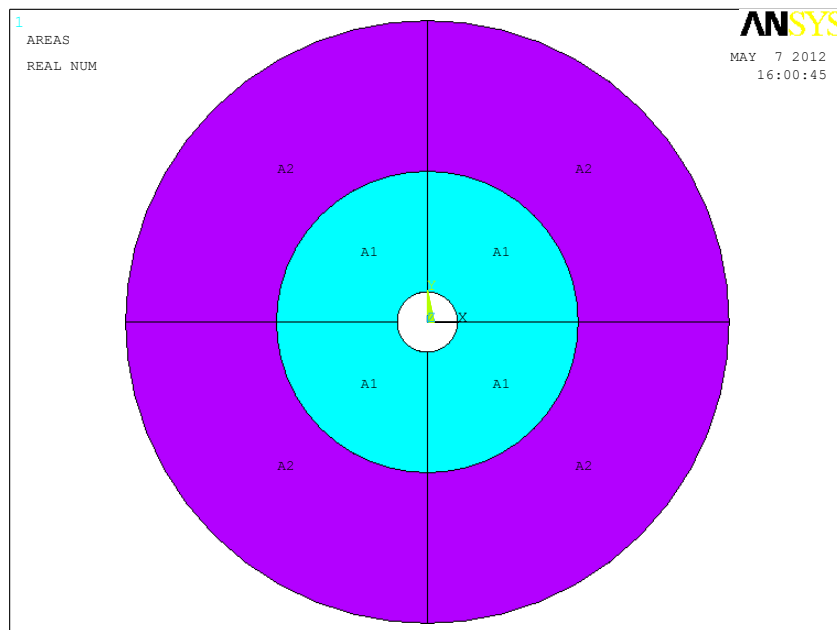


Fig. A.19: modalità di realizzazione delle aree per descrivere la variazione di spessore presente nel disco a sezione variabile.

Per impostare i *set* di *real constants* che definiscono lo spessore degli elementi del modello, si usa il comando:

*Meshing>Mesh Attributes>Default Attributes*

Per quanto riguarda la definizione delle condizioni al contorno si seguono gli stessi passi descritti nella parte del disco semplice.

Per quanto concerne invece la meshatura delle aree si procede dividendo a volte gli archi di cerchio, b volte i segmenti appartenenti alle aree A1 e c volte i segmenti appartenenti alle aree A2, ottenendo una suddivisione  $axbxc$ .

Nella Fig. A.20 viene mostrato un esempio di meshatura, dove vengono suddivisi 4 volte gli archi, 3 volte le linee appartenenti alle aree A1 e due volta le linee appartenenti alle aree A2 (si ottiene perciò la suddivisione  $4x3x2$ ). L'obiettivo di questa suddivisione è di avere elementi di forma più quadrata e regolare possibile per ottenere un buon modello finale. Per aumentare ulteriormente la qualità della mesh in questo caso si è impostato un rapporto tra la dimensione del primo e dell'ultimo elemento delle linee (in particolare quelle relative alle aree A1), che viene specificato nella casella *ratio* della finestra di dialogo per la suddivisione.

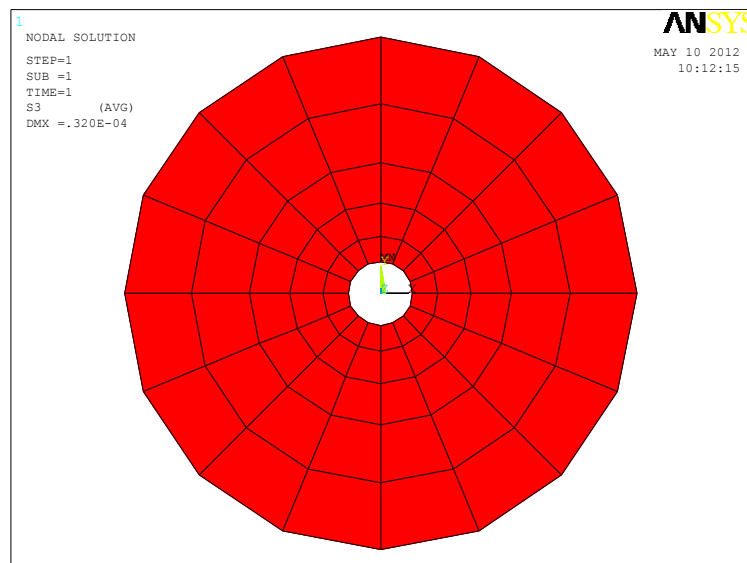


Fig. A.20: esempio di mesh bidimensionale del disco a sezione variabile.

Per quanto riguarda l'analisi dei risultati e della convergenza degli stessi, si seguono le linee guida descritte nel paragrafo del disco semplice. In questo caso si ottengono i seguenti risultati al variare del parametro d'infittimento  $r_i/a$ , che vengono riportati nella Tabella A.7.

In questo caso il PLANE 82 sembra convergere più velocemente al valore finale, però quest'ultimo risulta essere leggermente più lontano dal valore della tensione tangenziale trovata analiticamente (124,54 MPa).

axbxc	ri/a	PLANE 42		PLANE 82	
		$\sigma_t$ [Mpa]	errore %	$\sigma_t$ [Mpa]	errore %
2x2x1	1,3	96	/	106	/
4x3x2	2,5	114	15,8	113	6,2
6x5x4	3,8	122	6,6	119	5,0
8x7x6	5,1	124	1,6	122	2,5
10x9x8	6,4	125	0,8	123	0,8

Tabella A.7: valori della tensione tangenziale in corrispondenza del foro del disco al variare dell'infittimento, ottenuti con in modelli bidimensionali.

Si ottengono le seguenti distribuzioni di tensione tangenziale e radiale per i due diversi tipi di elementi bidimensionali utilizzati (PLANE 42 in Figura 1.21 e PLANE 82 in Figura A.22). Come mostrato nei casi precedenti si nota come con l'elemento PLANE 82 si ottenga un andamento della tensione radiale congruo con le condizioni al contorno. Da notare inoltre la variazione delle tensioni in corrispondenza del diametro intermedio.

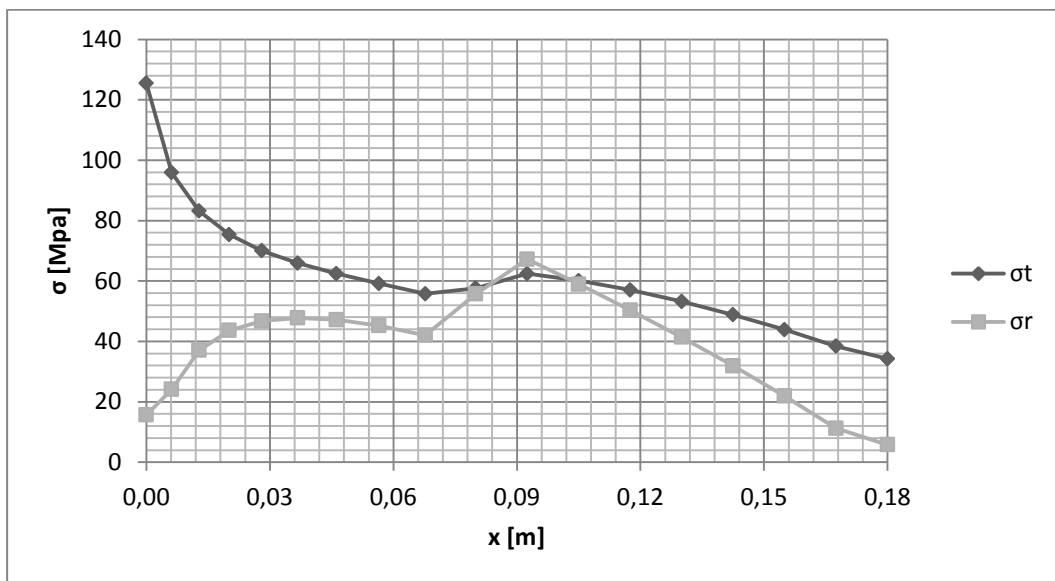


Fig. A.21: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco a sezione variabile, ottenuto con il modello 2D composto da PLANE 42.

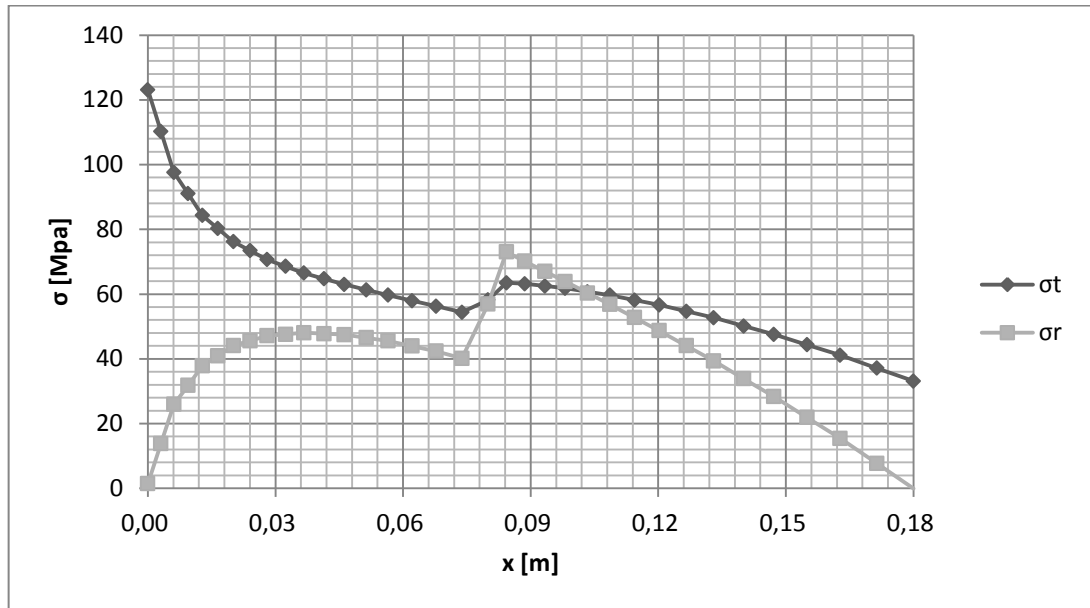


Fig. A.22: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco a sezione variabile, ottenuto con la mesh 2D realizzata con PLANE 82.



▪ **Modello tridimensionale (3D)**

Per la creazione del volume vengono dapprima create 3 aree (Fig. A.23) che vengono poi estruse attorno all'asse x per andare a formare metà del volume del disco come mostrato in Fig. A.24 (per la simmetria è necessario modellarne solo metà).

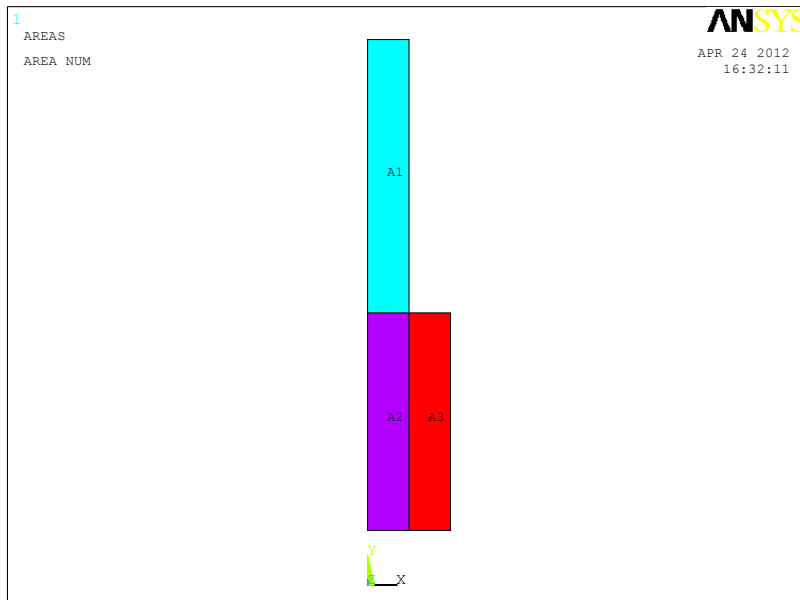


Fig. A.23: disposizione delle aree che tramite estrusione attorno all'asse x generano il volume del disco.

Per l'estrusione delle aree si utilizza il seguente comando:

*Modelling>Operate>Extrude>Areas>About Axis*

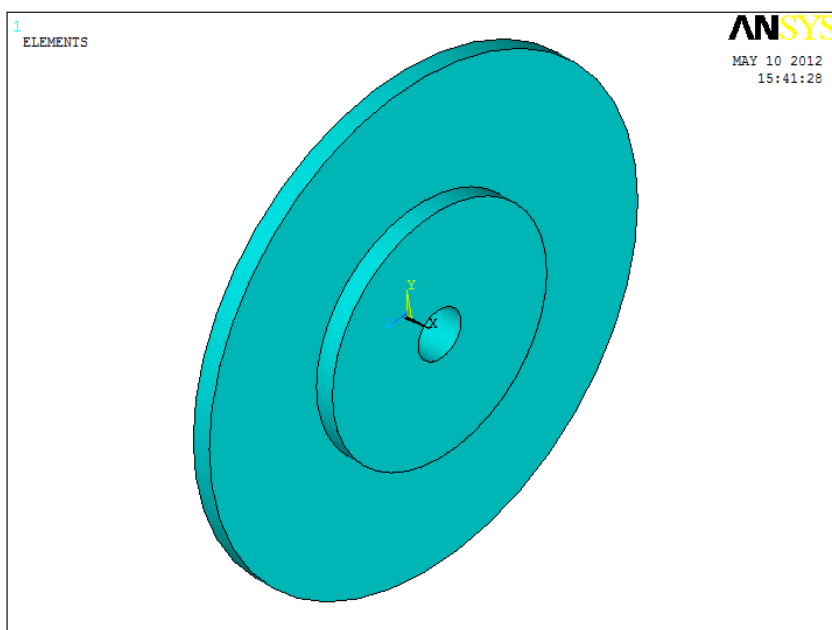


Fig. A.24: volume del disco ottenuto tramite estrusione delle aree di Fig. A.20.

In questo caso oltre alle condizioni di vincolo imposte nel disco semplice 3D, è necessario impostare una condizione di vincolo di simmetria all'area contenuta nel piano yz, tramite il comando `apply>structural>displacement>simmetry B.C.>on areas`.

I carichi sono identici applicati al disco semplice (velocità angolare attorno asse x).

Per quanto riguarda la meshatura *mapped* del volume con elementi **BRICK 45**, si è usata una logica di suddivisione simile a quella del modello bidimensionale per quanto riguarda le linee appartenenti alle aree parallele al piano yz, con suddivisione aggiuntiva dello spessore del disco. Anche in questo caso è stato inserito un *ratio* della suddivisione opportuno in modo tale da avere elementi più piccoli in corrispondenza del foro.

Nella Figura A.25 è riportato un esempio di suddivisione, 1x4x3x2: 1 suddivisione delle linee lungo lo spessore del disco, 4 suddivisione di tutti gli archi, 3 suddivisioni delle linee appartenenti al sottodisco di spessore maggiore (con *ratio* 2,5) e 2 suddivisioni delle linee che compongono il rimanente sottodisco.

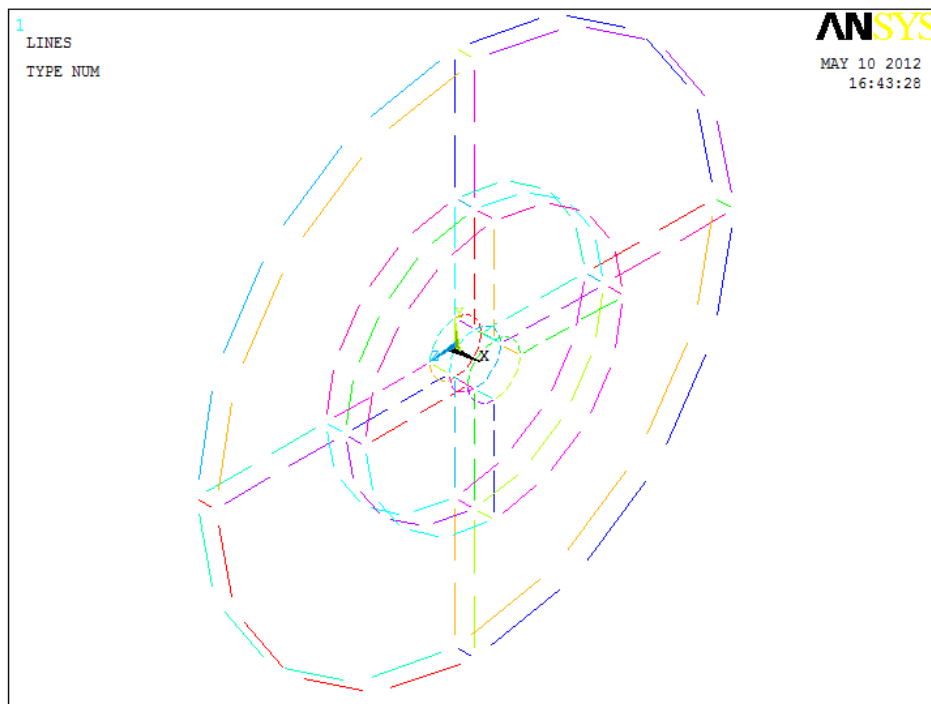


Fig. A.25: esempio di suddivisione delle linee per una mesh *mapped* del disco in esame.

Viene anche in questo caso realizzata un mesh *free* con elementi **SOLID 92**, con le modalità descritte nel paragrafo del disco semplice. Vengono riportati in Tabella A.8 i risultati ottenuti con gli elementi **BRICK 45**, osservando che con infittimenti maggiori lungo lo spessore non si hanno sostanziali differenze dei risultati:

		BRICK45	
n	ri/a	$\sigma_t$ [Mpa]	errore %
1x2x2x1	1,3	103	/
1x4x3x2	2,5	115	10,4
1x6x5x4	3,8	121	5,0
1x8x7x6	5,1	125	3,2
1x10x9x8	6,4	125	0,0
2x8x7x6	-	125	-
2x10x9x8	-	125	-
3x10x9x8	-	125	-

Tabella A.8: valori della tensione tangenziale ottenuti con mesh con BRICK 45.

La Tabella A.9 mostra invece i risultati ottenuti con gli elementi SOLID 92 aumentando progressivamente la *size* degli elementi (solo gli ultimi due valori di *size* pari a 0,016 e 0,008 m comportano dei parametri d'infillimento compatibili con gli altri modelli, in quanto un'ulteriore diminuzione delle dimensioni degli elementi portano ad un numero troppo elevato degli stessi, numero non supportabile dal programma). Anche in questo caso si è riservata una colonna relativa ai valori ottenuti apportando infittimenti ulteriori in corrispondenza del foro alla mesh iniziale.

		SOLID 92		refine at areas	
ri/a	size	$\sigma_t$ [Mpa]	errore %	$\sigma_t$ [Mpa]	errore %
0,2	0,1	107	/	118	/
0,4	0,05	113	5,3	120	1,7
0,7	0,03	120	5,8	121	0,8
1,3	0,016	122	1,6	122	0,8
2,5	0,008	124	1,5	-	-

Tabella A.9: valori della tensione tangenziale ottenuti con mesh con SOLID 92.

Vengono riportati anche in questo caso in Fig. A.26 e A.27 gli andamenti delle tensioni tangenziali e radiali lungo una path radiale ottenuti rispettivamente con una mesh di BRICK 45 e di SOLID 92. Si nota come la mesh con BRICK 45 sia più fitta in corrispondenza del foro, mentre quella con SOLID 92 abbia un infittimento omogeneo dovuto alle uguali dimensioni di tutti gli elementi costituenti il modello.

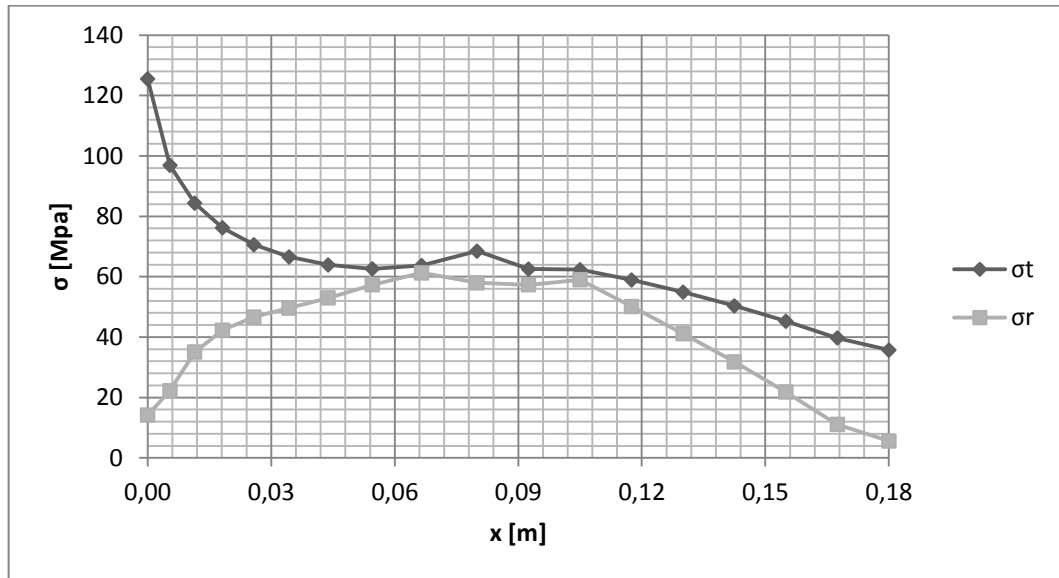


Fig. A.26: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco a sezione variabile, ottenuto con il modello 3D composto dagli elementi BRICK 45.

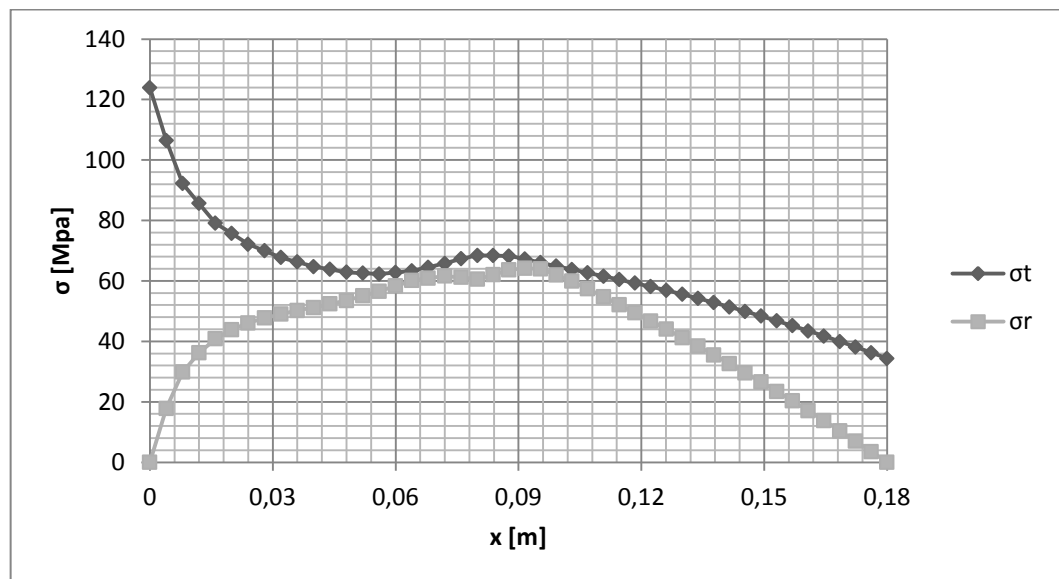


Fig. A.27: andamento delle tensioni radiali e tangenziali lungo un tratto radiale del disco a sezione variabile, ottenuto con il modello 3D composto dagli elementi SOLID92.

### A.3.3 Confronto fra i diversi tipi di modello

Anche per il disco con spessore variabile vengono riportati in Tabella A.10 e nel grafico in Fig. A.28 i risultati ottenuti con le diverse tipologie di elementi utilizzati per modellare il disco. I risultati numerici ottenuti con le diverse modellazioni vengono poi confrontati con il risultato analitico trovato in precedenza. Come descritto in precedenza vi sono solo due valori ottenuti con SOLID 92 confrontabili con i risultati delle altre modellazioni.

n	ri/a	MODELLAZIONE 2D		MODELLAZIONE 3D		$\sigma_{t,analitico}$ [Mpa]
		PLANE 42	PLANE 82	BRICK45	SOLID 92	
2	1,3	96	106	103	122	124,5
4	2,5	114	113	115	124	124,5
6	3,8	122	119	121	/	124,5
8	5,1	124	122	125	/	124,5
10	6,4	125	123	125	/	124,5

Tabella A.10: tabella contenente tutti i risultati numerici ottenuti con le diverse modellazioni del disco a sezione variabile e il risultato ottenuto con il modello analitico.

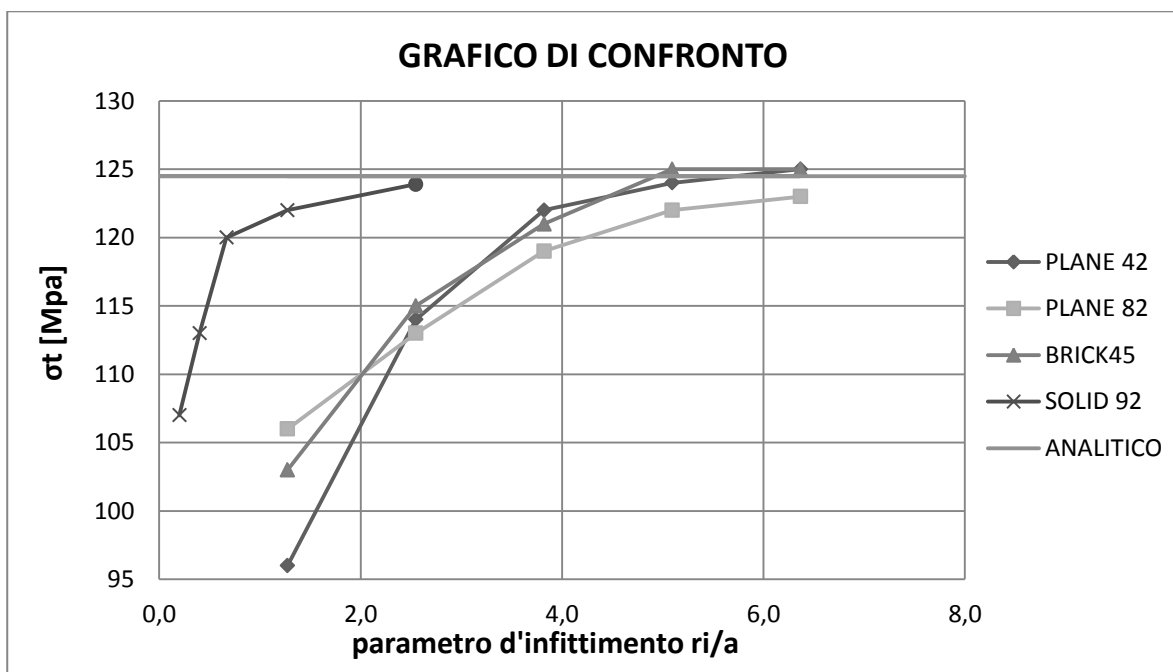


Fig. A.28: grafico che mostra la convergenza al risultato per i diversi modelli.

Si può concludere affermando che le mesh *mapped* forniscono risultati più accurati rispetto a quelle *free*, a discapito però di una maggior “perdita” di tempo nella costruzione del modello. Anche la rappresentazione geometrica del disco risulta molto più regolare e accurata rispetto quella ottenuta con mesh *free*.

#### A.4 Disco a sezione variabile raccordato

Per quanto riguarda questo disco (Fig. A.29), viene calcolato tramite un'analisi agli elementi finiti il picco di tensione lineare elastico che si presenta a seguito dell'effetto d'intaglio indotto dal raccordo presente in corrispondenza del cambio di sezione. Si esegue solamente un'analisi tridimensionale utilizzando sia elementi BRICK 45 sia elementi SOLID 92. Vengono riportati nuovamente i dati del disco in esame:

- raggio interno  $r_i = 0,02$  m;
- raggio intermedio  $r_m = 0,10$  m;
- raggio esterno  $r_e = 0,20$  m;
- larghezza  $b_1 = 0,06$  m;
- larghezza  $b_2 = 0,03$  m;
- materiale acciaio (densità  $\rho = 7800$  Kg/m<sup>3</sup>, modulo di Young  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, coefficiente di Poisson  $\nu = 0,3$ );
- velocità angolare  $\omega = 837,76$  rad/s;
- raggio del raccordo  $r = 0,008$  m.

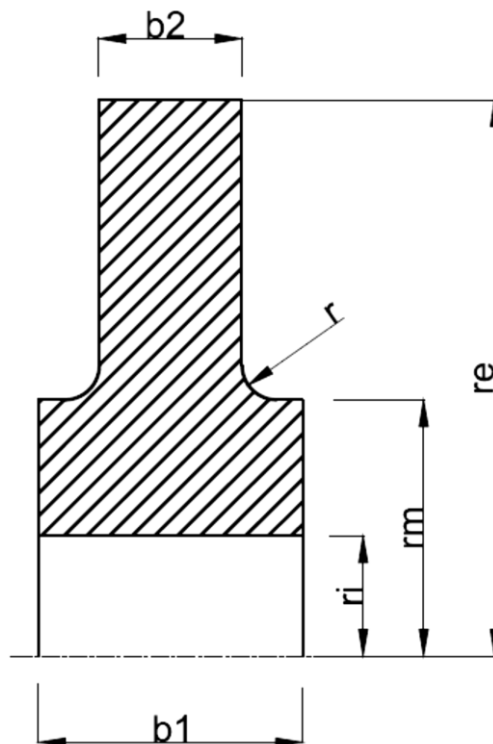


Fig.A.29: dimensioni geometriche caratteristiche di un disco a sezione variabile raccordato.

### A.4.1 Calcolo agli elementi finiti

L'analisi che viene effettuata per la modellazione del disco segue fedelmente quella descritta in precedenza per il modello tridimensionale del disco a sezione variabile. In questo caso si è voluto adottare differenti logiche di meshatura del disco, sia per il modello con BRICK 45 sia con SOLID92, che vengono di seguito esposte.

Per la creazione della mesh con BRICK 45 vengono create dapprima delle aree iniziali che rappresentano una sezione radiale del disco e successivamente delle linee che vanno a suddividere le aree precedenti in sottoaree come mostrato in Figura A.30.

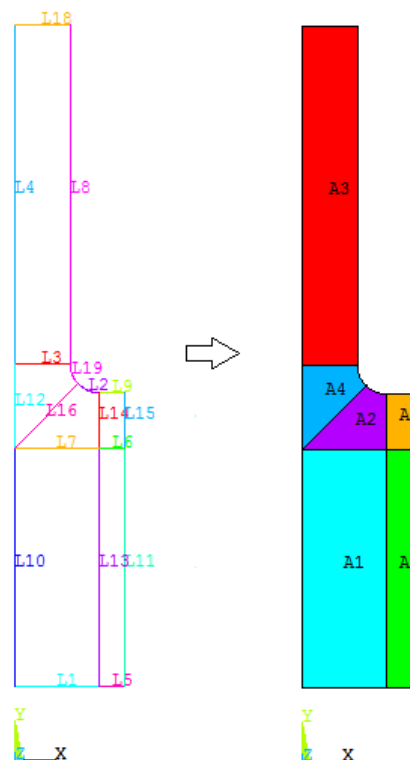


Fig. A.30: disposizione delle linee che vanno a suddividere le aree in maniera tale da consentire un'accurata meshatura di tipo *mapped* delle aree.

Successivamente vengono suddivise le linee del modello in modo da definire il grado di infittimento della meshatura delle aree. Tale mesh viene realizzata utilizzando elementi piani PLANE 42, che fungono da supporto per la creazione della mesh finale del disco con BRICK 45. Per lo scopo dell'esercizio è importante realizzare una mesh accurata in corrispondenza del raggio di raccordo, mentre allontanandoci da esso la mesh sarà via via meno fitta e accurata. Nella Figura A.31 è riportato l'esempio relativo a 4 suddivisioni delle linee L19 e L2 (che descrivono la geometria del raccordo) e la corrispondente mesh *mapped* delle aree con PLANE 42.



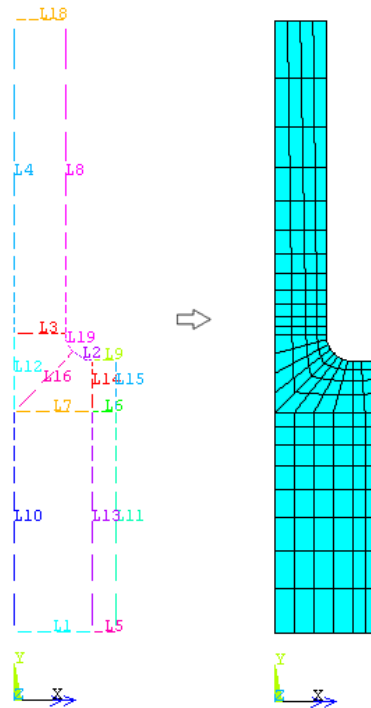


Fig. A.31: suddivisione delle linee e conseguente meshatura delle aree del modello.

Per la realizzazione della mesh con BRICK 45 del volume si esegue un'estrusione della mesh precedente attorno all'asse x. Ciò si realizza dapprima impostando tramite il comando *Modeling > Operate > Extrude > Elem Ext Opts* il tipo (*Type*) di elemento che si vuole generare tramite l'estrusione (BRICK 45), il numero di suddivisioni radiali (VAL1) e ponendo *yes* su *clear area(s) after ext*, in modo tale da eliminare la mesh iniziale sulle aree. Estrudendo la mesh di Figura 1.31 si ottiene la discretizzazione del volume mostrata in Figura A.32.

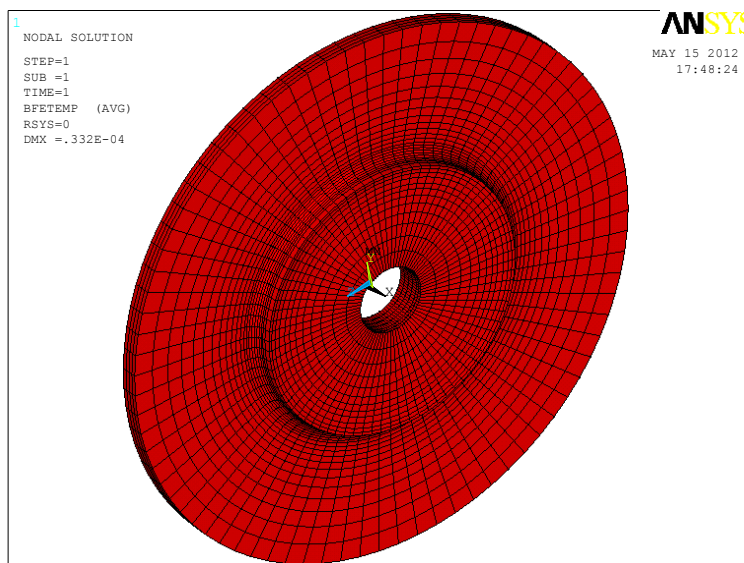


Fig. A.32: mesh *mapped* con BRICK 45 ottenuta per estrusione della mesh di Fig. A.27.

Per quanto riguarda la mesh con SOLID 92 è necessario in primo luogo scegliere la dimensione globale della mesh, tramite il comando:

*Meshing>Size Cntrl>Manual Size>Global>Size*

Per creare una mesh più fitta in corrispondenza del raccordo è sufficiente specificare una dimensione inferiore degli elementi lungo le linee che descrivono l'intaglio con il comando:

*Meshing>Size Cntrl>Lines>Picked Lines*

e quindi una volta selezionate le linee corrispondenti, si indica nella casella *size* la dimensione desiderata. In questo esempio verranno scelte delle dimensioni uguali a quelle che derivano dalle suddivisioni descritte in precedenza per il modello con BRICK 45.

Nella Figura A.33 è riportato l'esempio di una mesh del volume con dimensioni globali degli elementi pari a 0,025 m e dimensioni degli elementi in prossimità del raccordo pari a 0,0016 m (misura corrispondente a 4 suddivisioni della linea L19 mostrata in precedenza per il modello con BRICK 45).

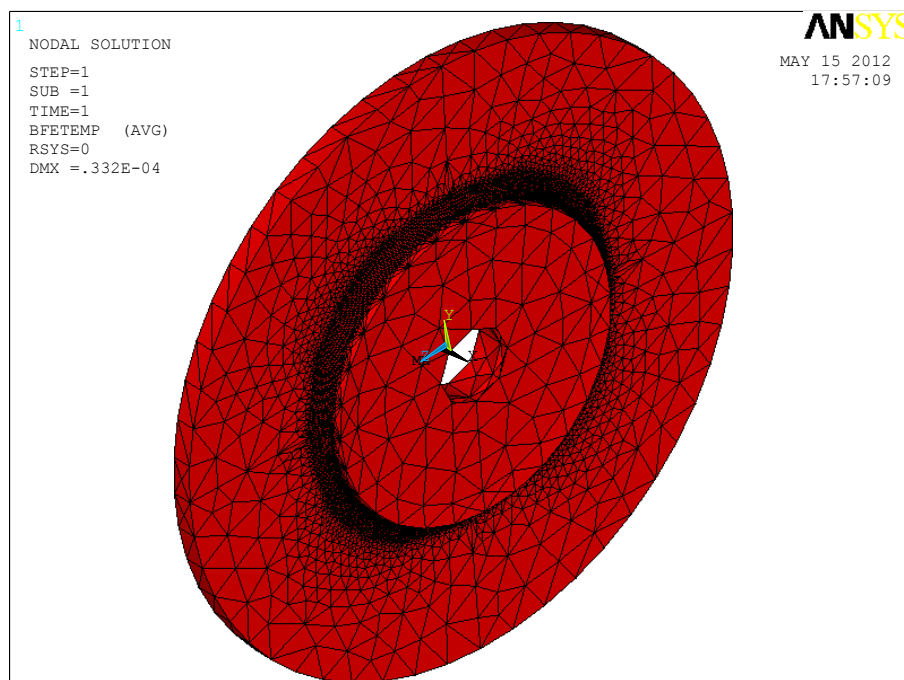


Fig. A.33: mesh *free* con elementi SOLID 92. Si nota l'infittimento in corrispondenza del raccordo del disco.

Analisi della convergenza dei risultati

Per entrambi i vari tipi di modello viene presa come tensione di riferimento la tensione massima  $\sigma_{max}$  (ovvero la tensione principale  $\sigma_1$ ) e se ne studia l'andamento al variare del parametro d'infittimento  $r/a$  (rapporto tra il raggio del raccordo e la dimensione dell'elemento della mesh in corrispondenza del raccordo stesso) che si calcola come:

$$parametro\ d'infittimento = \frac{r}{a} = \frac{r}{\frac{\pi \cdot r}{4 \cdot n}} = \frac{4 \cdot n}{\pi} \quad (A.14)$$

dove  $n$  rappresenta il numero di suddivisioni relative all'arco di cerchio che costituisce metà del raccordo (ovvero la linea L19 mostrata in figura).

Nella Tabella A.11 vengono riportati i risultati ottenuti con gli elementi **BRICK 45** al variare del numero di suddivisioni  $n$  (e quindi della dimensione degli elementi  $a$  e del parametro d'infittimento  $r/a$ ) e i corrispondenti errori percentuali:

			<b>BRICK45</b>	
<b>n</b>	<b>a [mm]</b>	<b>r/a</b>	<b><math>\sigma_{max}</math> [Mpa]</b>	<b>errore %</b>
2	0,0030	2,7	102,0	/
4	0,0016	5,0	119,3	14,5
6	0,0010	8,0	126,3	5,5
8	0,0008	10,0	128,5	1,7
10	0,0006	13,3	129,4	0,7

Tabella A.11: valori della tensione massima ottenuti con mesh con BRICK 45.

Viene riportata anche la Tabella A.12 con i risultati ottenuti con gli elementi SOLID 92; rispetto la tabelle precedente viene riportato il valore della dimensione globale della mesh (*global size*):

			SOLID 92	
global [mm]	a [mm]	r/a	$\sigma_{max}$ [Mpa]	errore %
0,030	0,0030	2,7	121,5	/
0,025	0,0016	5,0	124,2	2,2
0,020	0,0010	8,0	128,4	3,3
0,015	0,0008	10,0	129,3	0,7
0,012	0,0006	13,3	129,5	0,2

Tabella A.11: valori della tensione massima ottenuti con mesh con SOLID 92.

Vengono riportati nelle Figure A.34 e A.35 l'andamento della tensione massima principale lungo il raccordo del disco ottenuto rispettivamente con la mesh finale di BRICK 45 e di SOLID 92. Si nota che il path si estende per 0,01256 m, pari alla lunghezza di un quarto della circonferenza che costituisce il raccordo.

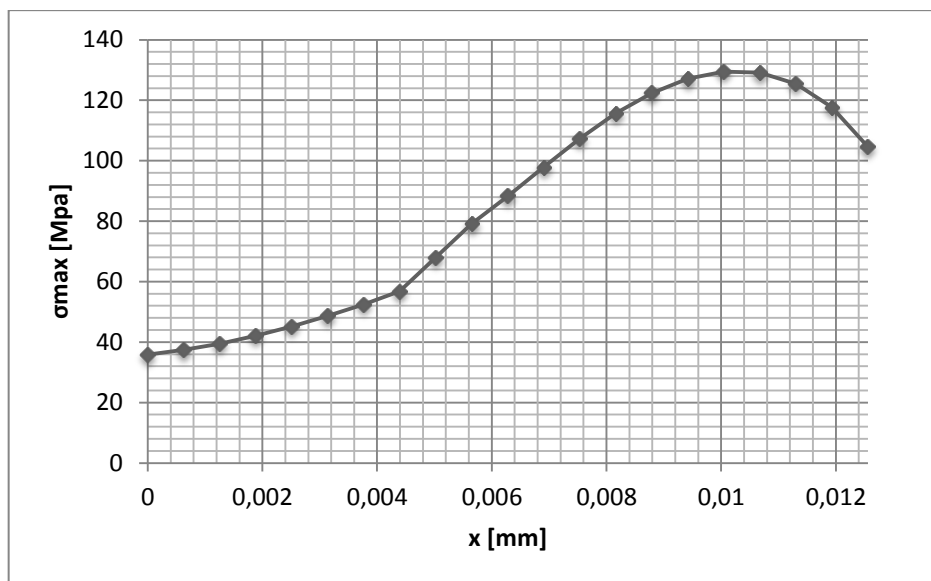


Fig. A.34: andamento della tensione massima lungo il raccordo del disco, ottenuto con la mesh realizzata con gli elementi BRICK 45.

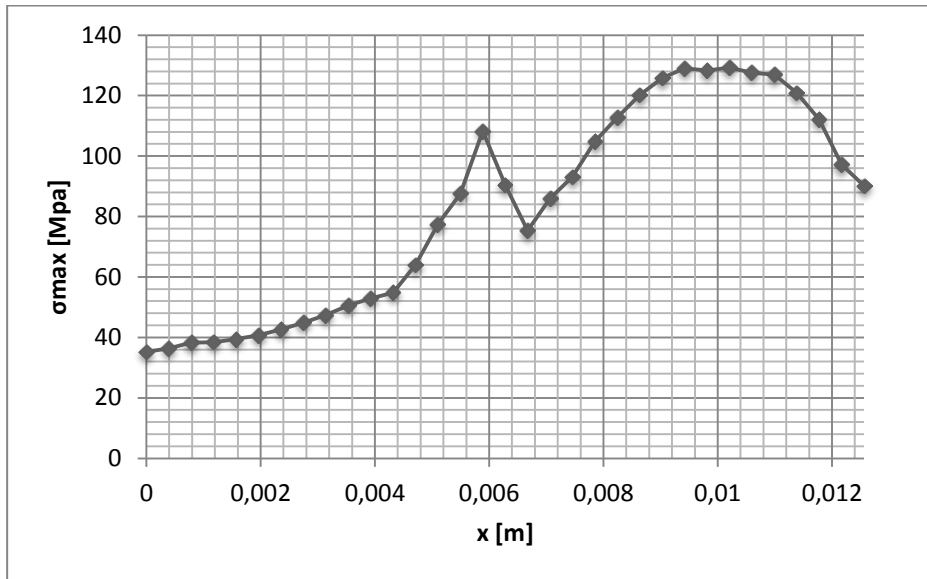


Fig. A.35: andamento della tensione massima lungo il raccordo del disco, ottenuto con la mesh realizzata con gli elementi SOLID92.

Per chiarezza l'origine degli assi coincide con il punto del raccordo distante  $r_m$  dall'asse di rotazione, come mostrato in Figura A.35. Si nota un differente andamento in corrispondenza della metà del percorso del raccordo.

#### A.4.2 Confronto fra i diversi tipi di modello

Anche per il disco raccordato con spessore variabile vengono riportati in Tabella A.12 e nel grafico di Fig. A.30 i risultati ottenuti con le due tipologie di elementi tridimensionali utilizzati per modellare il disco.

		BRICK45	SOLID 92
a [mm]	r/a	$\sigma_{max}$ [Mpa]	$\sigma_{max}$ [Mpa]
0,0030	2,7	102,0	121,5
0,0016	5,0	119,3	124,2
0,0010	8,0	126,3	128,4
0,0008	10,0	128,5	129,3
0,0006	13,3	129,4	129,5

Tabella A.12: tabella contenente tutti i risultati numerici della tensione massima sul raccordo del disco ottenuti con le modellazioni tridimensionali.

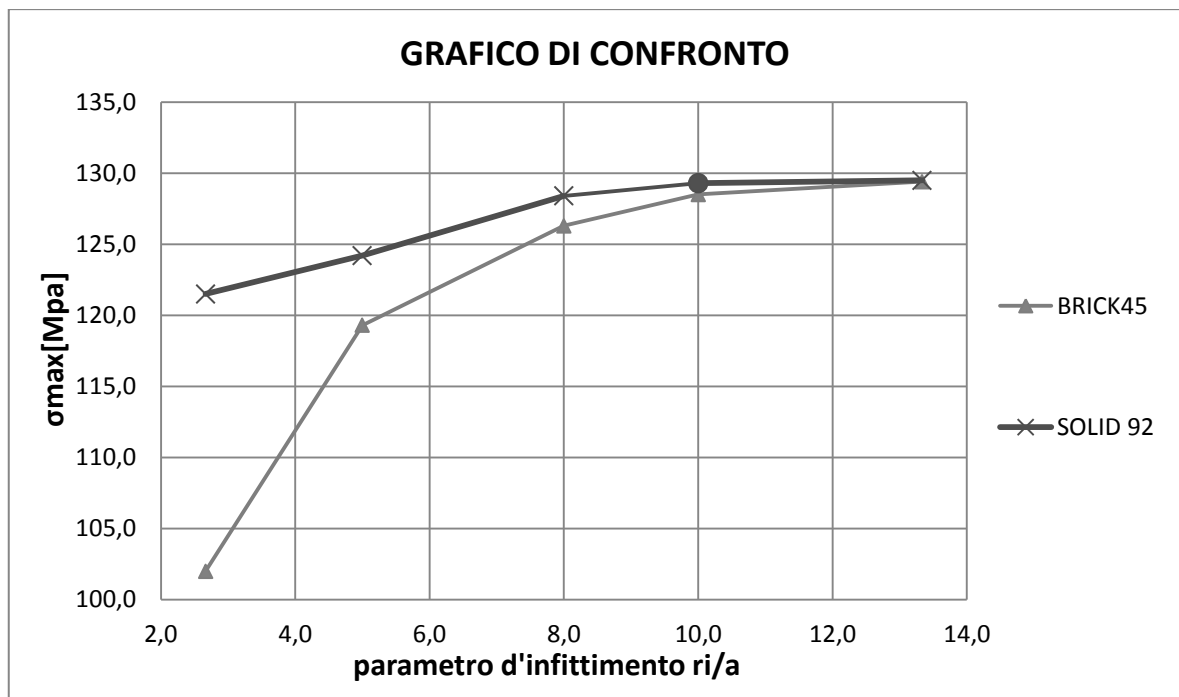


Fig. A.30: grafico che mostra la convergenza al risultato per i due modelli tridimensionali adottati per il disco a sezione variabile raccordato.

Si conclude affermando che i modelli convergono a valori molto compatibili tra loro, ma in questo caso la mesh con SOLID 92 converge molto più velocemente alla soluzione rispetto a quella con BRICK 45.

## **A.5 Conclusioni**

In questo capitolo si è voluto analizzare lo stato tensionale di diverse geometrie di dischi soggette a sola forza centrifuga, sia tramite un modello analitico sia tramite un modello agli elementi finiti utilizzando il codice di calcolo Ansys® (versione 11.0).

Sia per il disco semplice (paragrafo A.2) e per il disco a sezione variabile (paragrafo A.3) si è osservata una buona compatibilità tra i risultati numerici (ottenuti con modelli 2D e 3D implementati nel software) e i risultati analitici.

Per il disco a sezione variabile raccordato (paragrafo A.4) ci si è limitati solamente ad un calcolo agli elementi finiti del picco di tensione lineare elastico in corrispondenza del raccordo, utilizzando modelli tridimensionali.

In tutte le analisi agli elementi finiti effettuate si è osservato che il risultato finale ottenuto risulta essere influenzato dal tipo di elementi utilizzati nel modello e ancor di più dalla “bontà” della mesh che viene realizzata con gli elementi stessi.

## APPENDICE B

# FATICA E TENSOCORROSIONE NELLE PALETTE DELLE TURBINE A VAPORE

### B.1 Introduzione

L'erosione dovuta alla corrosione combinata alle sollecitazioni a fatica presenti durante l'esercizio, si è visto siano causa di rotture e danneggiamenti della palettatura generalmente negli stadi di bassa pressione delle turbine a vapore di piccola-media taglia. In questo studio [2] si sono svolte diverse prove per far luce sull'influenza di questi fattori sulla resistenza a fatica delle pale.

Si è trovato, così come in altre relazioni, che il comportamento a fatica in aria degli acciai più comuni usati nella costruzione delle pale può essere sintetizzato in semplici diagrammi che usano la tensione di rottura come base di comparazione. Tuttavia le prove a fatica in presenza di vapore hanno presentato una riduzione del 25 % della resistenza a fatica a  $10^8$  cicli rispetto alle prove in aria.

L'erosione da corrosione può risultare da un inadeguato controllo metallurgico durante la produzione (mancato controllo sulla presenza di delta-ferrite e sulla temperatura di tempra), da un inadeguato controllo chimico del vapore durante l'esercizio o dalla formazione di tasche dove può stagnare il vapore durante l'esercizio o il fermo macchina. In certi casi di quelli sopra elencati si può arrivare ad una riduzione anche maggiore del 75 % della resistenza a fatica a  $10^8$  cicli.

Nello studio vengono presi in esame gli acciai inossidabili martensitici più comuni nella costruzione delle palette per turbine a vapore (0,1÷0,2 % C, 12 % Cr, vedi Tabella B.1).

La presente relazione riporta i principali problemi in esercizio causati dall'ambiente di lavoro e i risultati ottenuti per i casi di fatica convenzionale e fatica con corrosione



per questa tipologia di acciai. Infine, vengono riportati i risultati che illustrano il modo in cui variazioni della geometria possono aumentare le ostilità di un ambiente costituito da vapore in buone condizioni di pulizia.

% C	% Cr	% Mo	% Ni	% V	% Ni	T tempra/ rinvenerimento [°C]	$\sigma_s$ [Mpa] (minimo)	$\sigma_r$ [Mpa] (range)
0,1	12	-	-	-	-	1000/700	340	540/700
0,3	12	-	-	-	-	1000/700	490	690/850
0,1	12	0,6	-	-	-	1000/700	465	620/770
0,1	12	1,5	2,5	0,2	0,2	1000/650	770	950/1080
0,1	12	1,5	2,5	0,2	0,2	1000/650	880	1030/1190

Tabella B.1: acciai più comuni per la costruzione delle palette delle turbine a vapore.

### Caso storico

Si è ispezionata una macchina da 15 MW dopo sole 20000 h di funzionamento e si è rilevata un'intensa corrosione sia sul bendaggio che sulle palette statoriche negli stadi prossimi al condensatore. Si sono osservate inoltre delle fratture e dell'intenso *pitting* (cavità generate dall'erosione da corrosione) di queste pale (Fig. B.1).

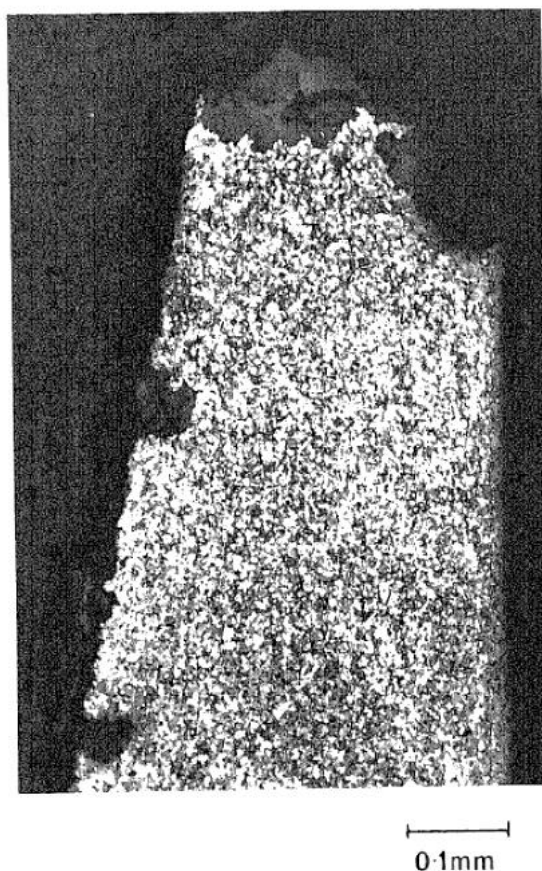


Fig. B.1: *pitting* nelle palette statoriche a reazione (0,1 % di C e 12 % di Cr) [2].

Le palette sono state successivamente sostituite e si è effettuato poi durante il funzionamento un controllo più dettagliato del vapore e dell'acqua del ciclo. Sebbene depositi silicei hanno continuato a formarsi, l'erosione da corrosione (*pitting corrosion*) è stata eliminata e non si sono più verificate fratture, anche dopo 40000 h di funzionamento.

Si vuole già evidenziare l'importanza di un accurato controllo del vapore di processo e inoltre come l'attuazione di particolari attenzioni per smorzare le vibrazioni delle palette (bendaggi, fili, ecc..) abbiano portato ad una maggiore durata delle palette.

## B.2 Influenza della temperatura di tempra sulla resistenza a fatica

Dalla Tabella B.1 si nota come in certi casi vengano aggiunti elementi alliganti, quali Mo, Ni e V, per conferire resistenza e tenacità all'acciaio (e anche resistenza alla corrosione). Tale aggiunta è giustificata dal fatto che non è possibile utilizzare l'alta resistenza ottenibile negli acciai con il 12 % Cr grazie alla tempra e rinvenimento, poiché tali trattamenti termici comportano una bassa tenacità e una maggiore suscettibilità alla fatica abbinata alla tensocorrosione (Fig. 1). Inoltre viene eseguito un controllo per limitare la presenza di azoto e l'esatta composizione viene bilanciata in ogni classe di acciaio per minimizzare la formazione di delta ferrite (incrementa la suscettibilità alla tensocorrosione).

In Fig. B.2 si nota infatti una notevole riduzione della vita del materiale per temperature di tempra comprese tra i 400 e i 600 °C, soprattutto per gli acciai con quantità di carbonio maggiore dello 0,2 %.

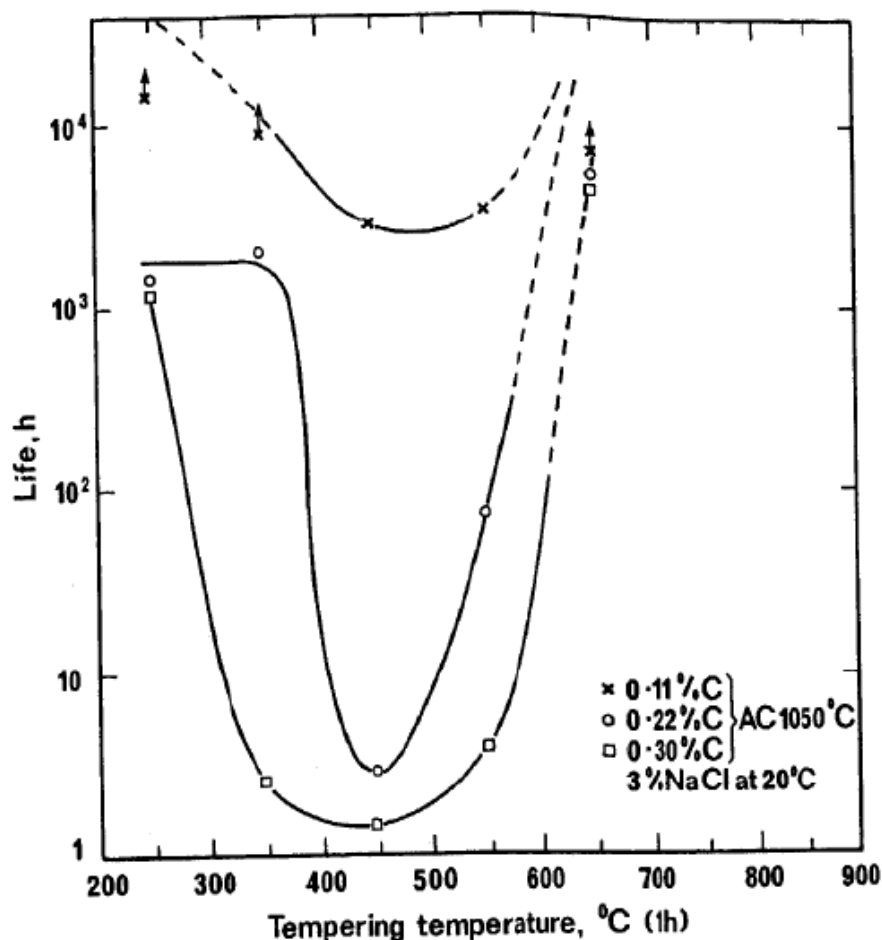


Fig. B.2: andamento delle vita in presenza di tensocorrosione (*stress corrosion cracking*) dell'acciaio con il 12 % di Cr al variare della temperatura di tempra [2].

In Fig. B.3 inoltre si può osservare come un materiale inizialmente con proprietà meccaniche elevate e temprato con una temperatura pari a  $530\div 550\text{ }^{\circ}\text{C}$  (cerchio vuoto come simbolo in figura), abbia una resistenza a fatica inferiore rispetto ad un acciaio meno resistente (quadrato nero come simbolo) ma temprato ad una temperatura superiore ai  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La prova in esame è stata eseguita con tensione alternata in aria con il 3 % di NaCl a  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  e con una tensione media pari a  $245\text{ MPa}$  ( $25\text{ Hz}$ ).

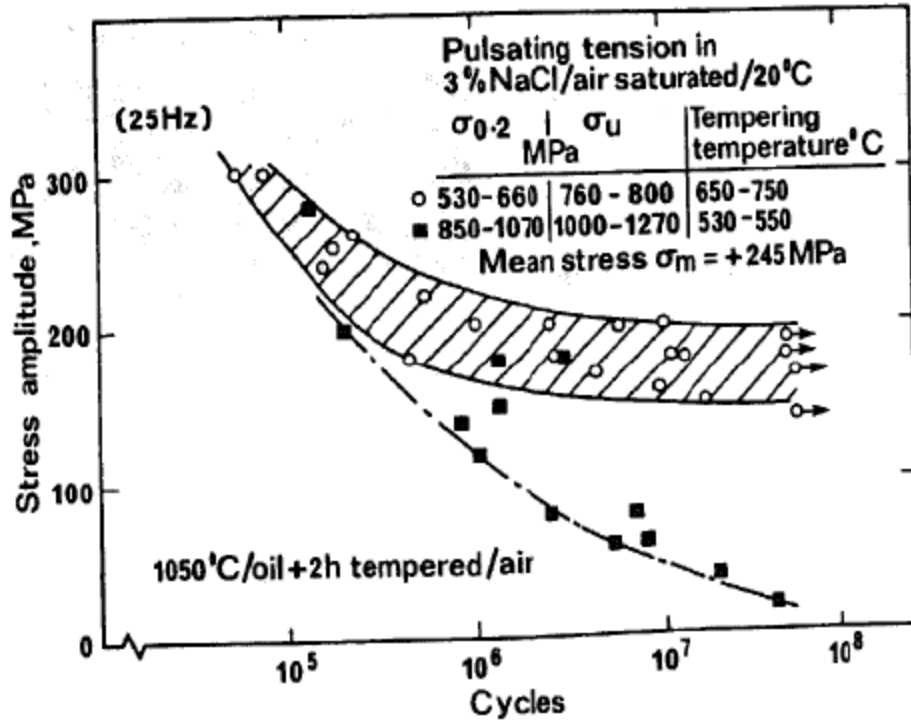
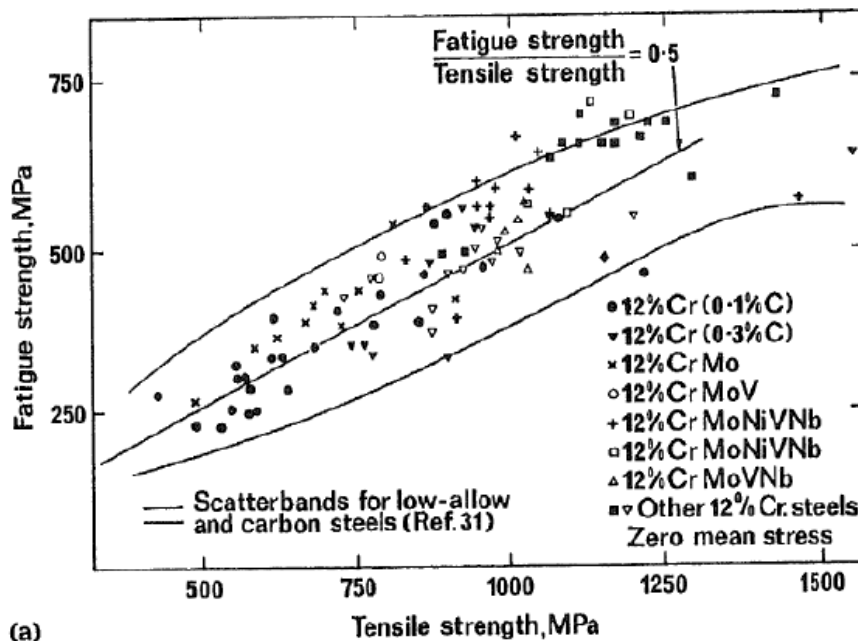


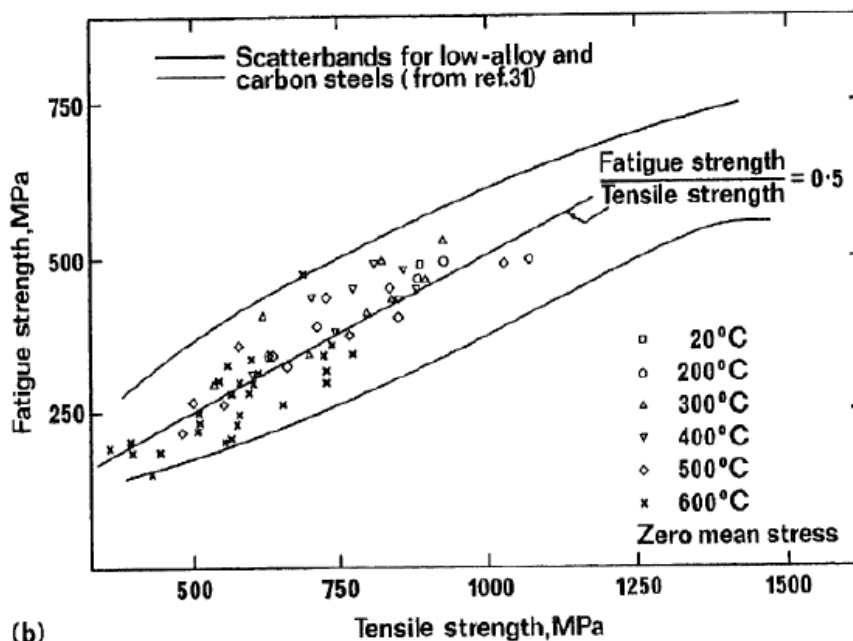
Fig. B.3: influenza della temperatura di tempra sulla resistenza a fatica di acciai con il 12 % di Cr [2].

### B.3 Comportamento a fatica in aria

Dai risultati ottenuti con le prove a fatica si è mostrato come con una tensione media di prova nulla, la resistenza a fatica di una barra liscia di un acciaio con il 12 % di Cr risulta essere pari alla metà del tensione di rottura del materiale in esame (sia con prova a flessione rotante che trazione/compressione). Tale rapporto risulta essere circa costante al variare della tensione di rottura del materiale (tramite la variazione di composizione e di trattamenti termici eseguiti, Fig. B.4-a) e della temperatura di prova (Fig. B.4-b).



(a)



(b)

Fig. B.4: effetto della temperatura sulle proprietà a fatica di un provino liscio con il 12 % di Cr, a temperatura ambiente (a) e a elevate temperature (b) [2].

L'effetto invece della presenza di una tensione media principale diversa da zero, viene descritta adeguatamente dalle parabole di Gerber (Fig. B.5) che legano la tensione media della sollecitazione presente all'ampiezza di tensione alternata che porta a rottura il provino. Viene descritto nel diagramma l'effetto della presenza di un eventuale intaglio tramite il coefficiente di concentrazione delle tensioni  $K_t$ . Per descrivere la combinazione di tensione media, della concentrazione delle tensioni e della tensione alternata vengono eseguite delle prove in aria in certi campioni di acciaio (0,1 % C e 12 % Cr) a 70-150 Hz.

I risultati sono in buona corrispondenza della parabola di Gerber in regime elastico (parte a sinistra della retta tratteggiata), mentre quando si verifica plasticizzazione, l'effetto della concentrazione delle tensioni non è più ben descritto, e la resistenza a fatica è sopra la parabola di Gerber.

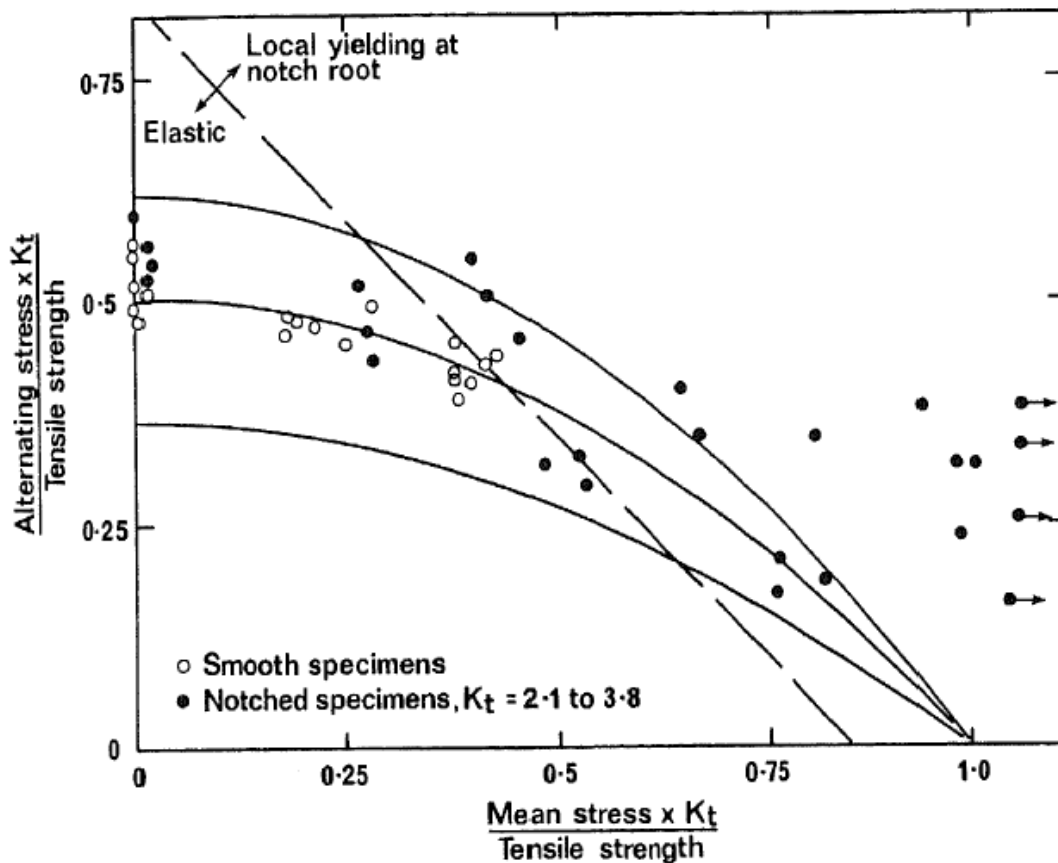


Fig. B.5: effetto della tensione media e degli intagli nella resistenza fatica di un acciaio con il 12 % di Cr e 0,1 % di C a 20 °C [2].

## B.4 Comportamento a fatica in ambiente corrosivo

### B.4.1 Effetto della presenza di vapore sulla resistenza a fatica

Per valutare l'effetto della presenza di vapore durante l'esercizio sulla resistenza a fatica si sono svolte diverse prove a flessione rotante in presenza di vapore condensante su diversi campioni di acciai (tutti con lo 0,1% C e 12% Cr). La prova si è svolta con provini lisci e con una rotazione di 85 Hz in un ambiente deossigenato di vapore condensante ottenuto da acqua deionizzata (90 °C). Si è trovato che la presenza del vapore riduce il limite di fatica in entità eguali per tutti gli acciai testati (Fig. B.6).

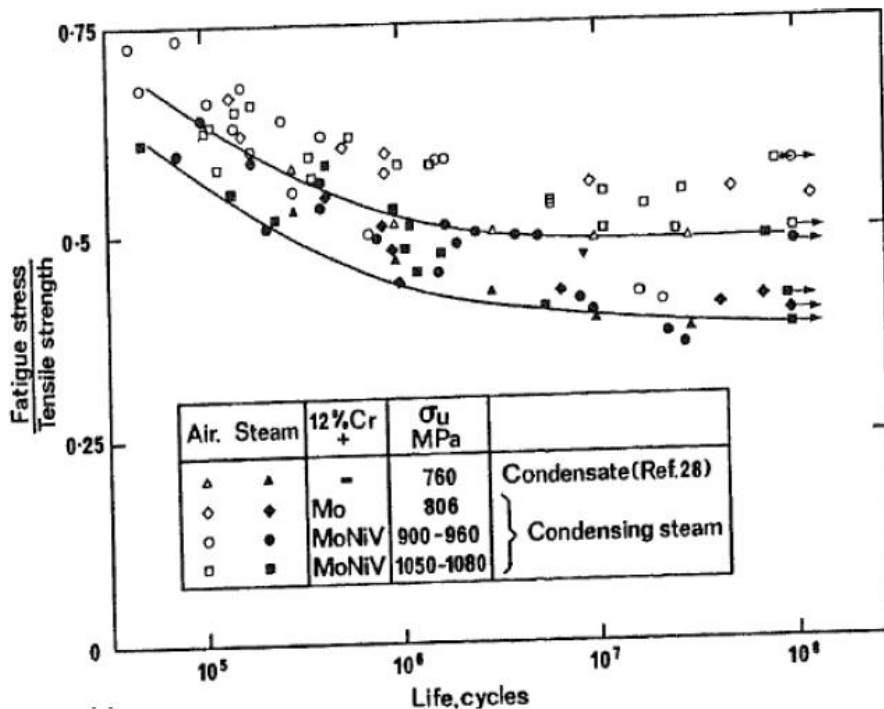


Fig. B.6: comportamento a fatica in aria e in presenza di vapore per provini in acciaio con il 12 % di Cr sottoposti a flessione rotante [2].

L'entità della riduzione del limite di fatica ottenuto in presenza di vapore aumenta all'aumentare del numero di cicli per portare a rottura il provino (diametro di 7,5 mm, Fig. B.7). Un ambiente con la presenza di vapore "pulito" comporta una riduzione di circa il 25 % del limite di fatica (flessione rotante) a  $10^8$  cicli per indurre rottura.

Una riduzione ancor più elevata del limite di fatica a flessione rotante è stata ottenuta in un ambiente più aggressivo, specialmente quelli conosciuti che causano erosione da corrosione (come ad esempio soluzioni contenenti cloruri, la presenza di ossigeno e di PH bassi, Fig. B.7). In queste circostanze si è verificata una riduzione

del 75 % della resistenza a fatica a  $10^8$  cicli per portare a frattura a flessione rotante. Questi effetti chimici sono comprensivamente sintetizzati in Fig. B.8, che dimostra l'effetto dannoso dell'incremento del contenuto di cloruro o ossigeno e della diminuzione del PH sulla resistenza a fatica di una acciaio (0,20 % di C e 12 % di Cr).

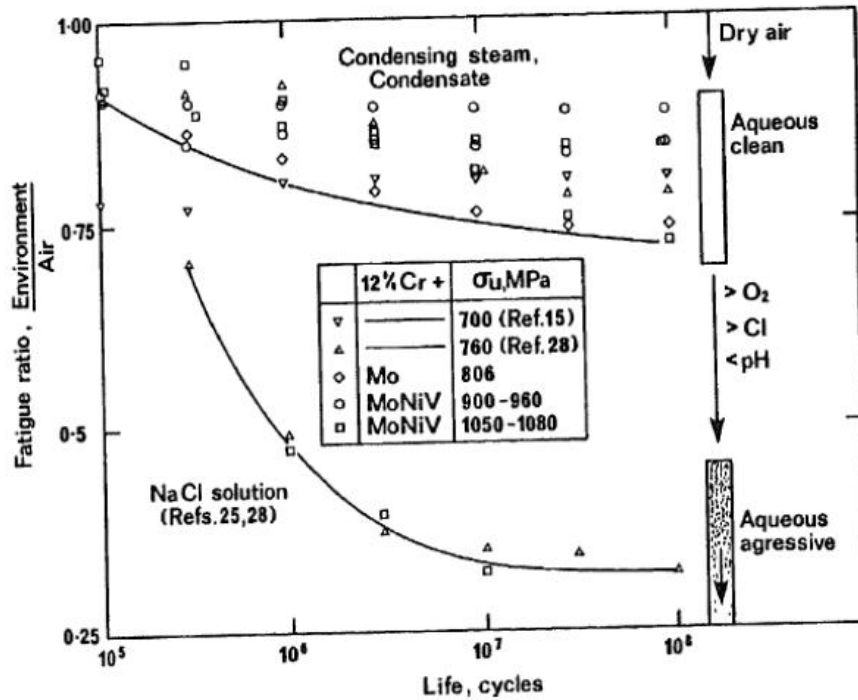


Fig. B.7: riduzione della resistenza a fatica in vari ambienti per acciai con 12% di Cr.

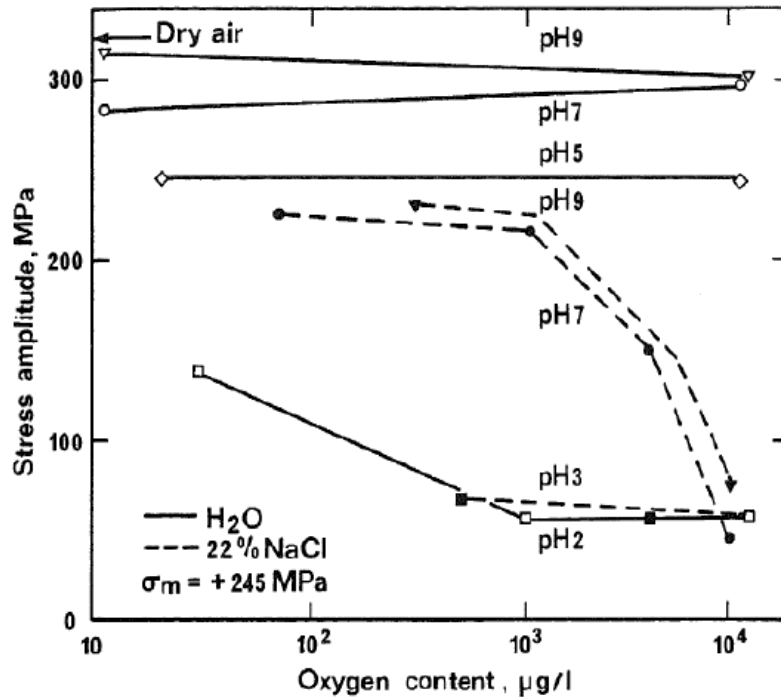


Fig. B.8: influenza della presenza di cloruro di sodio, ossigeno e pH sulla resistenza a fatica dell'acciaio X20Cr12 [2].



### B.4.2 Effetto della presenza di intagli e di condizioni di flusso locali sulla resistenza a fatica

In esercizio l'ostilità dell'ambiente è definito oltre che dalla composizione chimica del vapore anche dalla presenza di variazioni geometriche e da condizioni locali di flusso. Per valutare questi effetti vengono testati una serie di provini intagliati (piastra con 25 mm di spessore e intaglio di 2,4 mm di raggio) di acciaio 12%CrNiMoV con le stesse condizioni (di tensione e di vapore) e frequenze del provino liscio in vapore controllato sottoposto a flessione rotante.

I risultati ottenuti con i provini intagliati comportano un'elevata riduzione della resistenza a fatica rispetto a quelli ottenuti con provini lisci nello stesso ambiente. Inoltre si può osservare (Fig. B.9) come la presenza di una variazione geometrica provoca un abbassamento della resistenza a fatica simile a quella ottenuta con un provino liscio in ambiente corrosivo (riduzione del 75 % della resistenza a fatica).

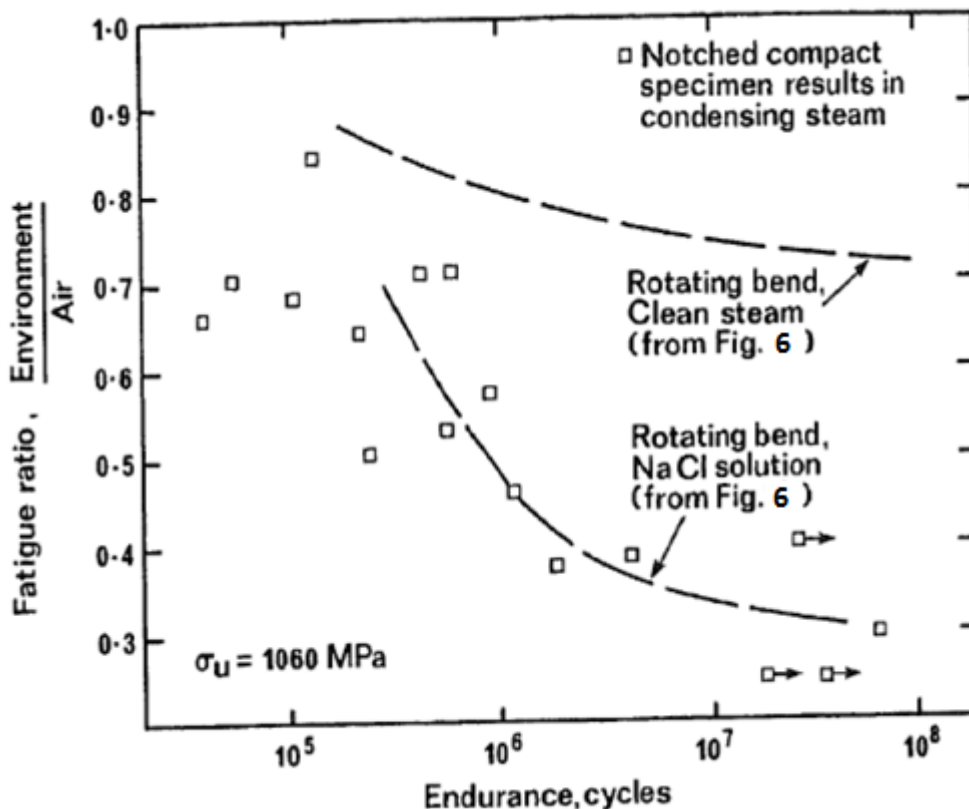


Fig. B.9: effetto della presenza di un intaglio sulla resistenza a fatica in presenza di vapore pulito per un acciaio 12%CrNiMoV [2].

Una metallografia dettagliata e una scansione al microscopio mostra che mentre non vi era erosione da corrosione nei provini lisci in presenza di vapore in una prova flessione rotante, dell'erosione si è verificata in corrispondenza dell'intaglio sul provino

intagliato e che inoltre, la cricca da fatica parte proprio da questa singolarità. Ciò è dovuto ad un effetto di stagnazione e raccolta di vapore in tali cavità, in dipendenza dell'orientazione della superficie in cui si trova, in quanto la forza centrifuga può scongiurare tale raccolta di vapore. Queste condizioni di stagnazione sembrano essere sufficientemente aggressive da causare erosione da corrosione nel provino in esame (piastra intagliata), mentre nel provino liscio la forza centrifuga dovuta alla flessione rotante evitava queste situazioni con conseguente mancanza di erosione.

E' chiaro dunque come la geometria locale e le condizioni di flusso possono combinarsi per incrementare l'ostilità dell'ambiente con presenza di vapore con buon grado di pulizia.

## B.5 Conclusioni

L'esperienza mostra che tutto il range di acciai inossidabili martensitici con il 12 % Cr che va dallo 0,1 % allo 0,2 % di carbonio si comporta coerentemente in fatica, quando convenzionalmente temprato e rinvenuto (ovvero il rapporto tra il limite di fatica e la tensione di rottura risulta sempre essere pari a 0,5; vedi Fig. B.4); ciò si ottiene anche quando viene modificata la resistenza a rottura variando gli elementi alliganti e la temperatura di tempra degli acciai.

Si è trovato che la presenza di vapore in buone condizioni di pulizia comporta una riduzione del 25 % del limite di fatica a  $10^8$  cicli.

Tuttavia una riduzione più elevata della resistenza a fatica può verificarsi se:

- i controlli metallografici risultano inadeguati per minimizzare la formazione della ferrite delta e per garantire una corretta tempra;
- i controlli chimici sul vapore condensante è inadeguato per minimizzare la presenza del cloruro e dell'ossigeno e tenere il pH a 7 o anche più.
- i controlli nella progettazione sono inadeguati per prevenire la stagnazione di vapore nelle regioni molto sollecitate.

Tutte questi fattori aumentano la formazione di erosione da corrosione (*pitting*), e in genere la formazione di cricche da fatica è facilitata e la resistenza a fatica si riduce, tipicamente anche del 75 % rispetto la resistenza a fatica in aria a  $10^8$  cicli.

Da tale esperienza si è visto che le rotture causate da corrosione-fatica abbinata ad erosione si sono verificate in quelle turbine dove la composizione chimica del vapore non è stata adeguatamente controllata e dove le condizioni locali di flusso e geometriche hanno portato alla stagnazione di vapore condensato durante il funzionamento e l'arresto della macchina.

E' chiaro che per prevenire la rottura delle palette di acciaio con il 12 % di Cr durante il funzionamento, deve essere mantenuto un certo grado di controllo nella progettazione, in particolare per gli sforzi in gioco, la produzione metallurgica e le operazione di controllo dell'ambiente in cui lavorano le turbine (qualità del vapore).

## **APPENDICE C**

# **PROVINI PER LA VALUTAZIONE SPERIMENTALE DELLA RESISTENZA STATICA DI PIOLI RIBADITI**

### **C.1 Introduzione**

In questa appendice vengono riportati i 14 provini che sono stati testati per la valutazione della resistenza statica dei piolini ribaditi. Sono stati provati due diverse tipologie di provini, ognuna delle quali è stata realizzata da due operatori diversi. Si valuterà per ciascuno solamente la forza massima di rottura che è stata sopportata.

## C.2 Report dei provini testati

- Prova n° 1

Provino n° 2	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 12,83$ kN

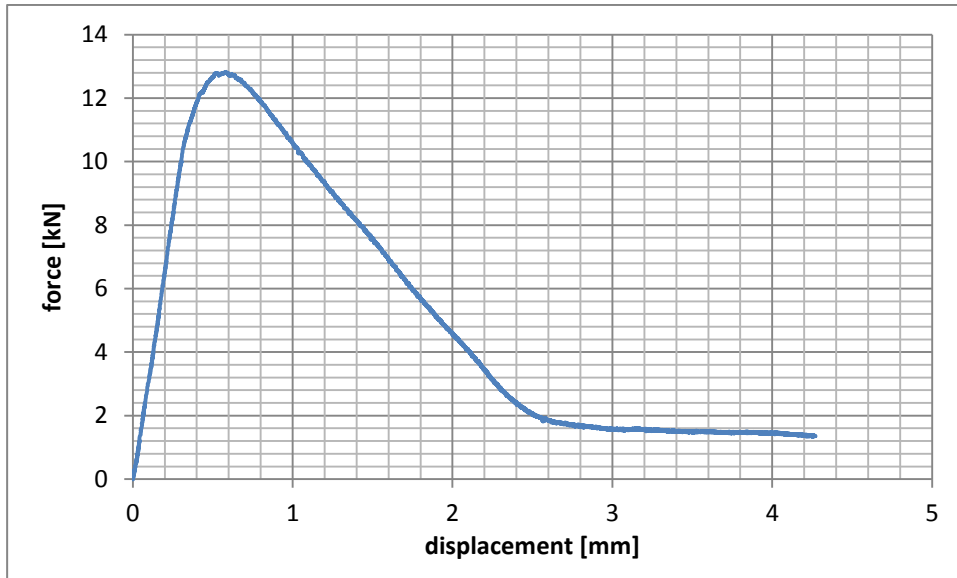


Fig. C.1: diagramma forza-spostamento relativo al 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

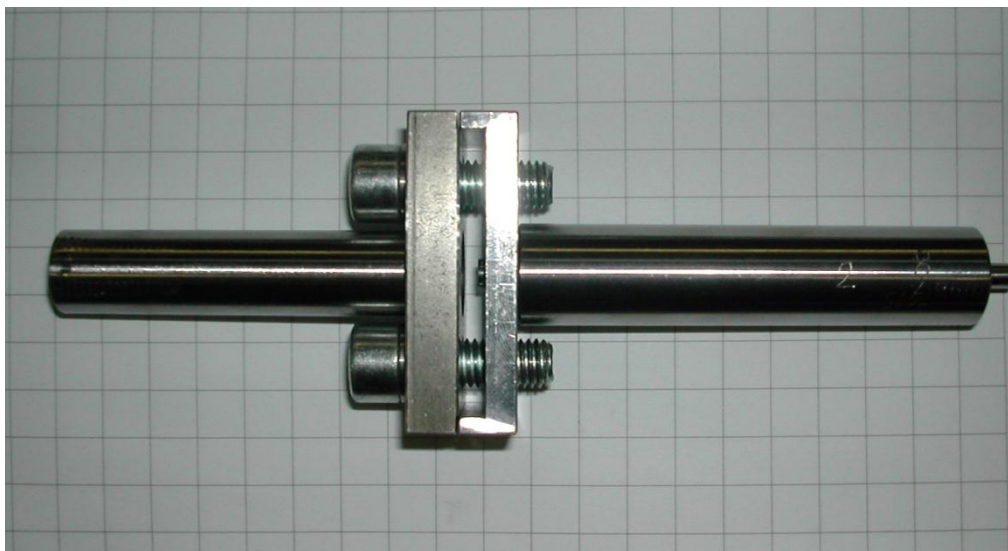


Fig. C.2: foto del 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

- Prova n° 2

Provino n° 3	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 12,68$ kN

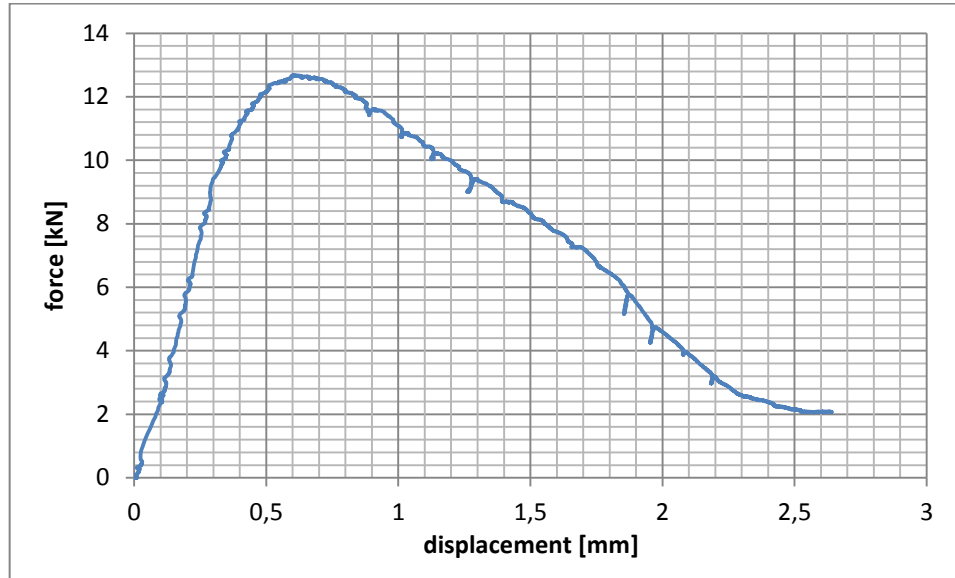


Fig. C.3: diagramma forza-spostamento relativo al 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

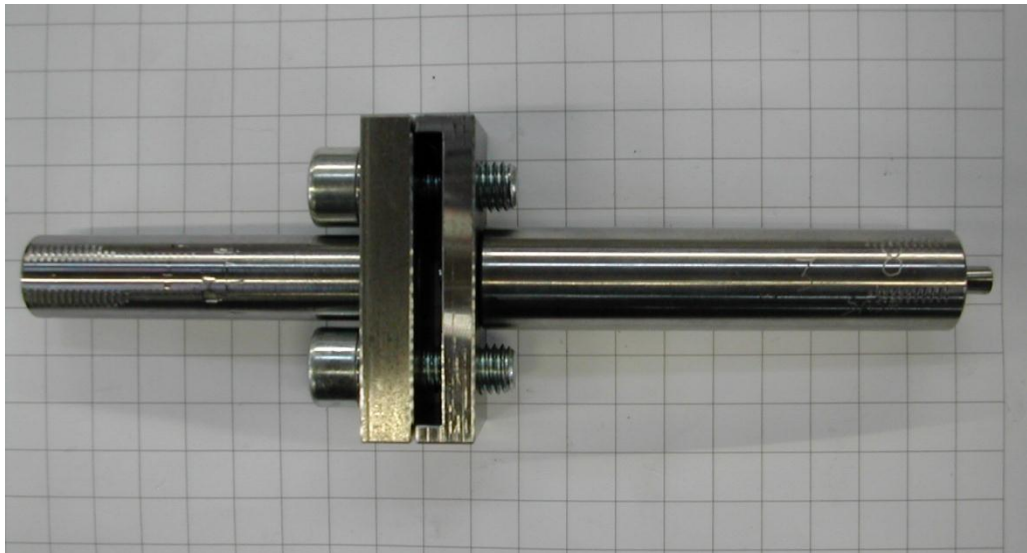


Fig. C.4: foto del 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

- Prova n° 3

Provino n° 4	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 13,53$ kN

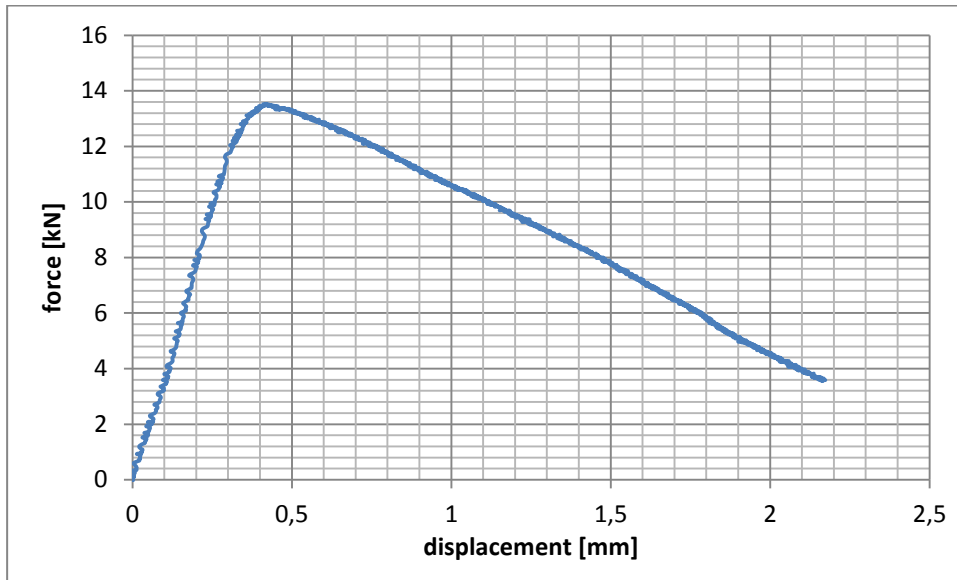


Fig. C.5: diagramma forza-spostamento relativa al 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

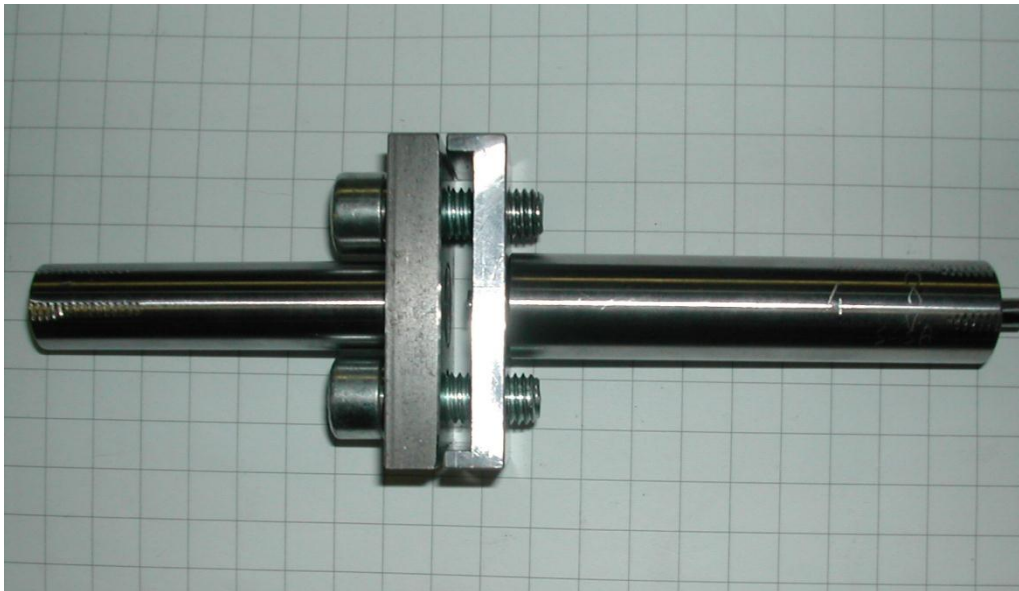


Fig. C.6: foto del 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore A.

- Prova n° 4

Provino n° 2	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 14,75$ kN

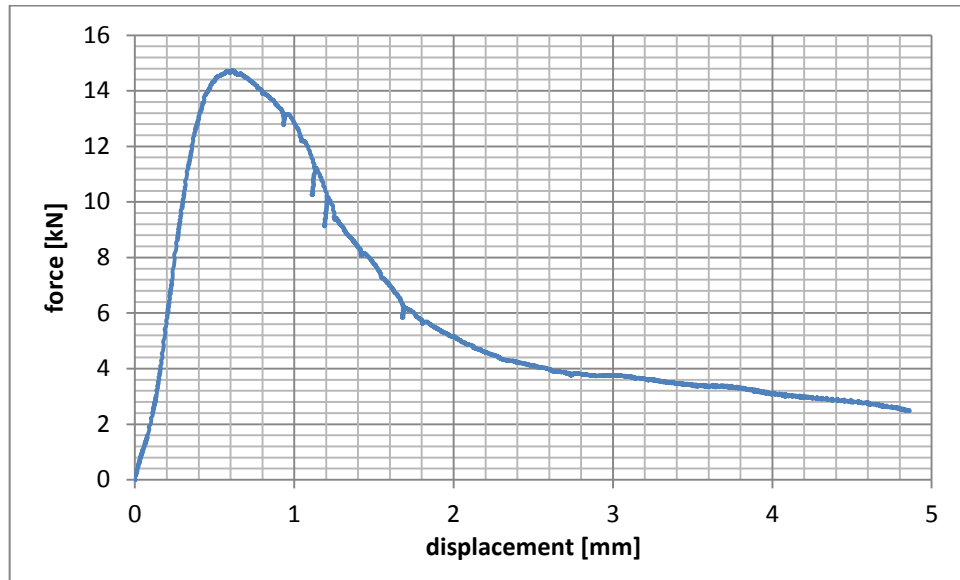


Fig. C.7: diagramma forza-spostamento relativo al 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.

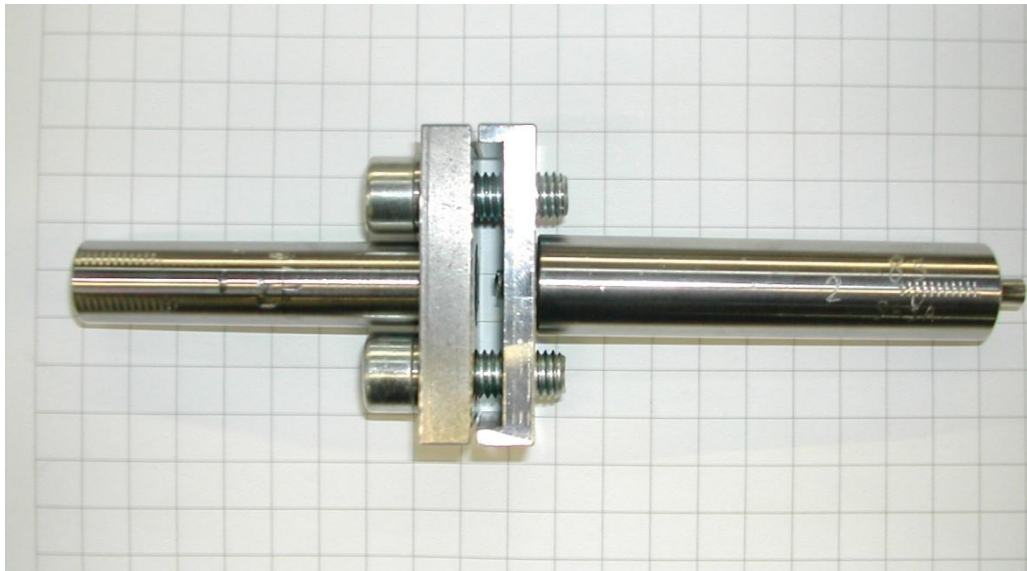


Fig. C.8: foto del 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.



• Prova n° 5

Provino n° 3	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 14,03\text{kN}$

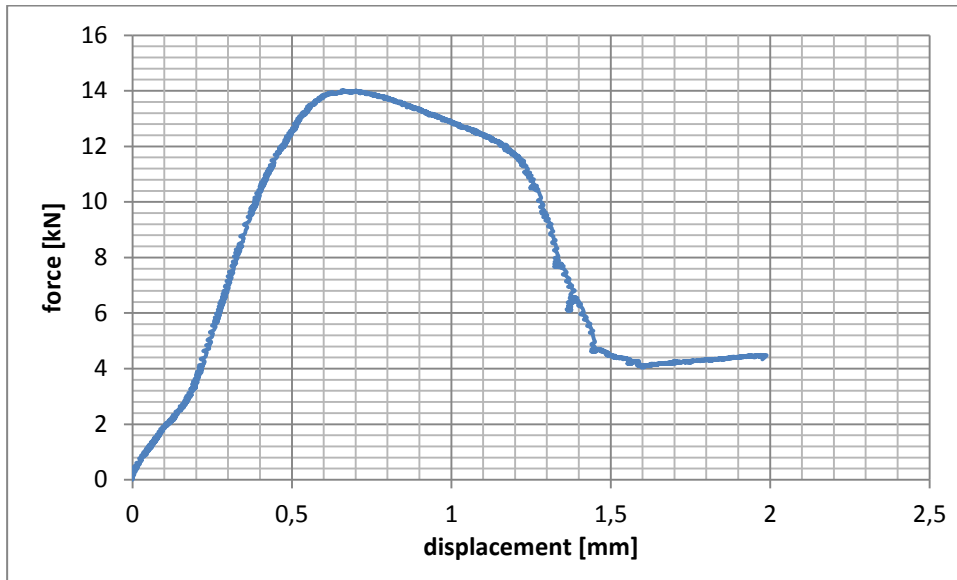


Fig. C.9: diagramma forza-spostamento relativo al 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.

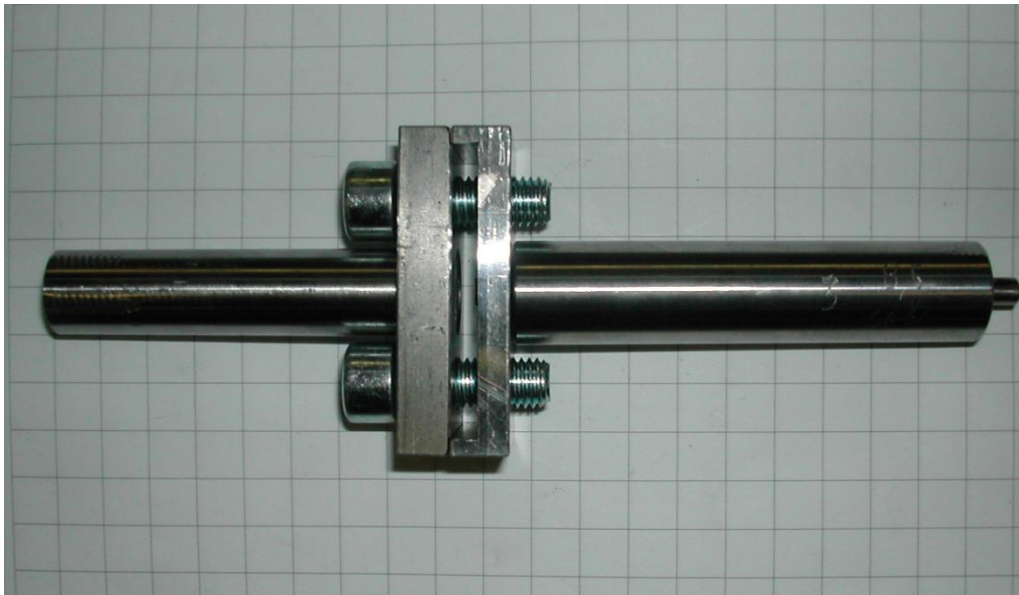


Fig. C.10: foto del 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.

- Prova n° 6

Provino n° 4	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore A	Forza massima $F_m = 13,79$ kN

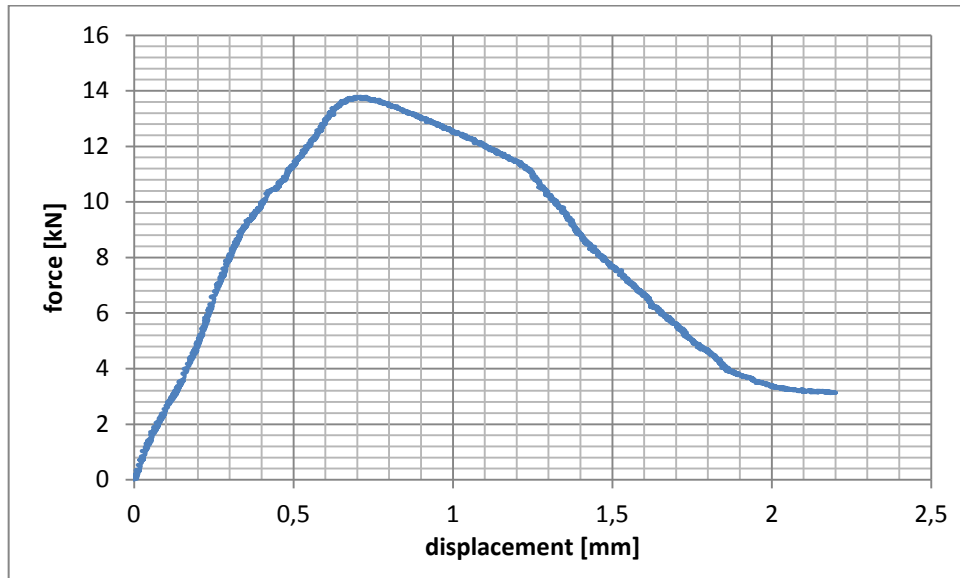


Fig. C.11: diagramma forza-spostamento relativo al 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.

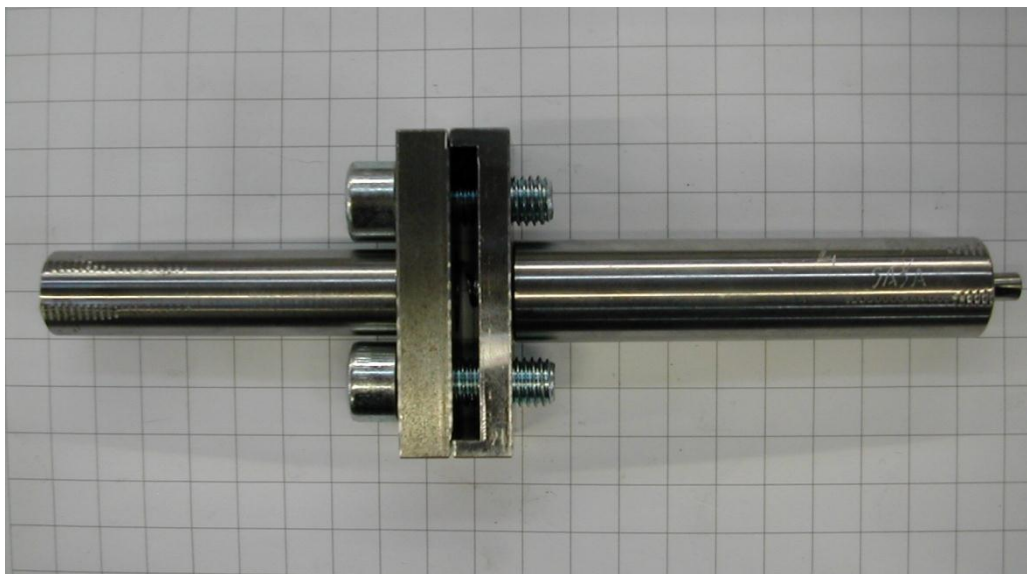


Fig. C.12: foto del 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore A.

• Prova n° 7

Provino n° 2	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 12,07$ kN

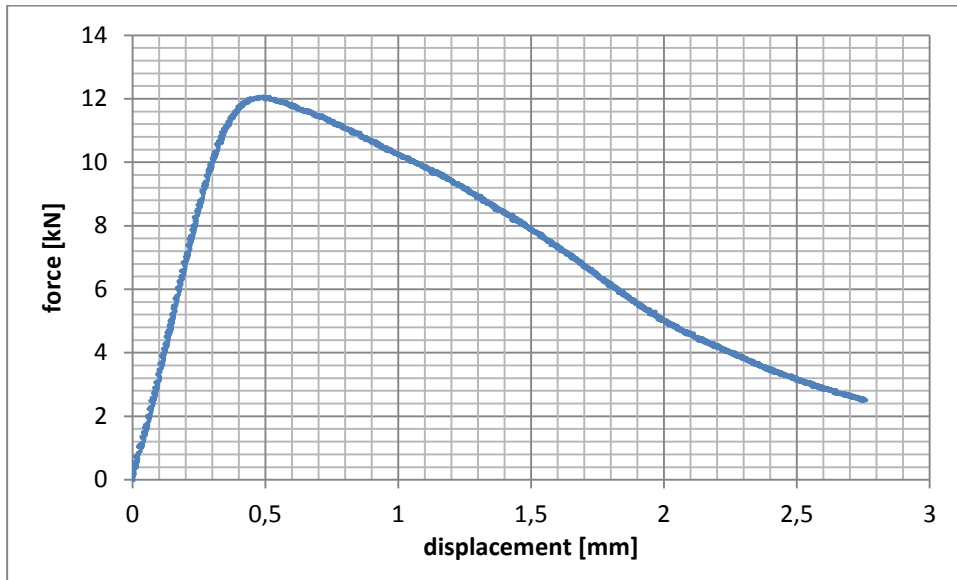


Fig. C.13: diagramma forza-spostamento relativo al 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

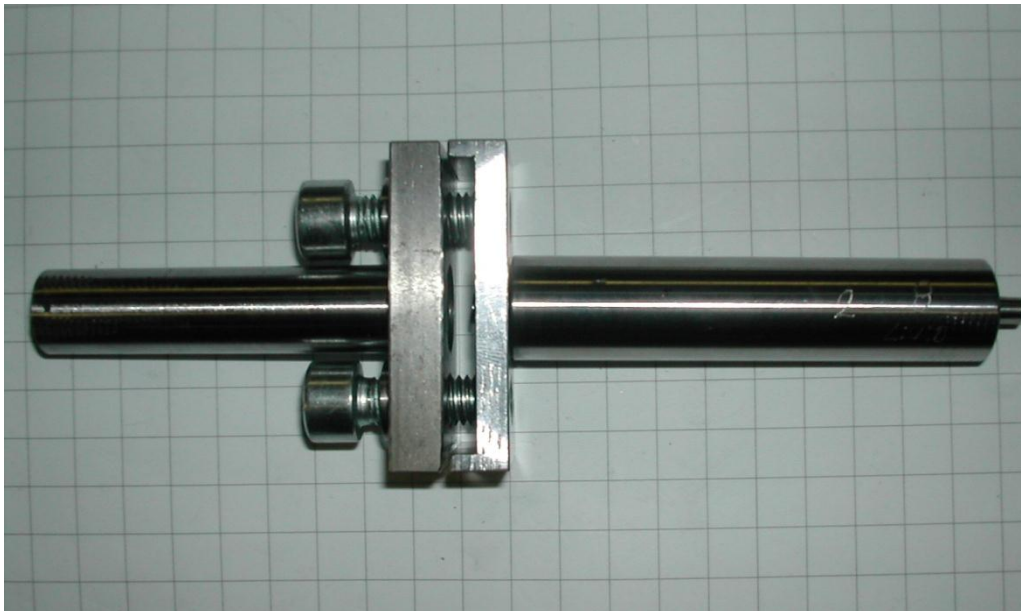


Fig. C.14: foto del 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

- Prova n° 8

Provino n° 3	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 13,17$ kN

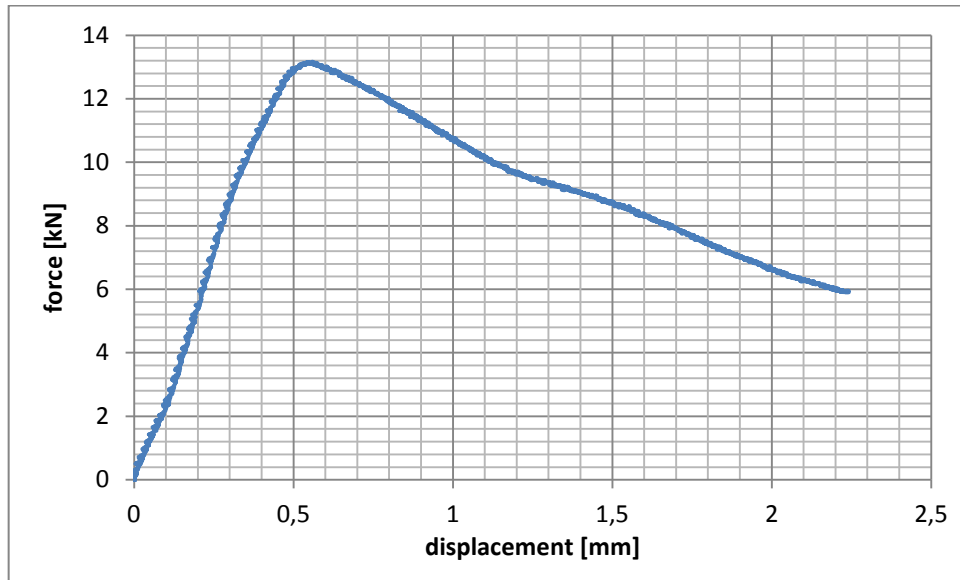


Fig. C.15: diagramma forza-spostamento relativo al 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

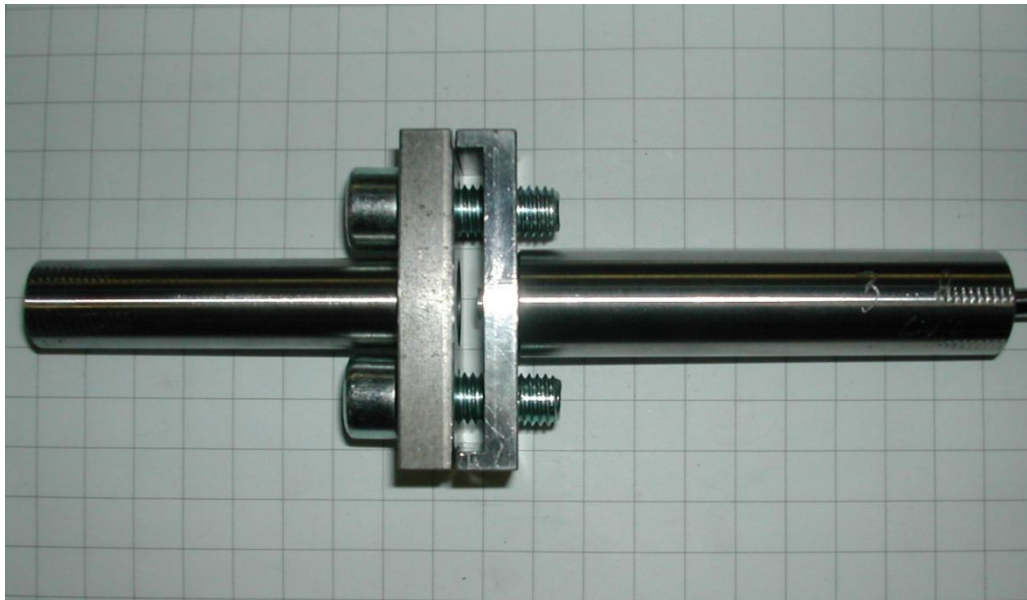


Fig. C.16: foto del 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

• Prova n° 9

Provino n° 4	Altezza iniziale del perno: 8 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 12,44$ kN

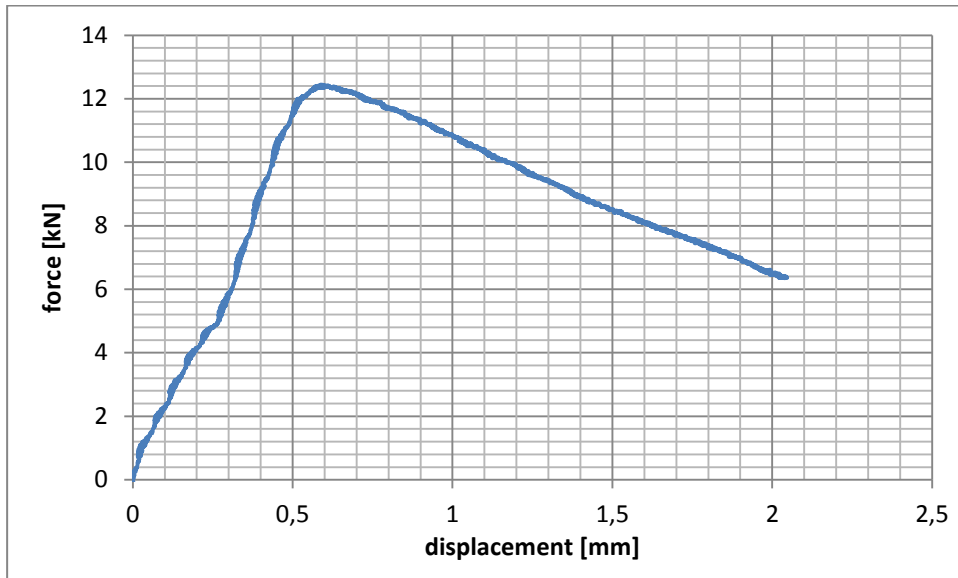


Fig. C.17: diagramma forza-spostamento relativo al 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

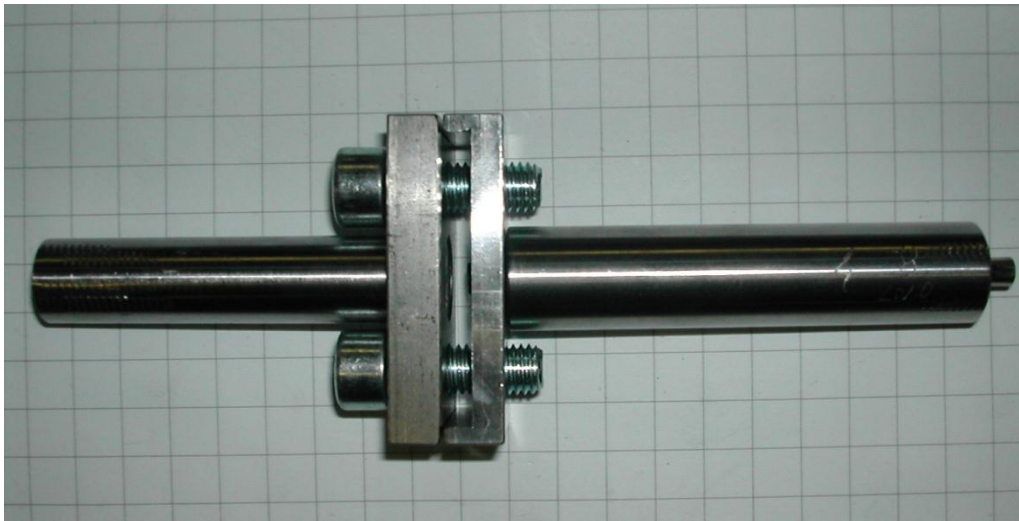


Fig. C.18: foto del 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8 mm, con ribaditura dell'operatore B.

- Prova n° 10

Provino n° 2	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 15,36$ kN

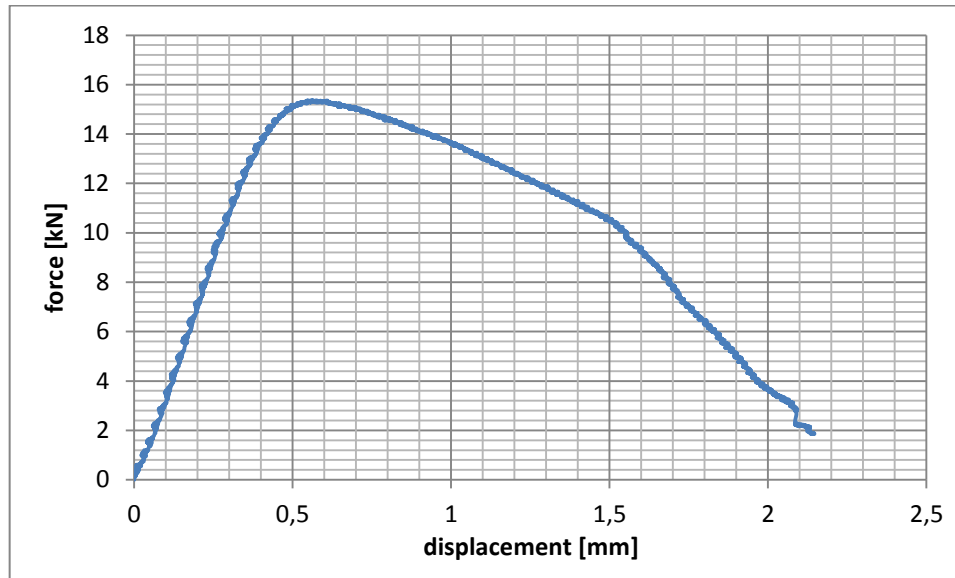


Fig. C.19: diagramma forza-spostamento relativo al 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.

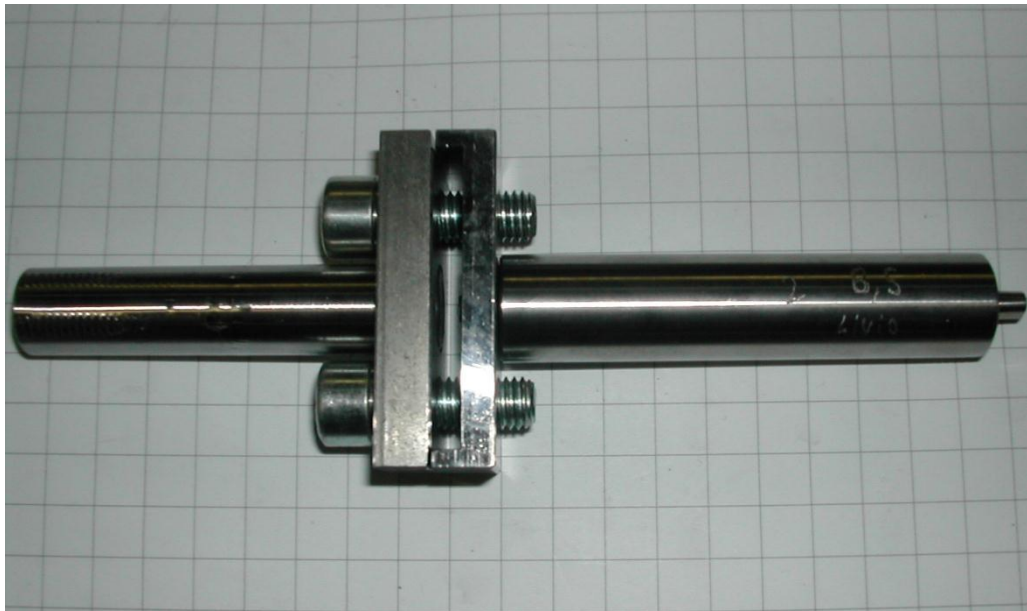


Fig. C.20: foto del 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.

• Prova n° 11

Provino n° 3	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 15,08$ kN

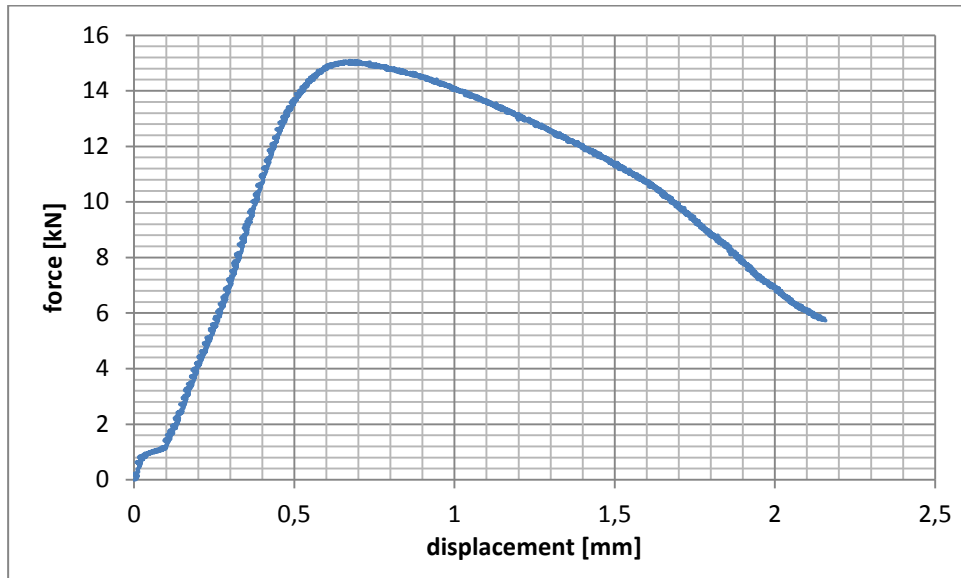


Fig. C.21: diagramma forza-spostamento relativo al 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.

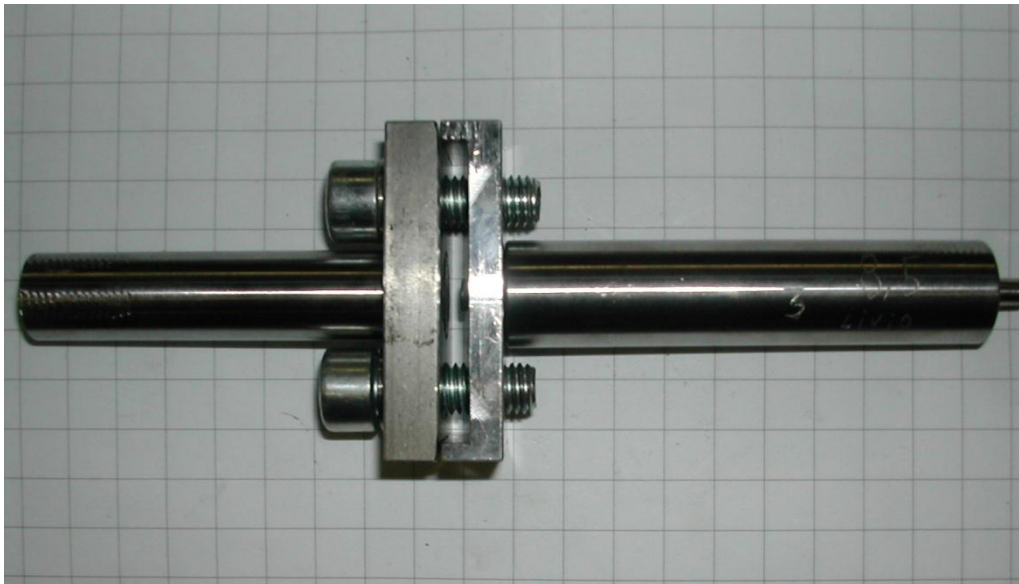


Fig. C.22: foto del 3° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.

- Prova n° 12

Provino n° 4	Altezza iniziale del perno: 8,5 mm
Operatore B	Forza massima $F_m = 14,82$ kN

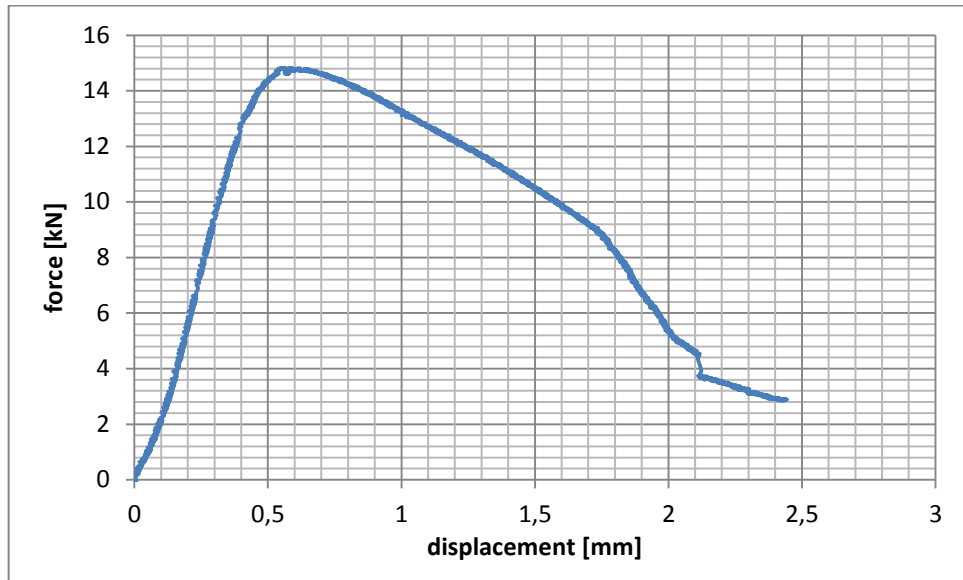


Fig. C.23: diagramma forza-spostamento relativo al 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.

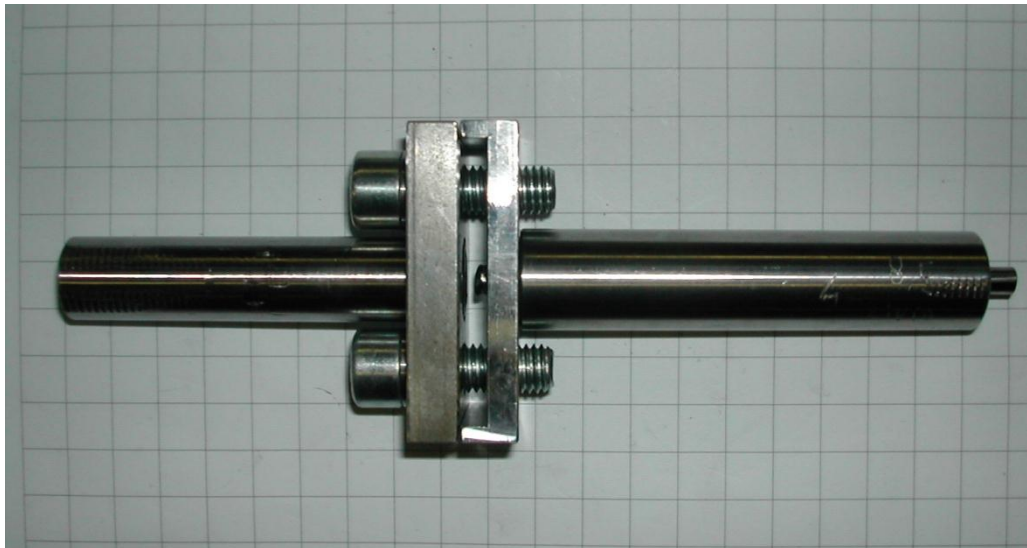


Fig. C.24: foto del 4° provino con altezza iniziale del piolo pari a 8,5 mm, con ribaditura dell'operatore B.



• Prova n° 13

Provino n° 1	Altezza iniziale del perno: 13 mm
	Forza massima $F_m = 22,71$ kN

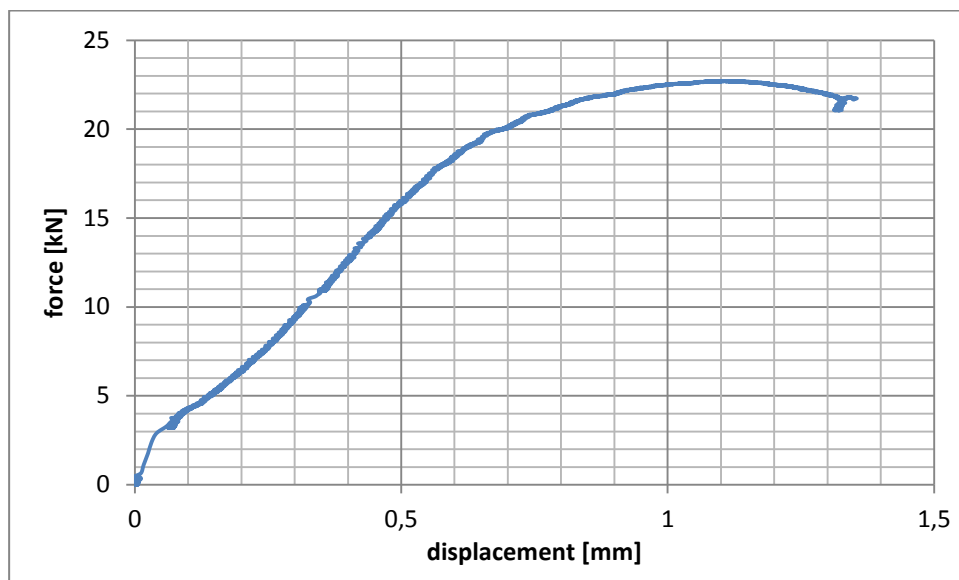


Fig. C.25: diagramma forza-spostamento relativo al 1° provino con altezza iniziale del piolo pari a 13 mm.

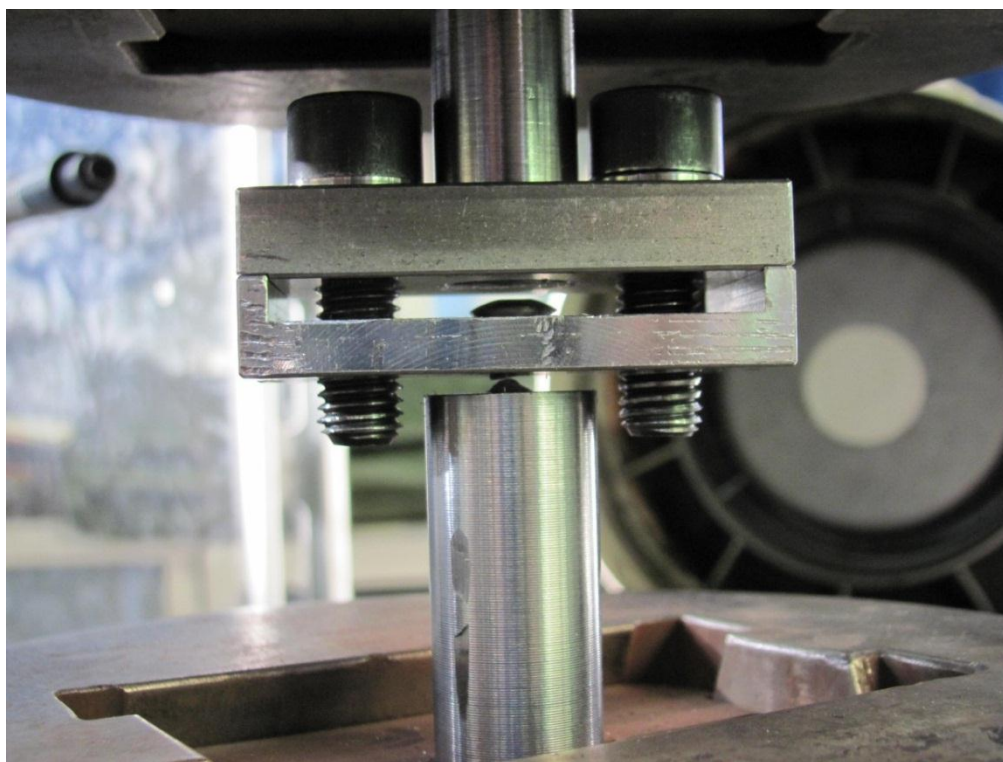


Fig. C.26: foto del 1° provino con altezza iniziale del piolo pari a 13 mm.

- Prova n° 14

Provino n° 2	Altezza iniziale del perno: 13 mm
	Forza massima $F_m = 22,56$ kN

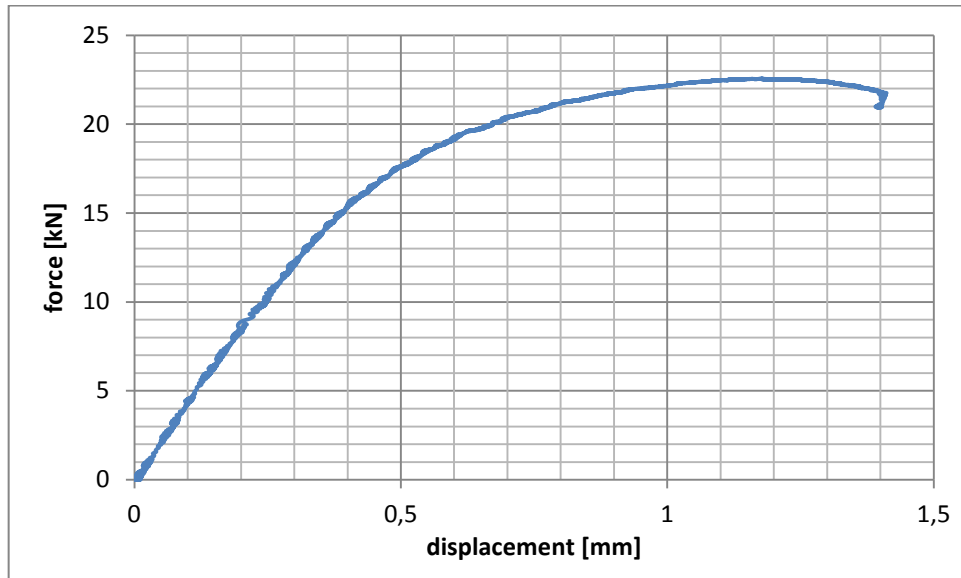


Fig. C.27: diagramma forza-spostamento relativo al 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 13mm.

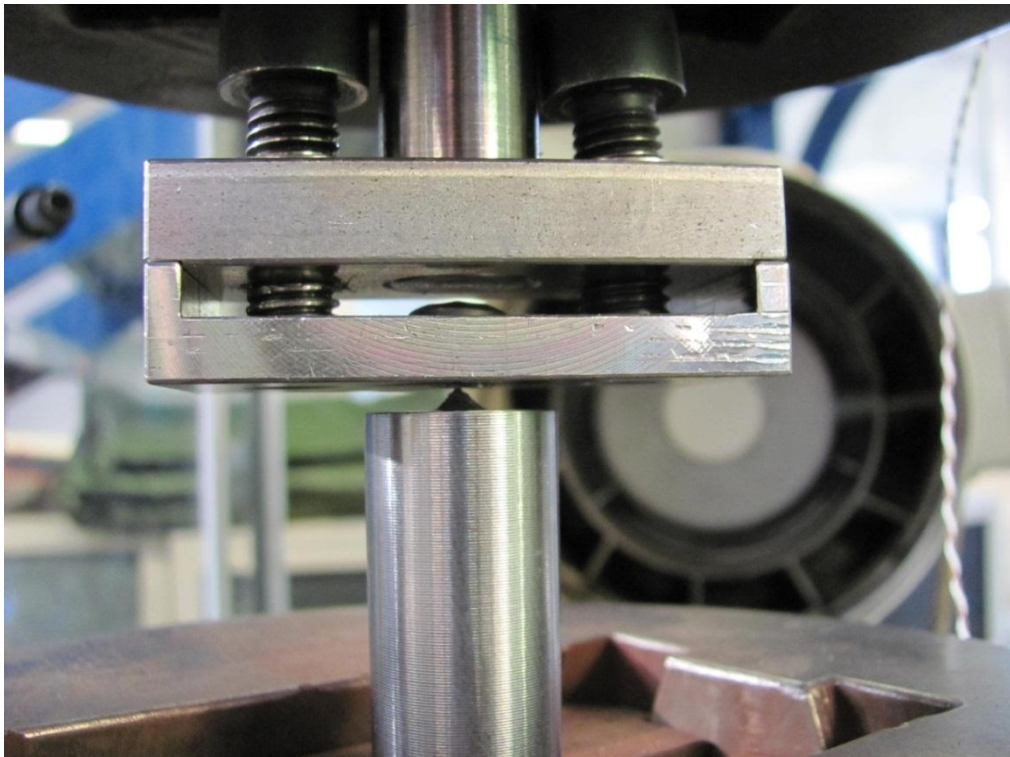


Fig. C.28: foto del 2° provino con altezza iniziale del piolo pari a 13 mm.



## **APPENDICE D**

# **PROVINI PER LA VALUTAZIONE DEL COEFFICIENTE DI INTAGLIO SPERIMENTALE A ROTTURA**

### **D.1 Introduzione**

In questa appendice si riportano i provini che sono stati realizzati e testati a trazione statica per verificare le formule da Normativa ISO 6336/III B per ingranaggi, valida per acciai a tutta tempratura, utilizzate per la valutazione del coefficiente di intaglio sperimentale a rottura  $K_{stR}$  descritto nel paragrafo 4.31. I risultati riguardano provini a sezione circolare e rettangolare, intagliati e lisci. Nei diagrammi tensioni deformazioni in seguito riportati, se non specificato, le deformazioni si considerano calcolate con il sensore dell'estensometro.

## D.2 Report dei provini testati

### D.2.1 Provini Posizione 1

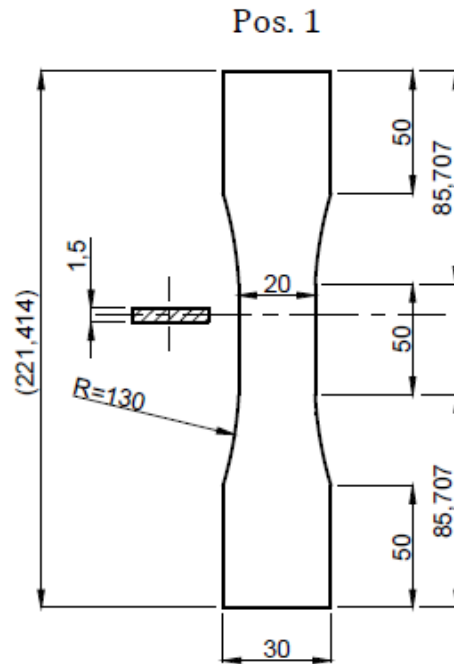


Fig. D.1: dimensioni geometriche del provino a sezione rettangolare liscio in posizione 1.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 1	Provino n° 1
Area sezione netta: 30 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

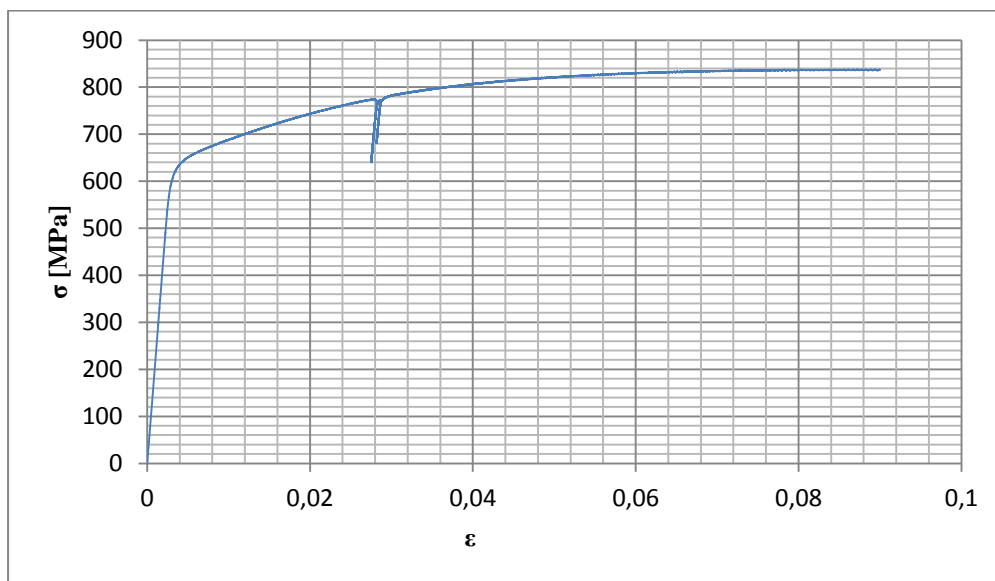


Fig. D.2: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 1\_1.

Nella curva si osservano varie zone di discontinuità, le quali possono essere imputabili ad uno scivolamento del provino sugli spessori che sono stati inseriti per consentire l'afferraggio sulle morse della macchina. Tuttavia non viene compromessa la determinazione del modulo di elasticità e delle tensioni di snervamento e di rottura. A causa del limitato fondo scala dell'estensometro utilizzato (10 %) le curve non sono complete, ma arrivano a circa 0,09 in epsilon assolute.

#### **Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta a circa metà del tratto calibrato. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.3 e figura D.4:

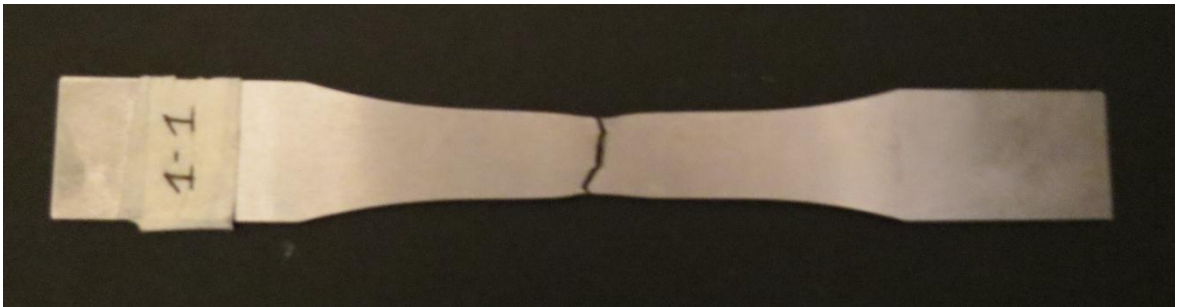


Fig. D.3: provino pos. 1\_1 dopo la rottura.



Fig. D.4: sezione di rottura del provino pos. 1\_1.

**Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:**

Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.5. In tal caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 500 MPa.

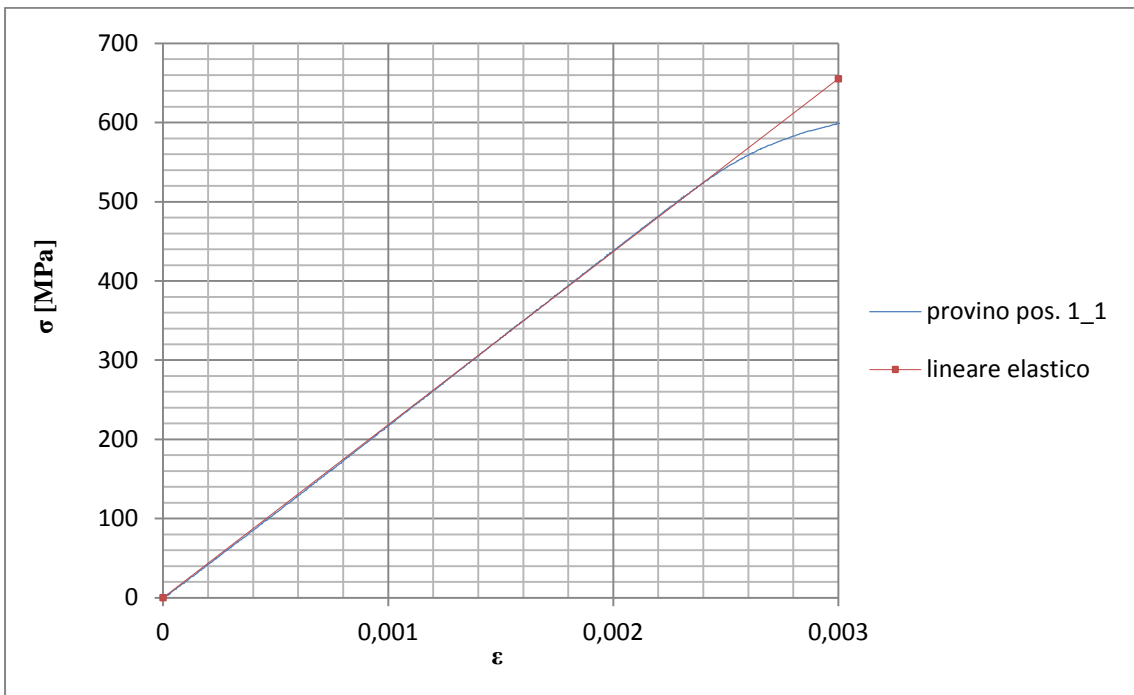


Fig. D.5: primo tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 1\_1.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 218474 MPa.

Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%:

Viene tracciata nel grafico sforzi-deformazioni una semiretta avente pendenza pari al Modulo di Young precedentemente determinato e traslata lungo l'asse delle  $\epsilon$  di 0,2% rispetto all'origine (pari a 0,002 in  $\epsilon$  assolute figura D.6). Il valore attribuito a  $\sigma_{p0,2}$  carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%, viene individuato dall'intersezione della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  con la semiretta sopra definita.

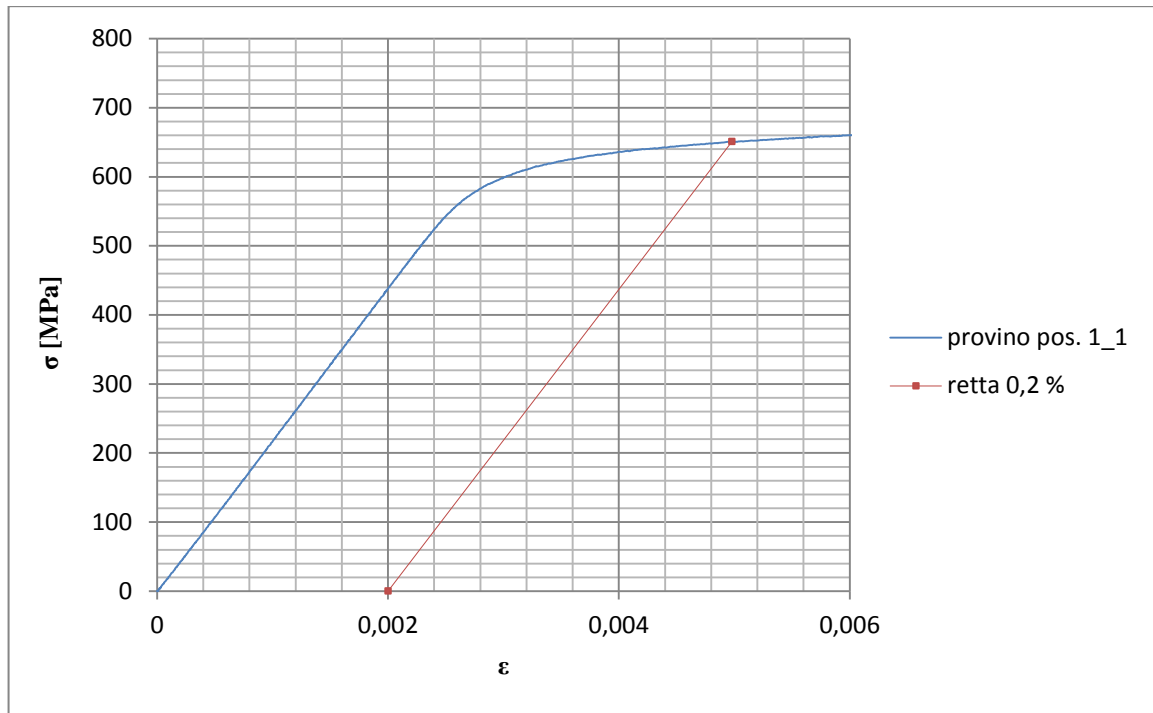


Fig. D.6: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 1\_1 e retta parallela al tratto elastico.

Si ottiene  $\sigma_{p0,2} = 651$  MPa.



Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura non può essere determinato correttamente in quanto il fondo scala dell'estensometro utilizzato è pari al 10 %, insufficiente per determinare l'A % del provino.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.1:

E [MPa]	218474
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	651
$\sigma_R$ [MPa]	838
A %	-

Tabella D.1: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.1\_1

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 1	Provino n° 2
Area sezione netta: 30 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

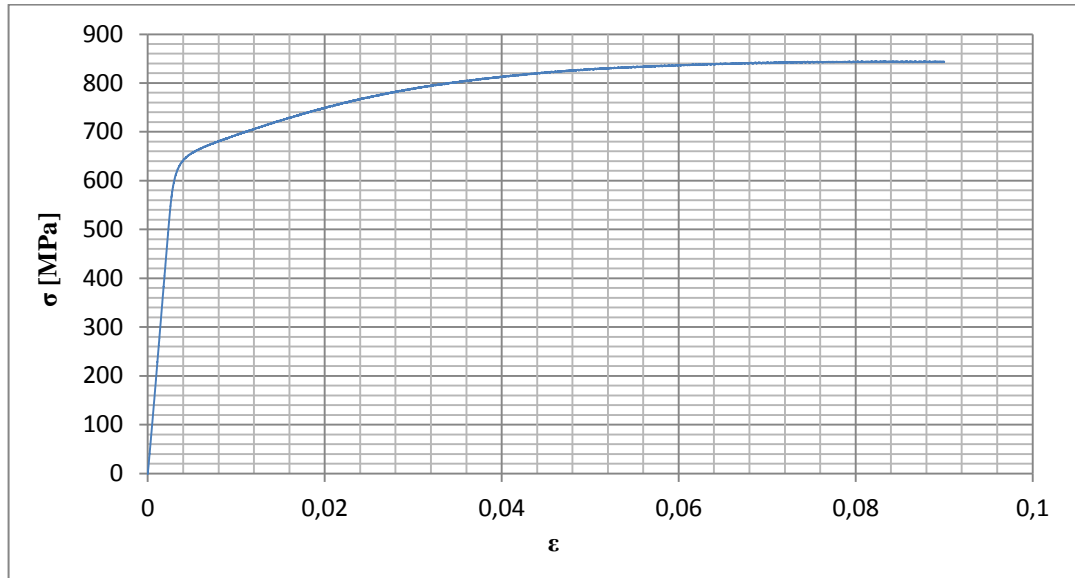


Fig. D.7: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 1\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta a circa metà del tratto calibrato. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.8 e figura D.9:

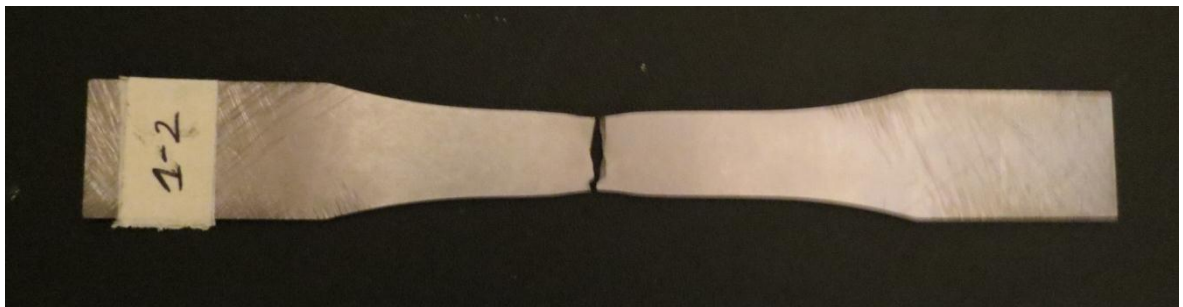


Fig. D.8: provino pos. 1\_2 dopo la rottura.



Fig. D.9: sezione di rottura del provino pos. 1\_2.

### Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:

#### Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.10. In tal caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 500 MPa.

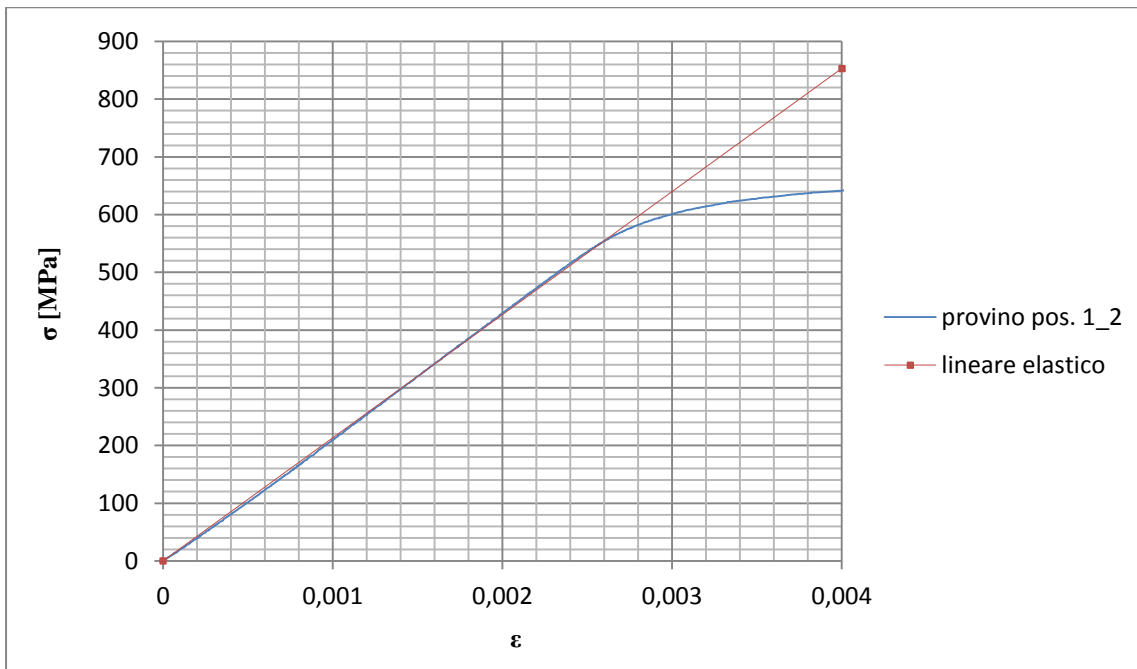


Fig. D.10: primo tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 1\_2.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 213288 MPa.

Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%:

Viene tracciata nel grafico sforzi-deformazioni una semiretta avente pendenza pari al Modulo di Young precedentemente determinato e traslata lungo l'asse delle  $\epsilon$  di 0,2% rispetto all'origine (pari a 0,002 in  $\epsilon$  assolute, figura D.11). Il valore attribuito a  $\sigma_{p0,2}$  carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%, viene individuato dall'intersezione della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  con la semiretta sopra definita.

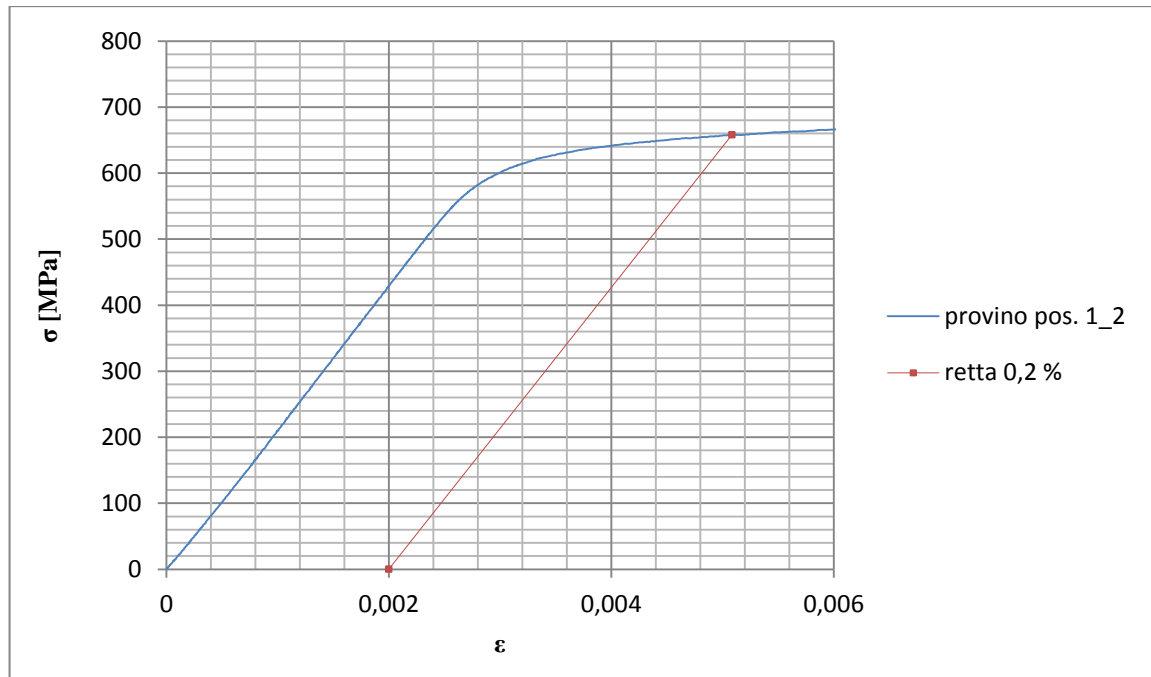


Fig. D11: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 1\_2 e retta parallela al tratto elastico.

Si ottiene  $\sigma_{p0,2} = 658$  MPa.

Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura non può essere determinato correttamente in quanto il fondo scala dell'estensometro utilizzato è pari al 10 %, insufficiente per determinare l'A % del provino.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.2:

E [MPa]	213288
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	658
$\sigma_R$ [MPa]	845
A %	-

Tabella D.2: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.1\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 1	Provino n° 3
Area sezione netta: 30 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

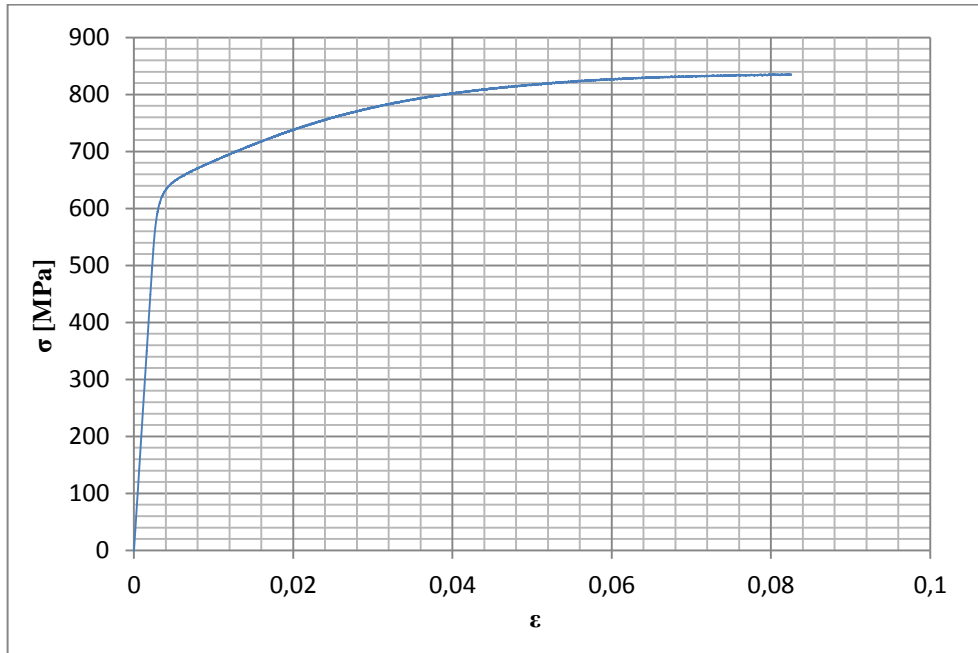


Fig. D.12: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 1\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta a circa metà del tratto calibrato. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.13 e figura D.14:



Fig. D.13: provino pos. 1\_3 dopo la rottura.



Fig. D.14: sezione di rottura del provino pos. 1\_3.

### Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:

#### Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\varepsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.15. Anche in questo caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 500 MPa.

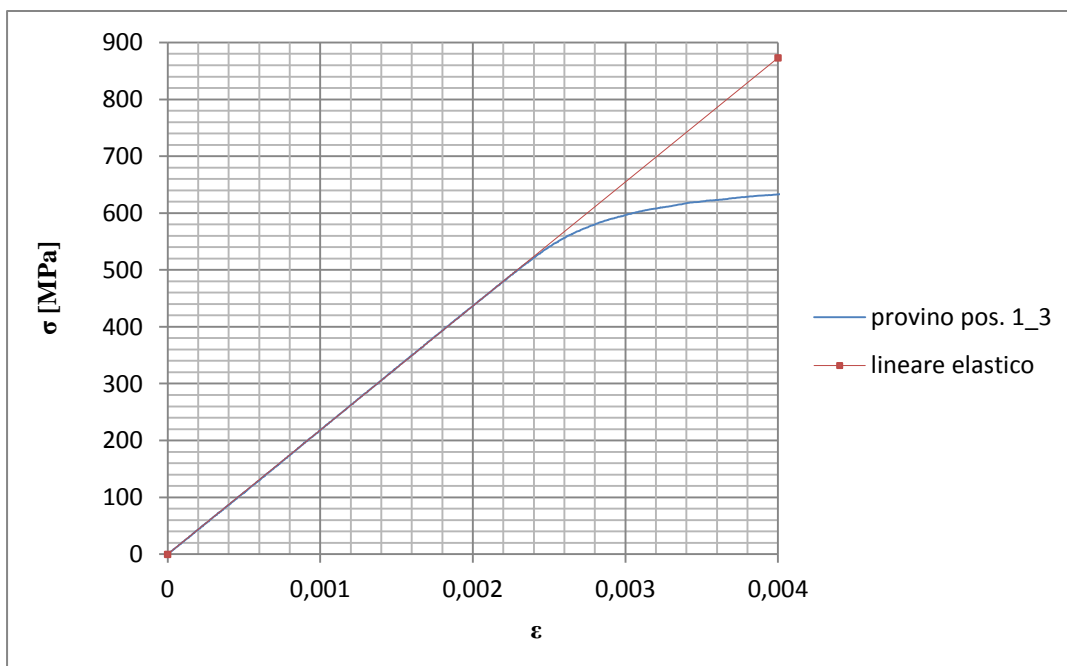


Fig. D.15: primo tratto della curva  $\sigma - \varepsilon$  del provino pos. 1\_3.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 218239 MPa.

Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%:

Viene tracciata nel grafico sforzi-deformazioni una semiretta avente pendenza pari al Modulo di Young precedentemente determinato e traslata lungo l'asse delle  $\epsilon$  di 0,2% rispetto all'origine (pari a 0,002 in  $\epsilon$  assolute, figura D.16). Il valore attribuito a  $\sigma_{p0,2}$  carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%, viene individuato dall'intersezione della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  con la semiretta sopra definita.

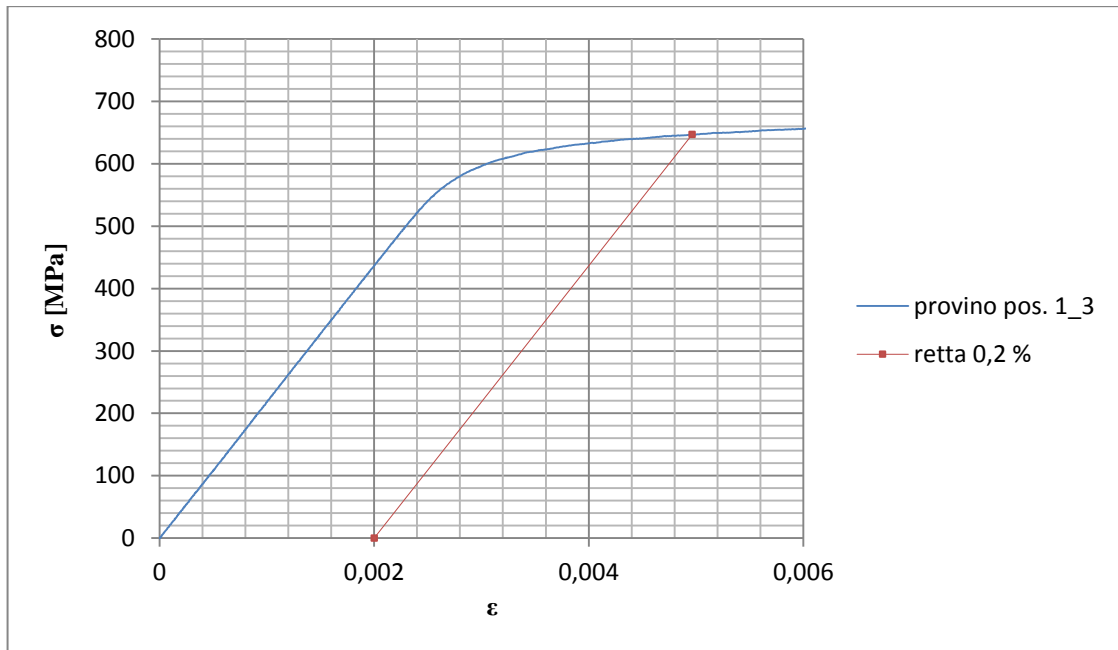


Fig. D16: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 1\_3 e retta parallela al tratto elastico.

Si ottiene  $\sigma_{p0,2} = 647$  MPa.



Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura non può essere determinato correttamente in quanto il fondo scala dell'estensometro utilizzato è pari al 10 %, insufficiente per determinare l'A % del provino.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.3:

E [MPa]	218239
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	647
$\sigma_R$ [MPa]	837
A %	-

Tabella D.3: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.1\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 1**

In figura D.17 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

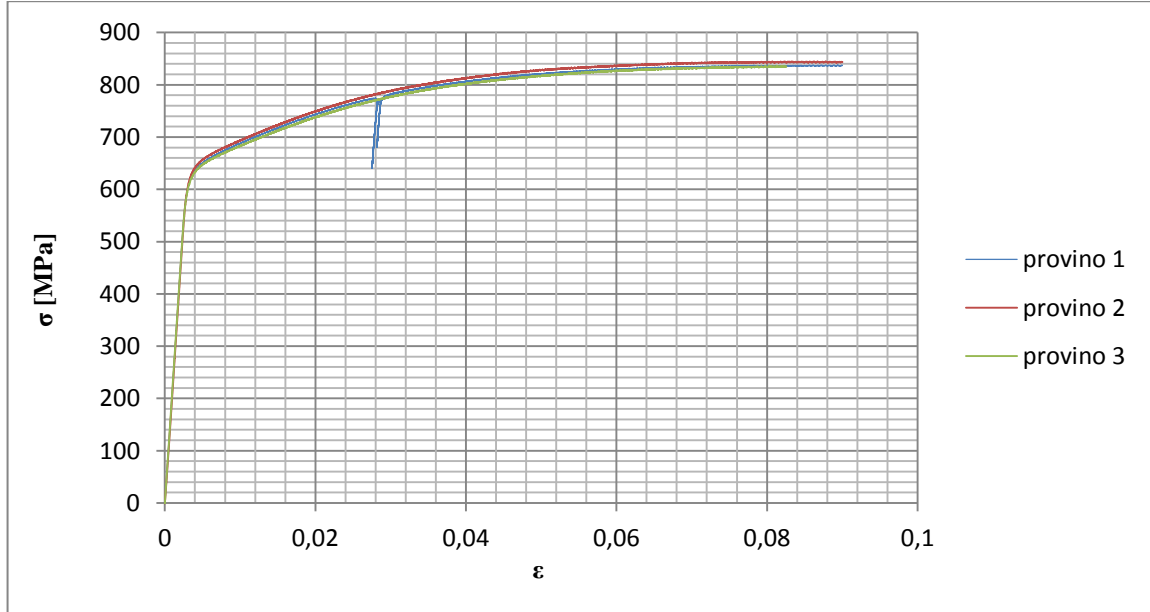


Fig. D. 17: diagramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 1.

Le proprietà caratterizzanti il materiale analizzato vengono ottenute effettuando una media tra i valori ottenuti dalle prove effettuate per i diversi provini. Il valore medio rappresenta una stima della tendenza delle misure ad un valore centrale ed è definito dalla seguente relazione:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (7.1)$$

La relativa dispersione dei risultati sulle misurazioni effettuate riferite al parametro  $x$  si ottiene dalla relazione:

$$i_x = \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}} \quad (7.2)$$

dove  $n$  indica il numero di misurazioni effettuate per il parametro  $x$ ;  $t$  è il fattore di copertura di Student che dipende dal numero dei gradi di libertà  $\nu = n - 1$ , e dal grado di confidenza della distribuzione di frequenze ipotizzato  $P=97.5\%$ .

Lo scarto quadratico  $s$  è dato dalla radice quadrata della varianza:

$$s = \sqrt{\bar{v}} \quad (7.3)$$

La varianza  $v$  costituisce una stima della dispersione dei valori osservati  $x_i$  intorno alla loro media ed è data dalla relazione:

$$v = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (7.4)$$

La tabella D.4 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 1. Come accennato in precedenza, l'allungamento percentuale a rottura non è stato determinato a causa dell'insufficiente fondo scala dell'estensometro utilizzato.

E [MPa]	216667 ± 7275
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	652 ± 14
$\sigma_R$ [MPa]	840 ± 11
A %	-

Tabella D.4: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 1.

### D.2.2 Provini Posizione 2

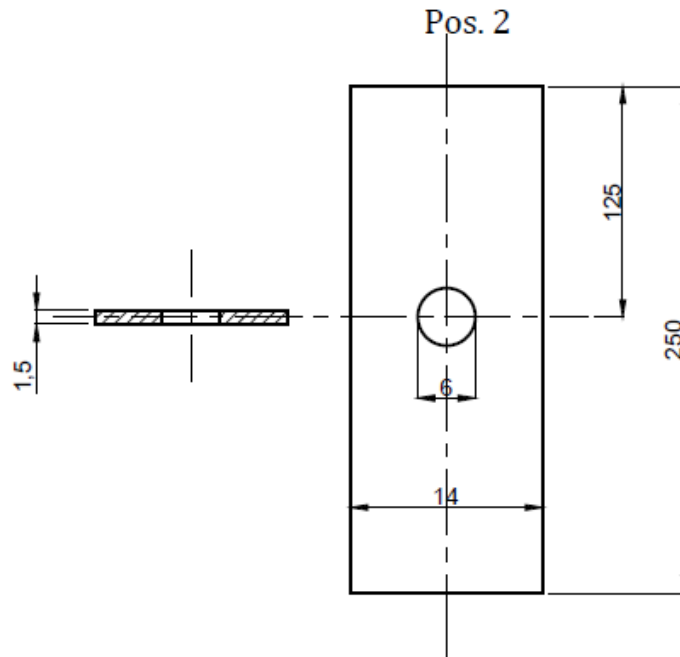


Fig. D.18: dimensioni geometriche del provino a sezione rettangolare forato ( $d = 6$  mm) in posizione 2.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 2	Provino n° 1
Area sezione netta: $12 \text{ mm}^2$	Macchina di prova: Schenck

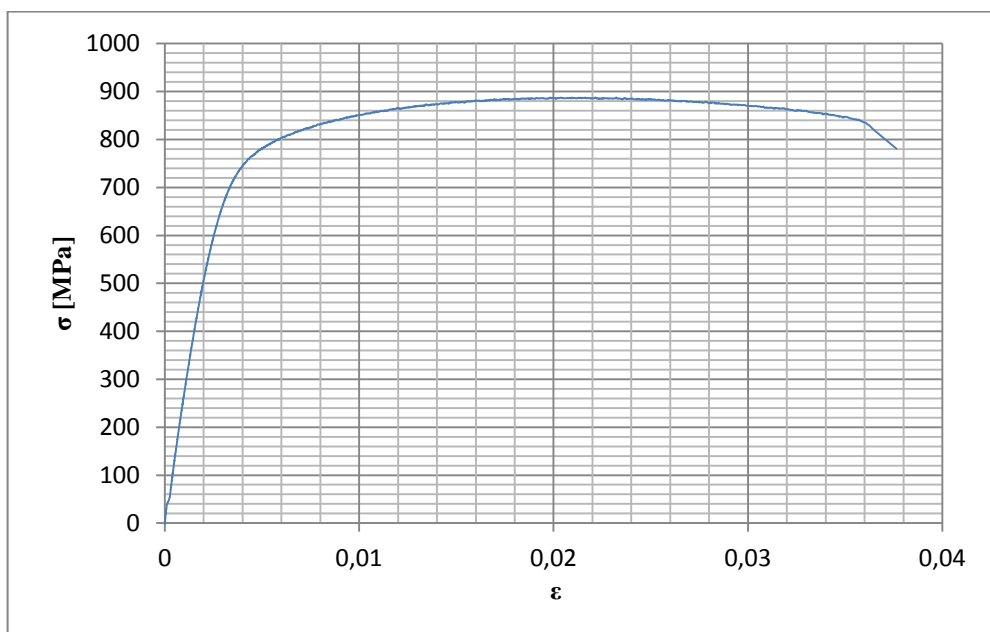


Fig. D.19: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 1\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta a circa metà del tratto calibrato. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.20 e figura D.21:

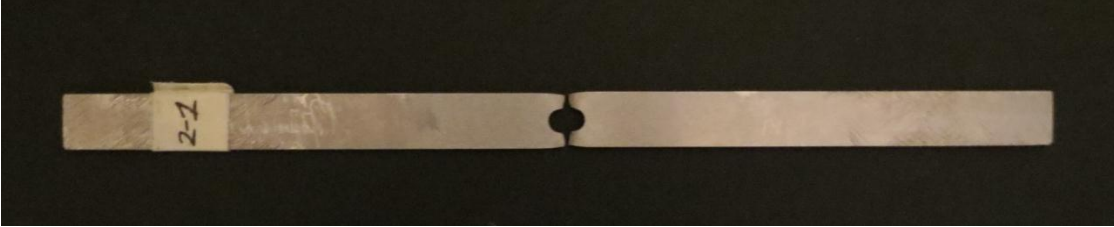


Fig. D.20: provino pos. 2\_1 dopo la rottura.

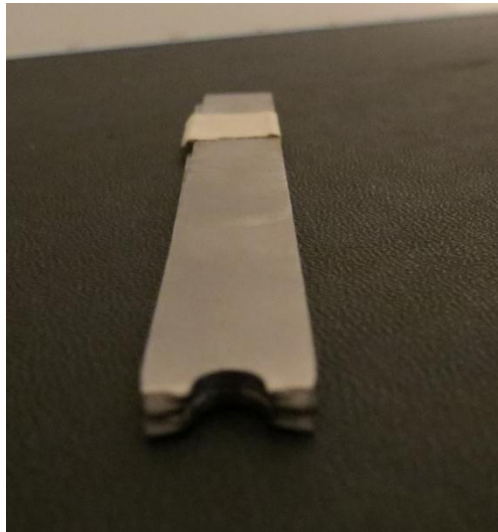


Fig. D.21: sezione di rottura del provino pos. 2\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	888
------------------	-----

Tabella D.5: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.2\_1

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 2	Provino n° 2
Area sezione netta: 12 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

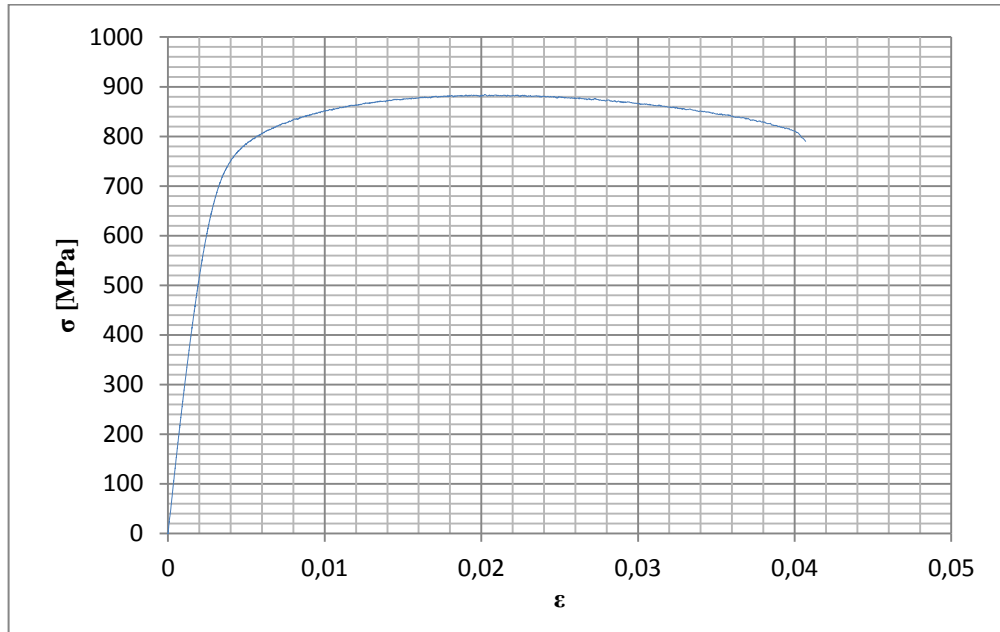


Fig. D.22: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 2\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura ha avuto inizio dal foro. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.23 e figura D.24:



Fig. D.23: provino pos. 2\_2 dopo la rottura.

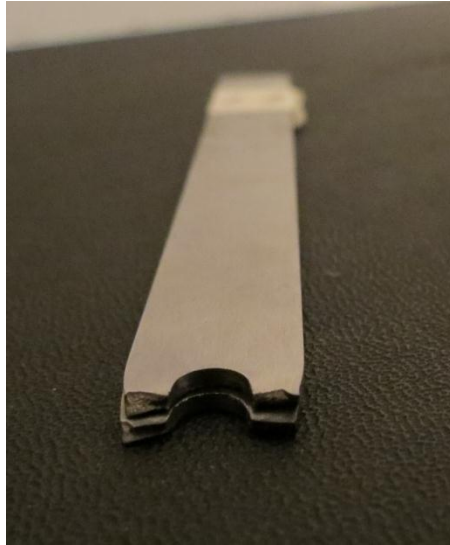


Fig. D.24: sezione di rottura del provino pos. 2\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	884
------------------	-----

Tabella D.6: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.2\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 2	Provino n° 3
Area sezione netta: 12 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

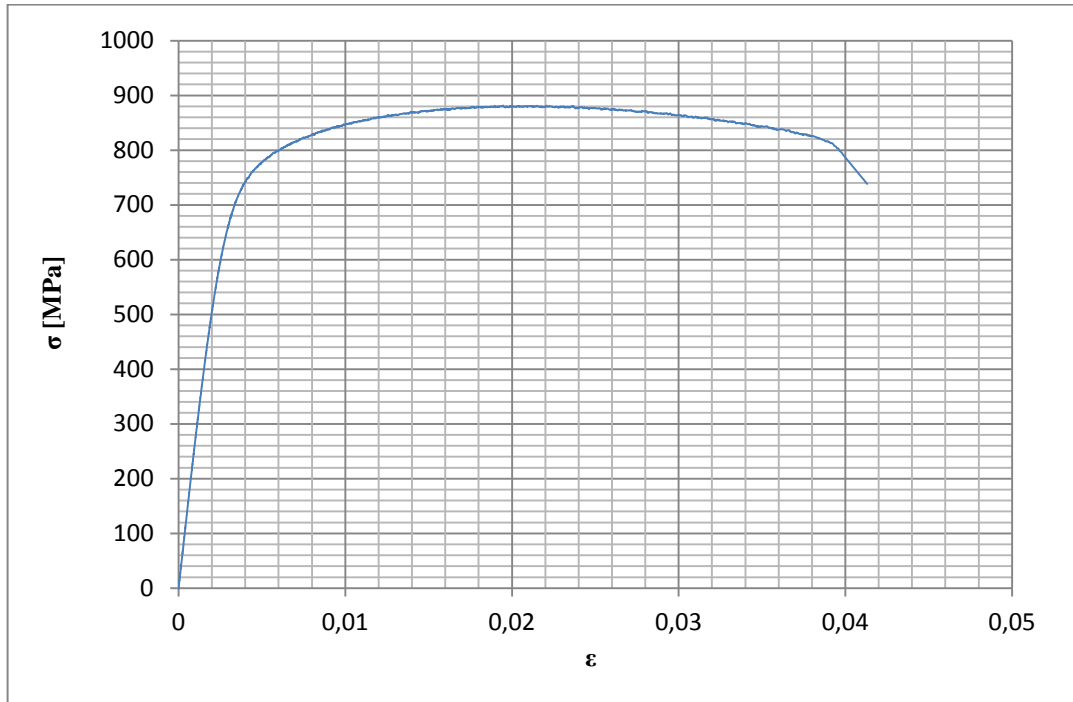


Fig. D.25: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 2\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura ha avuto inizio dal foro. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.26 e figura D.27:



Fig. D.26: provino pos. 2\_3 dopo la rottura.





Fig. D.27: sezione di rottura del provino pos. 2\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	882
------------------	-----

Tabella D.7: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 2\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 2**

In figura D.28 viene riportato un diagramma  $\sigma - \varepsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

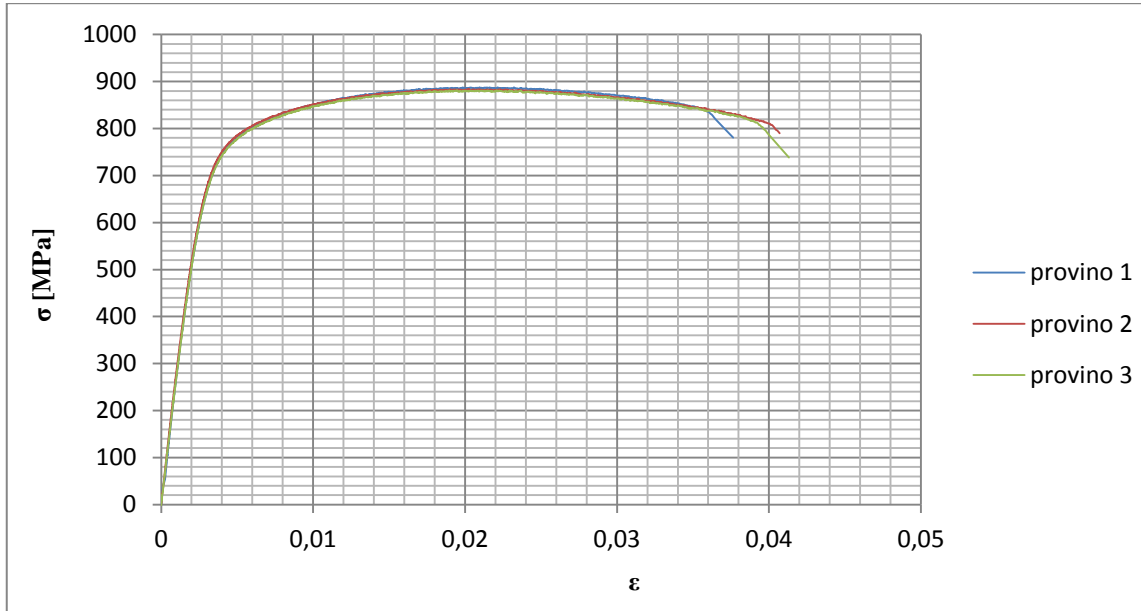


Fig. D. 28: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 2.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.8 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 2. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$885 \pm 8$
------------------	-------------

Tabella D.8: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 2.

### D.2.3 Provini Posizione 3

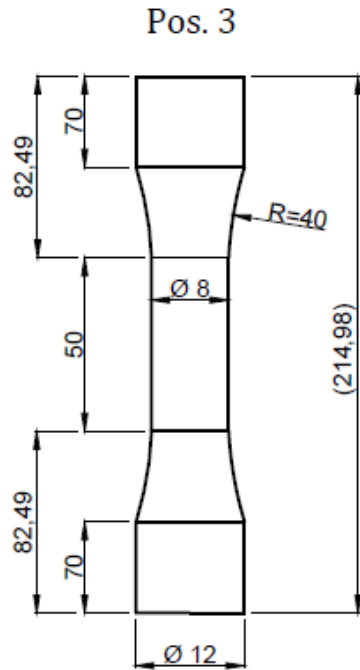


Fig. D.29: dimensioni geometriche del provino a sezione circolare liscio in posizione 3.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 3	Provino n° 1
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

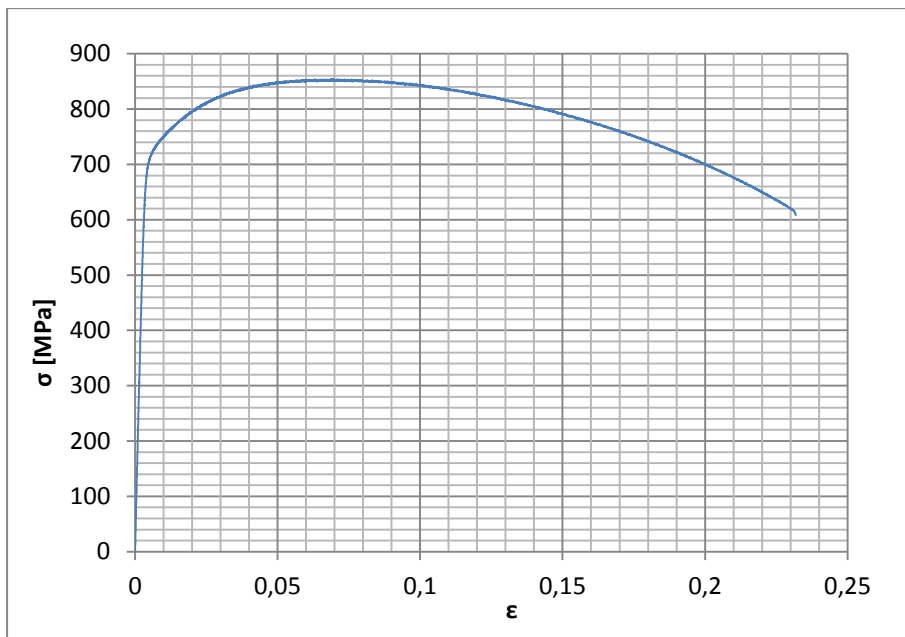


Fig. D.30: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 3\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta a circa metà del tratto calibrato. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.31 e figura D.32:

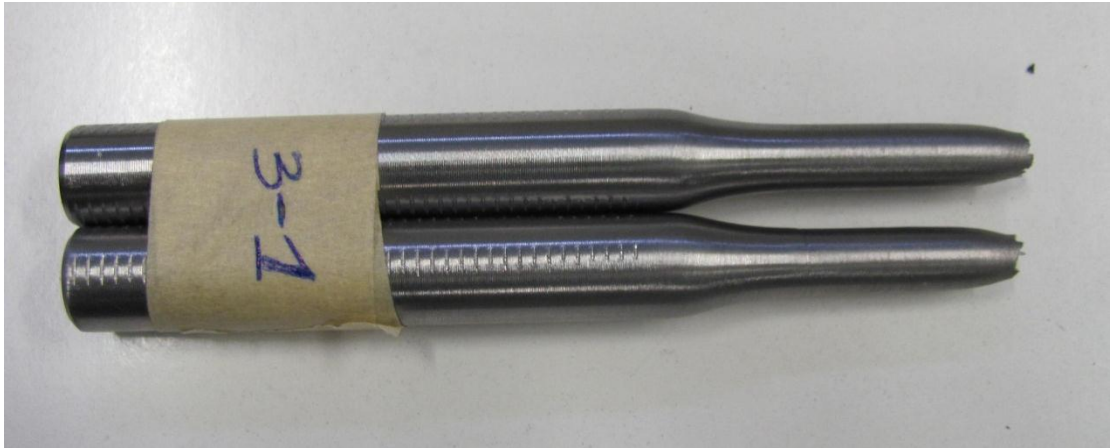


Fig. D.31: provino pos. 3\_1 dopo la rottura.



Fig. D.32: sezione di rottura del provino pos. 3\_1.

**Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:**

Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.33. In tal caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 300 MPa.

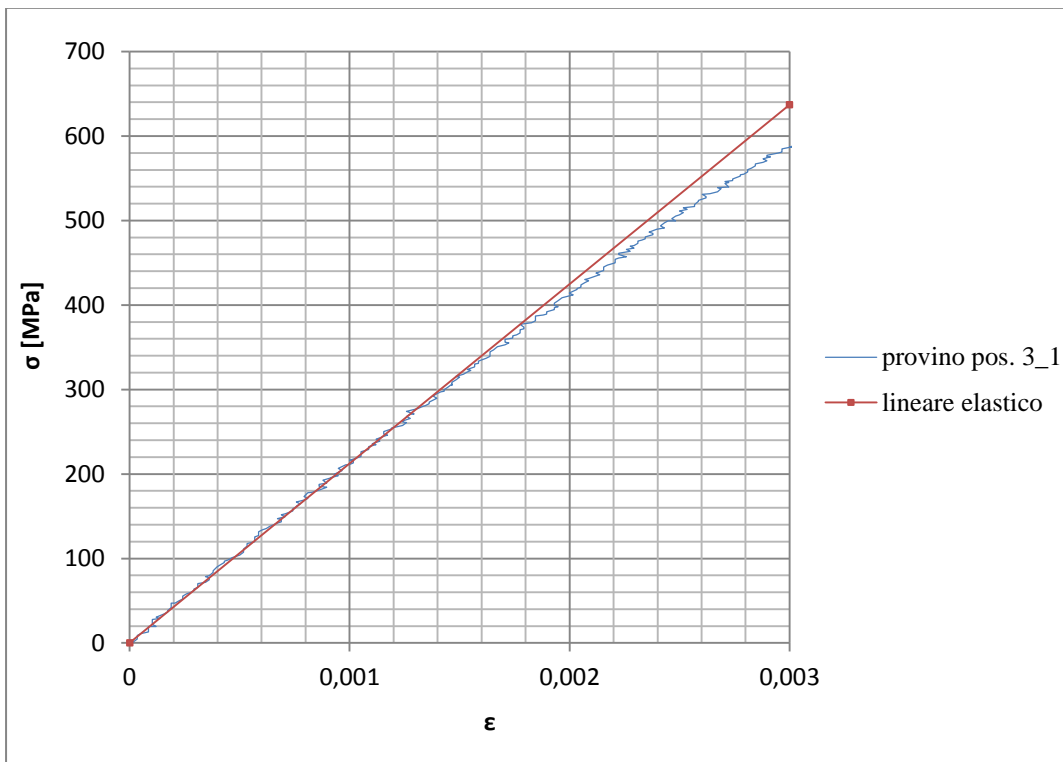


Fig. D.33: primo tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_1.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 212328 MPa.

Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%:

Viene tracciata nel grafico sforzi-deformazioni una semiretta avente pendenza pari al Modulo di Young precedentemente determinato e traslata lungo l'asse delle  $\epsilon$  di 0,2% rispetto all'origine (pari a 0,002 in  $\epsilon$  assolute figura D.34). Il valore attribuito a  $\sigma_{p0,2}$  carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%, viene individuato dall'intersezione della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  con la semiretta sopra definita.

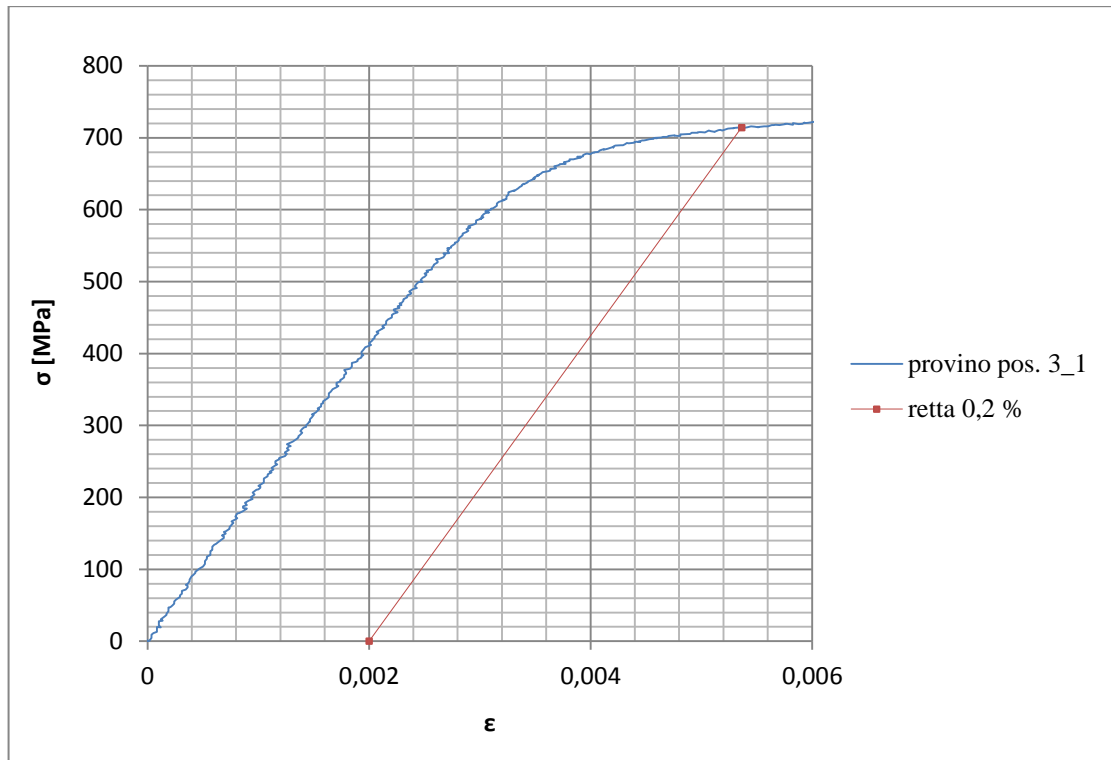


Fig. D.34: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_1 e retta parallela al tratto elastico.

Si ottiene  $\sigma_{p0,2} = 714$  MPa.

Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura è invece la deformazione  $\epsilon$  massima che si verifica nel diagramma sforzi-deformazioni, a cui viene sottratta la componente di deformazione elastica (figura D. 35).

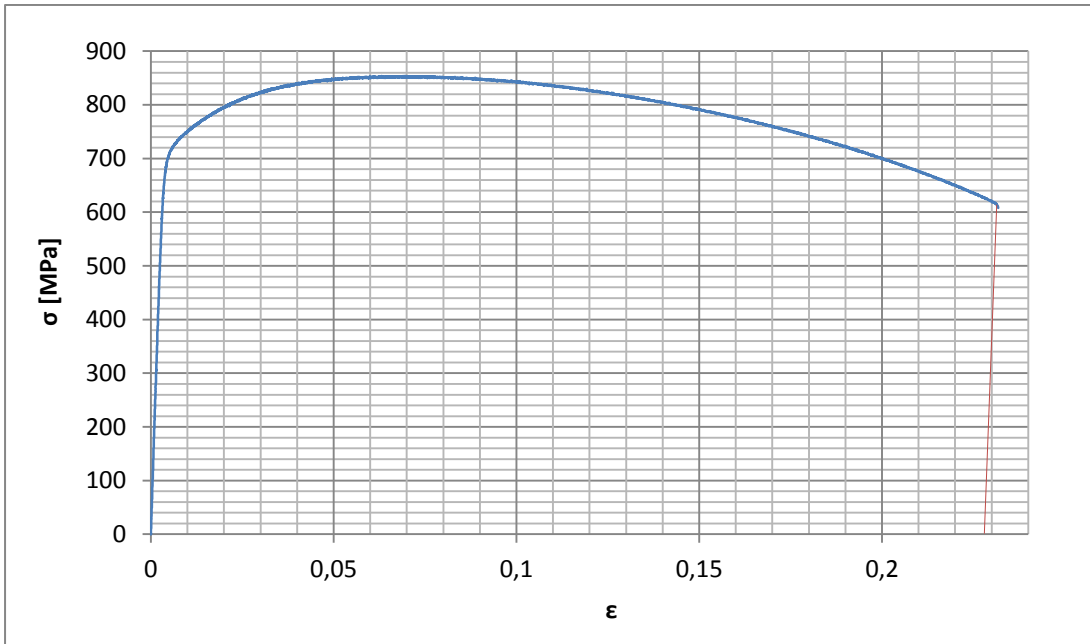


Fig. D.35: curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_1 a cui viene tolta la componente elastica.

Si ottiene una  $\epsilon_r$  pari a 0,2289, a cui corrisponde un A % del 22,89 %.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.9:

E [MPa]	212336
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	714
$\sigma_R$ [MPa]	854
A %	22,89 %

Tabella D.9: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 3\_1.

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 3	Provino n° 2
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

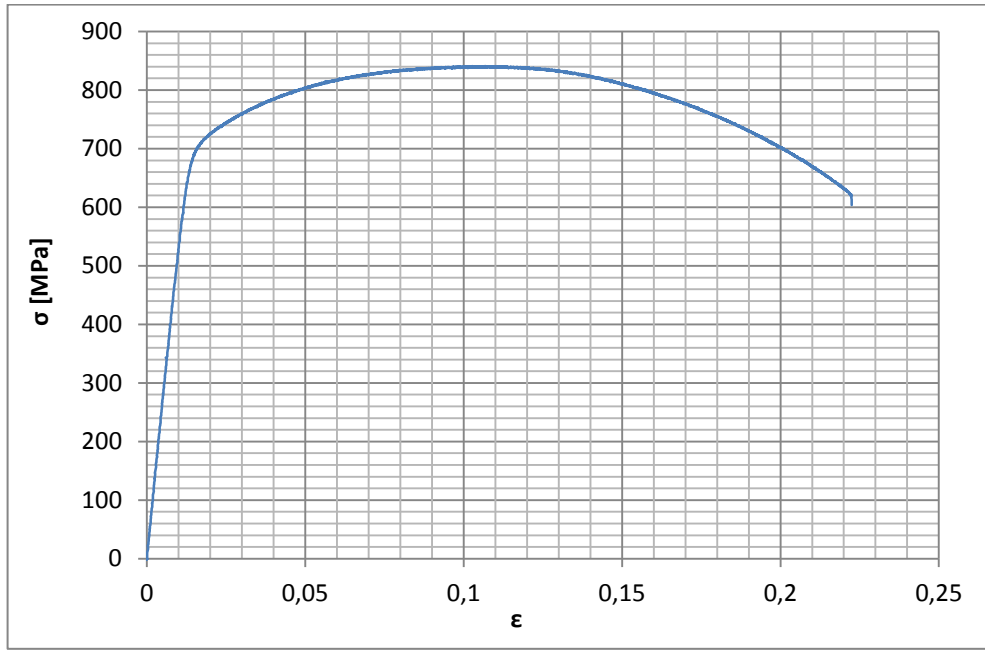


Fig. D.36: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 3\_2 (ottenuta con la deformazione relativa al sensore di spostamento della macchina di trazione).

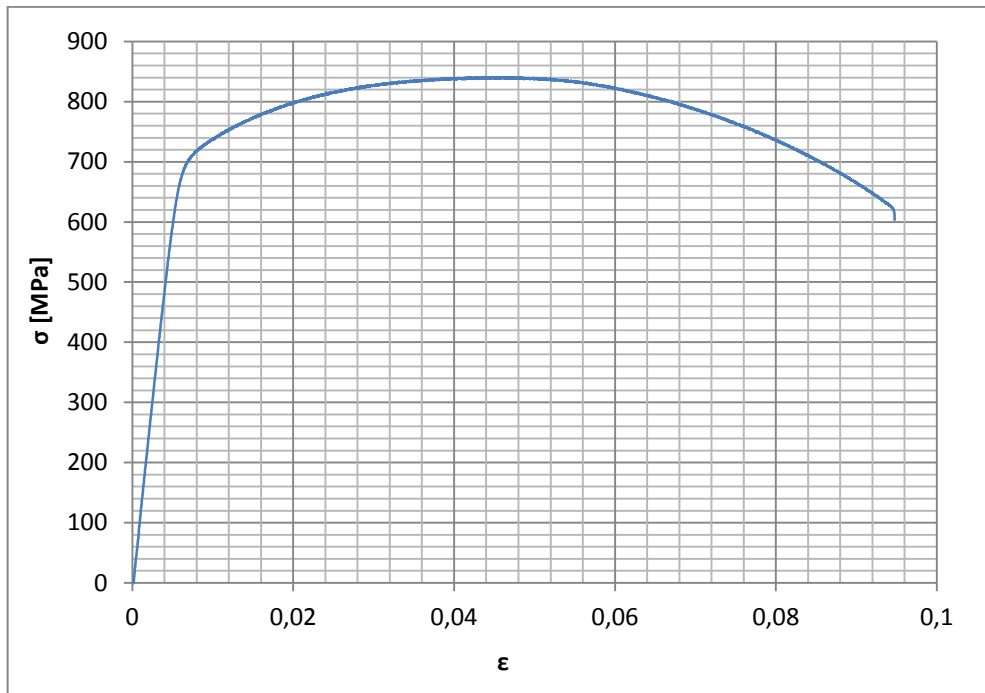


Fig. D.37: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 3\_2 (ottenuta con la deformazione relativa al sensore di spostamento dell'estensometro).



### Dettagli sulla prova e sulla rottura del provino:

La rottura è avvenuta circa in corrispondenza dell'inizio del tratto raccordato. L'estensometro ha pertanto rilevato correttamente solo un tratto della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  (figura D.37). La curva completa in questo caso può essere trovata "tarando" la curva ottenuta con il sensore della macchina di trazione con la curva esatta ottenuta con l'estensometro. A tal scopo viene presa come riferimento la prova sul provino n° 1. In quel caso si otteneva un fattore di correzione pari a 1,52, calcolato rapportando le deformazioni a rottura ottenute con i due diversi sensori. In conclusione il grafico in figura D. 36 si è ottenuto moltiplicando per 1,52 le deformazioni ottenute con il sensore della macchina (si è diviso lo spostamento misurato per la lunghezza del tratto utile del provino, pari a 50 mm). Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.38 e figura D.39.



Fig. D.38: provino pos. 3\_2 dopo la rottura.



Fig. D.39: sezione di rottura del provino pos. 3\_2.

**Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:**

Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.40. In tal caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 300 MPa.

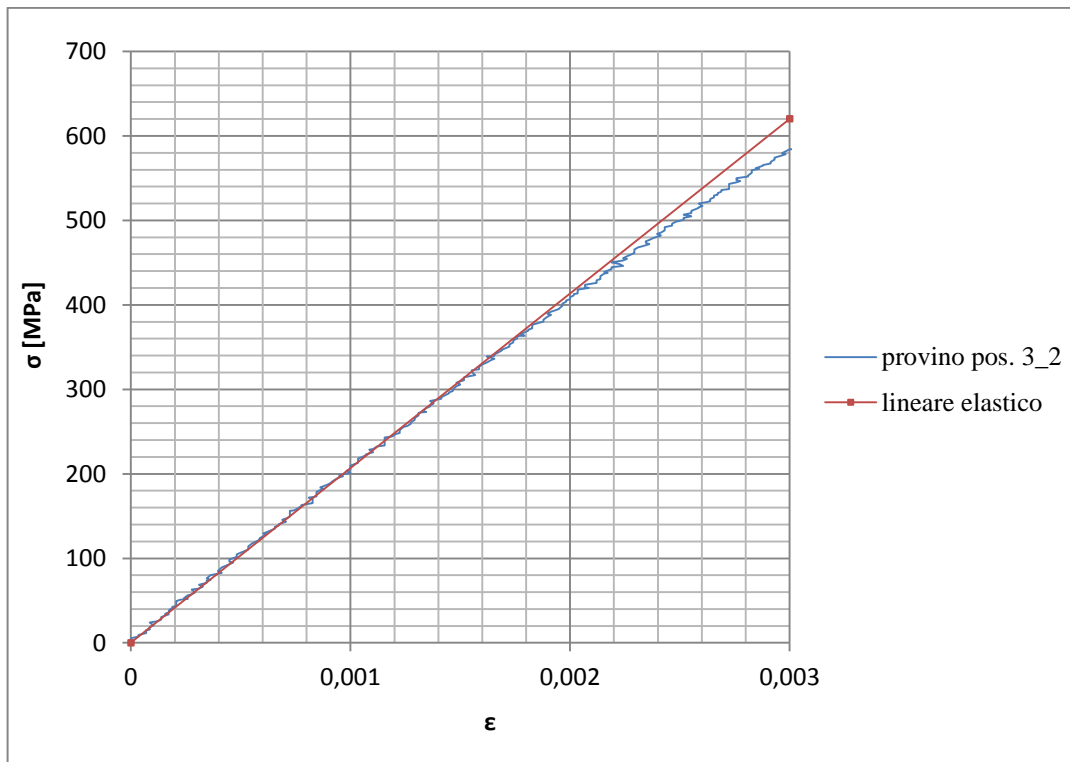


Fig. D.40: primo tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  (ottenuta con l'estensometro) del provino pos. 3\_2.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 212328 MPa.

Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%:

Viene tracciata nel grafico sforzi-deformazioni una semiretta avente pendenza pari al Modulo di Young precedentemente determinato e traslata lungo l'asse delle  $\epsilon$  di 0,2% rispetto all'origine (pari a 0,002 in  $\epsilon$  assolute figura D.41). Il valore attribuito a  $\sigma_{p0,2}$  carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2%, viene individuato dall'intersezione della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  (ottenuta con l'estensometro) con la semiretta sopra definita.

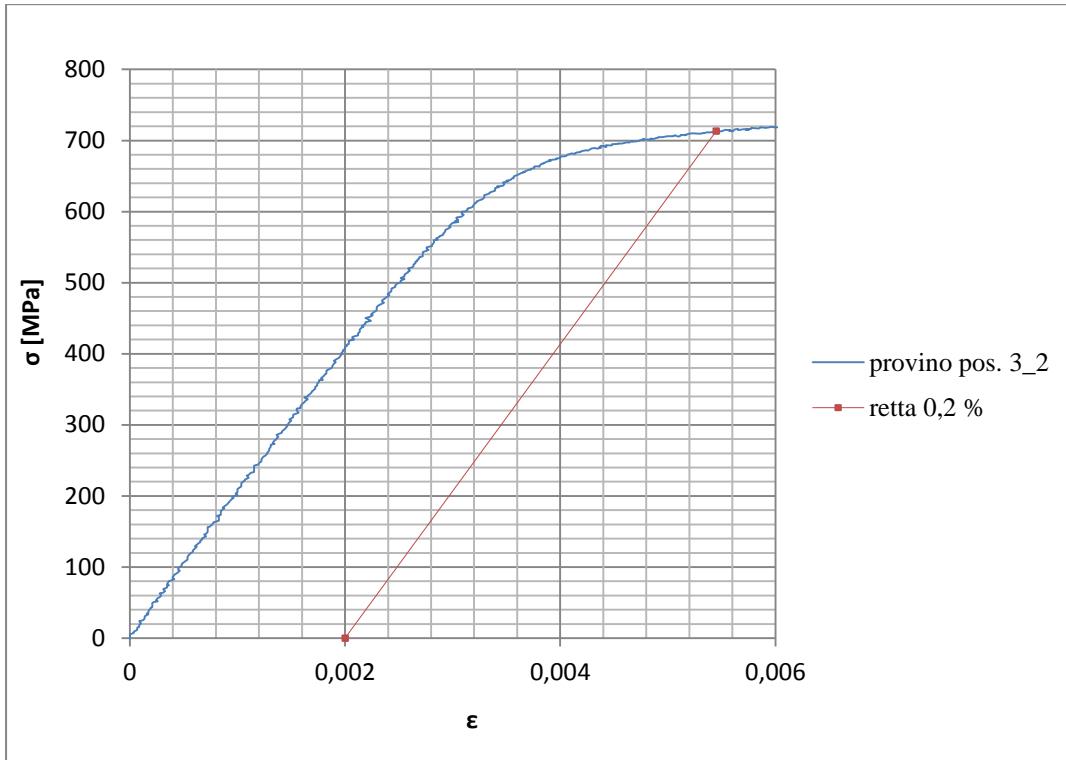


Fig. D.41: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_2 e retta parallela al tratto elastico.

Si ottiene  $\sigma_{p0,2} = 713$  MPa.

Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura è invece la deformazione  $\epsilon$  massima che si verifica nel diagramma sforzi-deformazioni corretto ottenuto con gli spostamenti rilevati dalla macchina, a cui viene sottratta la componente di deformazione elastica (la retta rossa è inclinata con il modulo elastico corretto ottenuto con l'estensometro, figura D.42).

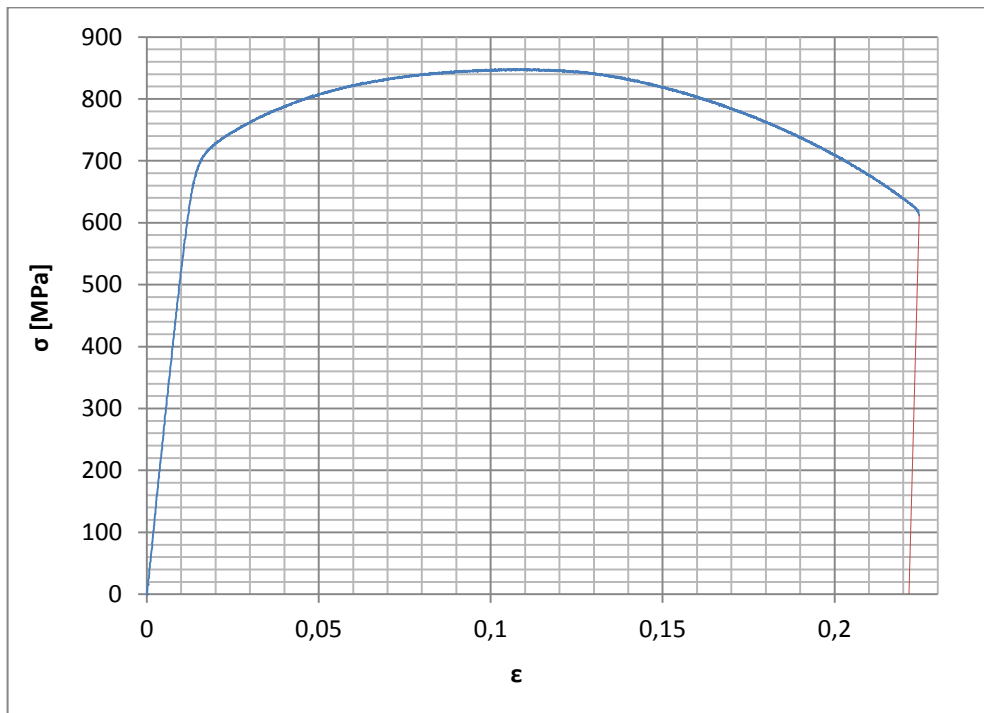


Fig. D.42: curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_2 a cui viene tolta la componente elastica. Si ottiene una  $\epsilon$  pari a 0,2217, a cui corrisponde un A % del 22,17 %.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.10:

E [MPa]	206720
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	713
$\sigma_R$ [MPa]	849
A %	22,17 %

Tabella D.10: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 3\_2.

• **Provino n° 3**

Provino Pos. 3	Provino n° 3
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

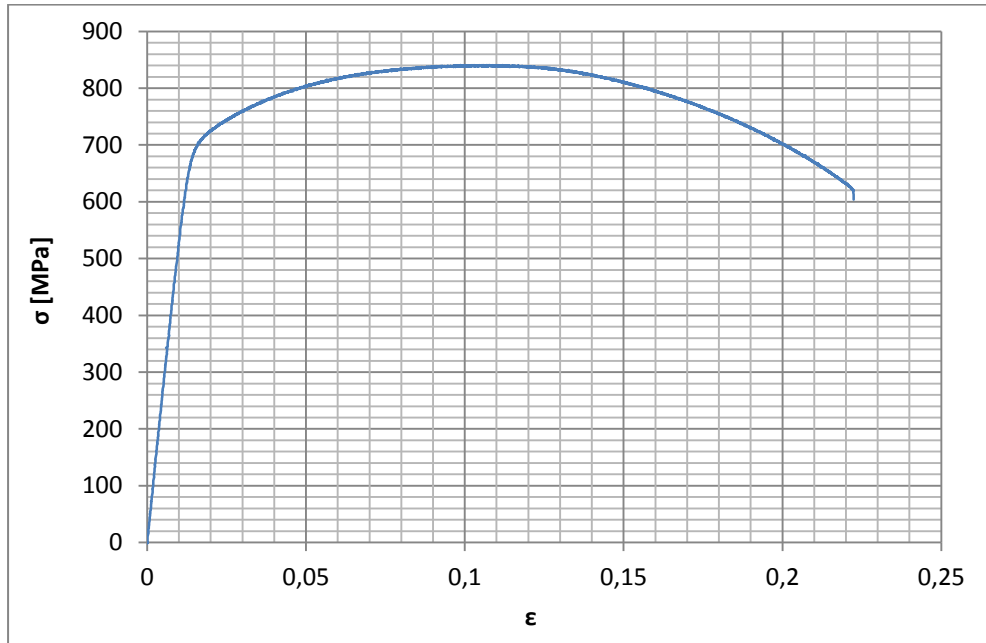


Fig. D.43: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 3\_3 (ottenuta con la deformazione relativa al sensore di spostamento della macchina di trazione).

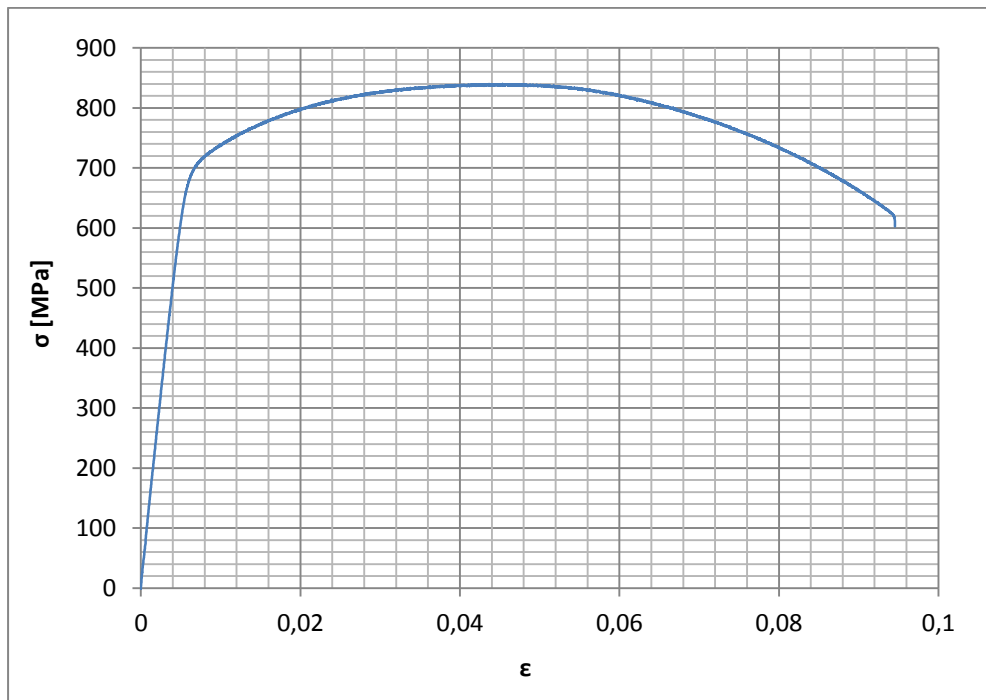


Fig. D.44: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 3\_3 (ottenuta con la deformazione relativa al sensore di spostamento dell'estensometro).

### Dettagli sulla prova e sulla rottura del provino:

La rottura è avvenuta circa in corrispondenza dell'inizio del tratto raccordato. L'estensometro ha pertanto rilevato correttamente solo un tratto della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  (figura D.44). La curva completa in questo caso può essere trovata "tarando" la curva ottenuta con il sensore della macchina di trazione con la curva esatta ottenuta con l'estensometro. A tal scopo viene presa come riferimento la prova sul provino n° 1. In quel caso si otteneva un fattore di correzione pari a 1,52, calcolato rapportando le deformazioni a rottura ottenute con i due diversi sensori. In conclusione il grafico in figura D.43 si è ottenuto moltiplicando per 1,52 le deformazioni ottenute con il sensore della macchina (si è diviso lo spostamento misurato per la lunghezza del tratto utile del provino, pari a 50 mm). Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.45 e figura D.46.



Fig. D.45: provino pos. 3\_3 dopo la rottura.



Fig. D.46: sezione di rottura del provino pos. 3\_3.

### Caratteristiche meccaniche del materiale ottenute dalla prova di trazione:

#### Modulo di Young:

Il modulo di elasticità  $E$  viene ottenuto mediante il metodo della regressione lineare applicato in riferimento ai punti della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  che descrivono il tratto lineare elastico del materiale come mostrato in figura D.47. In tal caso la regressione è stata effettuata sul range di tensioni che va da 0 a circa 300 MPa.

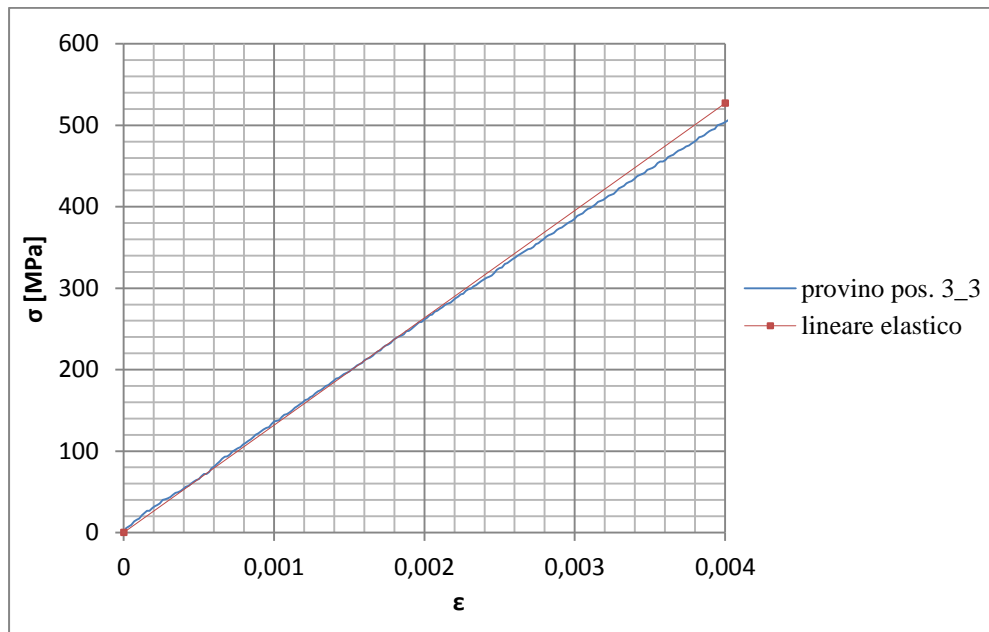


Fig. D.47: tratto della curva  $\sigma - \epsilon$  (ottenuta con l'estensometro) del provino pos. 3\_3.

Si ottiene in questo caso un modulo elastico di 131781 MPa (molto diverso da quello degli altri provini, come si può notare dal grafico di confronto in figura D.48). Il valore non risulta essere attendibile con i valori tipici di un acciaio, pertanto verrà scartato per il calcolo della media. Per tal motivo non potrà essere effettuato il calcolo del carico di scostamento dalla proporzionalità.

Tuttavia verrà ugualmente calcolato l'allungamento percentuale a rottura, essendo il contributo elastico molto limitato.

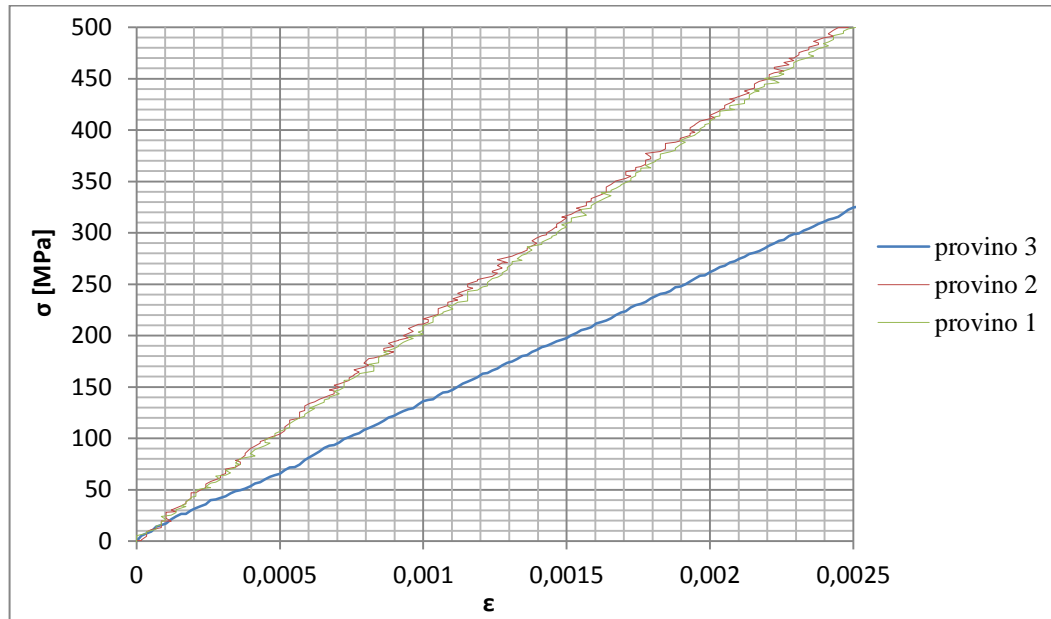


Fig. D.48: diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto tra i provini della pos. 3.

Tensione di rottura e allungamento a rottura:

La tensione di rottura è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi-deformazioni risultante dalla prova di trazione. L'allungamento a rottura è invece la deformazione  $\epsilon$  massima che si verifica nel diagramma sforzi-deformazioni corretto ottenuto con gli spostamenti rilevati dalla macchina, a cui viene sottratta la componente di deformazione elastica (la retta rossa è inclinata con il modulo elastico ottenuto con l'estensometro, figura D.49).

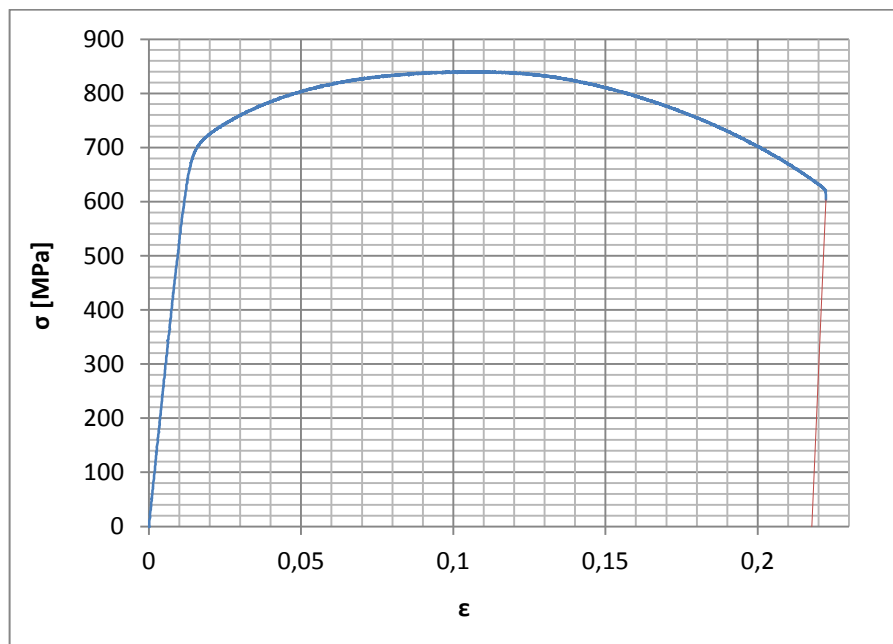


Fig. D.49: curva  $\sigma - \epsilon$  del provino pos. 3\_3 a cui viene tolta la componente elastica.



Si ottiene una  $\epsilon$  pari a 0,2217, a cui corrisponde un A % del 22,17 %.

Valori numerici ottenuti:

I valori caratterizzanti il materiale analizzato vengono riassunti in tabella D.11:

E [MPa]	131781
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	-
$\sigma_R$ [MPa]	841
A %	22,17 %

Tabella D.11: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 3\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 3**

Nelle figure D.50 e D.51 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati: la prima con le deformazioni relative all'estensometro e il secondo con le deformazioni "corrette" derivanti dal sensore della macchina.

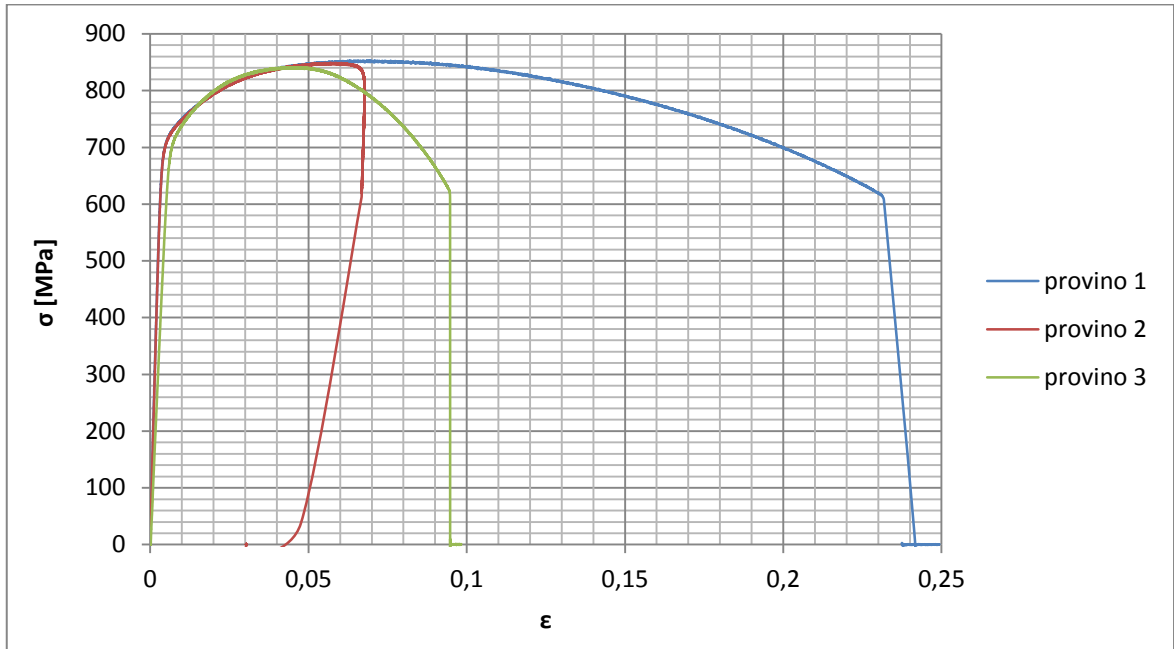


Fig. D. 50: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 3 (deformazioni ottenute con l'estensometro).

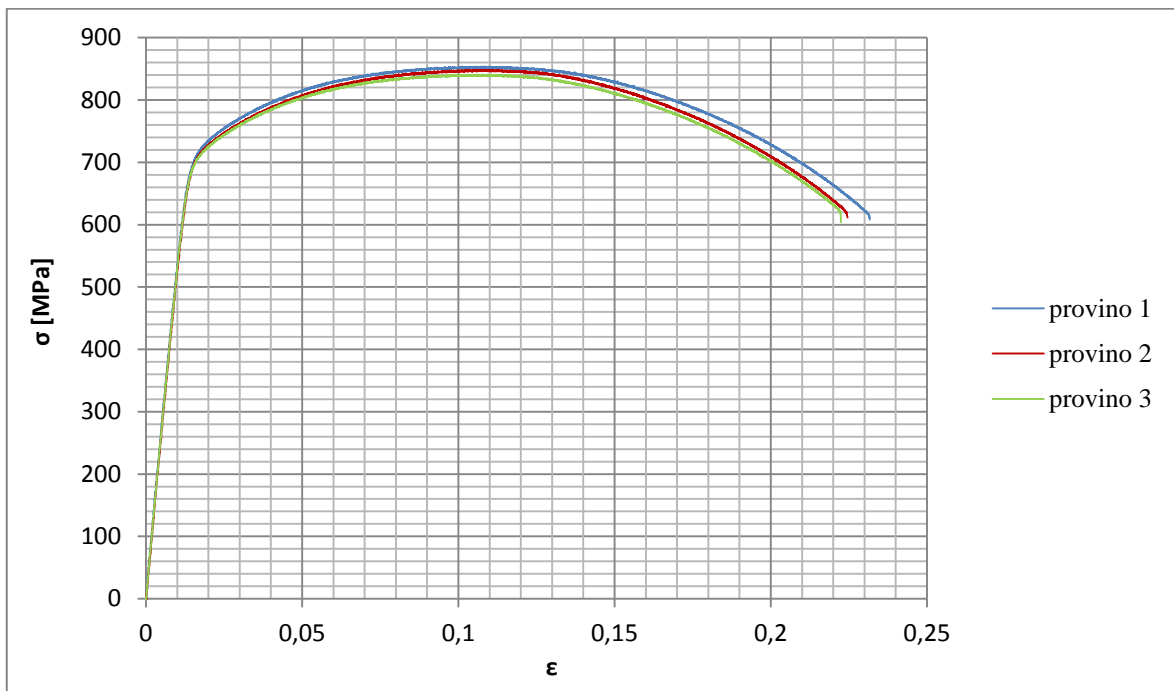


Fig. D. 51: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 3 (deformazioni ottenute con il sensore della macchina).

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. Per il calcolo del modulo di elasticità e del carico di scostamento dalla proporzionalità non viene considerato il provino n° 3, in quanto presenta un valore dell'E non attendibile. La tabella D.12 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 3.

E [MPa]	$209528 \pm 35681$
$\sigma_{p0,2}$ [MPa]	$714 \pm 6$
$\sigma_R$ [MPa]	$848 \pm 16$
A %	$22,28 \pm 1,40$

Tabella D.12: proprietà meccaniche ricavate per i provini in pos.1.

### D.2.4 Provini Posizione 4

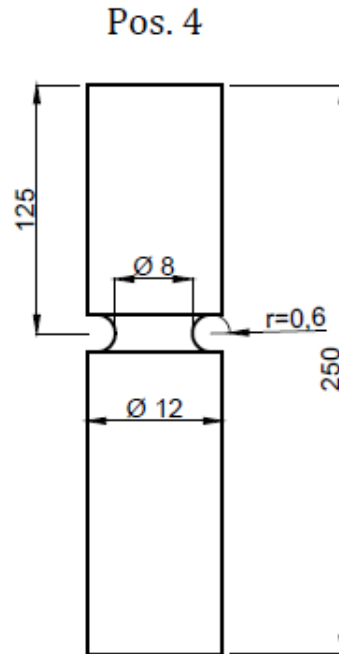


Fig. D.52: dimensioni geometriche del provino a sezione circolare con intaglio ad U.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 4	Provino n° 1
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

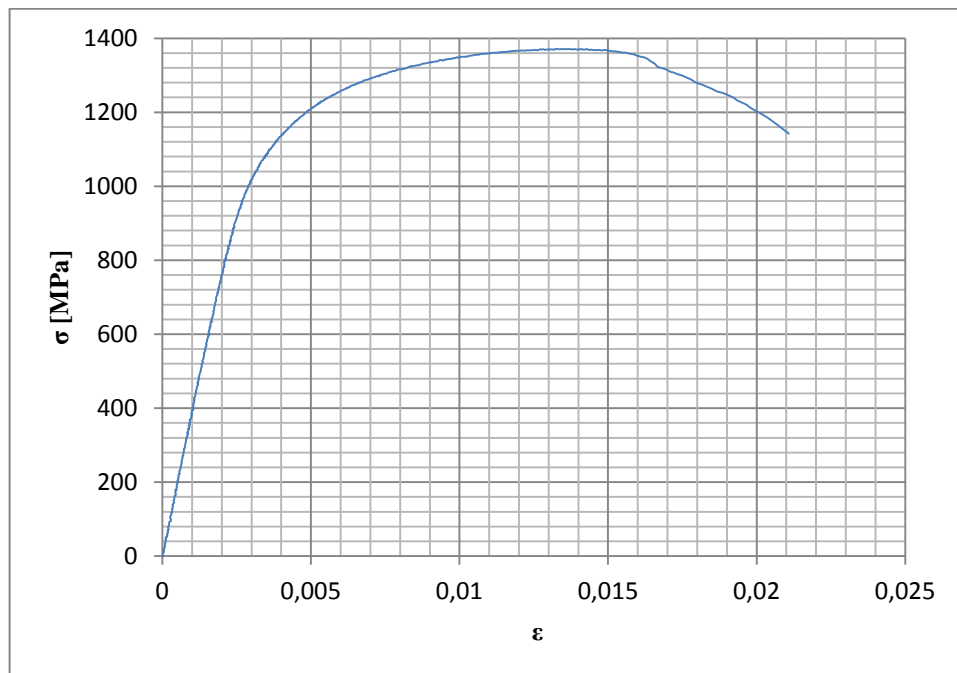


Fig. D.53: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 4\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.54 e figura D.55:



Fig. D.54: provino pos. 4\_1 dopo la rottura.



Fig. D.55: sezione di rottura del provino pos. 4\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	1371
------------------	------

Tabella D.13: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.4\_1

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 4	Provino n° 2
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

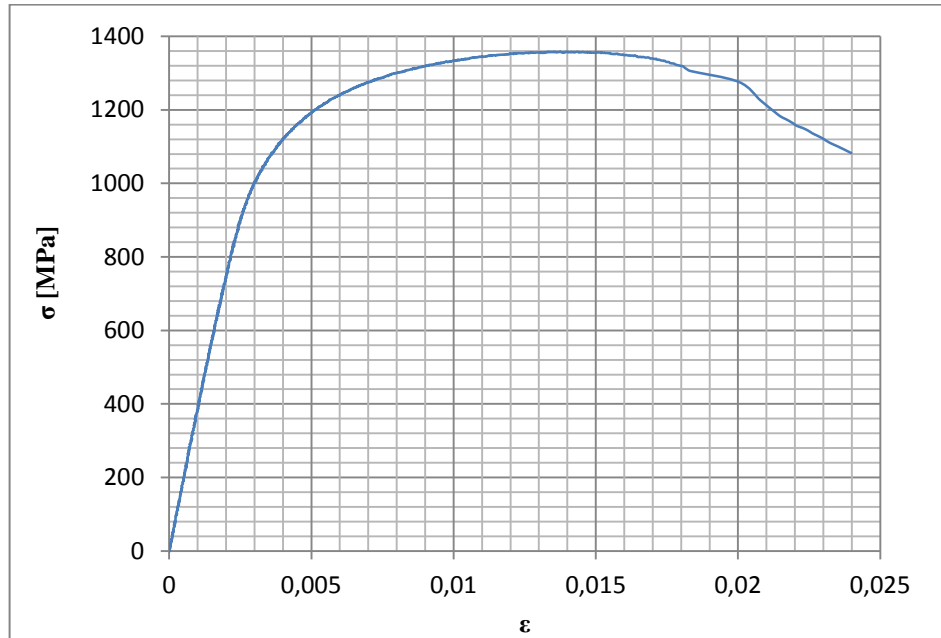


Fig. D.56: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 4\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.57 e figura D.58:



Fig. D.57: provino pos. 4\_2 dopo la rottura.



Fig. D.58: sezione di rottura del provino pos. 4\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	1359
------------------	------

Tabella D.14: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.4\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 4	Provino n° 3
Area sezione netta: 50,27 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

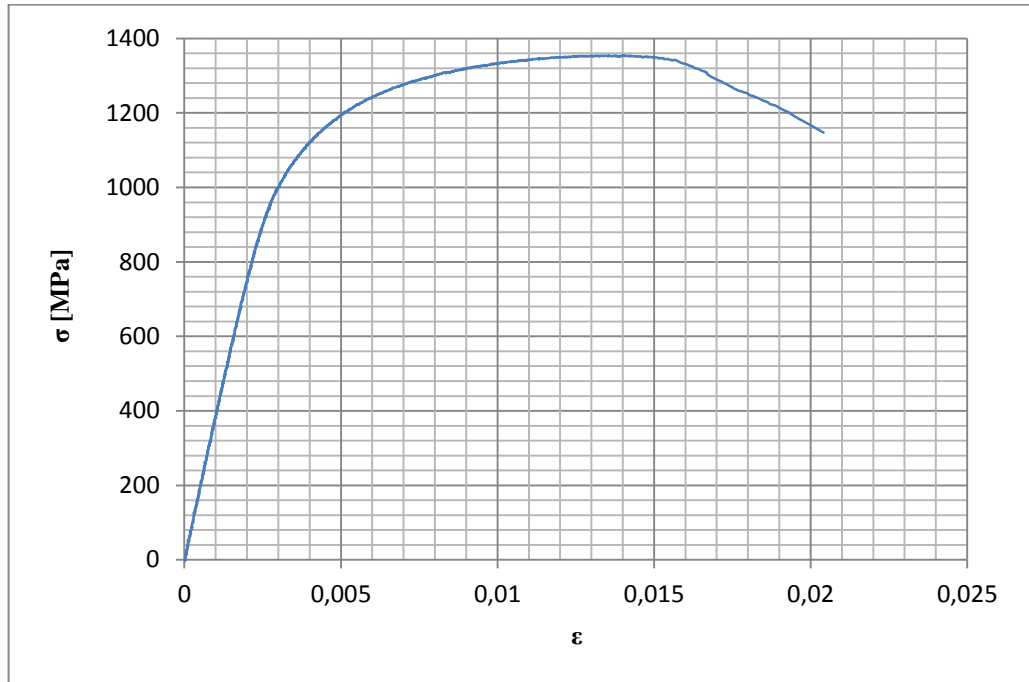


Fig. D.59: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 4\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.60 e figura D.61:



Fig. D.60: provino pos. 4\_3 dopo la rottura.



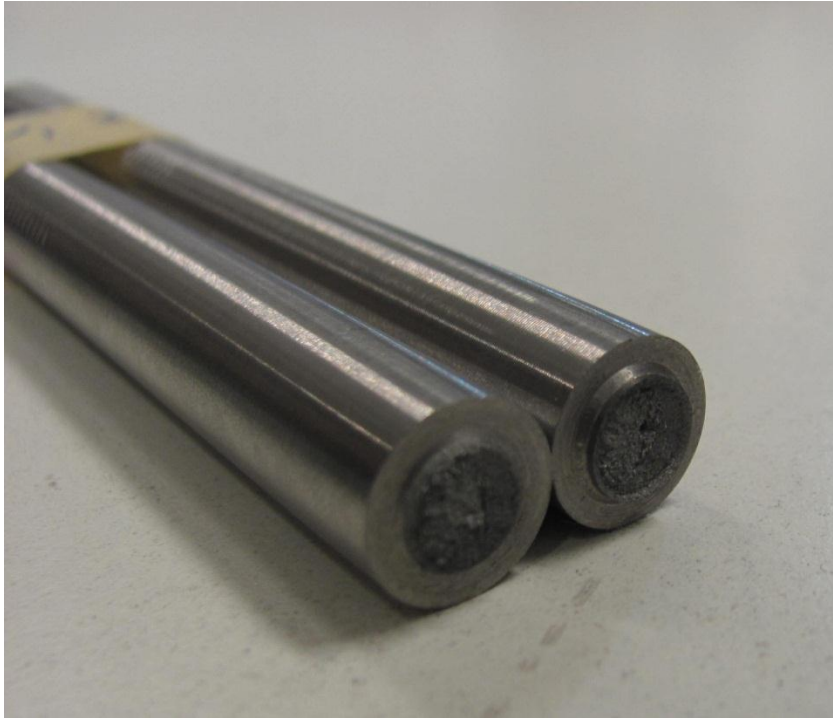


Fig. D.61: sezione di rottura del provino pos. 4\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	1359
------------------	------

Tabella D.15: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos.4\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 4**

In figura D.62 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

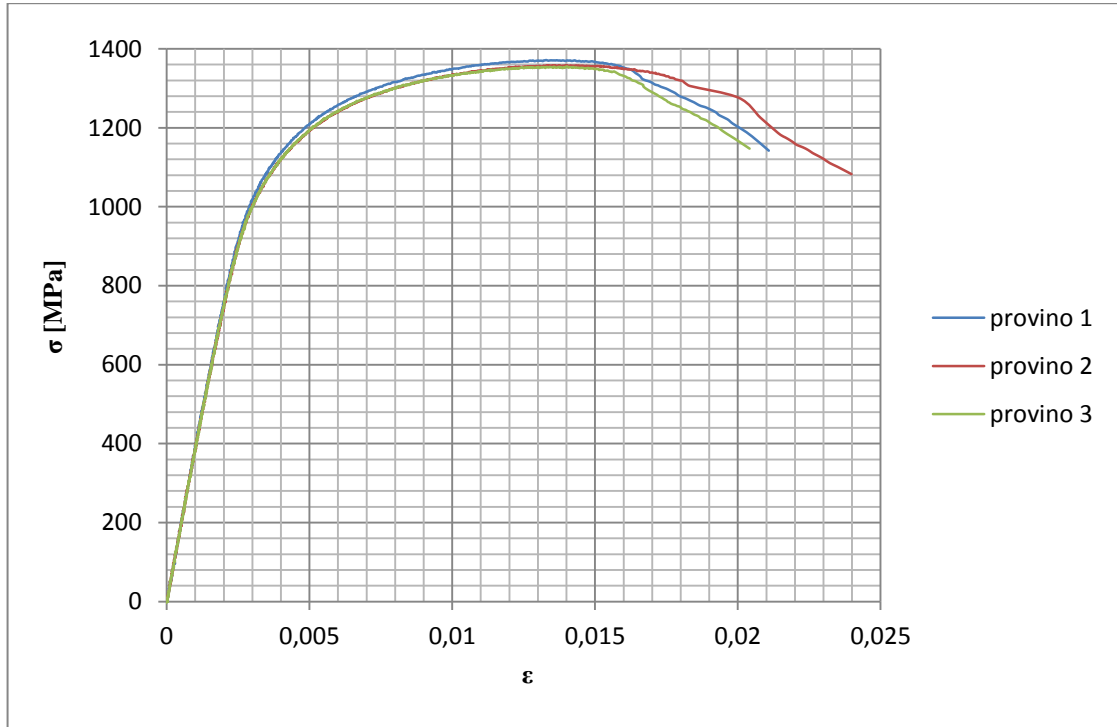


Fig. D.62: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 4.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.16 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 4. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$1362 \pm 21$
------------------	---------------

Tabella D.16: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 4.

### D.2.5 Provini Posizione 5

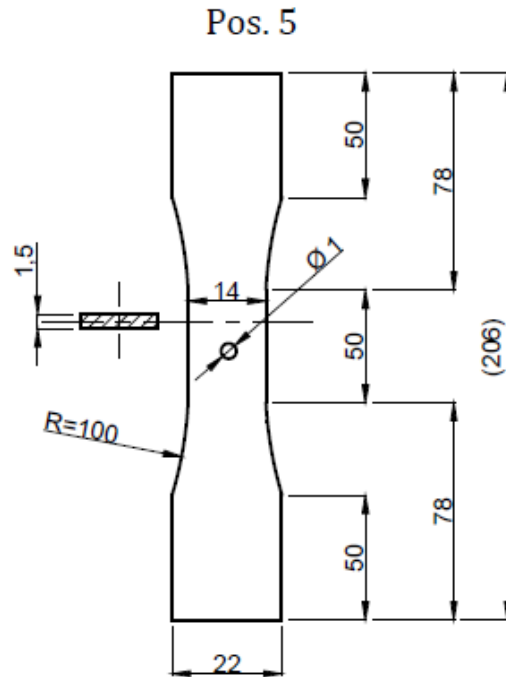


Fig. D.63: dimensioni geometriche del provino a sezione rettangolare con foro passante del diametro di 1 mm.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 5	Provino n° 1
Area sezione netta: 19,5 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

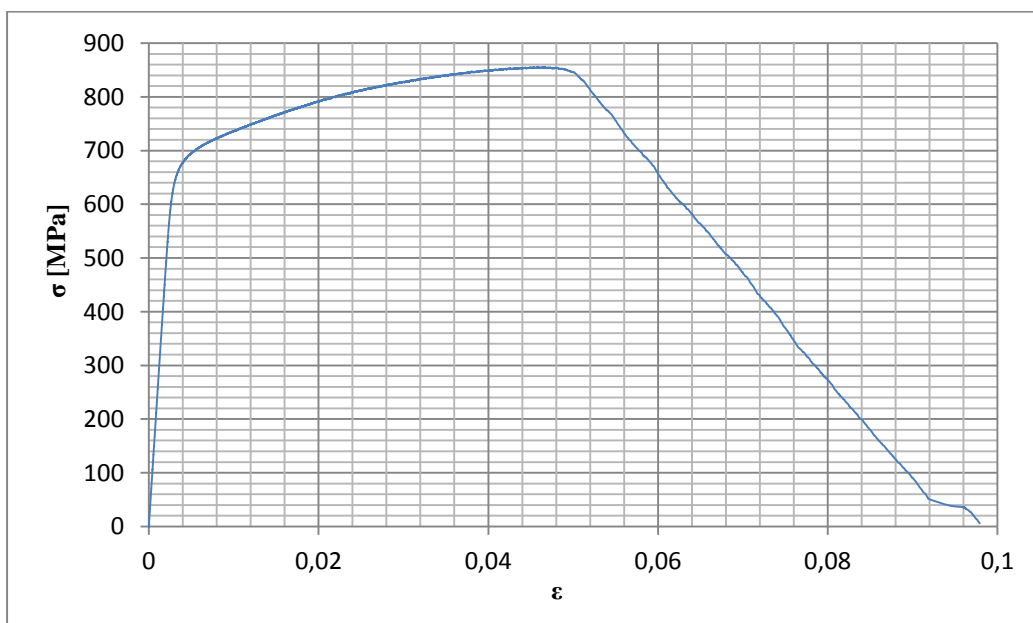


Fig. D.64: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 5\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.65 e figura D.66:

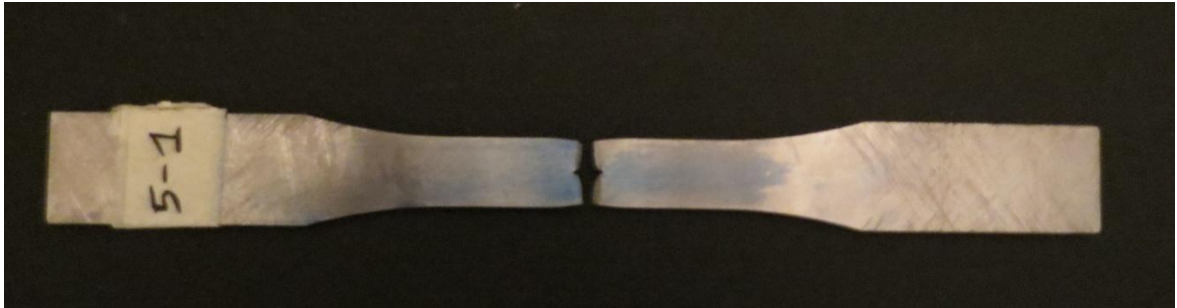


Fig. D.65: provino pos. 5\_1 dopo la rottura.



Fig. D.66: sezione di rottura del provino pos. 5\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	856
------------------	-----

Tabella D.17: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 5\_1.

• **Provino n° 2**

Provino Pos. 5	Provino n° 2
Area sezione netta: 19,5 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

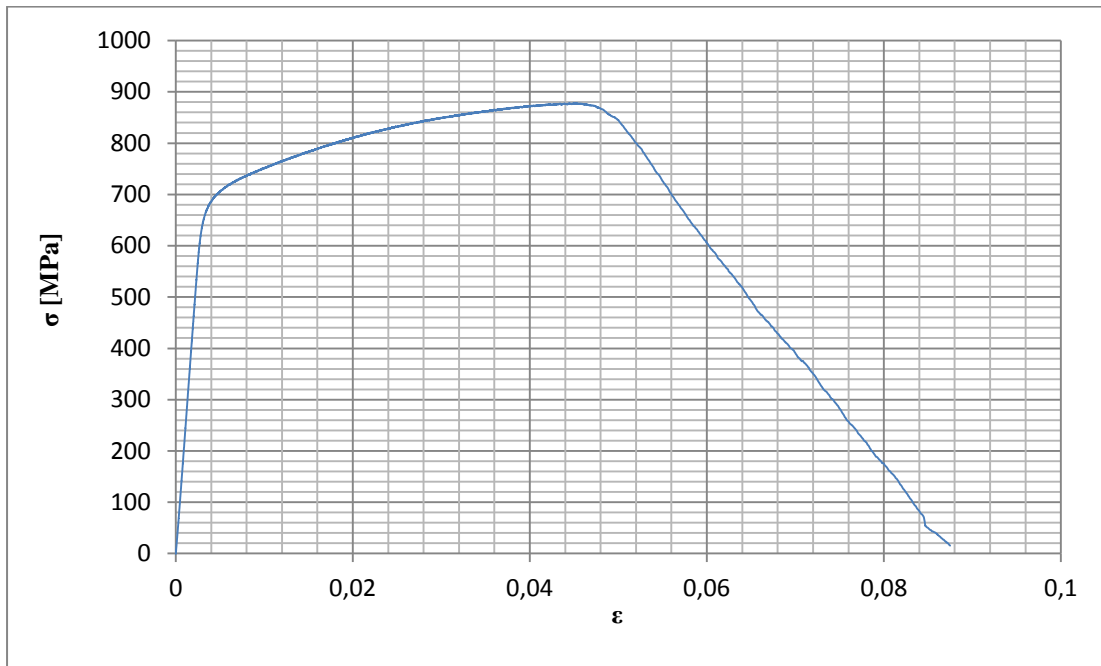


Fig. D.67: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 5\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.68 e figura D.69:



Fig. D.68: provino pos. 5\_2 dopo la rottura.



Fig. D.69: sezione di rottura del provino pos. 5\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	878
------------------	-----

Tabella D.18: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 5\_2.

• **Provino n° 3**

Provino Pos. 5	Provino n° 3
Area sezione netta: 19,5 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

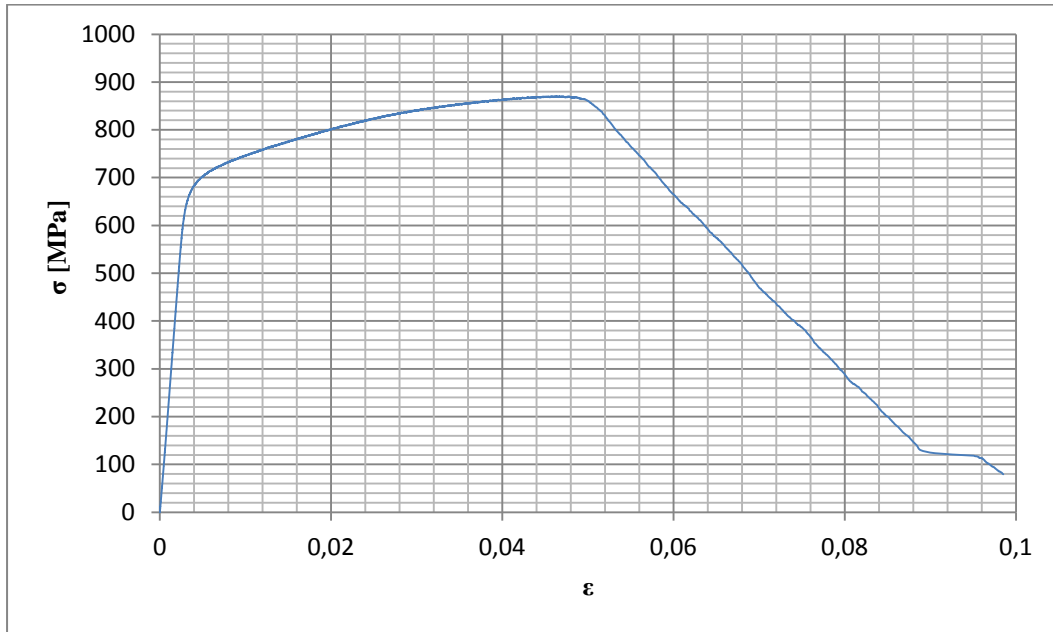


Fig. D.70: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 5\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.71 e figura D.72:



Fig. D.71: provino pos. 5\_3 dopo la rottura.

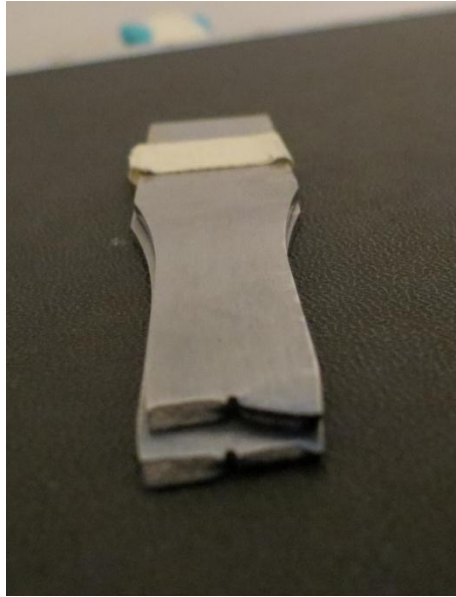


Fig. D.72: sezione di rottura del provino pos. 5\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	870
------------------	-----

Tabella D.19: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 5\_3.



► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 5**

In figura D.73 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

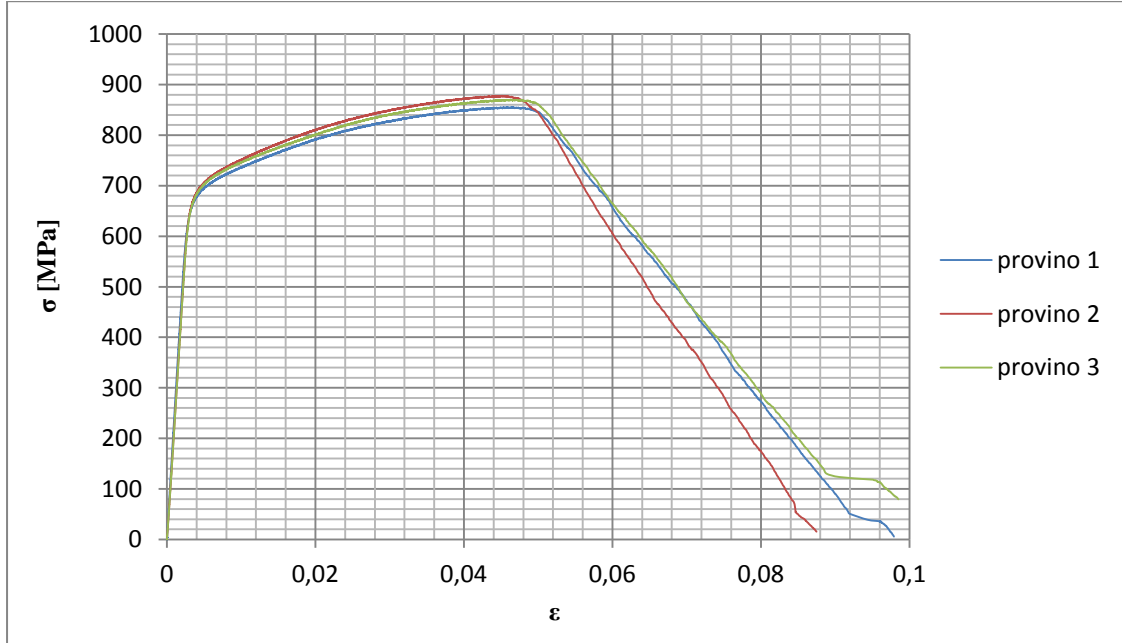


Fig. D. 73: diagramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 5.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.20 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 5. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$868 \pm 28$
------------------	--------------

Tabella D.20: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 5.

### D.2.6 Provini Posizione 6

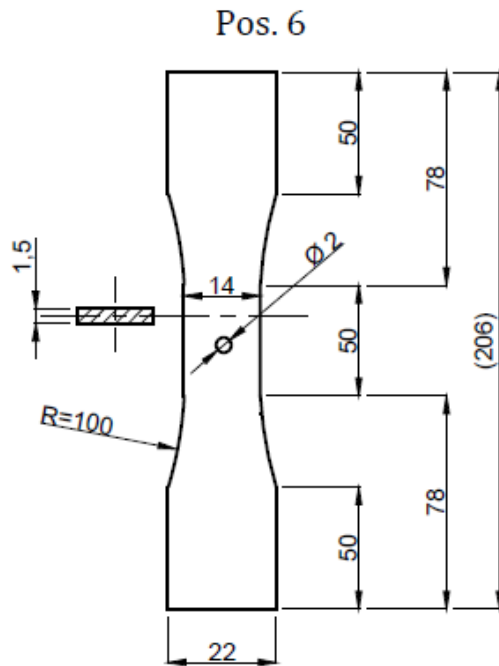


Fig. D.74: dimensioni geometriche del provino a sezione rettangolare con foro passante del diametro di 2 mm.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 6	Provino n° 1
Area sezione netta: 18 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

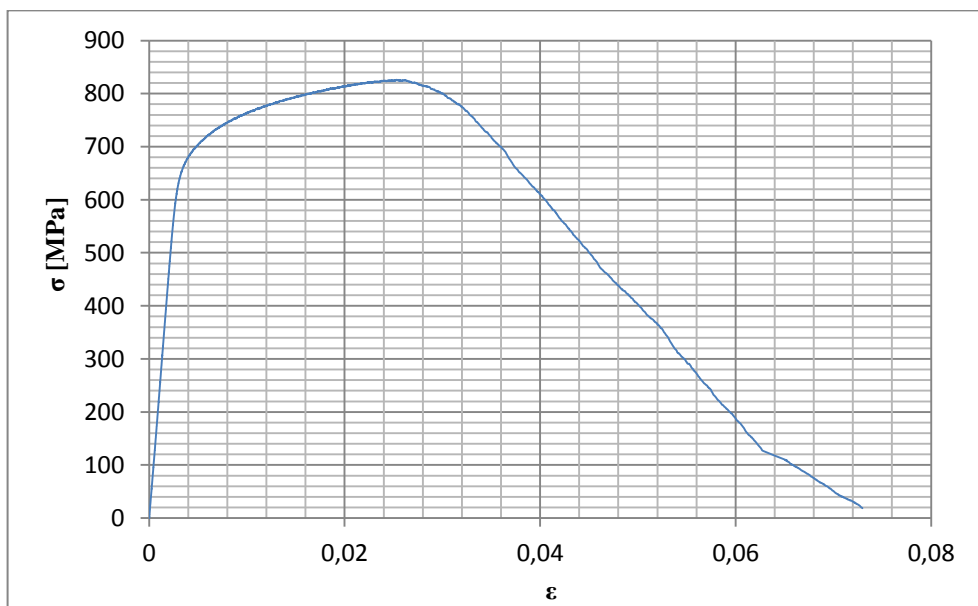


Fig. D.75: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 6\_1.

Il provino in questione non è stato realizzato rispettando i requisiti geometrici descritti nel disegno in figura D.74. In particolare il foro non risulta avere le dimensioni richieste e inoltre non risulta centrato correttamente lungo l'asse del provino.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.76 e figura D.77. Si può notare che il foro di questo provino non risulta essere perfettamente centrato lungo l'asse longitudinale del provino.

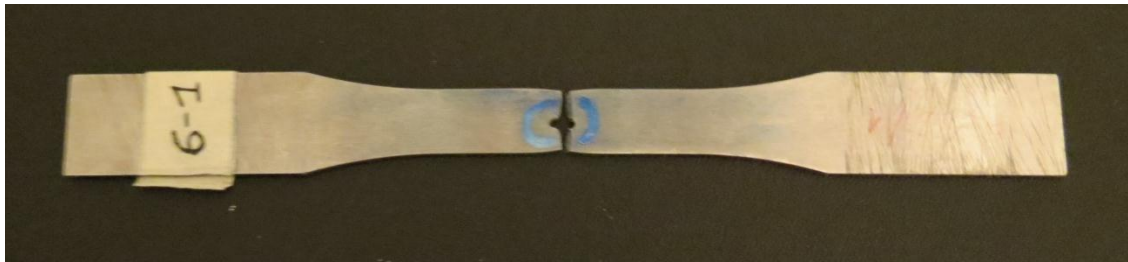


Fig. D.76: provino pos. 6\_1 dopo la rottura.

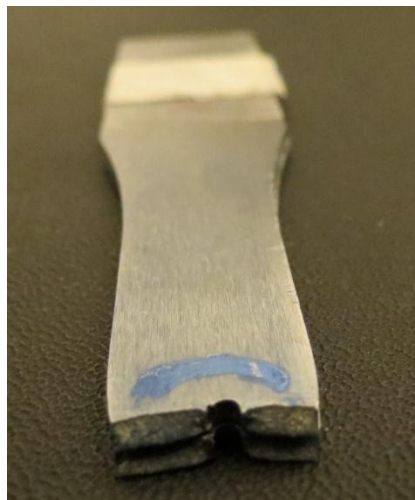


Fig. D.77: sezione di rottura del provino pos. 6\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione (tabella D.21). Non essendo il provino testato conforme alle specifiche geometriche richieste, il valore ottenuto della tensione di rottura verrà scartato nel calcolo della media.

$\sigma_R$ [MPa]	826
------------------	-----

Tabella D.21: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 6\_1.

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 6	Provino n° 2
Area sezione netta: 18 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

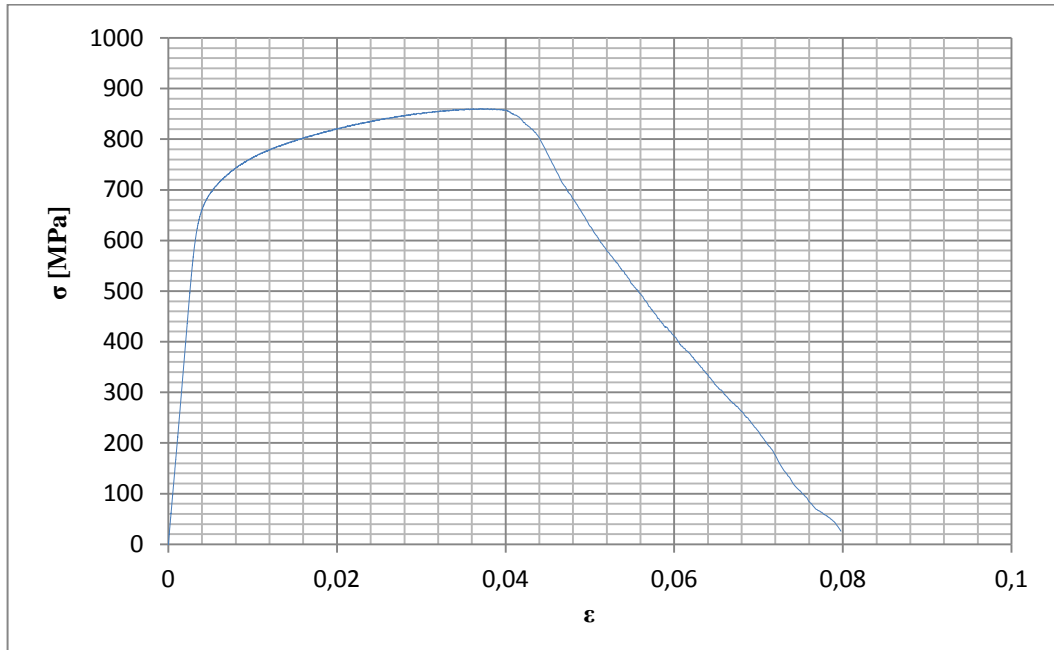


Fig. D.78: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 6\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.79 e figura D.80:



Fig. D.79: provino pos. 6\_2 dopo la rottura.



Fig. D.80: sezione di rottura del provino pos. 6\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	846
------------------	-----

Tabella D.22: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 6\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 6	Provino n° 3
Area sezione netta: 18 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: Schenck

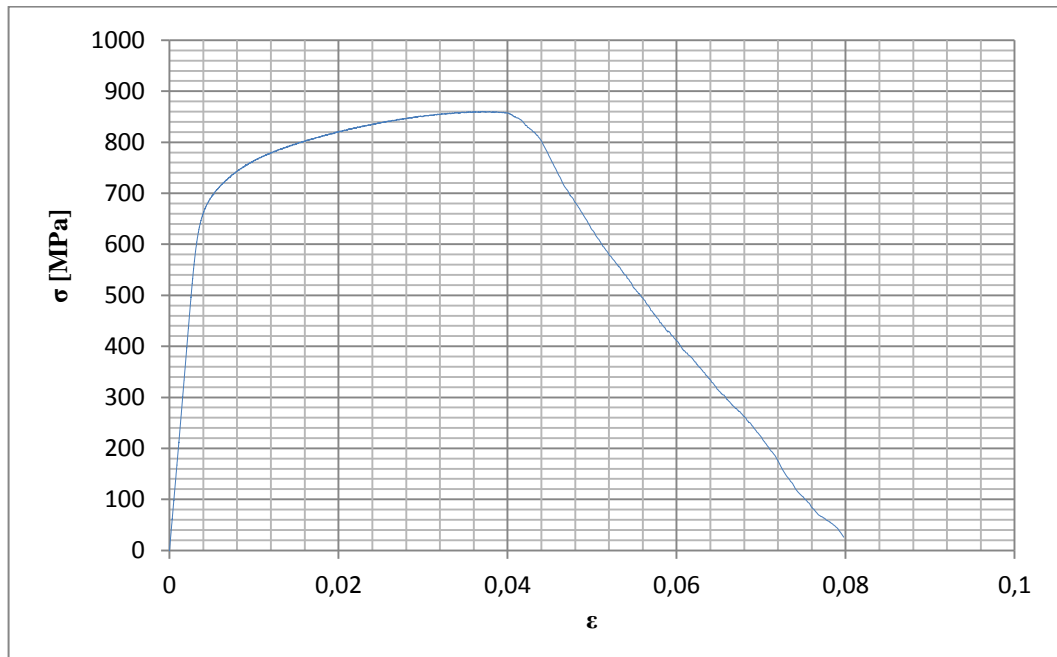


Fig. D.81: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 6\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.82 e figura D.83:



Fig. D.81: provino pos. 6\_3 dopo la rottura.

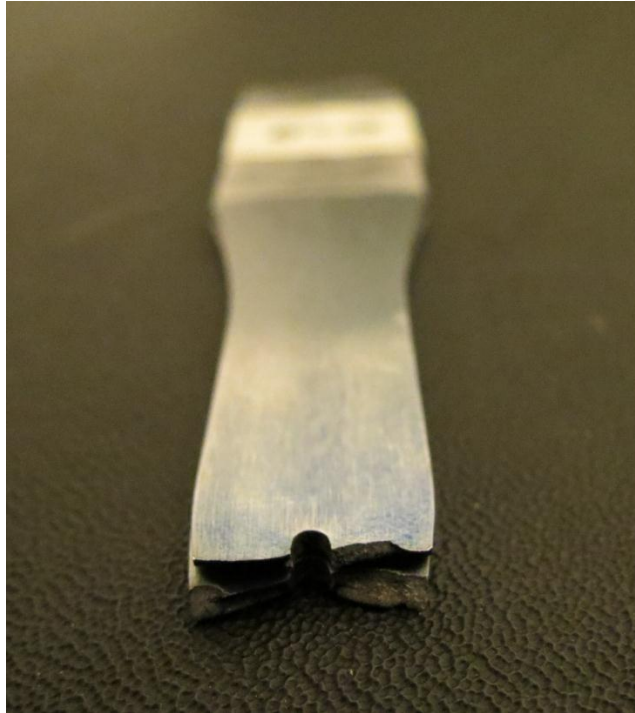


Fig. D.83: sezione di rottura del provino pos. 6\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	860
------------------	-----

Tabella D.23: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 6\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 6**

In figura D.84 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

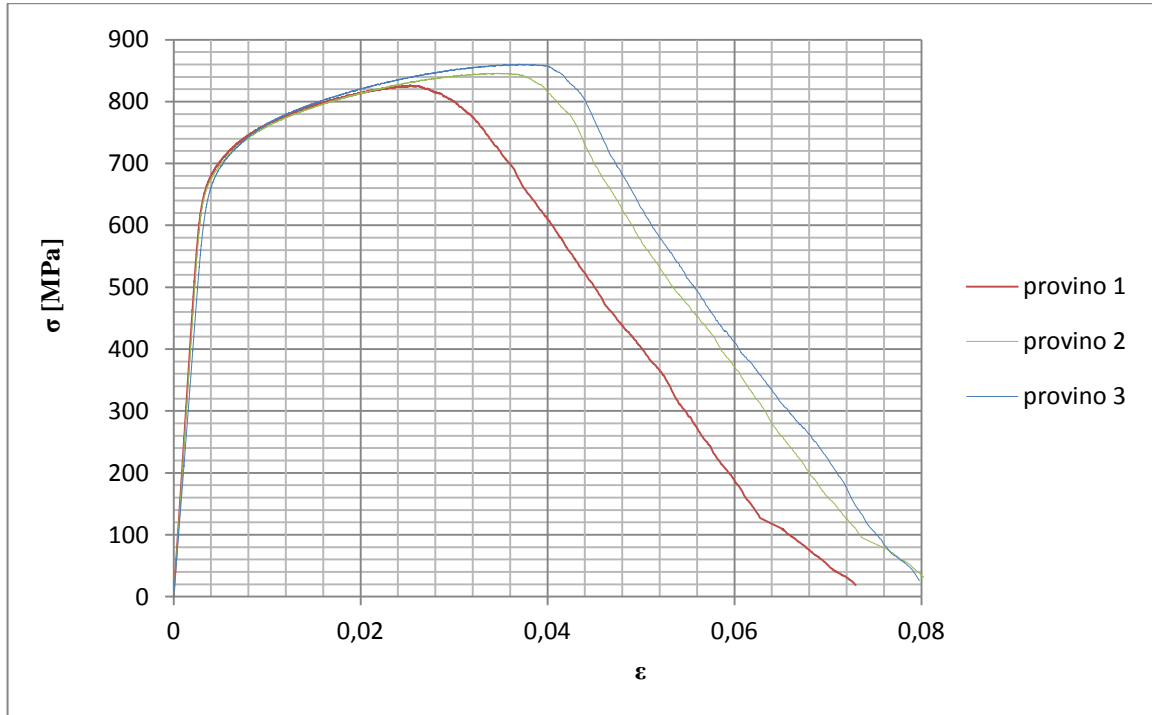


Fig. D. 84: diagramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 6.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.24 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 6. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$853 \pm 89$
------------------	--------------

Tabella D.24: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 6.



### D.2.7 Provini Posizione 7

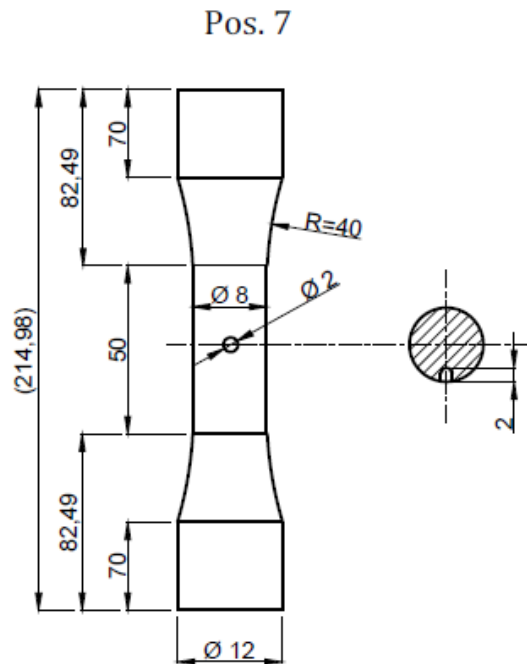


Fig. D.85: dimensioni geometriche del provino a sezione circolare con foro radiale cieco (profondità di 2 mm) del diametro di 2 mm.

L'area netta dei provini in posizione 7 è stata calcolata realizzando il modello 3D del pezzo, come mostrato in figura D.86. In questo caso si ha un'area di 46,9 mm<sup>2</sup>.

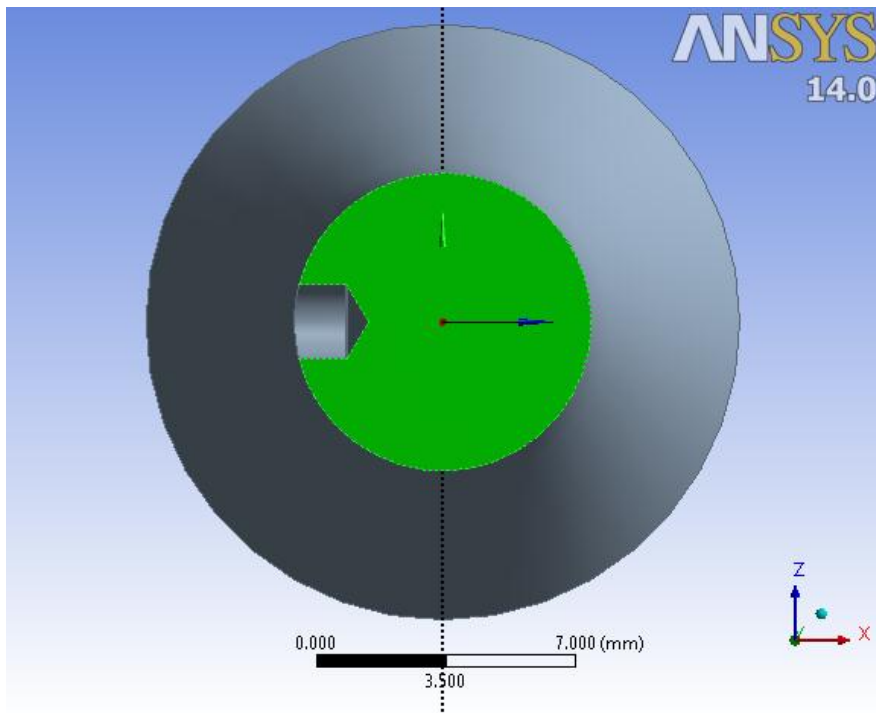


Fig. D.86: l'area netta in verde dei provini in posizione 7.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 7	Provino n° 1
Area sezione netta: 46,9 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

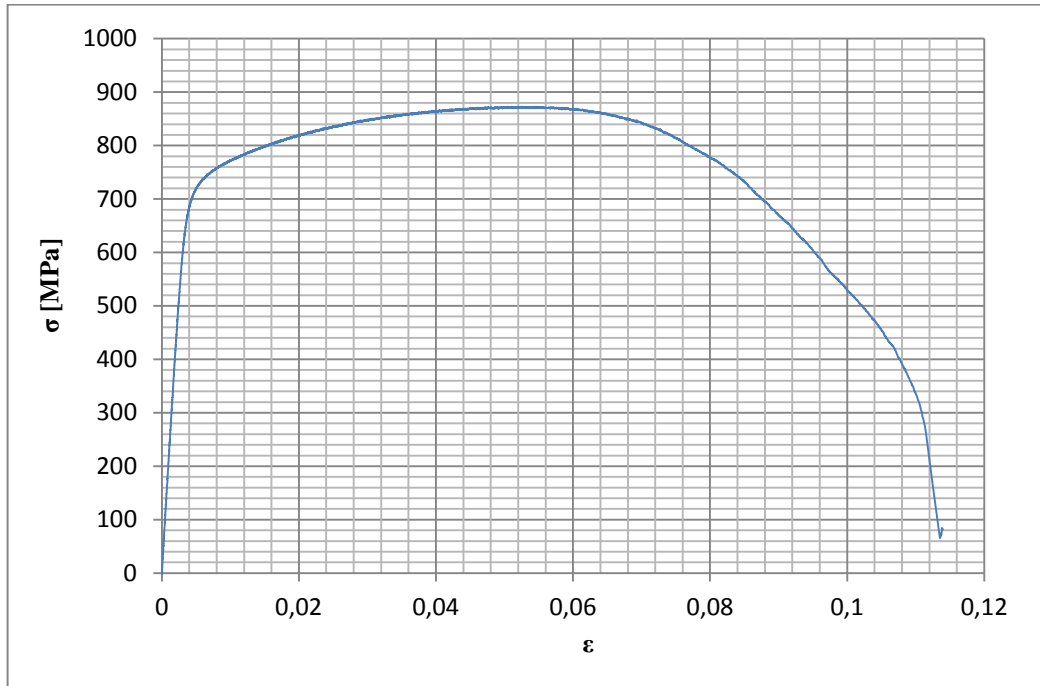


Fig. D.87: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 7\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.88 e figura D.89:



Fig. D.88: provino pos. 7\_1 dopo la rottura.



Fig. D.89: sezione di rottura del provino pos. 7\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	873
------------------	-----

Tabella D.25: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 7\_1.

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 7	Provino n° 2
Area sezione netta: 46,9 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

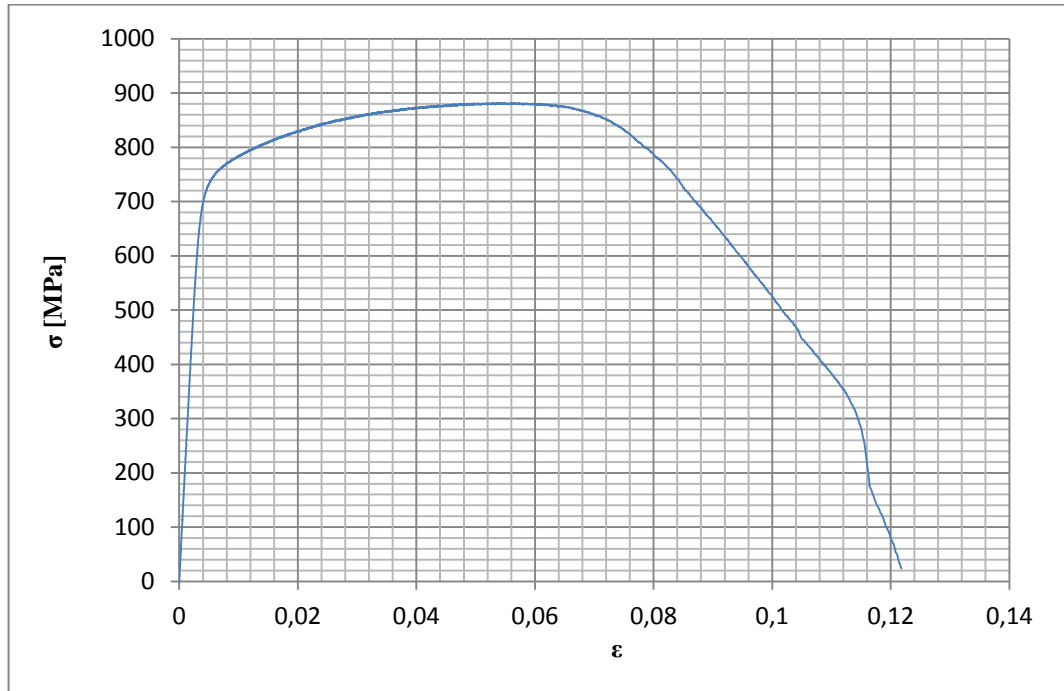


Fig. D.90: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 7\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.91 e figura D.92:



Fig. D.91: provino pos. 7\_2 dopo la rottura.

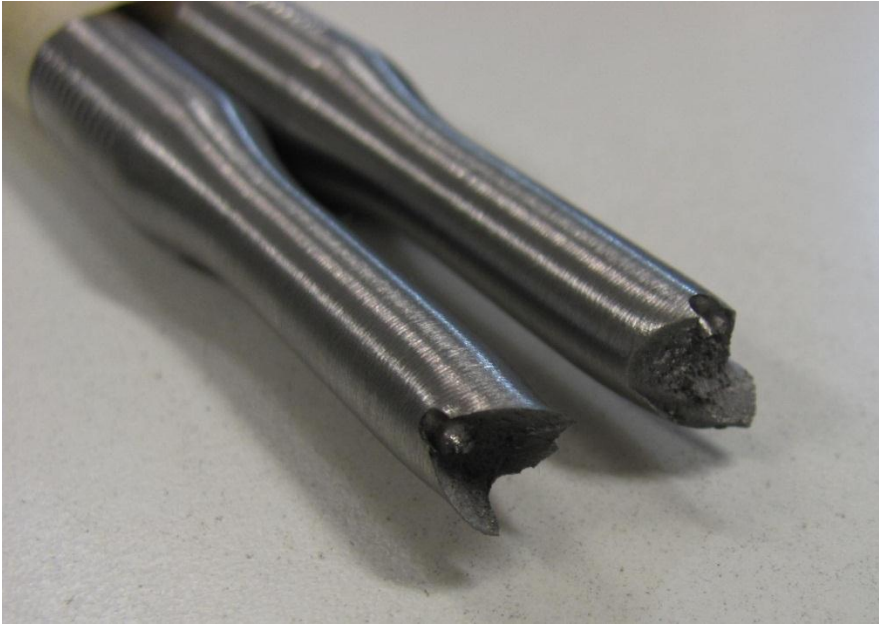


Fig. D.92: sezione di rottura del provino pos. 7\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	882
------------------	-----

Tabella D.26: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 7\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 7	Provino n° 3
Area sezione netta: 46,9 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MTS

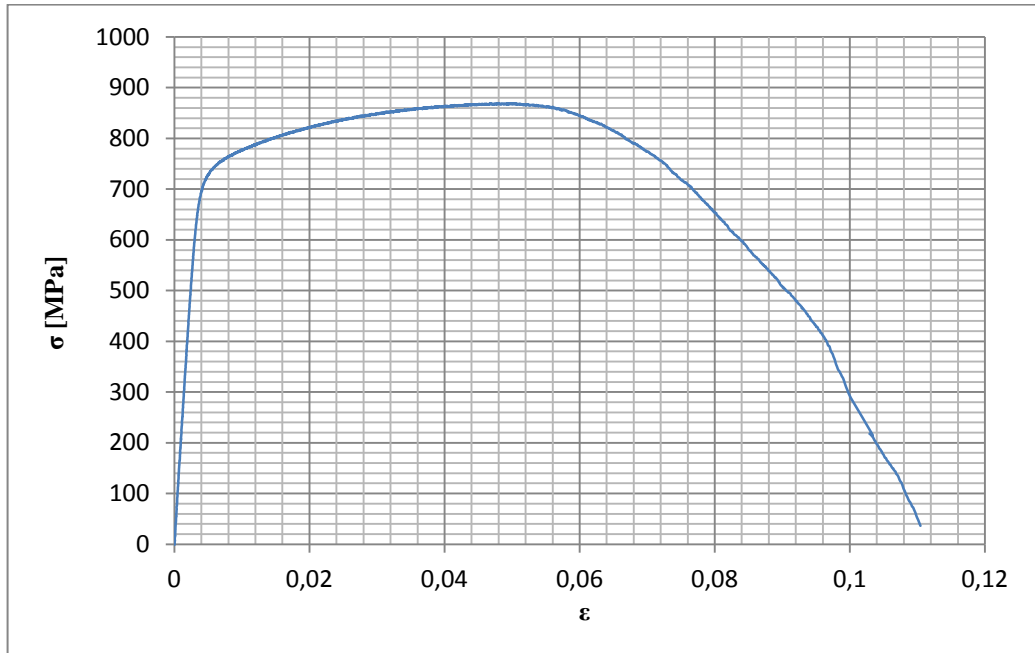


Fig. D.93: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 7\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.94 e figura D.95:



Fig. D.94: provino pos. 7\_3 dopo la rottura.



Fig. D.95: sezione di rottura del provino pos. 7\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	869
------------------	-----

Tabella D.27: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 7\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 7**

In figura D.96 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

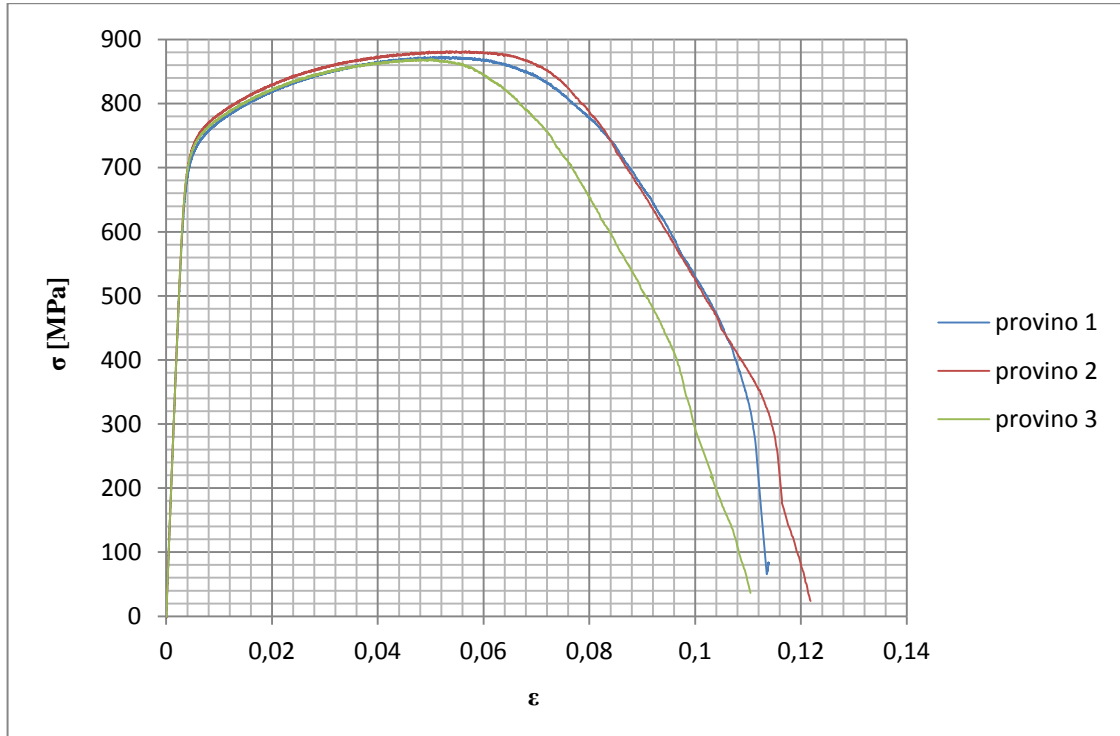


Fig. D. 96: diagramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 7.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.28 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 7. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$875 \pm 16$
------------------	--------------

Tabella D.28: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 7.



## D.2.8 Provini Posizione 8

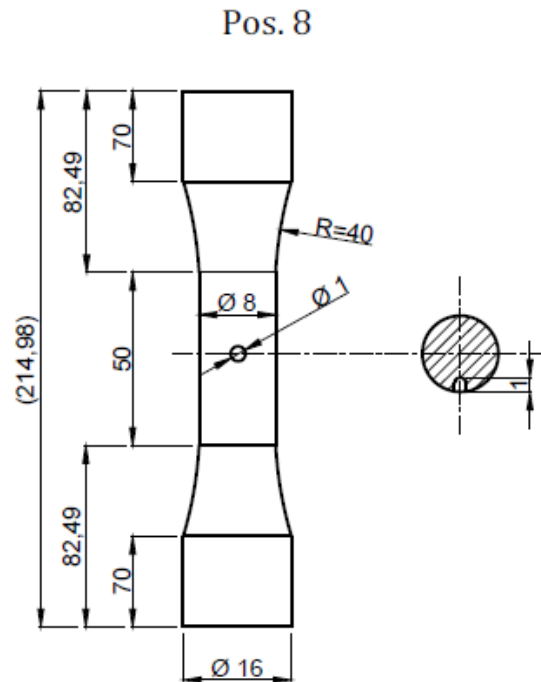


Fig. D.97: dimensioni geometriche del provino a sezione circolare con foro radiale cieco (profondità di 1 mm) del diametro di 1 mm.

L'area netta dei provini in posizione 8 è stata calcolata realizzando il modello 3D del pezzo, come mostrato in figura D.98. In questo caso si ha un'area di 49,4 mm<sup>2</sup>.

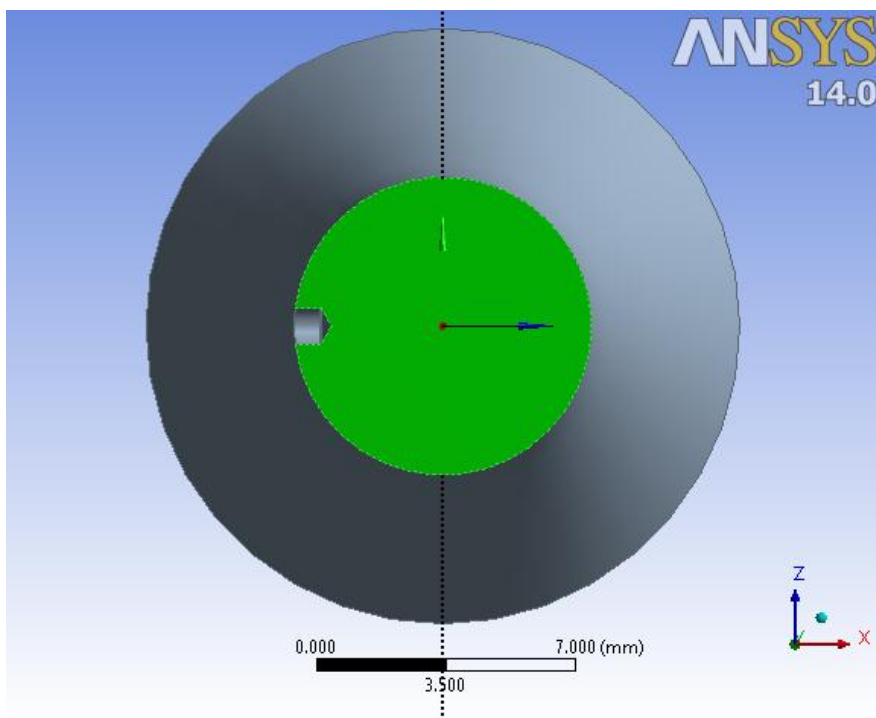


Fig. D.98: l'area netta in verde dei provini in posizione 8.

- **Provino n° 1**

Provino Pos. 8	Provino n° 1
Area sezione netta: 49,4 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

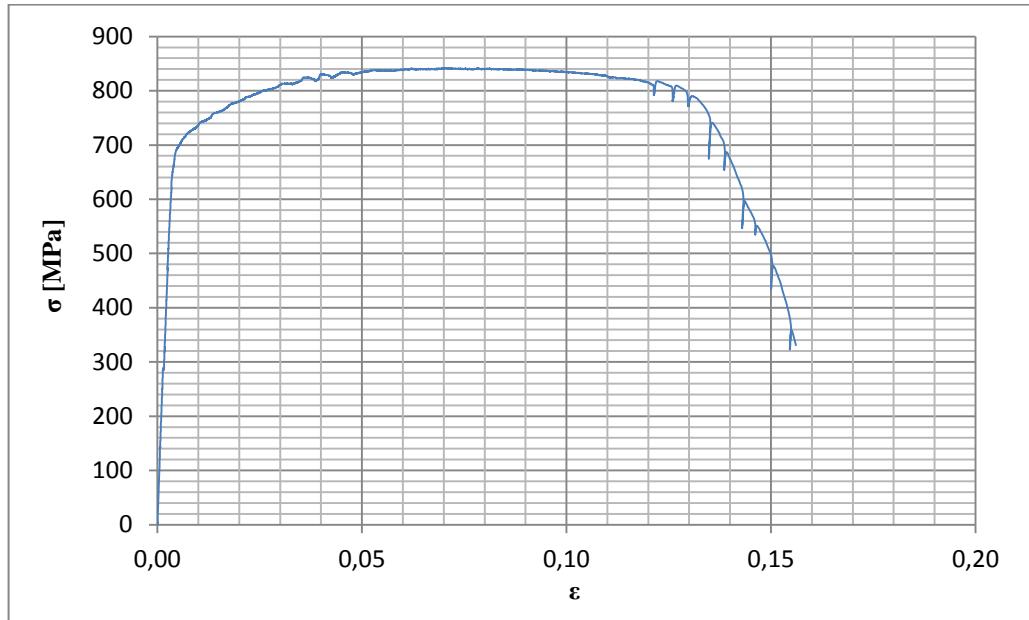


Fig. D.99: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 8\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.100 e figura D.101:



Fig. D.100: provino pos. 8\_1 dopo la rottura.



Fig. D.101: sezione di rottura del provino pos. 8\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	842
------------------	-----

Tabella D.29: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 8\_1.

- **Provino n° 2**

Provino Pos. 8	Provino n° 2
Area sezione netta: 49,4 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

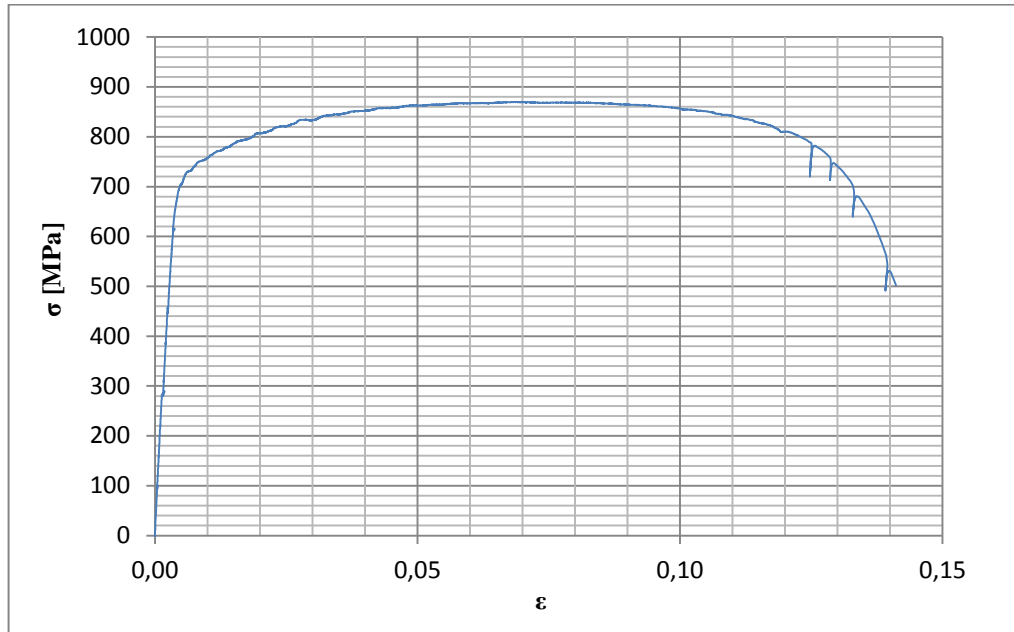


Fig. D.102: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 8\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.103 e figura D.104:



Fig. D.103: provino pos. 8\_2 dopo la rottura.



Fig. D.104: sezione di rottura del provino pos. 8\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	870
------------------	-----

Tabella D.30: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 8\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Pos. 8	Provino n° 3
Area sezione netta: 49,4 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

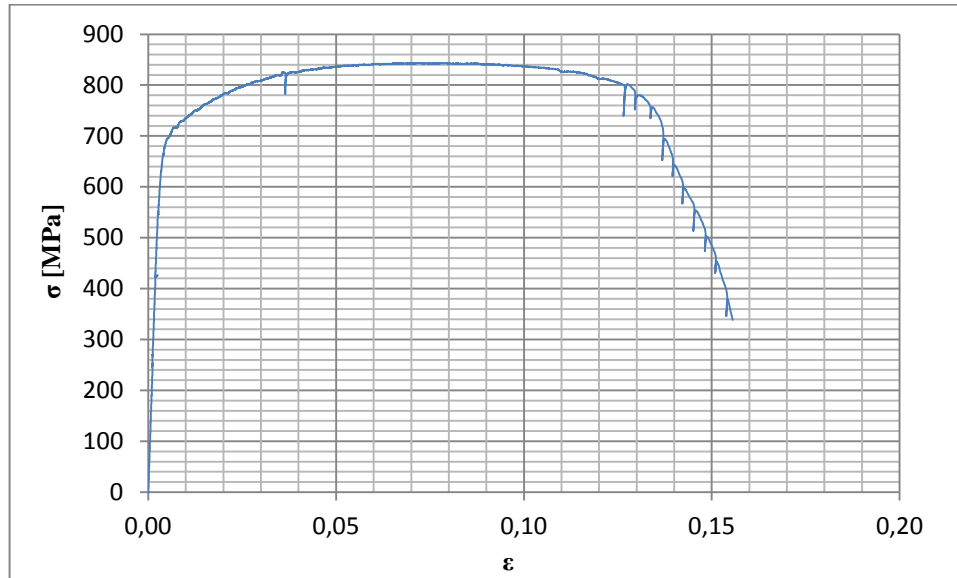


Fig. D.105: curva di trazione tensione – deformazioni per il provino pos. 8\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura D.106 e figura D.107:

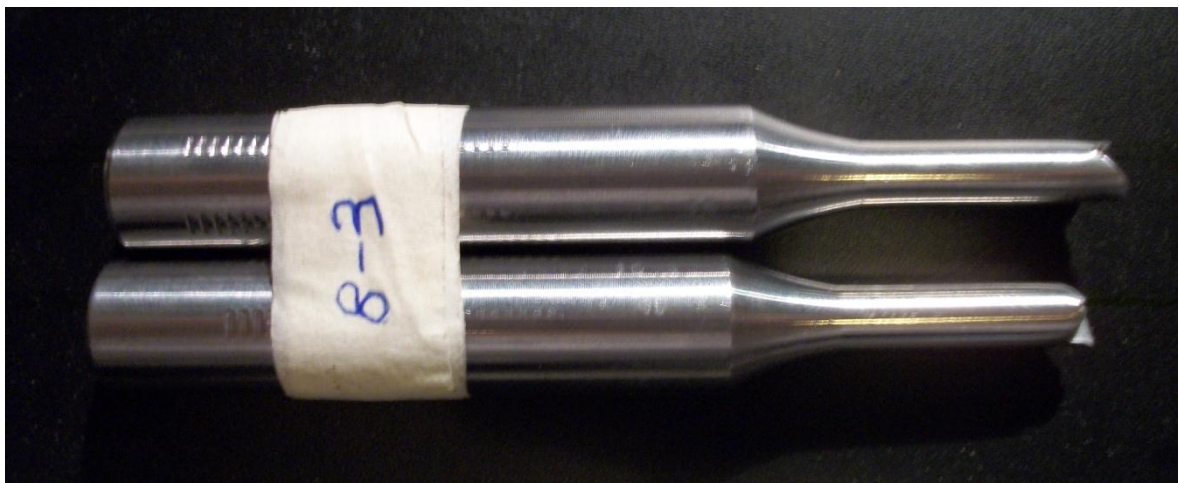


Fig. D.106: provino pos. 8\_3 dopo la rottura.



Fig. D.107: sezione di rottura del provino pos. 8\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la tensione di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $\sigma$  raggiunto nella curva sforzi- deformazioni risultante dalla prova di trazione.

$\sigma_R$ [MPa]	844
------------------	-----

Tabella D.31: proprietà meccaniche ricavate dal provino pos. 8\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Posizione 8**

In figura D.108 viene riportato un diagramma  $\sigma - \epsilon$  di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati. Il provino 2 presenta un andamento diverso rispetto a quello ottenuto per gli altri due.

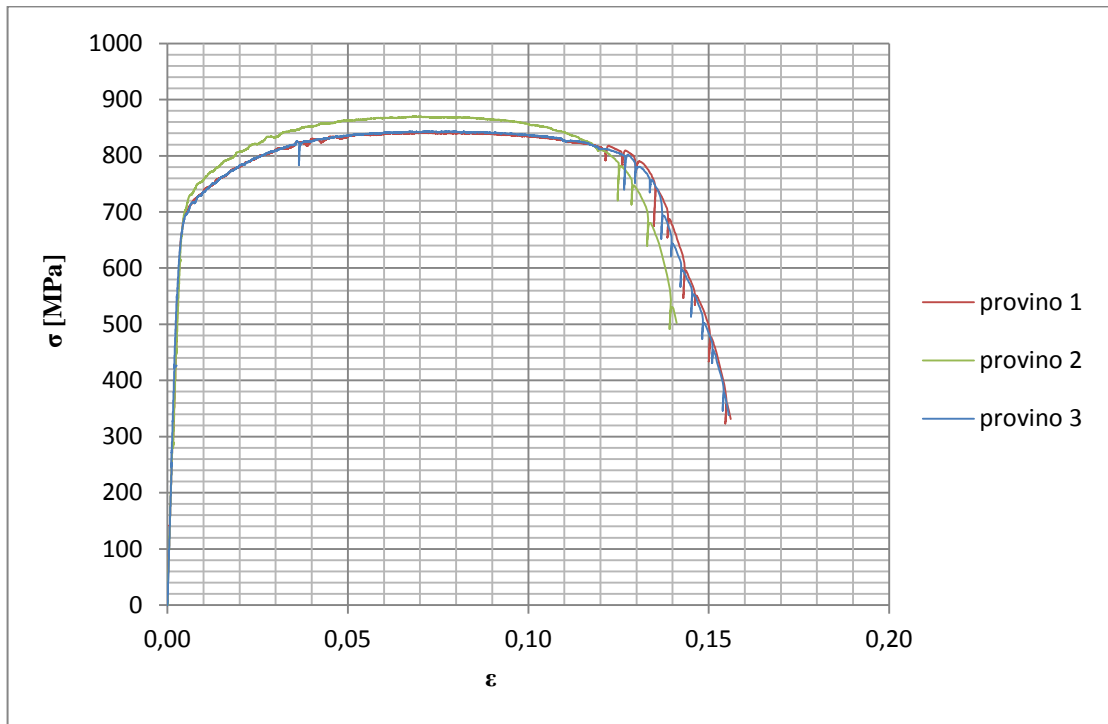


Fig. D. 108: diagramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini in posizione 7.

L'elaborazione dei dati è avvenuta come per il provino in posizione 1 utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella D.32 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini in posizione 8. In questo caso si analizza la sola tensione di rottura.

$\sigma_R$ [MPa]	$852 \pm 39$
------------------	--------------

Tabella D.32: proprietà meccaniche ricavate per i provini in posizione 8.





## **APPENDICE E**

### **PROVINI PER LA VALUTAZIONE DELLA RESISTENZA A FRATTURA IN DEFORMAZIONE PIANA**

#### **E.1 Introduzione**

In questa appendice si riportano i provini che sono stati realizzati e testati a trazione statica per caratterizzare a frattura l'acciaio inossidabile martensitico X22CrMoV12-1.

## E.2 Report dei provini testati

### E.2.1 Provini Tipologia 1

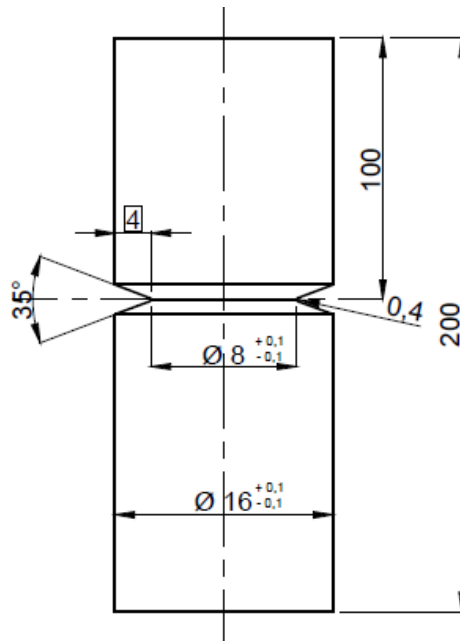


Fig. E.1: dimensioni geometriche del provino tondo con intaglio a V della 1° tipologia.

- **Provino n° 1**

Provino Tipologia 1	Provino n° 1
Area sezione lorda: 201,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

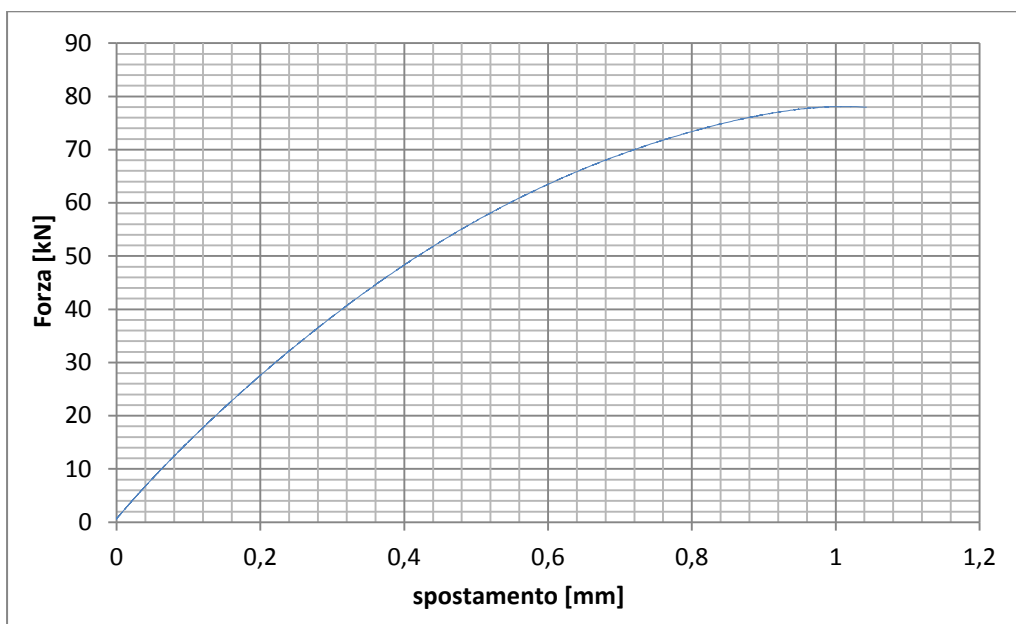


Fig. E.2: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 1\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.3 e figura E.4:

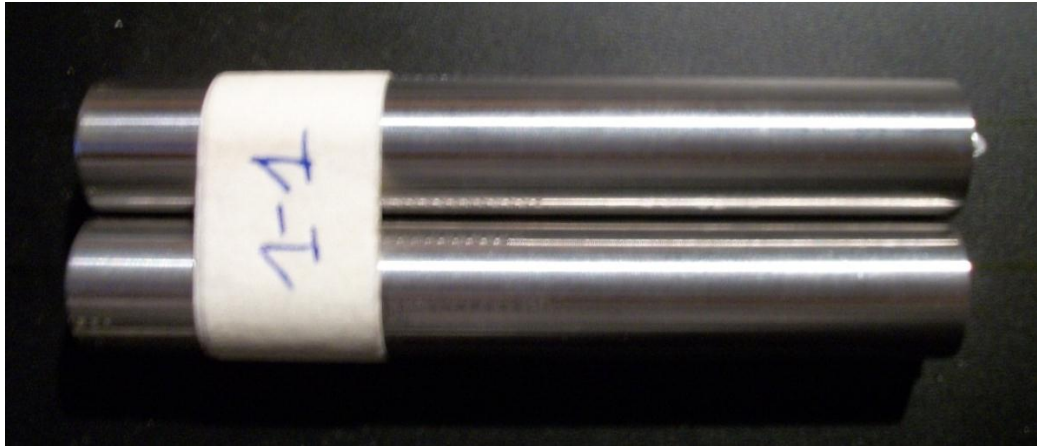


Fig. E.3: provino tipologia 1\_1 dopo la rottura.



Fig. E.4: sezione di rottura del provino tipologia 1\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	78,50
------------	-------

Tabella E.1: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 1\_1.

• **Provino n° 2**

Provino Tipologia 1	Provino n° 2
Area sezione lorda: 201,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

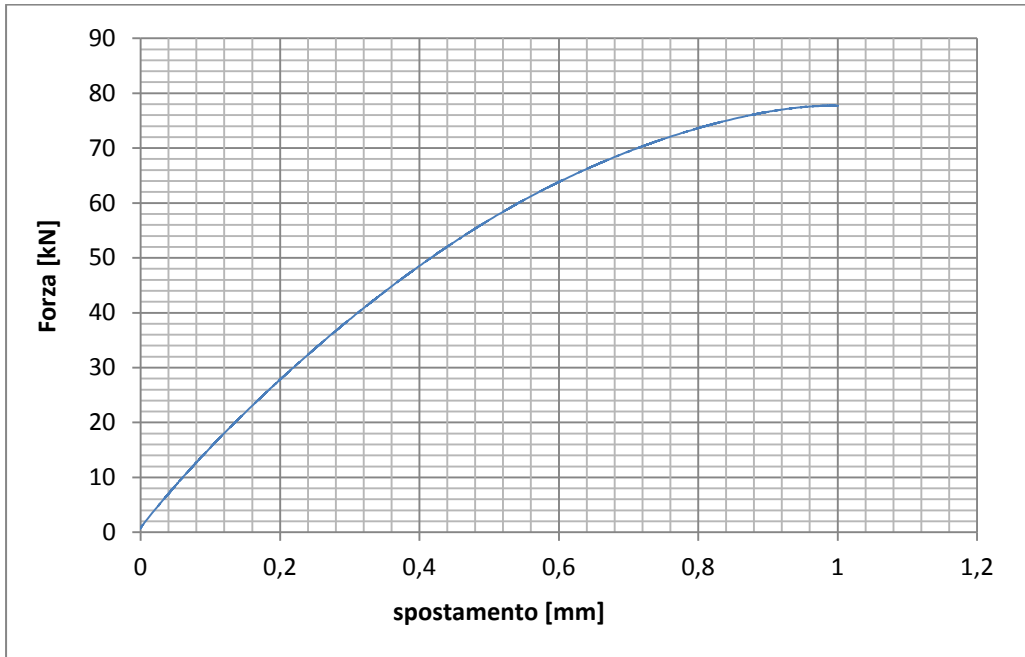


Fig. E.5: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 1\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.6 e figura E.7:

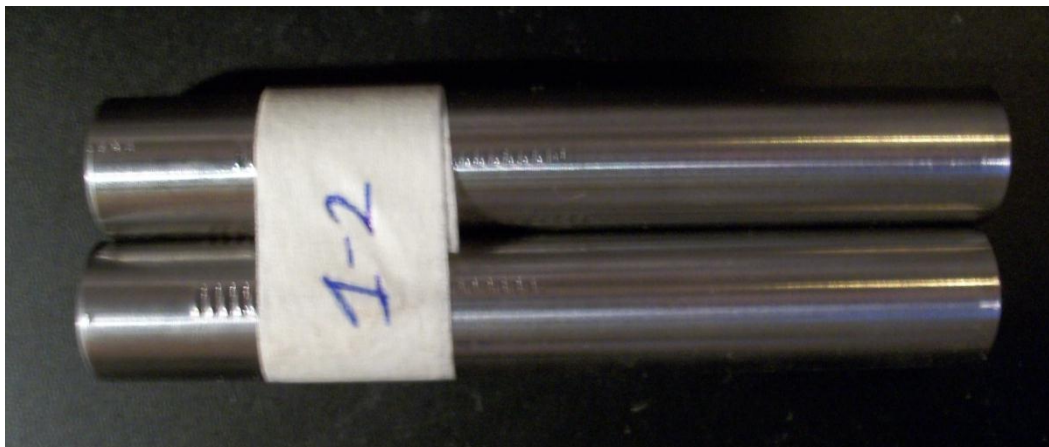


Fig. E.6: provino tipologia 1\_2 dopo la rottura.

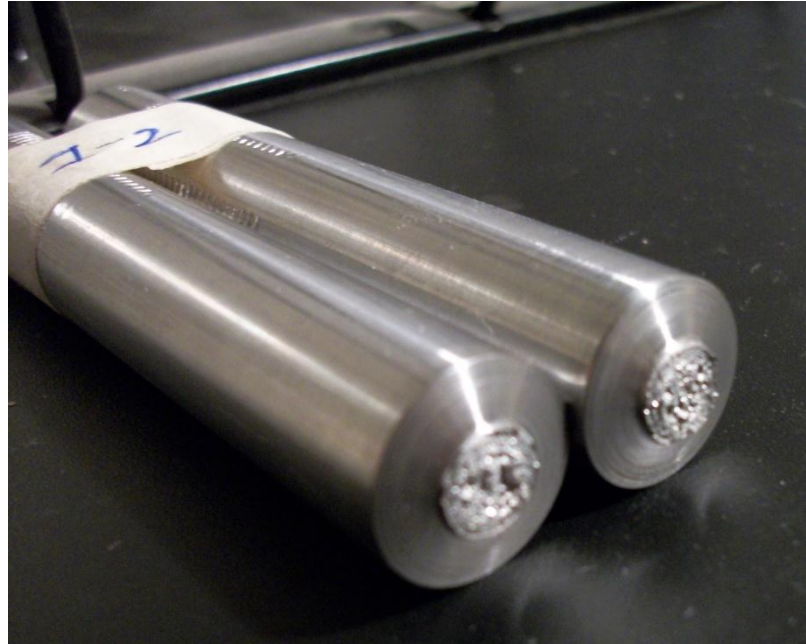


Fig. E.7: sezione di rottura del provino tipologia 1\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	77,81
------------	-------

Tabella E.2: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 1\_2.

• **Provino n° 3**

Provino Tipologia 1	Provino n° 3
Area sezione lorda: 201,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

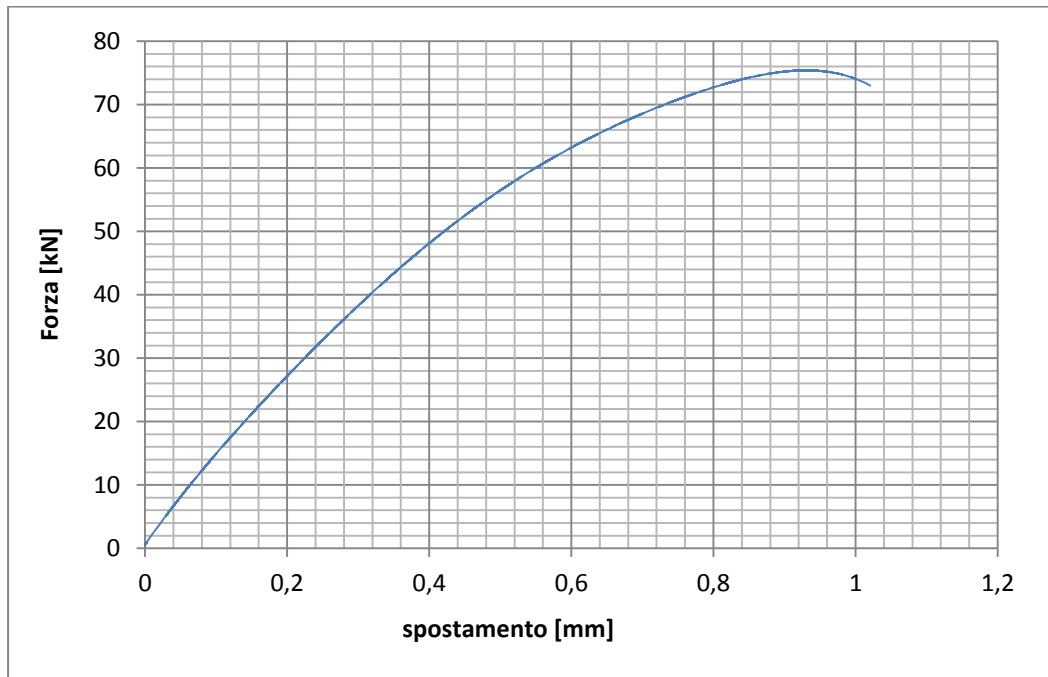


Fig. E.8: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 1\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.9 e figura E.10:



Fig. E.9: provino tipologia 1\_3 dopo la rottura.

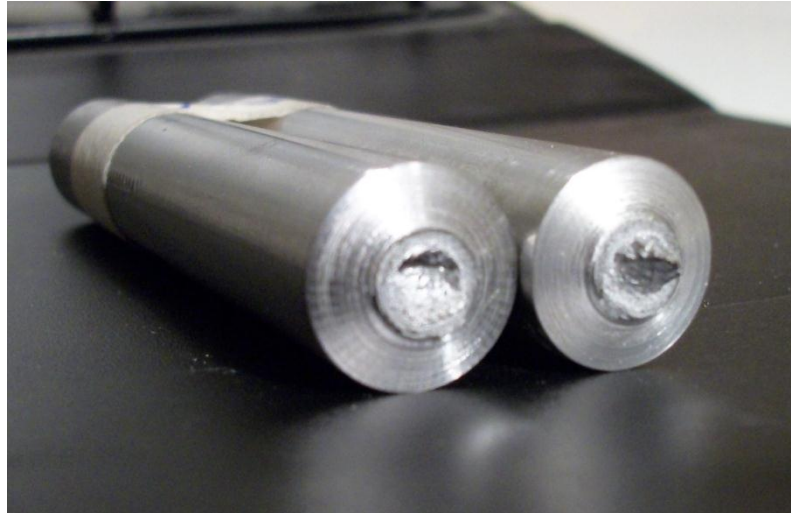


Fig. E.10: sezione di rottura del provino tipologia 1\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	75,39
------------	-------

Tabella E.3: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 1\_3.



► **Caratteristiche meccaniche del provino Tipologia 1**

In figura E.11 viene riportato un diagramma forza - spostamento di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

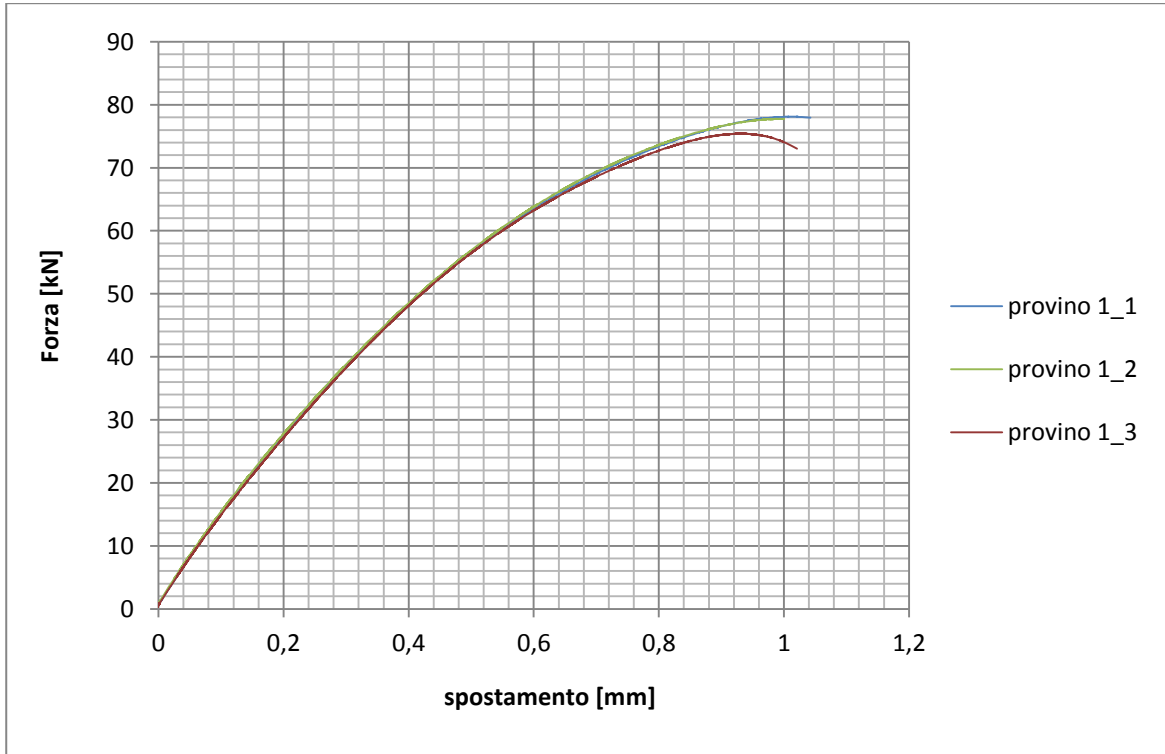


Fig. E.11: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini tipologia 1.

L'elaborazione dei dati è avvenuta utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella E.4 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini della tipologia 1. In questo caso si analizza la sola forza di rottura.

$F_R$ [kN]	$77,23 \pm 4,05$
------------	------------------

Tabella E.4: proprietà meccaniche ricavate per i provini della tipologia 1.

### E.2.2 Provini Tipologia 2

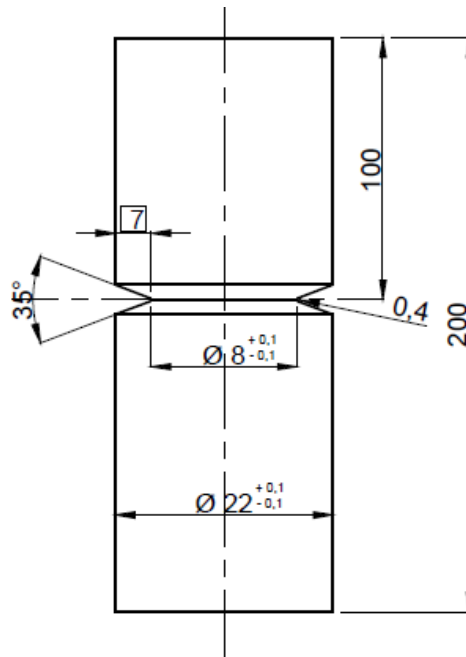


Fig. E.12: dimensioni geometriche del provino tondo con intaglio a V della 2° tipologia.

- **Provino n° 1**

Provino Tipologia 2	Provino n° 1
Area sezione lorda: 380,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

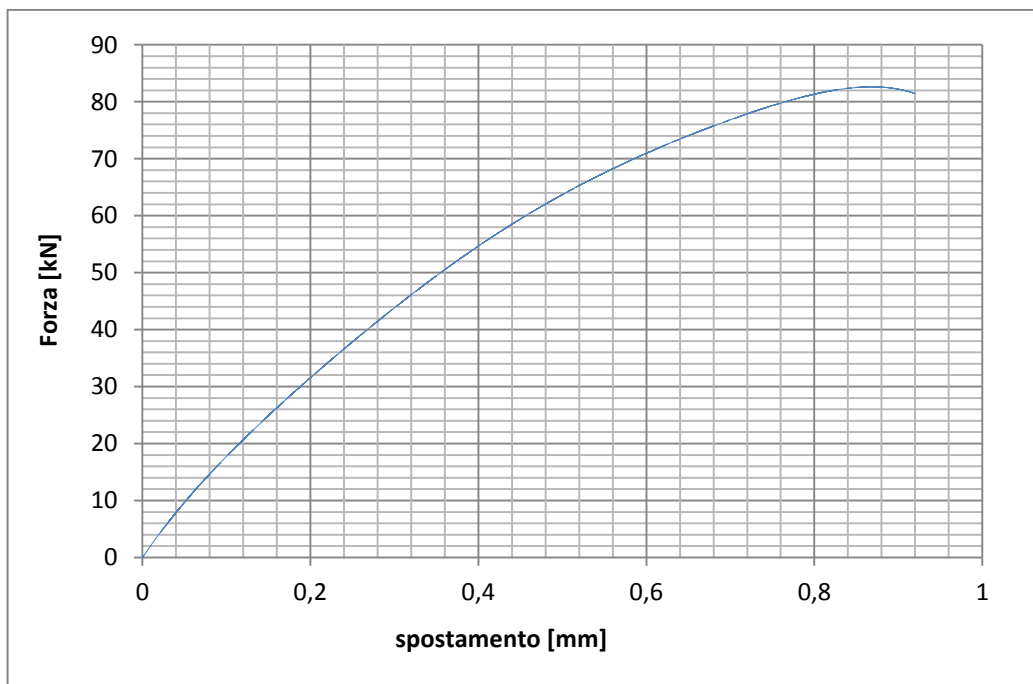


Fig. E.13: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 2\_1.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.14 e figura E.15:



Fig. E.14: provino tipologia 2\_1 dopo la rottura.

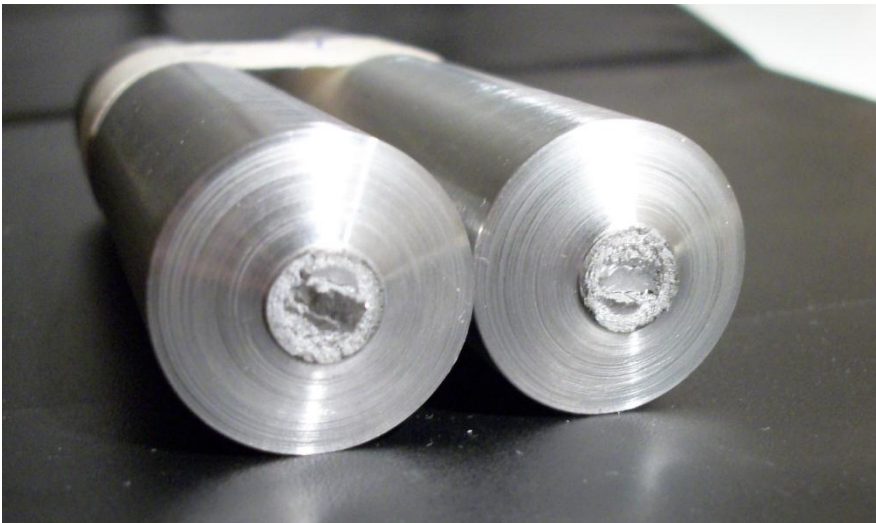


Fig. E.15: sezione di rottura del provino tipologia 2\_1.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	83,02
------------	-------

Tabella E.5: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 2\_1.

- **Provino n° 2**

Provino Tipologia 2	Provino n° 2
Area sezione lorda: 380,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

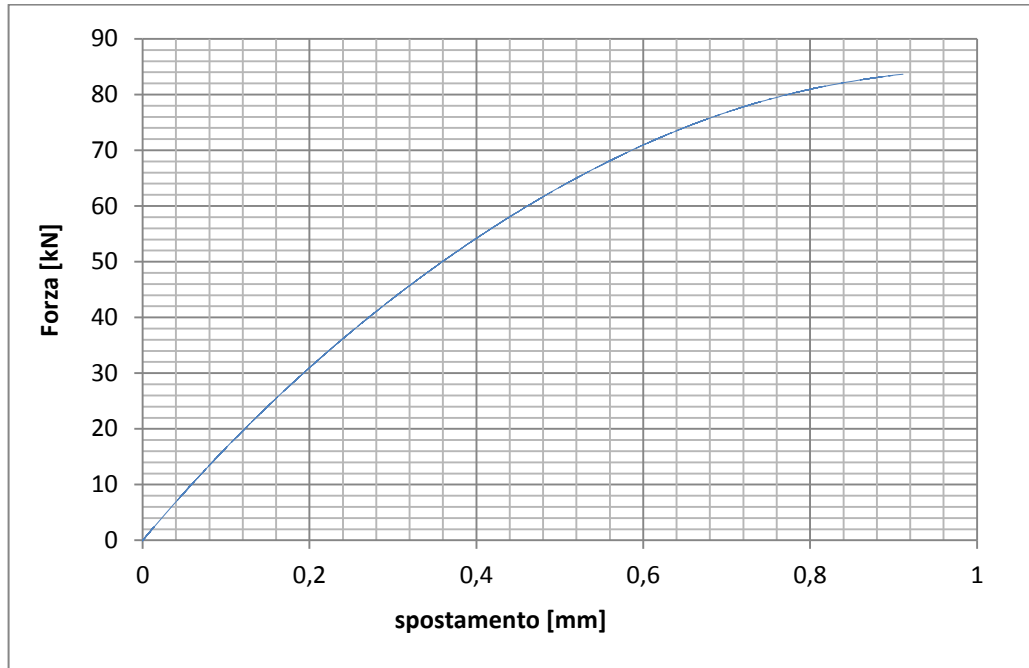


Fig. E.16: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 2\_2.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.17 e figura E.18:



Fig. E.17: provino tipologia 2\_2 dopo la rottura.

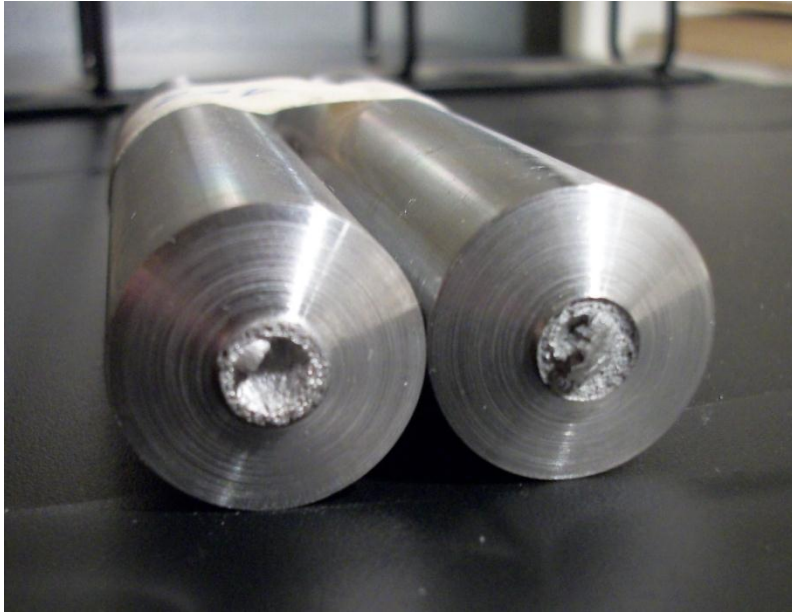


Fig. E.18: sezione di rottura del provino tipologia 2\_2.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	82,11
------------	-------

Tabella E.6: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 2\_2.

- **Provino n° 3**

Provino Tipologia 2	Provino n° 3
Area sezione lorda: 380,1 mm <sup>2</sup>	Macchina di prova: MFL

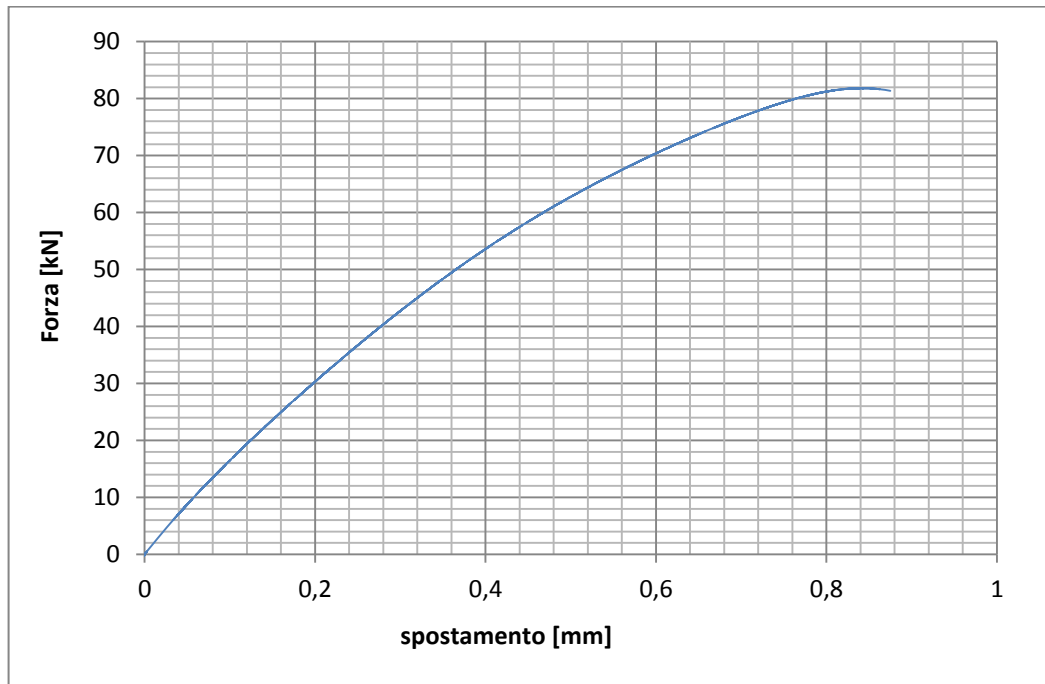


Fig. E.19: curva di trazione forza-spostamento per il provino tipologia 2\_3.

**Dettagli sulla rottura del provino:**

La rottura è avvenuta in corrispondenza del fondo intaglio della cava. Il provino in analisi e la relativa sezione di rottura sono mostrati rispettivamente in figura E.19 e figura E.20:



Fig. E.20: provino tipologia 2\_3 dopo la rottura.



Fig. E.21: sezione di rottura del provino tipologia 2\_3.

Valori numerici ottenuti:

Per questo provino si ricava solo la forza massima di rottura, che è costituita dal valore massimo di  $F$  raggiunto nella curva forza - spostamento risultante dalla prova di trazione.

$F_R$ [kN]	83,26
------------	-------

Tabella E.7: proprietà meccaniche ricavate dal provino tipologia 2\_3.

► **Caratteristiche meccaniche del provino Tipologia 2**

In figura E.22 viene riportato un diagramma forza - spostamento di confronto con le curve ottenute per i tre provini analizzati.

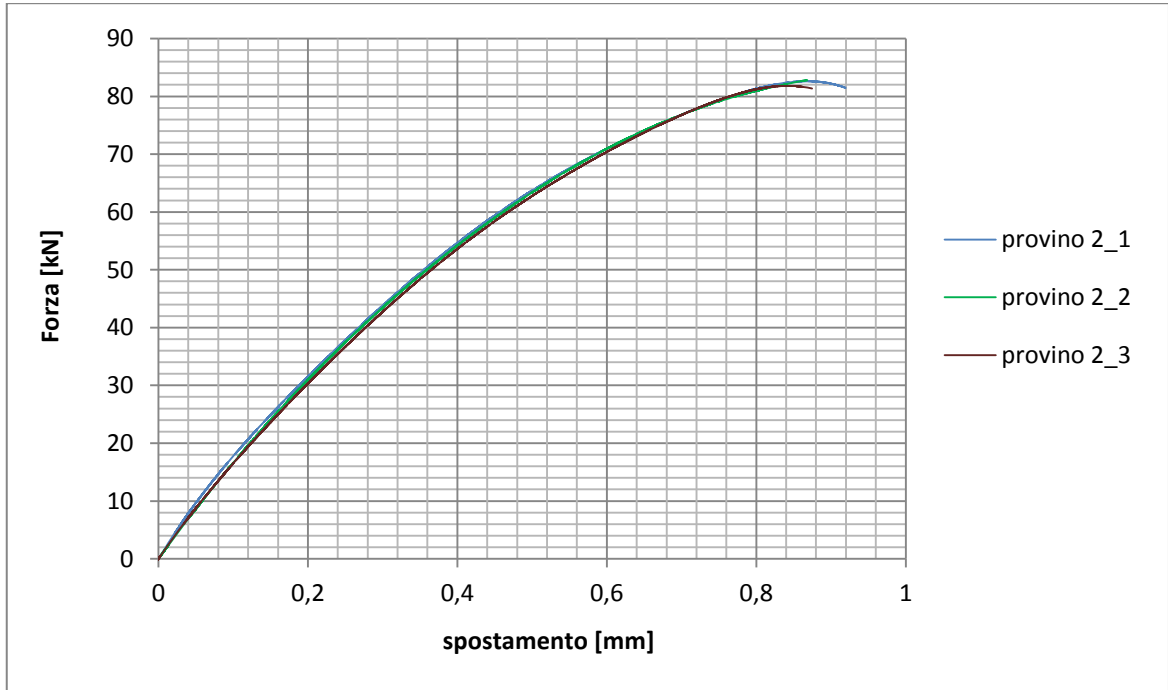


Fig. E.22: digramma di confronto sforzi – deformazioni per i provini tipologia 1.

L'elaborazione dei dati è avvenuta utilizzando le formule 7.1-2-3-4. La tabella E.8 riassume i valori finali ottenuti per il materiale X22CrMoV12-1 che costituisce i provini della tipologia 2. In questo caso si analizza la sola forza di rottura.

$F_R$ [kN]	$82,80 \pm 1,51$
------------	------------------

Tabella E.8: proprietà meccaniche ricavate per i provini della tipologia 2.



