



Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Magistrale di
Ingegneria dell'Innovazione del Prodotto

Tesi di laurea magistrale

PROGETTAZIONE E ANALISI STRUTTURALE DI ELETTRODI PER TEST DI ISOLAMENTO IN ALTA TENSIONE E IN VUOTO NELL'ESPERIMENTO MITICA

Relatore: Prof. Ing. Giuseppe Chitarin
Correlatore: Dott. Ing. Daniele Aprile

Laureando: Marco Piccoli
1177874

Anno Accademico 2018-2019

*Integrità, altruismo, creatività e curiosità.
Questo è ciò che mi avete trasmesso
e ve ne sono immensamente grato.
Ai miei nonni
Bruno, Berti, Giovanni e Milena.*

Ringraziamenti

Doverosi sono i ringraziamenti dopo questo percorso di tesi segnante la conclusione della mia carriera universitaria.

Il primo ringraziamento va a coloro a cui questa tesi è dedicata, i miei nonni. Grazie per tutto quello che mi avete trasmesso. Un ringraziamento extra va poi fatto a mia nonna Berti e mio nonno Bruno per tutti i pranzi e le merende preparati finito un esame o una lezione. Ringrazio inoltre tutto il resto della mia famiglia, in particolare mia mamma, mio papà e mia sorella per avermi supportato (e sopportato) anche nei momenti più difficili.

Ringrazio poi il professore Chitarin per la disponibilità fin da subito dimostrata e per la possibilità di svolgere questa tesi e avere quindi un assaggio del mondo della fusione nucleare. Ci tengo poi a ringraziare Daniele per il supporto e per i consigli, Giovanni per l'aiuto con ANSYS, Tommaso per il tirocinio, Luisa per l'assistenza informatica e tutte le altre persone con cui ho avuto modo di collaborare in questa esperienza. Un ringraziamento va fatto anche a Federica, Luca e Nicholas, colleghi della sala controllo.

Ringrazio infine i miei amici, essenziali al mantenimento della sanità mentale. Un grazie al mio migliore amico Luca per il supporto e le coppette serali a Smash Football, toccasana contro lo stress. Un ringraziamento va anche a Nad e Bresò, compagni fedeli di questi ultimi anni di magistrale.

Indice

Sommario	ix
Introduzione	xi
1 Introduzione alla fusione nucleare	1
1.1 Problema ambientale e scenario energetico	1
1.1.1 Aumento dei consumi energetici	1
1.1.2 Inquinamento atmosferico ed emissioni di gas serra	3
1.1.3 Possibili soluzioni	4
1.2 Principi della fusione nucleare	6
1.2.1 Fisica della fusione	6
1.2.2 Combustibili nucleari	7
1.2.3 Sistema di confinamento	8
1.2.4 Funzionamento	9
1.3 ITER	10
1.3.1 Iniettore di neutri	11
1.3.2 L'esperimento MITICA	14
2 Prove in alta tensione per l'esperimento MITICA	15
2.1 Introduzione	15
2.2 Descrizione delle prove	18
2.2.1 Campagna sperimentale	18
2.2.2 Descrizione dei componenti	20
3 Mock-up of the Beam Source	25
3.1 Introduzione	25
3.2 Modifica e setup del modello	27
3.3 Analisi statica iniziale	30
3.4 Analisi sismica	33
3.4.1 Analisi modale	33
3.4.2 Analisi statiche equivalenti	36
3.4.3 Risultati	37

3.5	Conclusioni	42
4	Additional Flat Anode	43
4.1	Introduzione	43
4.2	Meccanismo a vite con doppia filettatura	46
4.2.1	Analisi cinematica di posizione	46
4.2.2	Analisi statica	48
4.2.3	Dimensionamento chiocciola	49
4.2.4	Verifiche sulla vite del meccanismo di alzata	52
4.2.5	Determinazione della coppia	54
4.2.6	Analisi MATLAB	55
4.2.7	Caso particolare	66
4.3	Meccanismo a pantografo	69
4.3.1	Differenze con il meccanismo a doppia filettatura	69
4.3.2	Risultati	75
4.4	Confronto dei risultati	79
5	Mock-up of intermediate Electrostatic Shield	81
5.1	Introduzione	81
5.2	Descrizione della parte conica superiore	83
5.3	Modellazione parametrica in CATIA	84
5.4	Analisi ANSYS	89
5.5	Conclusioni	98
	Conclusioni	99
	Bibliografia	101
A	Codici MATLAB	103
A.1	Meccanismo a doppia filettatura	103
A.1.1	Determinazione lunghezza aste	103
A.1.2	Determinazione configurazione ottimale	106
A.1.3	Analisi dettagliata della configurazione ottimale	117
A.1.4	Caso particolare - Determinazione lunghezza aste	122
A.2	Meccanismo a pantografo	126
A.2.1	Determinazione lunghezza aste	126

Sommario

Questa tesi si inserisce nell'ambito della ricerca sulla fusione nucleare controllata ed è relativa all'esperimento MITICA, in costruzione presso il Consorzio RFX di Padova.

In particolare, gli obiettivi di questa tesi sono la progettazione e l'analisi dei tre elettrodi principali per le prove di isolamento in alta tensione e in vuoto da eseguire prima della campagna sperimentale effettiva.

Nei primi due capitoli viene fornita un'introduzione teorica alla fusione nucleare e all'esperimento in questione. Nei successivi tre capitoli, invece, viene trattato il lavoro svolto sui rispettivi elettrodi. È stata effettuata una modellazione geometrica di tipo parametrico in CATIA per permettere la rapida modifica dei modelli. Su di essi sono state quindi eseguite analisi strutturali e sismiche tramite ANSYS per la loro ottimizzazione. Inoltre, sono stati creati codici in MATLAB per studiare diversi meccanismi relativi al movimento di un elettrodo e determinare la soluzione più vantaggiosa.

I risultati ottenuti permettono la selezione del design migliore per gli elettrodi studiati.

Introduzione

La disponibilità di energia è uno dei requisiti necessari allo sviluppo della civiltà umana. Lo sfruttamento di combustibili fossili per tale scopo è tra le cause principali dell'effetto serra e del riscaldamento globale. La ricerca sulla fusione nucleare è essenziale per trovare valide fonti energetiche alternative in modo da contrastare gli effetti negativi sopracitati. Il progetto internazionale sperimentale ITER ha lo scopo di realizzare il primo reattore con un bilancio di energia positiva. In dettaglio, l'obiettivo è la produzione di una potenza di 500 MW dal processo di fusione a partire da 50 MW di potenza termica in input. Uno dei requisiti principali per il processo di fusione è il riscaldamento del plasma a temperature molto elevate, nell'ordine dei 150 milioni di Kelvin. Il metodo più importante per raggiungere tali temperature è l'iniezione di particelle neutre. Per verificare la fattibilità di questo sistema è stata stipulata una collaborazione tra ITER e il Consorzio RFX di Padova che prevede la realizzazione dell'esperimento MITICA, il prototipo dell'iniettore di neutri. Il funzionamento di tale dispositivo consiste nella creazione, accelerazione e successiva neutralizzazione di ioni negativi in modo da ottenere un fascio accelerato di particelle neutre. Le prime due fasi hanno luogo nella sorgente del fascio, componente a potenziale -1 MV contenuto all'interno di una camera in alto vuoto. Le pareti dell'iniettore si trovano invece a potenziale nullo. Di conseguenza, l'elevata differenza di potenziale può comportare problemi di scariche indesiderate all'interno della camera. Per questo motivo sono in preparazione delle prove in alta tensione e in vuoto per verificare e risolvere tali problematiche. Per queste prove non verranno utilizzati i componenti reali ma degli elettrodi atti a simulare il loro comportamento. Il lavoro di questa tesi consiste nel progettare ed analizzare i tre elettrodi principali. Essi possono essere descritti come segue:

- MBS (*Mock-up of the Beam Source*): elettrodo che deve rappresentare il comportamento in alta tensione della reale sorgente del fascio
- AFA (*Additional Flat Anode*): elettrodo che deve riprodurre il comportamento dell'elettrodo anodico (pareti) e assorbire le eventuali scariche elettriche
- MES (*Mock-up of intermediate Electrostatic Shield*): elettrodo che deve rappresentare un possibile schermo elettrostatico a potenziale intermedio da interporre tra la sorgente del fascio e le pareti

La tesi è strutturata in 5 capitoli. Nel primo capitolo viene fornita un'introduzione allo scenario energetico mondiale e alla fusione nucleare. Nel secondo capitolo vengono descritte in dettaglio le prove in alta tensione, specificando le motivazioni, le fasi da eseguire e i componenti necessari. Il terzo capitolo è relativo all'elettrodo denominato MBS. Il modello CATIA esistente è stato opportunamente ottimizzato e, successivamente, sono state eseguite analisi strutturali statiche e analisi sismiche. Nel quarto capitolo viene analizzata la possibile movimentazione dell'elettrodo AFA. Sono stati scritti diversi codici MATLAB per determinare il meccanismo che minimizzasse la coppia necessaria e la complessità costruttiva. Infine, nel quinto e ultimo capitolo viene studiata la parte conica superiore del MES. È stata eseguita una modellazione parametrica in CATIA in modo da analizzare più casi nelle successive analisi strutturali eseguite in ANSYS.

Capitolo 1

Introduzione alla fusione nucleare

Questo capitolo introduce lo stato dell'arte a riguardo della fusione nucleare.

Nella sezione 1.1 verranno approfondite le ragioni energetiche e ambientali dietro la necessità di nuove fonti di energia pulita. Nella sezione 1.2, invece, si descriverà il funzionamento e gli aspetti ingegneristici della fusione. Infine la sezione 1.3 si concentrerà su ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor), il progetto principale in questo ambito di ricerca.

1.1 Problema ambientale e scenario energetico

1.1.1 Aumento dei consumi energetici

Negli ultimi decenni c'è stata una notevole crescita demografica mondiale (fig. 1.1) e un miglioramento dello stile di vita (fig. 1.2), dovuto a sua volta allo sviluppo tecnologico.

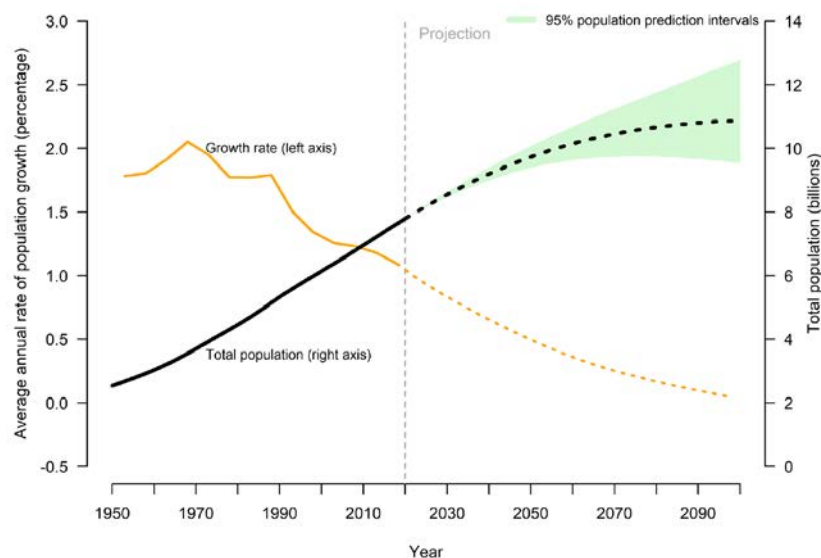


Figura 1.1: Andamento e previsioni della popolazione e del tasso di crescita [1]

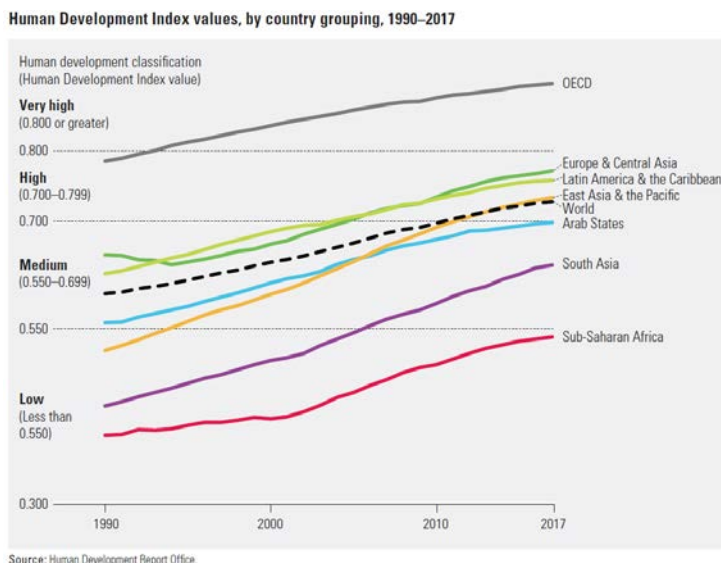
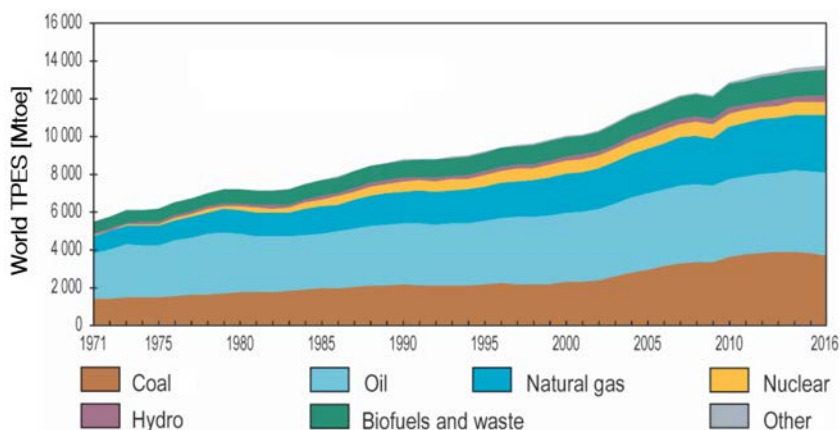
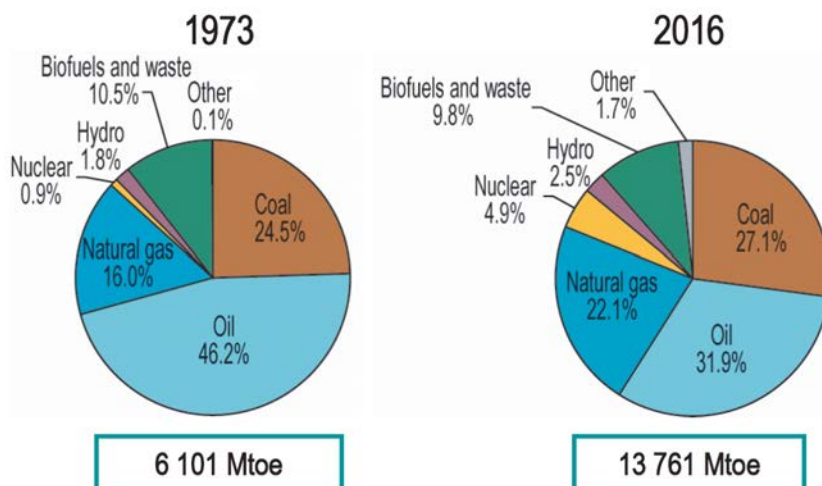


Figura 1.2: Andamento dell'indice di sviluppo umano per gruppo di paesi [2]



(a) Produzione mondiale di energia dal 1971 al 2016 per fonte energetica (TPES acronimo di *Total Primary Energy Supply*)



(b) Produzione mondiale di energia nel 1973 e 2016 a confronto

Figura 1.3: Statistiche sulla produzione mondiale di energia [3]

In fig. 1.1 si può inoltre notare come il tasso di crescita della popolazione sia in calo e come le previsioni indichino un suo arresto verso la fine del secolo.

Questo scenario combinato non deve trarre in inganno in quanto comporterebbe comunque un aumento di circa il 50% rispetto alla popolazione attuale e un aumento del fabbisogno totale di energia di almeno un fattore 2. Dai fenomeni sopracitati è conseguito un aumento dei consumi e quindi della produzione di energia (fig. 1.3a).

1.1.2 Inquinamento atmosferico ed emissioni di gas serra

La produzione energetica è tra le cause principali dell'inquinamento atmosferico. Come si può notare dal grafico in figura 1.4, la sola produzione di energia elettrica da fonti fossili produce il 25% delle emissioni totali di gas serra. La produzione di energia destinata ad altri settori economici costituisce tutto il resto delle emissioni. I gas serra emessi dalla combustione trattengono la radiazione termica emessa dal pianeta e facilitano, di conseguenza, il riscaldamento globale. Questo meccanismo appare in evidente relazione con effetti negativi che sono già misurabili come l'aumento della temperatura media, lo scioglimento dei ghiacci e l'innalzamento del livello del mare. Inoltre ci sono anche da considerare gli ulteriori prodotti di combustione che possono nuocere direttamente alla salute.

Il problema relativo all'inquinamento atmosferico dovuto ai prodotti della combustione deriva dal fatto che la maggior parte dell'energia proviene da fonti altamente inquinanti come carbone, petrolio e gas naturale. Queste fonti sono così tanto sfruttate principalmente per ragioni economiche. La situazione attuale, però, non può essere mantenuta a lungo; questo sia per i danni ambientali, che alla fine si ripercuoteranno sull'uomo, che per la disponibilità limitata delle risorse.

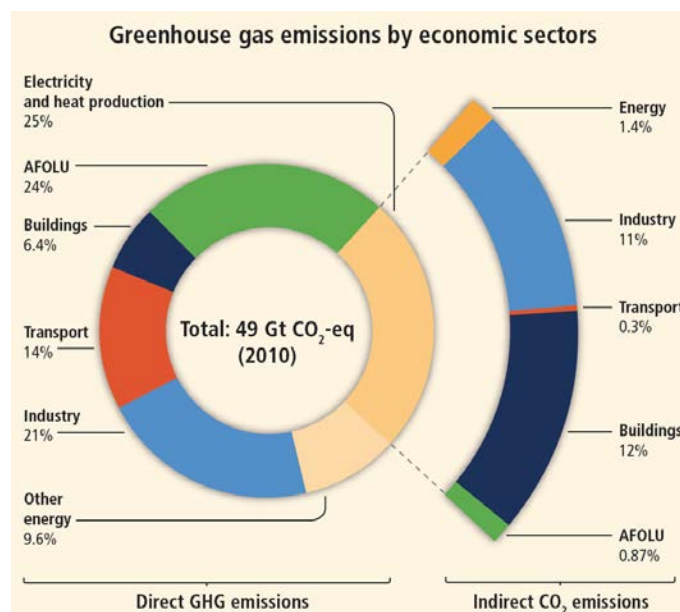


Figura 1.4: Emissioni di gas serra per settore economico [4]

1.1.3 Possibili soluzioni

Le fonti rinnovabili sono in continua crescita e già contribuiscono per una percentuale compresa tra il 30% e il 40% sul totale della produzione di energia elettrica nei paesi industrializzati più "virtuosi", tra cui Germania e Italia; complessivamente, però, contribuiscono solo per qualche punto percentuale alla produzione di energia totale (fig. 1.3b). Il loro potenziale viene stimato variabile in un intervallo molto ampio. Le stime più ottimistiche prevedono un potenziale di molto superiore all'attuale consumo energetico; esse sono però classificate come irrealistiche da un numero crescente di studi.

I problemi principali sono i vincoli geografici, l'efficienza e il funzionamento intermittente. I primi riguardano il fatto che solo in determinate zone si possono sfruttare le energie rinnovabili. La seconda è relativa all'indice EROI (*Energy Return On energy Invested*), molto basso con questa tipologia di fonti. Esso, inoltre, tende a diminuire con l'occupazione dei siti migliori, con l'invecchiamento dei componenti e con il cambiamento climatico. Il terzo, relativo in particolare ai settori eolico e solare, richiede la realizzazione di sistemi di stoccaggio di energia aventi dimensioni almeno sufficiente a far fronte a cicli giornalieri e un sostanziale potenziamento della rete elettrica [5].

Il modo migliore per rendere le fonti rinnovabili dominanti è probabilmente un cambio di stile di vita che comporti una riduzione dei consumi. Per questo motivo esse potrebbero essere una soluzione temporanea in attesa di quella definitiva.

L'energia nucleare, che si può produrre per reazioni di fissione oppure di fusione nucleare, sarebbe un'ottima candidata a risolvere i problemi citati precedentemente in quanto:

- Non produce inquinamento atmosferico
- Sprigiona molta più energia di una reazione chimica normale; nel caso della fusione, un grammo di deuterio-trizio è l'equivalente di circa 10 tonnellate di carbone
- Non è dipendente dalle condizioni meteorologiche come, ad esempio, l'energia solare o eolica
- Presenta ridotti problemi di disponibilità. Per quanto riguarda la fissione, materiali fissili come ^{235}U potrebbero durare qualche secolo. Inoltre, una volta padroneggiato l'uso di materiali come ^{233}U e ^{239}Pu , si avrebbe ulteriore disponibilità per diversi secoli [6]. Per la fusione, invece, la disponibilità è praticamente illimitata

La fissione nucleare, in molti paesi utilizzata in maniera controllata già da 50 anni, presenta svantaggi non trascurabili:

- Utilizza combustibili nucleari radioattivi (uranio, plutonio) che costituiscono un elevato rischio di contaminazione

- Produce scorie radioattive (bario, cesio), il cui smaltimento prevede tempi nell'ordine dei millenni
- Presenta problemi di sicurezza in condizioni critiche (ad esempio terremoto)

La fusione nucleare, invece, potrebbe essere la soluzione definitiva al problema energetico, in quanto:

- I combustibili nucleari (deuterio, trizio) non presentano rischi di contaminazione. Il trizio è radioattivo ma è presente in bassa quantità ed è contenuto sempre all'interno del sistema.
- Presenta una sicurezza intrinseca in quanto, in caso di incidente, la difficoltà di ottenere le reazioni di fusione combinata con la piccola quantità di combustibile presente all'interno del reattore porterebbe semplicemente all'arresto dell'impianto
- I prodotti di scarto radioattivi generati non sono residui della reazione nucleare del combustibile ma sono (eventualmente) alcuni componenti della struttura del reattore. Essi hanno comunque vita molto inferiore a quelli della fissione

1.2 Principi della fusione nucleare

1.2.1 Fisica della fusione

L'energia nucleare è generata da fenomeni che coinvolgono trasformazioni nei nuclei atomici. Le due reazioni principali sono quelle di fissione e di fusione nucleare. Quest'ultima prevede l'unione di nuclei di determinati elementi e la conseguente formazione di nuclei di elementi con numero atomico maggiore. La fissione è invece il processo opposto. Per elementi più leggeri del ferro è conveniente la fusione in quanto la massa del nucleo creato è inferiore alla somma dei due nuclei iniziali. La differenza di massa viene convertita in energia secondo la relazione di Einstein $E = \Delta mc^2$.

Si può considerare la forma più basilare di energia in quanto è quella che alimenta le stelle nell'universo ed è tra i processi che hanno contribuito maggiormente alla formazione dello stesso. L'energia prodotta viene definita energia di legame; essa viene massimizzata con la fusione dell'idrogeno in elio (fig. 1.5).

L'ostacolo principale alla fusione è la forza elettrostatica di repulsione tra i nuclei; per superarlo bisogna fornire loro sufficiente energia. Con tale condizione, infatti, i nuclei riescono ad avvicinarsi fino a una distanza alla quale sono predominanti le forze nucleari e la fusione può quindi avvenire.

Esistono diverse tipologie di reazioni ma la più studiata è quella tra deuterio e trizio in quanto presenta una probabilità di fusione, definita sezione d'urto, maggiore quando la temperatura (o energia) delle particelle è ancora bassa (fig 1.7). Quest'ultima condizione è ovviamente quella più facilmente raggiungibile.

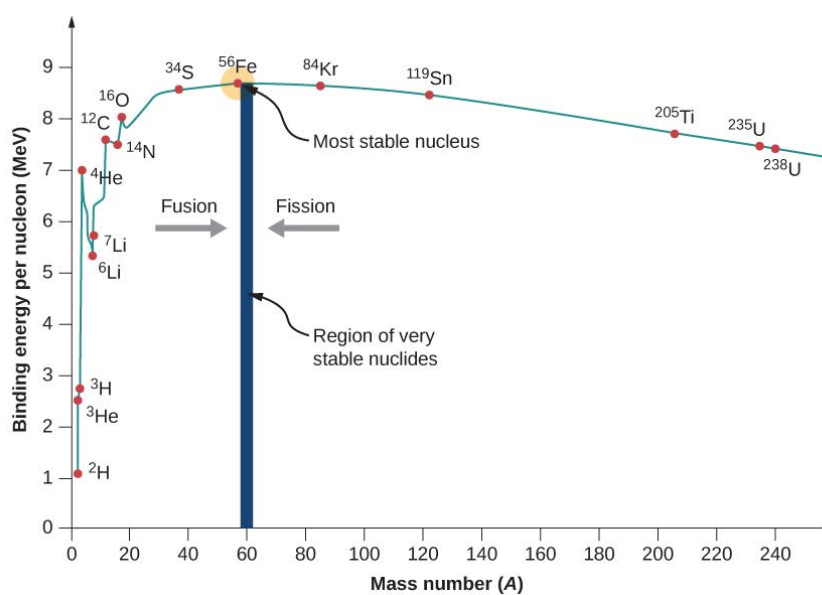
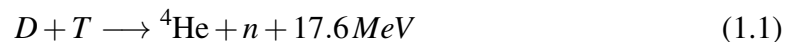


Figura 1.5: Andamento dell'energia di legame rispetto al numero di massa [7]

La reazione è la seguente:



Per ogni coppia di atomi D T , dalla reazione di fusione si ottiene quindi un atomo di elio (che notoriamente è un gas inerte non radioattivo), un neutrone e una considerevole quantità di energia.

1.2.2 Combustibili nucleari

Deuterio e trizio sono entrambi isotopi dell'idrogeno con rispettivamente uno e due neutroni nel nucleo. Il deuterio si trova nell'acqua comune in concentrazione di 156 ppm. Forma la cosiddetta acqua pesante D_2O . Il trizio è più problematico in quanto è radioattivo e, avendo un tempo di dimezzamento pari solamente a 12,3 anni, non è facilmente ricavabile in natura. Per risolvere questo problema si pensa di ricorrere a un sistema integrato al reattore. Il trizio, infatti, si può ricavare dal litio tramite la reazione:



Di conseguenza si può sfruttare il neutrone emesso dalla 1.1 per generare trizio tramite un mantello di litio montato attorno al reattore. Esso avrebbe anche lo scopo di generare energia termica dall'assorbimento dei neutroni; tale energia sarebbe poi convertita in elettrica mediante sistemi tradizionali (fig. 1.6).

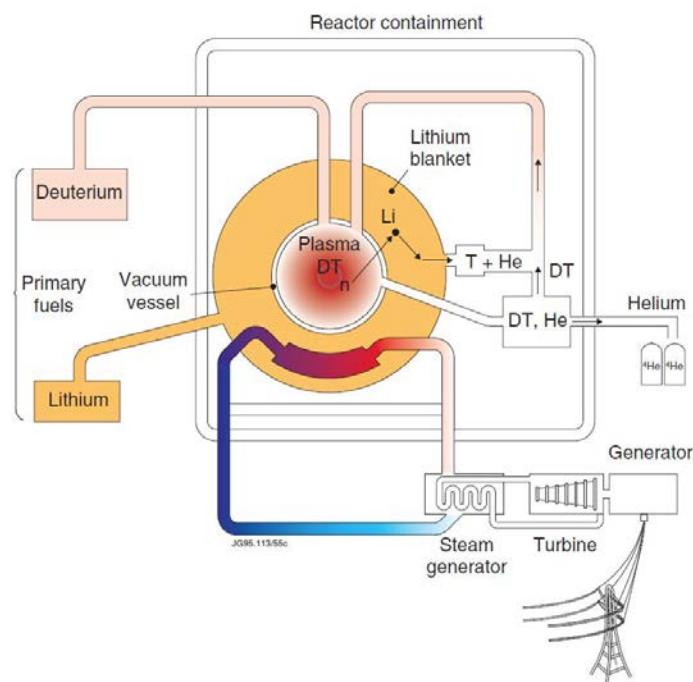


Figura 1.6: Schema di una possibile futura centrale a fusione nucleare [8]

1.2.3 Sistema di confinamento

In figura 1.7 si può notare come il massimo della sezione d'urto per la reazione deuterio-trizio sia con un'energia di circa 100 keV.

Quest'ultima può essere convertita in un valore di temperatura di oltre un miliardo di kelvin¹, difficilmente raggiungibile.

ITER, uno dei principali esperimenti al mondo, ha in progetto una temperatura di funzionamento di 150 milioni di kelvin [9], pari a circa 13 keV.

Nel nucleo del Sole le temperature sono dell'ordine dei 15 milioni di kelvin, molto inferiori a quelle appena citate. Questo perché l'elevata gravità presente produce condizioni di densità di particelle (e quindi di pressione) molto elevate, chiaramente non riproducibili in esperimenti sulla Terra.

Con le temperature in gioco la materia si trova sotto forma di plasma, un gas ionizzato composto da elettroni e nuclei (definiti ioni) con carica globale neutra. Nessun materiale può resistere al contatto con un plasma a tali temperature; di conseguenza è molto importante il sistema di confinamento.

Esistono principalmente due sistemi, uno di tipo inerziale e uno magnetico.

Il secondo prevede tre configurazioni: RFP (*Reversed Field Pinch*), Stellarator e Tokamak. Quest'ultimo è il più promettente ed è anche la configurazione scelta per ITER.

Il funzionamento di un tokamak si basa su due campi magnetici (fig. 1.8), generati all'interno di una camera da vuoto di forma toroidale:

- **Campo magnetico toroidale**

Viene prodotto da bobine esterne, in rame o in leghe metalliche superconduttive a bassa temperatura, in modo da fluire in direzione toroidale all'interno del tokamak. Il suo scopo principale è quello di stabilizzare il plasma, confinandolo in modo che assumi una forma di anello.

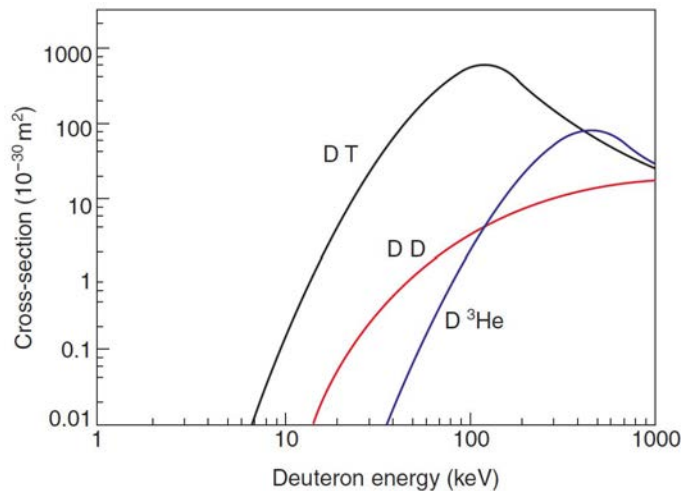


Figura 1.7: Sezione d'urto in funzione dell'energia degli ioni di deutero. Confronto tra le reazioni deuterio-trizio, deuterio-deuterio e deuterio-elio-3 [8]

¹Conversione eseguita dividendo per la costante di Boltzmann $k_B = 8.617 \cdot 10^{-5} eV K^{-1}$

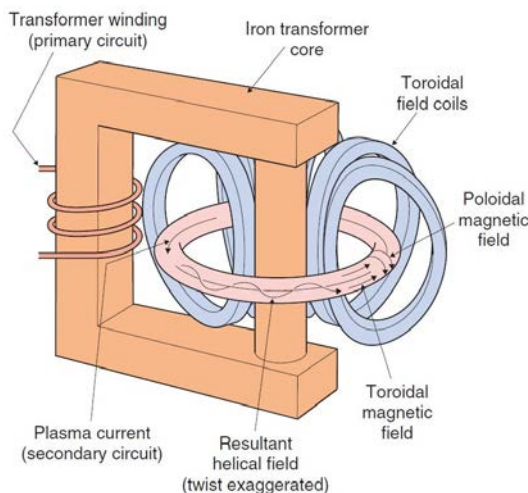


Figura 1.8: Schema di una configurazione tokamak [8]

- **Campo magnetico poloidale**

Viene generato da una corrente elettrica che scorre all'interno del plasma. Essa viene a sua volta indotta da un trasformatore. Ha un'intensità circa 10 volte inferiore rispetto a quello toroidale. Il suo scopo è quello di garantire l'equilibrio delle forze magnetiche agenti sull'anello di plasma.

1.2.4 Funzionamento

Nelle precedenti sezioni sono stati illustrati i requisiti per ottenere reazioni di fusione nucleare. Su questa base si può descrivere il funzionamento di un possibile reattore a fusione.

Il reattore è a forma toroidale e al suo interno viene generato e confinato il plasma. In esso avviene la reazione deuterio-trizio (eq. 1.1) che produce energia (17.6MeV), la quale viene ripartita per un 20% all'Elío-4 e per il rimanente 80% al neutrone.

Il primo contribuisce al riscaldamento del plasma insieme a sistemi come il riscaldamento ohmico, dovuto alla resistività che il plasma oppone al passaggio di corrente, quello per radiofrequenze e l'iniezione di particelle neutre. Quest'ultimo è il più importante e verrà descritto nella prossima sezione per introdurre l'esperimento relativo a questa tesi.

Il neutrone invece, in quanto di carica neutra, non è soggetto ai campi magnetici ed è quindi libero di uscire dal plasma e impattare sul mantello apposito. Il risultato è la produzione di trizio e di energia termica, come citato precedentemente.

La struttura del mantello, soggetta a bombardamento di neutroni, sarà l'unico elemento radioattivo rimanente nel sistema; con i materiali adeguati, però, il livello di radioattività scenderebbe a valori molto bassi in meno di un secolo [8].

Il rapporto tra la potenza termica fornita e la potenza ottenuta dalla fusione viene definito fattore di guadagno Q .

1.3 ITER

ITER (*International Thermonuclear Experimental Reactor*) è il progetto principale nell'ambito della fusione nucleare al mondo. Sarà il primo reattore ad avere un bilancio di energia positivo, in particolare l'obiettivo è quello di avere un fattore di guadagno $Q = 10$. Sarà inoltre il primo a mantenere la fusione per lunghi periodi e a provare sperimentalmente tecnologie per la produzione commerciale di energia elettrica.

È situato nel centro di ricerca di Cadarache, nel sud della Francia, ed è una collaborazione di 35 nazioni (UE, USA, Cina, India, Giappone, Corea e Russia).

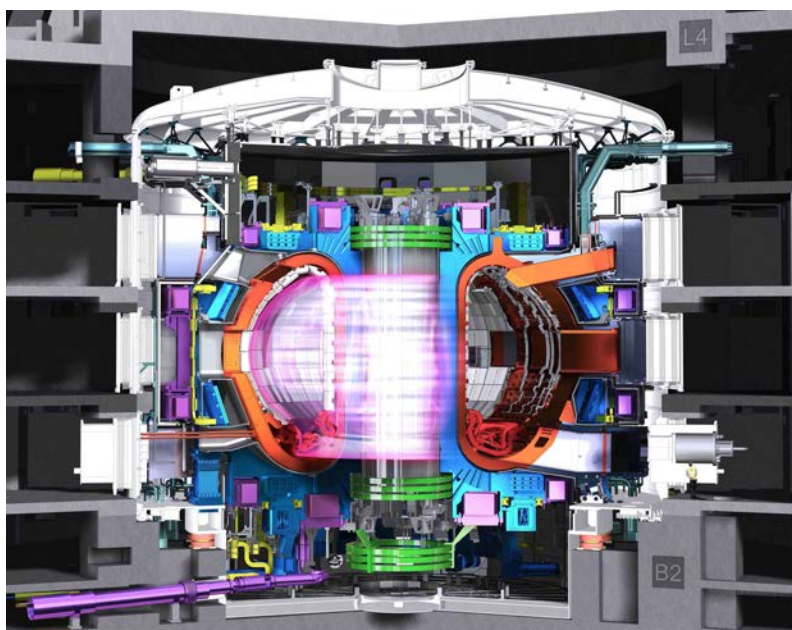


Figura 1.9: Render dell'impianto di ITER

I suoi obiettivi si possono riassumere in 5 punti [9]:

1. Produrre 500 MW di potenza da 50 MW di potenza termica
2. Dimostrare la fattibilità di una centrale a fusione
3. Ottenere un plasma in cui la reazione deuterio-trizio viene mantenuta stabile per lunghi periodi dal riscaldamento interno
4. Provare sperimentalmente il sistema integrato di produzione del trizio dal litio
5. Dimostrare la sicurezza dell'impianto

Nel 2025 è previsto il primo plasma e nel 2035 l'inizio degli esperimenti di fusione. Il passo successivo sarà l'esperimento DEMO (*DEMONstrating fusion power reactor*), un prototipo di reattore con lo scopo di produrre energia elettrica.

1.3.1 Iniettore di neutri

Il metodo principale per riscaldare il plasma all'interno del reattore di ITER è l'iniezione di particelle neutre (fig. 1.10). Per verificare la fattibilità di questo sistema è stata stipulata una collaborazione tra ITER e il Consorzio RFX di Padova.

Proprio a Padova è in fase di realizzazione la test facility PRIMA (*Padova Research on ITER Megavolt Accelerator*), la quale si suddivide in due esperimenti: SPIDER, il prototipo della sorgente di ioni, e MITICA, il prototipo dell'iniettore di neutri.

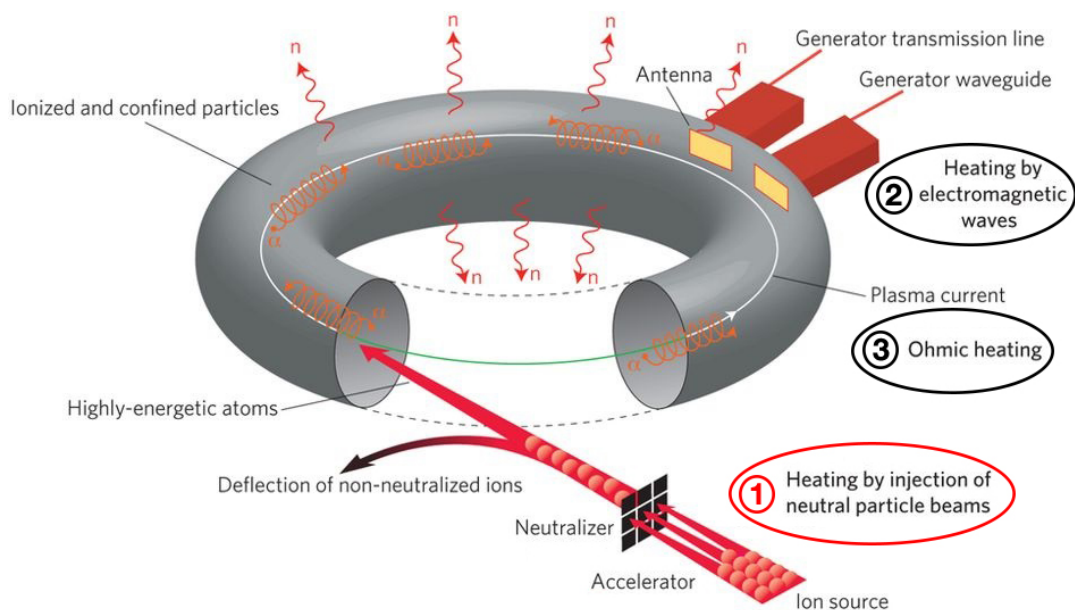


Figura 1.10: Metodi di riscaldamento del plasma [10]

Le particelle neutre non risentono dell'influenza del campo magnetico atto a contenere il plasma; di conseguenza, una volta attraversato il campo di confinamento, possono entrare nel plasma, venire ionizzate e successivamente trasferirgli la loro energia cinetica. La natura neutra delle particelle, però, comporta un processo complicato per fornire loro l'energia necessaria. Esse devono infatti venire prodotte come ioni, accelerate elettrostaticamente e infine neutralizzate. Le particelle neutre così ottenute, inoltre, devono avere l'energia giusta a riscaldare il centro del plasma.

Con un'energia eccessiva, infatti, rischiano di attraversarlo e riscaldare le pareti del reattore; con un'energia insufficiente, invece, le particelle verrebbero ionizzate completamente prima di raggiungere il centro, riscaldando quindi solo l'esterno.

Per quanto riguarda ITER è previsto l'utilizzo di un fascio di particelle accelerate a 1 MeV, valore molto maggiore rispetto ai 13 keV del plasma.

Questo comporta un problema non trascurabile: l'efficienza di neutralizzazione degli ioni positivi è molto bassa oltre valori di energia di 100 keV (fig. 1.11).

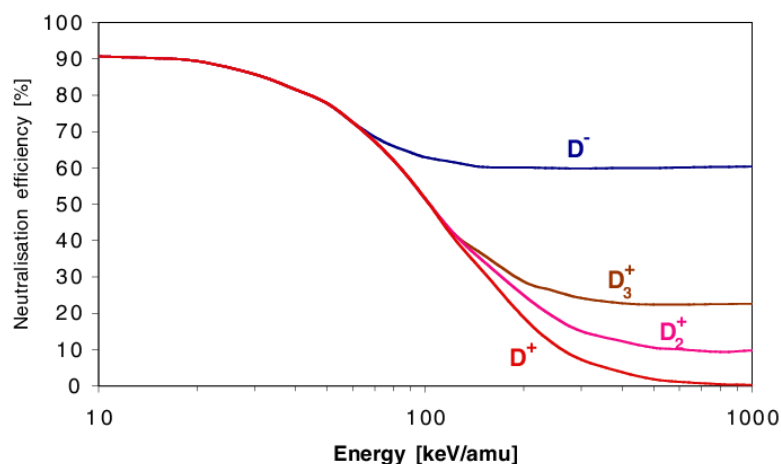


Figura 1.11: Efficienza di neutralizzazione in funzione dell'energia [11]

Di conseguenza la scelta ricade su ioni negativi; quest'ultimi, però, implicano ulteriori problematiche, riassumibili in due punti principali:

- la produzione di ioni negativi è più complessa ed essi vengono persi facilmente per collisione
- l'estrazione e l'accelerazione coinvolgono anche gli elettroni, riducendo l'efficienza e aumentando i carichi termici sui componenti (gli elettroni devono essere deviati per non perdere troppo in efficienza)

L'iniettore di neutri per ITER dovrà fornire al plasma un potenza di 16.5 MW per un tempo fino a 3600 s; è prevista l'installazione di due iniettori per una potenza complessiva di 33 MW. Ulteriori 20 MW sono forniti da due sistemi a radiofrequenza, arrivando quindi a circa 50 MW di potenza termica in input. Successivamente un terzo iniettore potrebbe essere aggiunto, nel caso le operazioni lo richiedessero.

L'iniettore è costituito da un discreto numero di componenti, come illustrato in figura 1.12. Quelli principali sono sei e sono contenuti all'interno di una camera in acciaio inossidabile AISI 304L. Essa è divisa in due parti denominate Beam Source Vessel (BSV) e Beam Line Vessel (BLV). La prima si collega al bushing e contiene la sorgente del fascio; la seconda, invece, contiene neutralizzatore, Residual Ion Dump (RID), calorimetro e due pompe criogeniche.

Questi componenti e il loro funzionamento sono descritti di seguito:

- **High Voltage Bushing (HVB):** è il collegamento tra la camera, in regime di alto vuoto ($p < 10^{-5}$ Pa [12]), e la linea ad alta tensione, pressurizzata in gas SF_6 .
- **Sorgente del fascio:** è composta dalla sorgente di ioni, dall'estrattore e dall'acceleratore. Nella prima viene generato un plasma da un gas di deuterio (o idrogeno) per mezzo di radiofrequenze. Gli atomi del gas rimanente catturano gli elettroni liberi

del plasma e si formano ioni negativi.

Il secondo e il terzo sono composti da griglie a potenziale decrescente, da -1 MV a 0 V. Esse sono costituite da aperture multiple; in dettaglio ne sono presenti 1280 in modo da generare altrettanti fasci.

L'estrattore comprende due griglie denominate PG (Plasma Grid) e EG (Extraction Grid), rispettivamente a -1 MV e ≈ -0.99 MV.

L'acceleratore, invece, è costituito dalle successive cinque griglie a potenziale -0.8 , -0.6 , -0.4 , -0.2 e 0 MV. L'ultima è denominata GG (Ground Grid).

Due campi magnetici, inoltre, vengono generati per deflettere gli elettroni; uno ne devia una parte sulla EG prima dell'accelerazione mentre l'altro serve per i rimanenti in uscita dall'acceleratore.

- **Neutralizzatore:** è il componente che permette la creazione delle particelle neutre necessarie. La neutralizzazione avviene per collisione con un gas di deuterio appositamente introdotto. L'efficienza per questa tipologia di neutralizzatore si aggira attorno al 60%. Di conseguenza il rimanente 40% sarà composta da ioni residui.
- **Residual Ion Dump (RID):** serve ad assorbire gli ioni residui uscenti dal neutralizzatore. È una fase molto importante in quanto evita una possibile nuova ionizzazione del fascio oltre che elevati carichi termici sulla parte finale dell'iniettore; questi ioni, infatti, sarebbero soggetti al campo magnetico del reattore e verrebbero deviati contro le pareti. Questo processo viene eseguito sfruttando campi elettrici invece di magnetici.
- **Calorimetro:** è composto da due pannelli rotabili in due posizioni. La prima posizione permette di intercettare il fascio per operazioni di Commissioning, ovvero di verifica delle prestazioni dell'impianto, in maniera indipendente da ITER. In aggiunta, può essere utilizzato come strumento di diagnostica per la determinazione di parametri come l'inclinazione e la divergenza del fascio. La seconda posizione, invece, permette il regolare funzionamento dell'iniettore.
- **Pompe criogeniche:** Sono due pompe con una capacità di pompaggio di $4700 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Vengono montate longitudinalmente al fascio, ai lati di calorimetro, RID e neutralizzatore. Il loro scopo è quello di garantire un regime di ultra vuoto all'interno della camera; questo è necessario sia per l'isolamento della sorgente del fascio che per non avere disturbi sul fascio stesso. Non sono elencate in fig. 1.12 in quanto difficilmente distinguibili da quella vista in sezione.

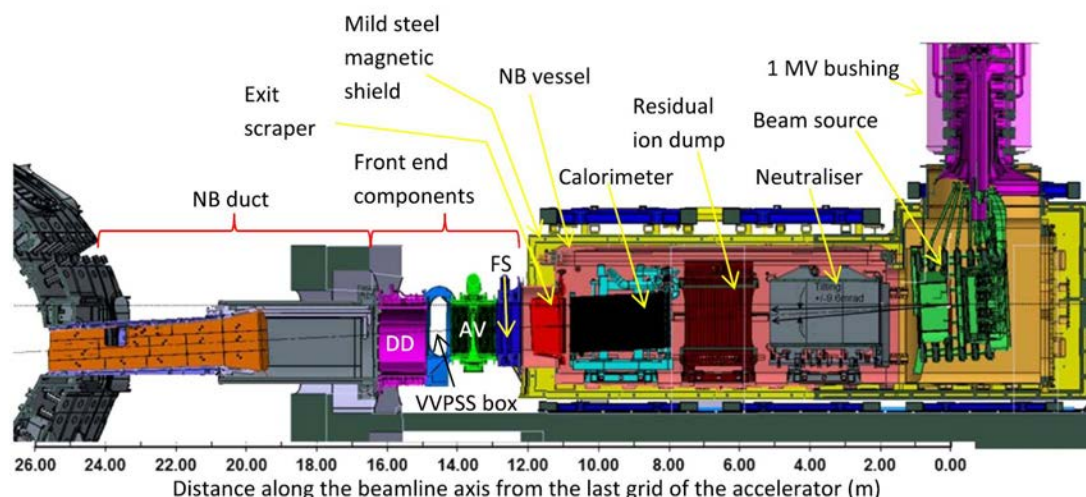


Figura 1.12: Vista in sezione dell’NBI di ITER [13]

1.3.2 L’esperimento MITICA

MITICA (*Megavolt ITER Injector and Concept Advancement*) è attualmente in costruzione e si prevede sarà operativa per il 2021, 10 anni prima dell’inizio delle operazioni che richiederanno l’utilizzo degli iniettori in ITER.

Rispetto all’iniettore completo illustrato in figura 1.12, quello di MITICA non comprende gli elementi della parte finale atta al collegamento con il reattore.

L’ultimo componente è quindi il calorimetro; su di esso verrà indirizzato il fascio per le opportune analisi.

Gli obiettivi dell’esperimento possono essere riassunti come segue:

- Migliorare la tenuta ad alta tensione (per ottenere 1 MeV)
- Massimizzare la corrente del fascio di ioni
- Minimizzare le perdite e raggiungere i 16.5 MW di output
- Minimizzare i carichi termici e meccanici sui componenti

Il prototipo dell’iniettore, in scala naturale, è un grande passo avanti in termini energetici rispetto agli impianti già installati su reattori esistenti; ne consegue che sarà anche un banco di prova per soluzioni relative all’ottimizzazione delle prestazioni e alle varie problematiche presenti [14].

Capitolo 2

Prove in alta tensione per l'esperimento MITICA

Una fase molto importante per per la messa in servizio di MITICA sono le prove per la verifica della tenuta dell'alta tensione (fino a 1MV) in vuoto.

Esse saranno eseguite prima dell'installazione della sorgente di ioni negativi e quindi dell'inizio delle operazioni con il fascio. Il loro scopo è quello di verificare l'isolamento elettrico tra il Beam Source vessel (BSV) e un prototipo semplificato della sorgente di ioni.

Nella sezione 2.1 verrà introdotto il problema relativo all'isolamento e verranno analizzate in dettaglio le motivazioni di queste prove.

Nella sezione 2.2, invece, verranno approfonditi la metodologia e i componenti necessari.

2.1 Introduzione

La sorgente del fascio di particelle si trova a un potenziale di -1 MV mentre le pareti del BSV sono a potenziale nullo. L'elevata differenza di potenziale tra i due componenti è un problema importante, non completamente affrontabile con i modelli e i risultati sperimentali attualmente presenti in letteratura.

In primo luogo il sistema di isolamento è stato progettato seguendo i seguenti criteri [15]:

- Distanza minima di circa 85 mm tra elettrodi con differenze di potenziale pari a 200 kV
- Distanza minima di circa 1 m tra elettrodi con differenze di potenziale pari a 1 MV

Il primo è stato utilizzato per le griglie dell'acceleratore; il secondo, invece, per il caso critico in questione (gap tra sorgente di ioni e BSV). Entrambi sono basati su analisi ed estrapolazione di precedenti risultati sperimentali [16] [17] [18] [19] [20].

Un ulteriore fattore da considerare riguarda la camera del plasma, situata all'interno della

sorgente del fascio; essa deve operare a una pressione di circa 0.3 Pa per garantire una produzione efficiente di ioni negativi. È quindi presente un flusso di gas uscente da tale camera; questo comporta una diminuzione del grado di vuoto all'interno del BSV e una conseguente riduzione dell'isolamento.

I criteri sopracitati, infatti, valgono solamente in condizione di alto vuoto.

Per ridurre questo problema la sorgente è stata progettata in modo da minimizzare la conduttanza del gas tra la camera del plasma e il BSV. In aggiunta è stato pensato un sistema di pompaggio adeguato.

Nonostante gli accorgimenti, la distanza critica è comunque quella relativa alla differenza di potenziale di 1 MV. Essa è dell'ordine di 1 m mentre la pressione prevista è variabile tra 10^{-6} Pa e $5 \cdot 10^{-2}$ Pa.

Alcuni test eseguiti nel 2016 presso il QST (*National Institutes for Quantum and Radiological Science and Technology*) mostrano una possibile criticità nella tenuta di tensione in vuoto a una distanza di 1.3 m [21].

Allo stesso tempo, però, indicano come probabile soluzione uno schermo elettrostatico intermedio a un potenziale di -400 o -600 kV.

È stato ideato un possibile concept di questo schermo, rispettando vincoli meccanici ed elettrici e valutando dimensioni, peso e prestazioni di tenuta di tensione. Come si può osservare in figura 2.1, lo schermo elettrostatico andrebbe a circondare la camera del plasma e i primi due stage di accelerazione. La sua forma dovrebbe seguire, in modo approssimato, la superficie equipotenziale a -600 kV. La scelta del potenziale è basata su simulazioni con un modello predittivo denominato VHPM (*Voltage Holding Prediction Model*), oltre che a vincoli meccanici e di assemblaggio.

La valutazione sull'efficacia di questo schermo non è però così diretta.

In parte questo è dovuto allo scarso riscontro con la letteratura, come citato inizialmente. In aggiunta ci sono da considerare due incognite.

Innanzitutto l'effettivo impatto della variazione di pressione, dovuta al flusso di gas uscente dalla camera del plasma, non è chiaro. Inoltre c'è da considerare un possibile incremento della pressione tra la sorgente del fascio e lo schermo, causato proprio da quest'ultimo; ciò potrebbe far diventare il volume compreso tra i due componenti una zona critica e vanificare l'utilità dello schermo.

Per questi motivi sono necessarie prove specifiche atte a verificare la tenuta elettrica del sistema.

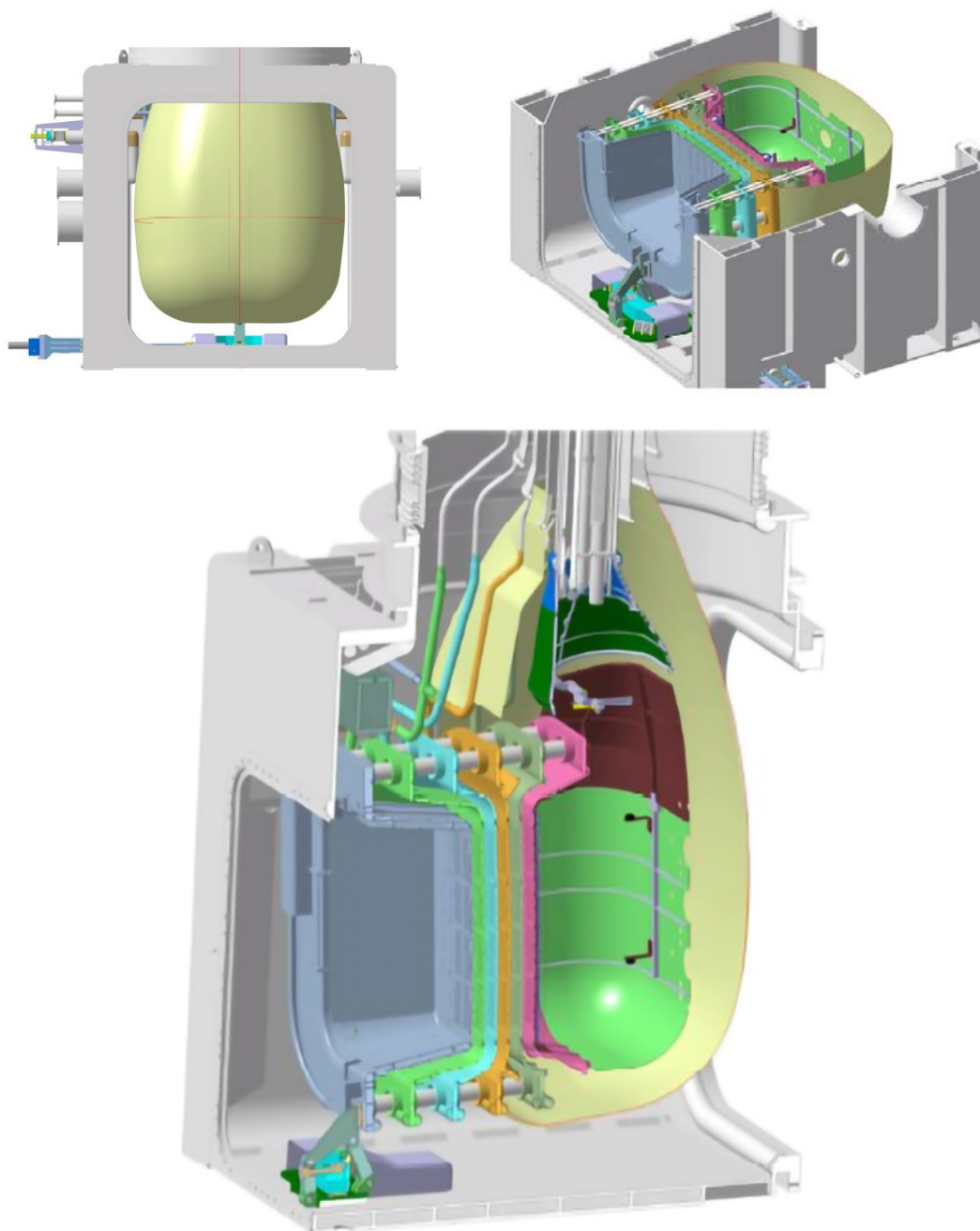


Figura 2.1: Viste CAD del concept dello schermo a -600 kV (in giallo)

2.2 Descrizione delle prove

Per le prove in alta tensione ci sono da considerare due necessità importanti. La prima è relativa alle tempistiche, in quanto bisogna eseguire i test prima dell'installazione della sorgente di ioni. La seconda è quella di non danneggiare i componenti finali con eventuali scariche elettriche. Per questo motivo, le prove saranno effettuate su dei mockup degli elettrodi coinvolti, che sono la sorgente del fascio, lo schermo elettrostatico intermedio, e la parete del BSV. Essi verranno abbreviati rispettivamente con MBS (*Mockup of the Beam Source*), MES (*Mockup of the intermediate Electrostatic Shield*) e AFA (*Additional Flat Anode*).

2.2.1 Campagna sperimentale

La campagna sperimentale è stata divisa in quattro fasi:

- **Fase A: prove con solo il mockup della sorgente**

In questa prima fase l'obiettivo è quello di misurare la tenuta in alta tensione nelle seguenti condizioni:

- distanza tra l'MBS e l'AFA (che rappresenta la parete del BSV) variabile da pochi centimetri fino a 1 m
- potenziale della sorgente (catodo) fino a -1 MV e oltre. Il componente necessario a fornire la tensione è denominato TPS (*Testing Power Supply*)
- pressione variabile nell'intervallo prestabilito ($10^{-6} \div 5 \cdot 10^{-2}$ Pa)

Gli obiettivi secondari sono quelli di validazione del VHPM e del modello relativo al circuito elettrico di MITICA.

- **Fase B: valutazione della necessità dello schermo intermedio**

I dati ottenuti nella fase A verranno analizzati in modo da decidere se lo schermo elettrostatico intermedio è effettivamente necessario ai fini dell'isolamento.

- **Fase C: prove con il mockup dello schermo**

Questa fase verrà eseguita solo se la risposta alla fase precedente risultasse positiva. Verranno effettuate delle misure dopo aver montato anche il MES; le condizioni saranno le medesime elencate nella descrizione della prima fase. Saranno condotte tre operazioni distinte:

- Validazione dei criteri di progettazione del MES, basati sul VHPM
- Ottimizzazione della geometria del MES in base alla tenuta di tensione e il gradiente di pressione
- Valutazione della massima tenuta di tensione

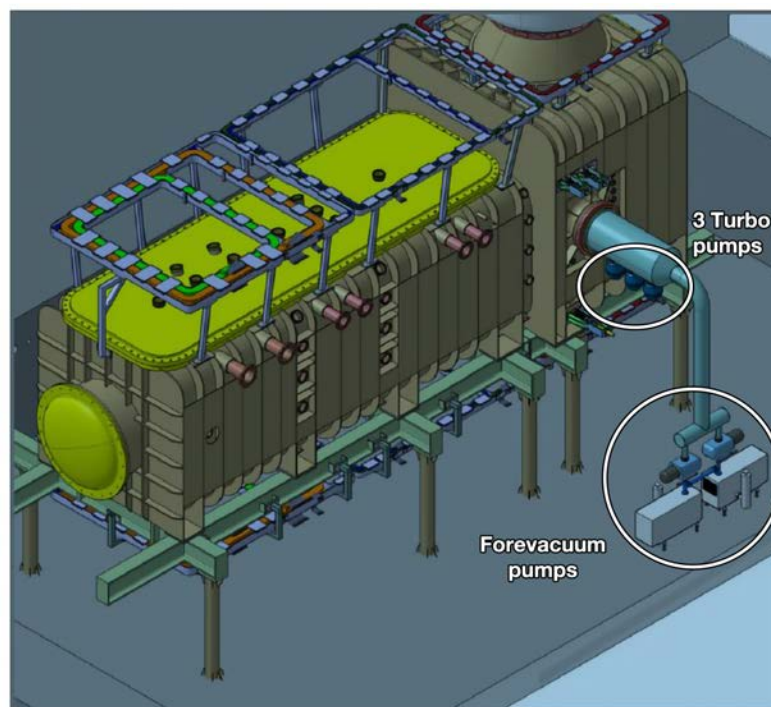


Figura 2.2: BSV e BLV con sistema di pompaggio collegato al primo. Le pompe da prevuoto (forevacuum) sono necessarie per il corretto funzionamento delle pompe turbomolecolari

- **Fase D: ottimizzazione dello schermo reale**

Una volta ottenute tutte le informazioni si procederà con l'ottimizzazione del componente reale da montare in MITICA. L'obiettivo sarà quello di massimizzare la tenuta in tensione.

L'inizio della fase A, e quindi delle prove, è prevista per il 2020, non appena saranno disponibili il BSV, il BLV e il TPS.

Le pompe criogeniche non saranno disponibili; di conseguenza è in fase di definizione un sistema di pompaggio che utilizza pompe turbomolecolari (fig. 2.2).

Per quanto riguarda la variazione di pressione, essa sarà ottenuta tramite iniezione di idrogeno all'interno del vessel. Per l'eventuale fase C bisogna valutare il punto di iniezione a causa della presenza dello schermo intermedio.

Principalmente ci sono due possibilità: iniezione dal BSV e iniezione dall'interno dell'MBS. La prima è più semplice ma potrebbe non rappresentare la reale distribuzione di pressione. La seconda è molto complicata da realizzare ma sarebbe la più realistica. Con la fase A, invece, il problema non si pone e vale l'iniezione dal BSV.

Un ulteriore fattore da non trascurare è la possibilità di scarica dall'MBS al BLV; per evitare ciò è stato progettato un setto, non ermetico, tra i due vessel. Esso serve a bloccare tutte le linee di vista in tale direzione e, allo stesso tempo, deve garantire il pompaggio del BLV.

2.2.2 Descrizione dei componenti

Mockup of the Beam Source

Il componente principale è sicuramente l'MBS; la sorgente reale del fascio, però, presenta una geometria molto complessa. Di conseguenza produrre un mockup fedele a essa sarebbe molto complicato e dispendioso in termini di tempo. Inoltre comporterebbe un'analisi troppo dettagliata, in contrasto con l'obiettivo di queste prove.

Queste considerazioni hanno portato alla progettazione del mockup come un semplice assieme di un cilindro e una sfera, entrambi cavi (fig. 2.3).

Il primo ha un diametro di 0.5 m mentre la seconda ne ha uno di 1 m; quest'ultimo valore è in linea con il massimo raggio di curvatura della sorgente reale.

Ulteriori requisiti generali sono il peso e la condizione della superficie. L'MBS deve infatti essere leggero in quanto agganciato alla parte interna del bushing.

Per quanto riguarda la superficie, invece, il mockup deve presentare la stessa finitura e pulizia della sorgente reale.

Additional Flat Anode

Un problema non trascurabile per le prove in alta tensione è la presenza dei supporti per l'inclinazione della sorgente. Essi sono saldati al pavimento del BSV e presentano forme irregolari con possibili spigoli vivi; questo aumenta notevolmente il rischio di scariche elettriche.

Per ottenere risultati di validità più generale possibile, e per proteggere la superficie del BSV, si è pensato a un elettrodo piano atto a coprire questa zona. Esso è stato denominato AFA (*Additional Flat Anode*). Tale elettrodo deve avere un comportamento anodico,

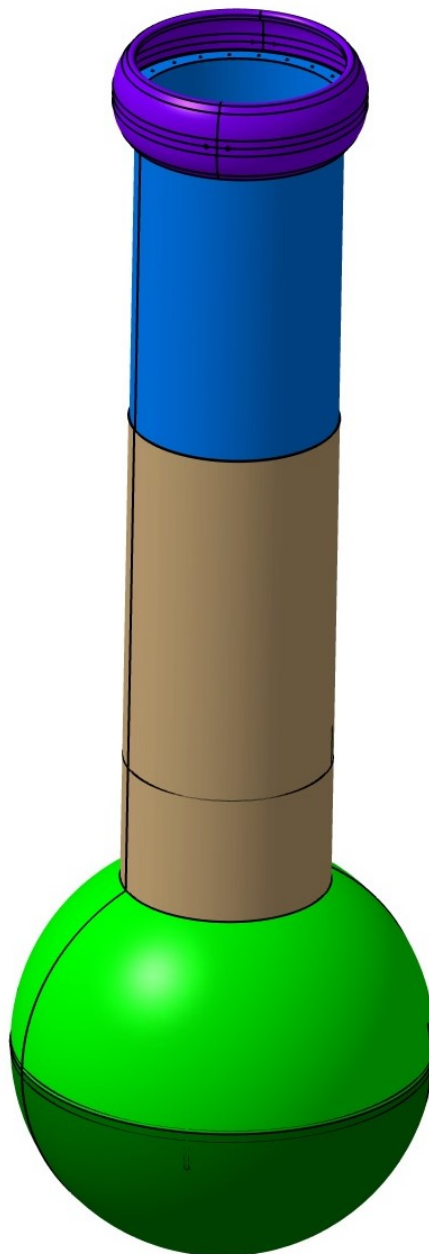


Figura 2.3: Modello CATIA dell'MBS

ovvero dovrà essere a potenziale nullo come il BSV. Inoltre, esso rappresenta l'area con maggiore probabilità di scarica; di conseguenza deve essere isolato e si possono usare sensori di corrente per effettuare misure durante la scarica.

In caso di danneggiamento, la superficie dell'AFA può essere smontata e sostituita.

In maniera analoga all'MBS, anche questo elettrodo deve presentare la stessa finitura e pulizia delle pareti del BSV.

Mockup of the intermediate Electrostatic Shield

Il MES ha come obiettivo principale quello di ridurre i problemi di isolamento all'interno del vessel. Per fare ciò deve ridurre il campo elettrostatico nelle regioni più critiche; per questo motivo la sua forma ricalca quella della superficie equipotenziale a -600 kV, come citato precedentemente. Inoltre deve bloccare tutte le possibili linee di vista tra il catodo e l'anodo, in modo da intercettare qualsiasi possibile percorso di una particella accelerata. Un ulteriore requisito riguarda la sua conduttanza. Esso, infatti, deve permettere il pompaggio anche nel volume interno; questo per evitare elevati gradienti di pressione con il volume esterno.

Questi fattori appena citati comportano un'importante caratteristica dell'elettrodo, il quale deve essere composto da due pareti con fori sfasati (fig. 2.4).

I due strati possono essere costituiti da due lamiere metalliche supportate da una struttura rigida.

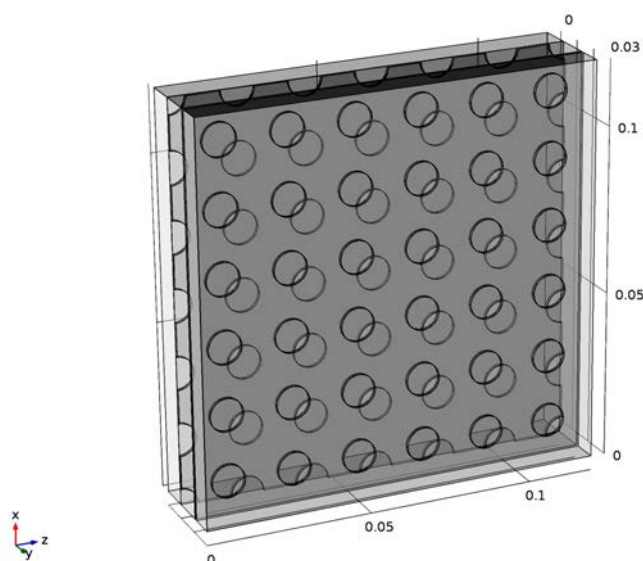


Figura 2.4: Concept del possibile sistema a 2 strati del MES

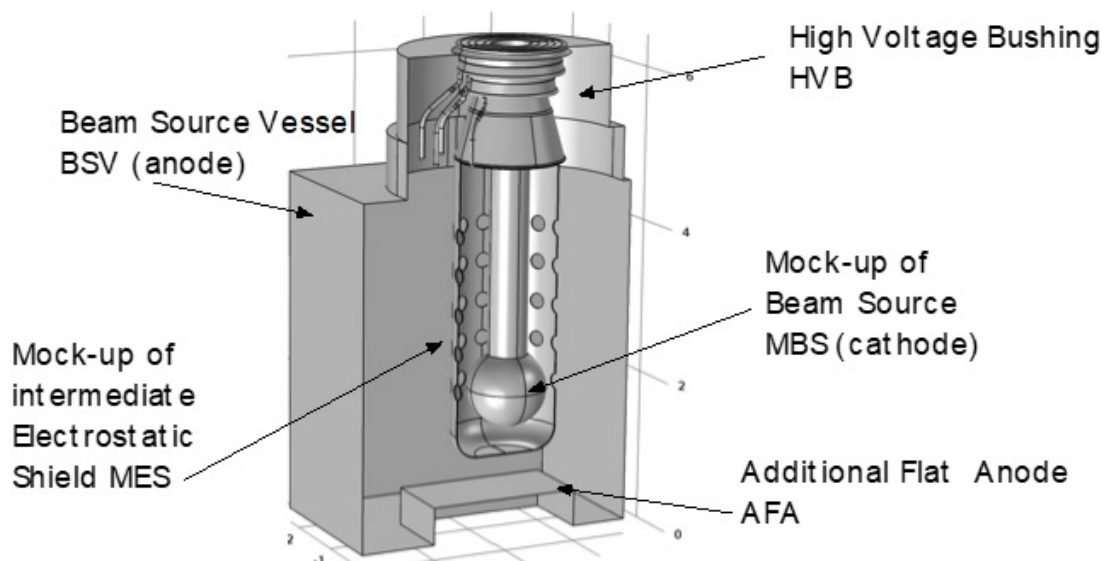


Figura 2.5: Schematizzazione dei principali elettrodi per le prove in alta tensione di MITICA

Setup delle prove

Riassumendo le informazioni sopracitate, le prove in alta tensione coinvolgeranno i seguenti elettrodi:

- **BSV:** Anodo (potenziale nullo)
- **HVB (High Voltage Bushing):**
 - Elettrodo a 1 MV
 - Stadi intermedi a 800, 600, 400, 200 kV
- **MBS:** Catodo (1 MV)
- **AFA:** Anodo (potenziale nullo)
- **MES:** Elettrodo a 600 kV (anodo internamente e catodo esternamente)
- **BLV:** Potenziale nullo come il BSV

Tutti gli elettrodi devono essere prodotti in acciaio inossidabile.

Un requisito importante è la possibilità di variare la distanza tra l'MBS e il BSV. Questo è necessario in quanto i test iniziano a tensioni basse (qualche decina di kV); di conseguenza la distanza deve essere aumentata gradualmente. Per garantire questa condizione ci sono due opzioni:

- **MBS mobile:** permette un movimento verticale della sfera. In questo caso l'MBS deve includere un cilindro telescopico. La movimentazione può essere fatta solo manualmente, il controllo da remoto non è fattibile con un elettrodo a 1 MV.

- **AFA mobile:** permette un movimento verticale dell'elettrodo piano tramite dei supporti regolabili. In questo caso si può valutare il controllo da remoto, considerato il potenziale nullo.

Questo lavoro di tesi si concentra sulla progettazione ed analisi dei tre principali elettrodi relativi alle prove in alta tensione.

Nel capitolo 3 verrà analizzato strutturalmente l'MBS. Nel capitolo 4, invece, verrà analizzato e progettato il meccanismo di movimentazione dell'AFA. Infine, nel capitolo 5, verrà modellata e successivamente analizzata la parte superiore del MES.

Capitolo 3

Mock-up of the Beam Source

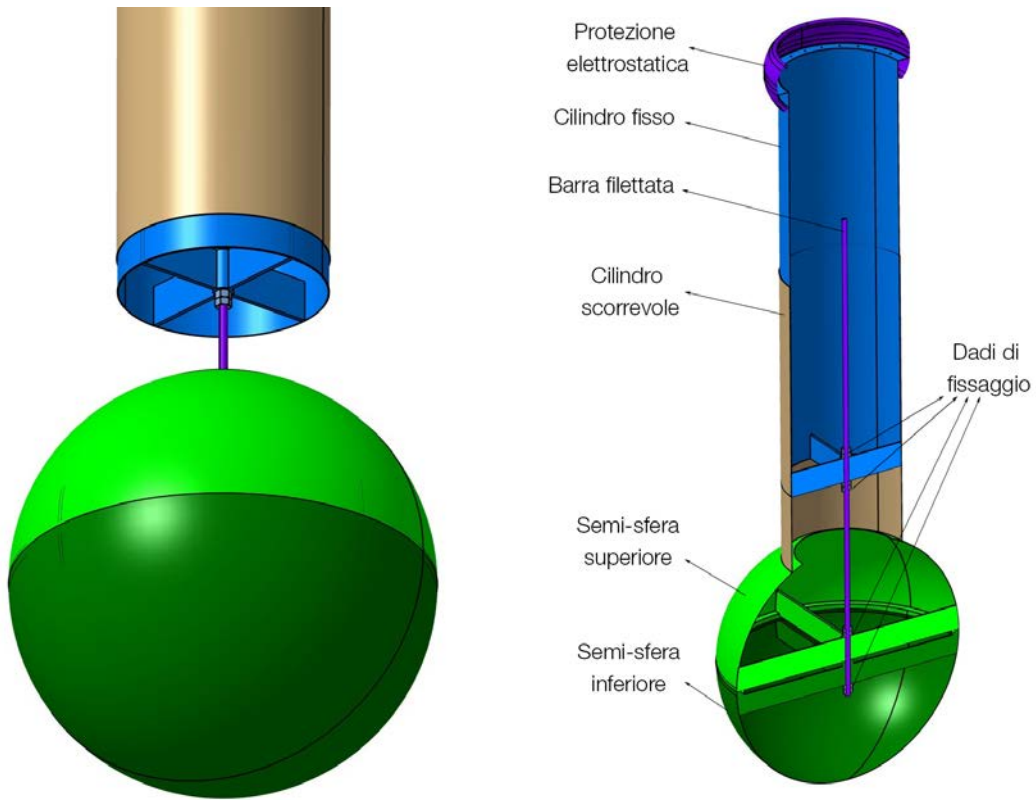
3.1 Introduzione

L'elettrodo denominato MBS (*Mock-up of the Beam Source*) deve rappresentare, nonostante la geometria semplificata, il comportamento in alta tensione della reale sorgente del fascio.

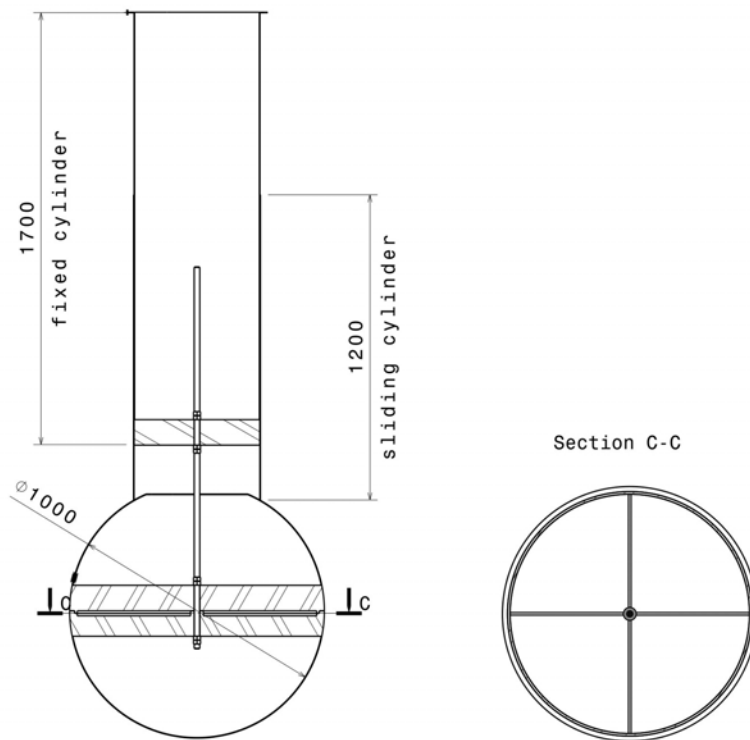
I requisiti principali dell'MBS si possono riassumere come:

- L'elettrodo deve essere sferico, in modo da permettere il confronto delle prove con dati esistenti. Il diametro deve essere pari a 1 m per rappresentare in modo corretto la sorgente reale
- Il collegamento tra sfera e il bushing deve essere fatto tramite un cilindro. Questa geometria è stata valutata con simulazioni del VHPM
- Il materiale deve essere acciaio inossidabile per la compatibilità con il vuoto
- La connessione elettrica tra il bushing, il cilindro e la sfera deve essere garantita
- Il peso deve essere minimizzato
- In caso di movimentazione manuale della sfera, l'escursione massima deve essere di almeno 1 m. La distanza massima tra la flangia del bushing a -1 MV e la sfera è stata scelta pari a 3500 mm
- La parte inferiore della sfera deve essere facilmente rimovibile, nel caso venga danneggiata durante le prove

Un modello preliminare è stato ideato per soddisfare tali requisiti. La sfera può essere realizzata come due semisfere e connessa al cilindro tramite una barra filettata; quest'ultima permette anche la movimentazione manuale. Un cilindro scorrevole è stato pensato per compensare il movimento verticale della sfera. Il cilindro fisso, invece, può essere fissato alla flangia del bushing tramite bullonature. In fig. 3.1 sono illustrati il modello CATIA e una vista in sezione dell'MBS.



(a) Modello CATIA dell'MBS



(b) Vista in sezione

Figura 3.1: Modello preliminare dell'MBS

3.2 Modifica e setup del modello

Il modello CATIA è stato opportunamente modificato in modo da ottimizzare sia il setup che le analisi in ANSYS. Innanzitutto sono stati modificati i vincoli dell'assieme per ottenere la configurazione più critica, ovvero quella completamente estesa (distanza tra bushing e sfera di 3500 mm).

Successivamente sono stati eliminati i fori sulla flangia superiore del cilindro fisso, i dadi ridondanti di sicurezza e la protezione elettrostatica (fig. 3.1a) in quanto superflui alle analisi. Il cilindro scorrevole non è strutturale e, non essendo fisso, è complesso da collegare agli altri elementi in ANSYS; per questi motivi anch'esso è stato eliminato. Le sue caratteristiche geometriche e fisiche non sono però trascurabili e, di conseguenza, sono state annotate direttamente dalle proprietà di CATIA:

- Massa $m = 30\text{ kg}$
- Momento di inerzia di massa $I_{xx} = 4,43\text{ kgm}^2$
- Momento di inerzia di massa $I_{yy} = 4,43\text{ kgm}^2$
- Momento di inerzia di massa $I_{zz} = 1,81\text{ kgm}^2$

Il cilindro verrà semplificato in ANSYS con una massa puntuale centrata nel suo baricentro e con le caratteristiche sopraelencate.

Infine si è proceduto con la modifica del sistema di collegamento filettato.

La filettatura cosmetica presente nella modellazione geometrica, infatti, non è compatibile con il software FEM ed è stata quindi eliminata. Gli elementi interessati sono la barra filettata, i fori filettati nei dadi e i fori passanti nel cilindro fisso e nelle semisfere. I diametri di tali elementi sono stati resi parametrici in quanto relativi al probabile punto critico dell'assieme.

È stato inoltre parametrizzato il diametro delle superfici d'appoggio dei dadi (nel cilindro fisso e nelle semisfere) in modo da garantire sempre il contatto completo (fig. 3.2).

Il diametro per gli elementi filettati è stato posto pari a quello resistente di una filettatura ISO. Sono stati studiati due casi, il primo con vite M39 e il secondo con vite M45.

I dati di queste filettature e i relativi parametri impostati sono elencati in tabella 3.1.

Tabella 3.1: Caratteristiche delle filettature considerate nei due modelli di MBS

Modello	A_{res}	d_{res}	$d_{passante}$	$d_{appoggio}$
M39	976	35,25	36	80
M45	1310	40,85	42	90

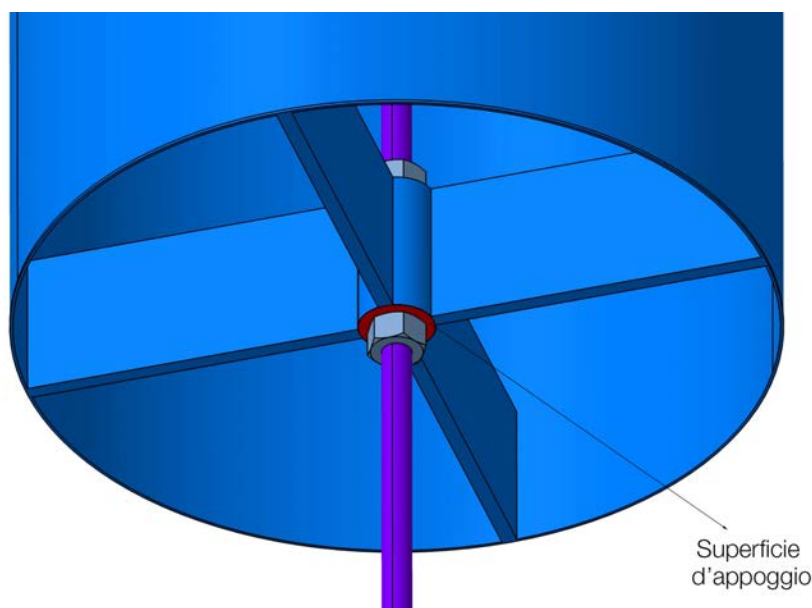


Figura 3.2: Vista ravvicinata del modello dell'MBS. In rosso è evidenziata una delle quattro superfici d'appoggio il cui diametro è stato parametrizzato

Una volta terminate le modifiche, il modello è stato esportato in formato STEP e importato in ANSYS; il cilindro rappresentante la barra filettata è stato diviso trasversalmente in due corpi perché su di esso è applicato un doppio precarico dei dadi (uno per l'aggancio al cilindro fisso e uno per l'aggancio alle semisfere). I due corpi sono stati uniti come parte unica per assicurare la continuità della mesh nella zona di divisione.

Nelle proprietà del materiale sono stati impostati il coefficiente di Poisson pari a 0,3 e il modulo elastico pari a 195 GPa per considerare un acciaio inossidabile.

Per quanto riguarda i contatti, la tipologia *bonded* è stata imposta per tutti i collegamenti presenti. Un esempio di contatto è illustrato in figura 3.3.

La massa puntuale è stata creata come descritto precedentemente ed è stata applicata alla superficie esterna del cilindro fisso in quanto zona di contatto reale. Solamente una parte di tale superficie è stata selezionata per non coinvolgere troppi elementi e appesantire quindi l'analisi.

La mesh è stata generata con una dimensione degli elementi globale pari a 15 mm; per i dadi e per la barra, invece, è stata impostata una dimensione rispettivamente di 5 e 8 mm. La funzione per il *sizing* è stata impostata come *curvature* per migliorare la mesh nelle zone più curve. Il risultato di quest'ultima operazione è illustrato in figura 3.4.



Figura 3.3: Contatto tra un dado e la barra filettata

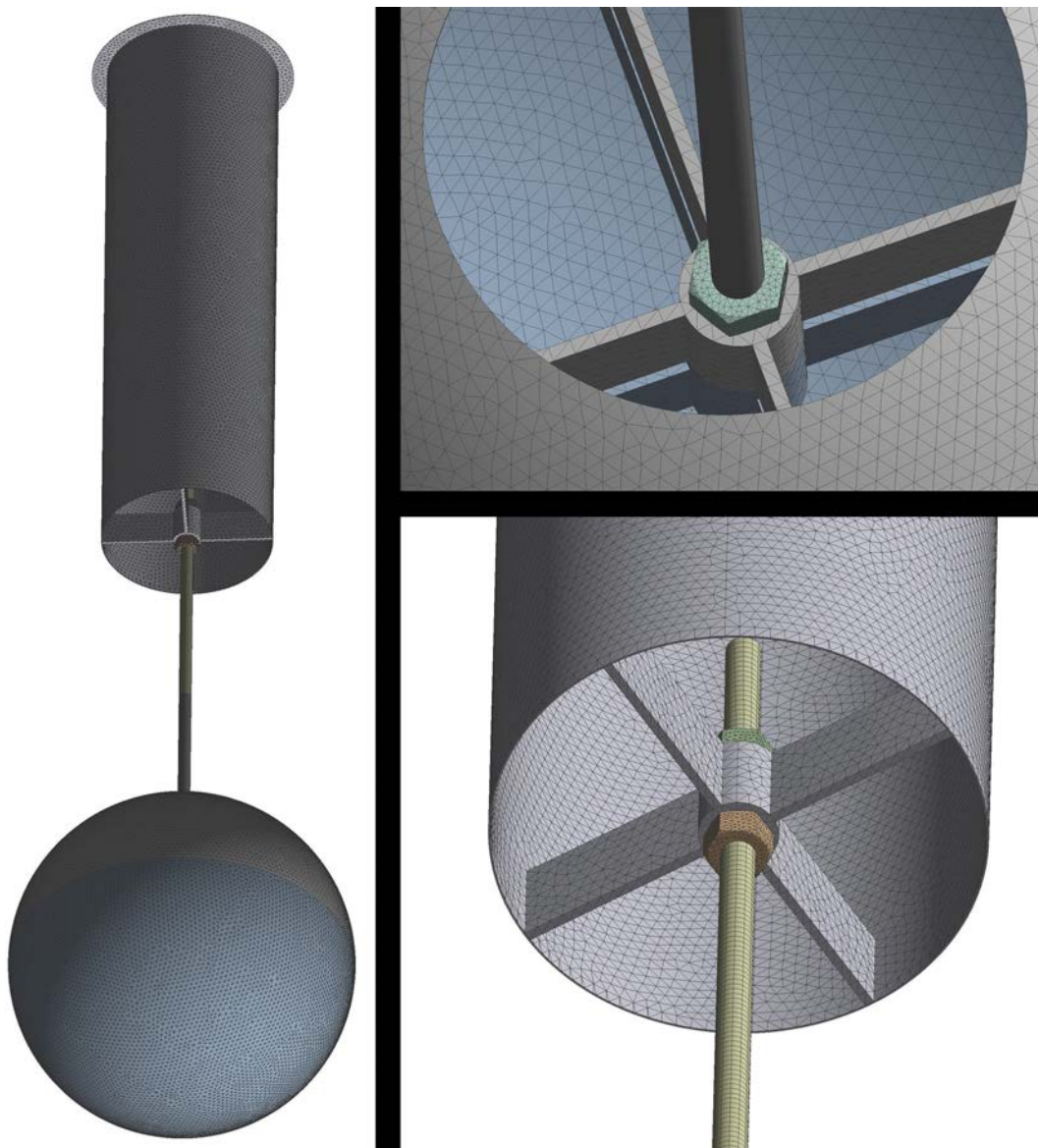


Figura 3.4: Mesh del modello MBS con vite M39. A sinistra la vista completa e a destra alcuni dettagli

3.3 Analisi statica iniziale

L'analisi strutturale statica iniziale è stata impostata in tre fasi (*steps*). Nelle prime due viene applicato il precarico dei dadi; nella terza viene considerata la gravità ed è quindi rappresentata la condizione nominale di esercizio. La superficie della flangia superiore è stata vincolata come incastro. Il modello con vincoli e carichi applicati è illustrato in figura 3.5.

Il valore del precarico è stato calcolato tramite la seguente formula:

$$F_p = K \sigma_{amm} A_t \quad (3.1)$$

dove K è un coefficiente che vale 0,75 per collegamenti rimovibili, σ_{amm} è la tensione ammissibile per la vite e A_t è l'area resistente della vite. La tensione ammissibile è stata considerata come l'85% della tensione di snervamento; quest'ultima vale 180 MPa per un acciaio AISI 304 [22]. Il precarico vale quindi 112 kN per la vite M39 e 150 kN per la vite M45.



Figura 3.5: Modello con vite M39 con indicati i carichi e vincoli applicati

Risultati

La tensione di trazione sulla vite rispetta il precarico applicato. Le zone ad elevata tensione ai bordi della zona coinvolta sono da trascurare in quanto errori numerici dovuti al contatto (fig. 3.6 e 3.7). Nei grafici in cui è mostrato l'andamento tensionale nei *path* appositamente creati, infatti, si nota la zona centrale a circa 114 MPa, valore perfettamente in linea con i calcoli analitici eseguiti inizialmente.

Nel modello con vite M45 il comportamento è analogo, di conseguenza è stato riportato solo il plot tensionale (fig. 3.8).

Il resto della struttura non presenta particolari problemi all'applicazione del precarico (fig. 3.9). L'effetto della gravità nel terzo *step* è minimo in confronto al valore delle forze applicate.

Infine sono state calcolate le forze trasmesse all'incastro; in entrambi i casi è presente solo una forza lungo la verticale dovuta al peso. Nel modello con vite M39 vale 1946 N e in quello con vite M45 vale 2026 N.

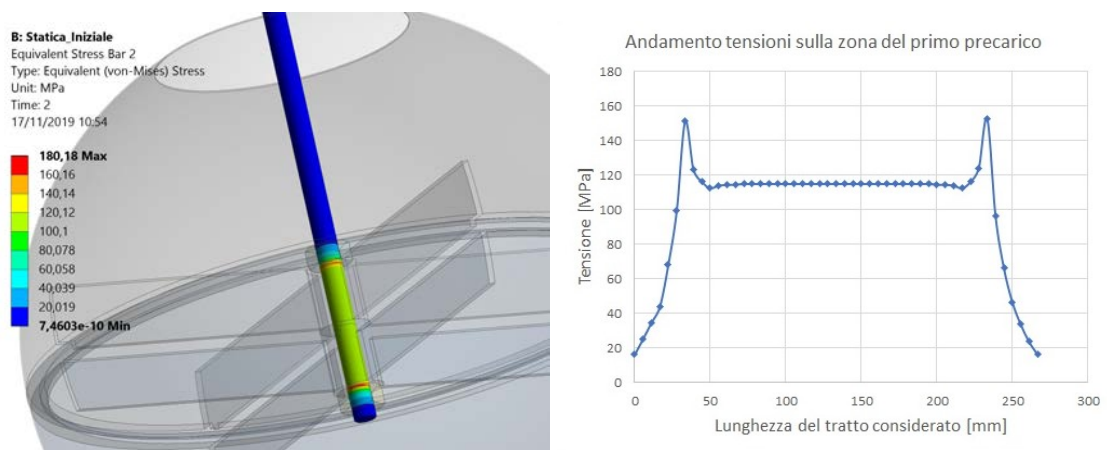


Figura 3.6: Sollecitazioni nella zona del primo precarico del modello con vite M39.

A sinistra il plot tensionale e a destra l'andamento su di un *path* creato longitudinalmente alla zona

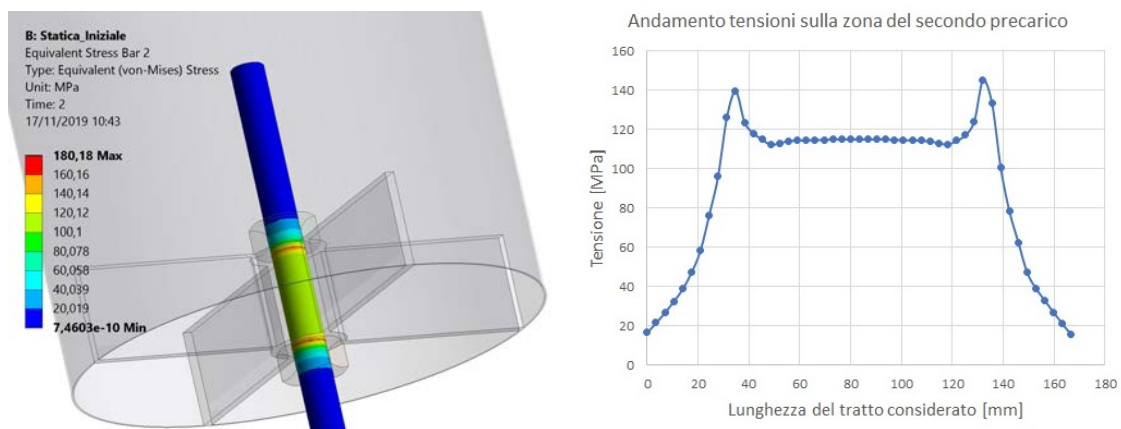


Figura 3.7: Sollecitazioni nella zona del secondo precarico del modello con vite M39.

A sinistra il plot tensionale e a destra l'andamento su di un *path* creato longitudinalmente alla zona

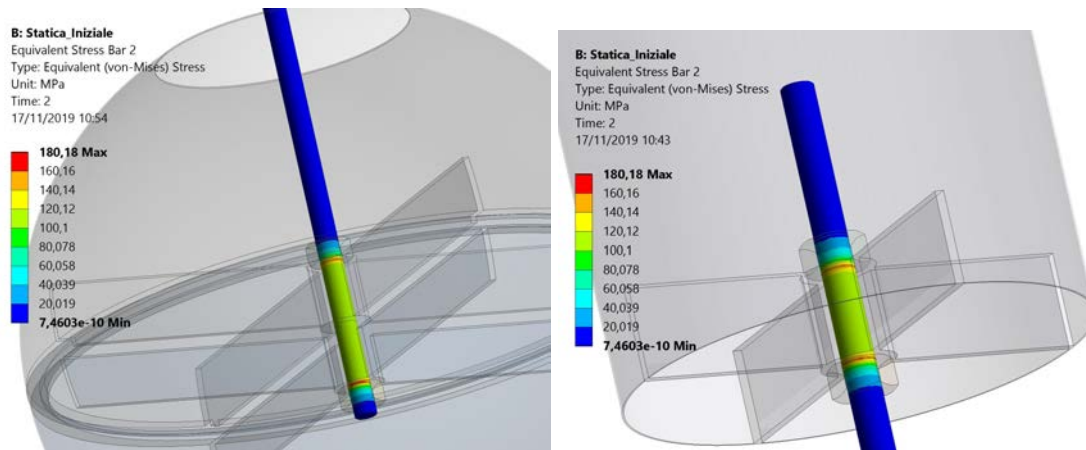
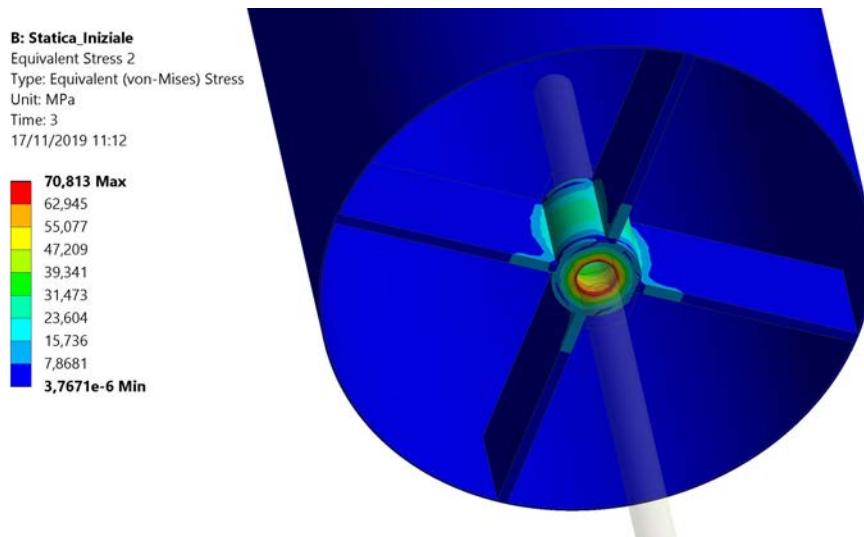
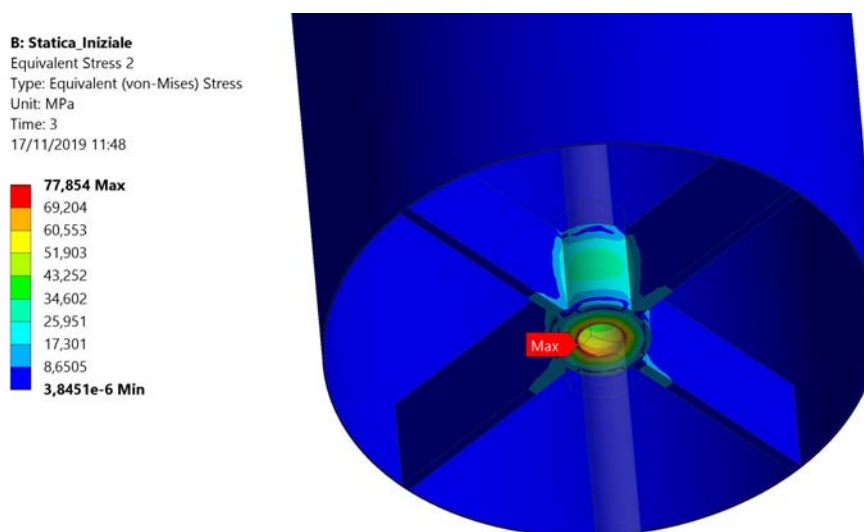


Figura 3.8: Sollecitazioni nelle zone dei precarichi del modello con vite M45



(a) Modello con vite M39



(b) Modello con vite M45

Figura 3.9: Sollecitazioni sul cilindro fisso nella zona compressa dal secondo precarico

3.4 Analisi sismica

Le analisi sono state condotte seguendo il metodo definito statico equivalente. Esso consiste nell'applicazione di un'accelerazione statica che produce lo stesso effetto (in termini di massima risposta) di un carico sismico dinamico. Il metodo è riportato nelle linee guida di ITER e può essere riassunto in 8 punti [23]:

1. Calcolo della frequenza principale della struttura per ogni direzione (x, y e z)
2. Scelta del valore dello smorzamento
3. Identificazione della curva dello spettro di risposta FRS (*Floor Response Spectrum*) relativa alla posizione geografica e allo smorzamento scelto
4. Definizione della corrispondente accelerazione nelle tre direzioni. Essa corrisponde al massimo valore dello spettro di risposta relativo a frequenze uguali o maggiori di quella principale
5. Applicazione di un fattore di amplificazione di 1,5 per considerare che la struttura non si comporta come un sistema a un grado di libertà nel calcolo dell'accelerazione nei tre gradi di libertà (a_x, a_y, a_z)
6. Analisi dei risultati di ognuna delle analisi statiche eseguite con l'applicazione delle accelerazioni in x, y e z.
7. Combinazione dei risultati dei tre casi separati con la regola di Newmark o con la regola SRSS (*Square Root of the Sum of the Square*)
8. Combinazione dei risultati del punto precedente con quelli dell'analisi statica del componente in condizione nominale

3.4.1 Analisi modale

Il primo punto è stato eseguito tramite l'analisi modale dell'MBS in ANSYS. Come condizione di *pre-stress* sono stati applicati i risultati dell'analisi statica in condizione nominale vista precedentemente. Sono stati calcolati 100 modi di vibrare in modo da ottenere almeno il 90% della massa partecipante totale.

La frequenza principale per una certa direzione è quella che ha il contributo di massa maggiore. Nelle tabelle 3.2 e 3.3 sono elencati i tre modi di vibrare principali per i due modelli considerati. In figura 3.10 sono illustrati i tre modi di vibrare principali, relativi a x, y e z. I primi due sono analoghi ma in direzioni perpendicolari. In figura 3.11 sono riportate le forme modali calcolate da ANSYS con le relative frequenze e masse partecipanti.

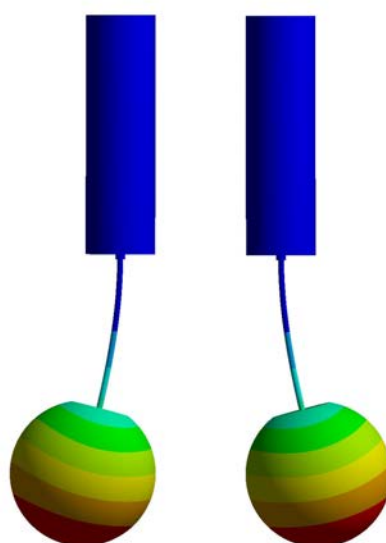
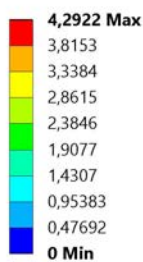
Tabella 3.2: Modi di vibrare principali per il modello con vite M39

	Modo	Frequenza [Hz]	Massa partecipante [%]
Direzione X	2	1,67	48
Direzione Y	1	1,67	48
Direzione Z	14	94,32	63

Tabella 3.3: Modi di vibrare principali per il modello con vite M45

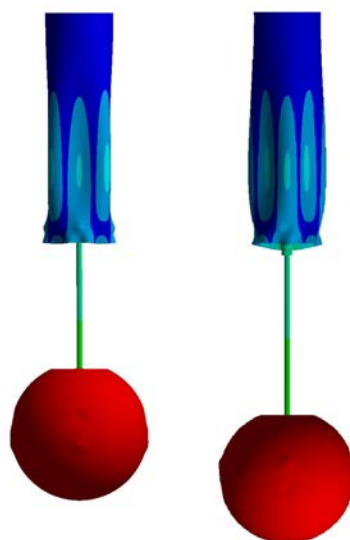
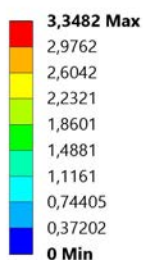
	Modo	Frequenza [Hz]	Massa partecipante [%]
Direzione X	2	2,18	49
Direzione Y	1	2,18	49
Direzione Z	12	98	64

C: Modale
 Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Frequency: 2,1763 Hz
 Unit: mm
 17/11/2019 16:23



(a) Direzione x e y

C: Modale
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Frequency: 97,985 Hz
 Unit: mm
 17/11/2019 16:28



(b) Direzione z

Figura 3.10: Modi di vibrare principali per le tre direzioni

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** X DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	2.17611	0.45954	-0.29939E-01	0.093908	0.896320E-03	0.457706E-02	0.433819E-02
2	2.17627	0.45950	0.31881	1.000000	0.101638	0.523593	0.491930
3	4.50095	0.22218	0.12493E-05	0.000004	0.156071E-11	0.523593	0.755386E-11
4	14.3628	0.69624E-01	0.84603E-01	0.265375	0.715775E-02	0.560144	0.346435E-01
5	14.3639	0.69619E-01	-0.97538E-01	0.305945	0.951357E-02	0.608725	0.460457E-01
6	46.1048	0.21690E-01	-0.15860	0.497471	0.251532E-01	0.737170	0.121741
7	46.1230	0.21681E-01	0.17093	0.536141	0.292156E-01	0.886359	0.141404
8	57.1051	0.17512E-01	-0.21559E-04	0.000068	0.464807E-09	0.886359	0.224967E-08
9	70.3376	0.14217E-01	-0.46136E-01	0.144716	0.212857E-02	0.897229	0.103023E-01
10	70.4193	0.14201E-01	0.60902E-01	0.191030	0.370903E-02	0.916169	0.179517E-01
11	81.4736	0.12274E-01	-0.25578E-04	0.000080	0.654223E-09	0.916169	0.316644E-08
12	97.9852	0.10206E-01	-0.39938E-04	0.000125	0.159501E-08	0.916169	0.771987E-08
13	99.7365	0.10026E-01	0.64355E-02	0.020186	0.414160E-04	0.916380	0.200453E-03
14	99.7757	0.10022E-01	-0.13916E-01	0.043650	0.193654E-03	0.917369	0.937285E-03
15	122.114	0.81891E-02	-0.68769E-02	0.021571	0.472924E-04	0.917611	0.228895E-03
.
.
.
98	619.636	0.16139E-02	0.75132E-04	0.000236	0.564480E-08	1.000000	0.273209E-07
99	622.070	0.16075E-02	-0.83618E-07	0.000000	0.699203E-14	1.000000	0.338415E-13
100	625.046	0.15999E-02	0.19358E-03	0.000607	0.374735E-07	1.000000	0.181372E-06
sum					0.195829		0.947813

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	2.17611	0.45954	0.31881	1.000000	0.101640	0.519019	0.491937
2	2.17627	0.45950	0.29936E-01	0.093900	0.896176E-03	0.523596	0.433749E-02
3	4.50095	0.22218	0.00000	0.000000	0.000000	0.523596	0.000000
4	14.3628	0.69624E-01	-0.97539E-01	0.305946	0.951380E-02	0.572178	0.460468E-01
5	14.3639	0.69619E-01	-0.84591E-01	0.265333	0.715561E-02	0.608717	0.346332E-01
6	46.1048	0.21690E-01	0.17082	0.535793	0.291782E-01	0.757715	0.141223
7	46.1230	0.21681E-01	0.15868	0.497738	0.251805E-01	0.886298	0.121874
8	57.1051	0.17512E-01	-0.19735E-04	0.000062	0.389470E-09	0.886298	0.188503E-08
9	70.3376	0.14217E-01	0.61184E-01	0.191913	0.374345E-02	0.905414	0.181183E-01
10	70.4193	0.14201E-01	0.45868E-01	0.143872	0.210385E-02	0.916157	0.101826E-01
11	81.4736	0.12274E-01	0.12312E-03	0.000386	0.151574E-07	0.916157	0.733617E-07
12	97.9852	0.10206E-01	0.10017E-04	0.000031	0.100335E-09	0.916157	0.485620E-09
13	99.7365	0.10026E-01	-0.13917E-01	0.043654	0.193692E-03	0.917146	0.937470E-03
14	99.7757	0.10022E-01	-0.64222E-02	0.020144	0.412448E-04	0.917357	0.199625E-03
15	122.114	0.81891E-02	-0.71666E-02	0.022479	0.513602E-04	0.917619	0.248583E-03
.
.
.
98	619.636	0.16139E-02	-0.14405E-03	0.000452	0.207501E-07	1.000000	0.100431E-06
99	622.070	0.16075E-02	0.25468E-07	0.000000	0.648612E-15	1.000000	0.313929E-14
100	625.046	0.15999E-02	0.21930E-03	0.000688	0.480935E-07	1.000000	0.232773E-06
sum					0.195830		0.947820

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Z DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	2.17611	0.45954	-0.32454E-07	0.000000	0.105325E-14	0.544958E-14	0.509772E-14
2	2.17627	0.45950	0.29328E-06	0.000001	0.860128E-13	0.450486E-12	0.416302E-12
3	4.50095	0.22218	0.17180E-05	0.000005	0.295159E-11	0.157222E-10	0.142857E-10
4	14.3628	0.69624E-01	0.18487E-05	0.000005	0.341755E-11	0.334049E-10	0.165410E-10
5	14.3639	0.69619E-01	-0.33658E-06	0.000001	0.113289E-12	0.339910E-10	0.548319E-12
6	46.1048	0.21690E-01	-0.97937E-05	0.000027	0.959157E-10	0.530266E-09	0.464232E-09
7	46.1230	0.21681E-01	-0.10156E-05	0.000003	0.103148E-11	0.535603E-09	0.499238E-11
8	57.1051	0.17512E-01	-0.67596E-05	0.000019	0.456918E-10	0.772015E-09	0.221148E-09
9	70.3376	0.14217E-01	0.23912E-04	0.000066	0.571793E-09	0.373052E-08	0.276748E-08
10	70.4193	0.14201E-01	0.68936E-05	0.000019	0.475214E-10	0.397640E-08	0.230004E-09
11	81.4736	0.12274E-01	0.12469E-03	0.000342	0.155481E-07	0.844234E-07	0.752529E-07
12	97.9852	0.10206E-01	0.36487	1.000000	0.133134	0.688844	0.644368
13	99.7365	0.10026E-01	0.63028E-03	0.001727	0.397251E-06	0.688846	0.192270E-05
14	99.7757	0.10022E-01	-0.82602E-03	0.002264	0.682303E-06	0.688849	0.330235E-05
15	122.114	0.81891E-02	0.13004E-03	0.000356	0.169104E-07	0.688849	0.818463E-07
.
.
.
98	619.636	0.16139E-02	-0.26328E-03	0.000722	0.693165E-07	0.999994	0.335492E-06
99	622.070	0.16075E-02	0.45131E-06	0.000001	0.203683E-12	0.999994	0.985826E-12
100	625.046	0.15999E-02	0.10659E-02	0.002921	0.113620E-05	1.000000	0.549920E-05
sum					0.193271		0.935434

Figura 3.11: Primi 100 modi di vibrare calcolati da Ansys con le relative masse partecipanti per ogni direzione. Nei riquadri sono evidenziati i modi principali; modello con vite M45

3.4.2 Analisi statiche equivalenti

La curva dello spettro di risposta viene determinata in base a diversi fattori. Innanzitutto la progettazione avviene tramite il metodo degli stati limite. Questi ultimi possono essere classificati in quattro categorie, come illustrato in figura 3.12. Lo stato limite considerato è SLV (*life safeguard limit state*).

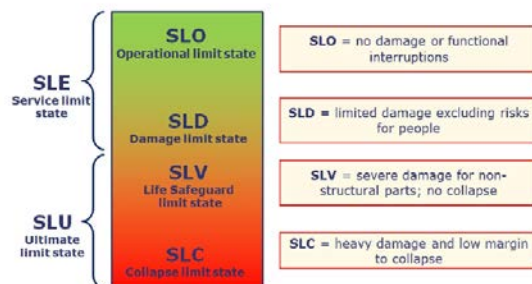


Figura 3.12: Categorie principali degli stati limite per l'analisi sismica

Successivamente bisogna considerare i parametri sismici relativa alla posizione geografica. Per la facility PRIMA relativa all'esperimento MITICA le coordinate geografiche sono:

- Longitudine: 11,93 E
- Latitudine: 45,39 N

Da esse si ricavano tre parametri essenziali alla costruzione dello spettro di risposta:

- Massima accelerazione orizzontale per il sito a_g
- Valore massimo del fattore di amplificazione relativo allo spettro di accelerazione orizzontale F_0
- Periodo che segna l'inizio della velocità costante nello spettro di accelerazione orizzontale T_c

Questi parametri variano in funzione dell'intervallo di ricorrenza, ovvero una stima del periodo tra due eventi sismici di una certa intensità. Per un intervallo di 475 anni (scelta conservativa dettata da analisi precedenti) si ha che $a_g = 0,078 g$, $F_0 = 2,66$ e $T_c = 0,341 s$. Ulteriori parametri sono ricavabili dalla classe topografica del sito di PRIMA e dalla sua classe del suolo. La prima considera l'inclinazione della superficie e, vista la bassa variazione di altitudine a Padova, rientra nella prima categoria denominata T1 (inclinazione $0 \div 15^\circ$). Il suolo, invece, rientra nella categoria D, la penultima per caratteristiche meccaniche.

Infine è stato considerato uno smorzamento del 5%, valore predefinito e conservativo in queste tipologie di analisi.

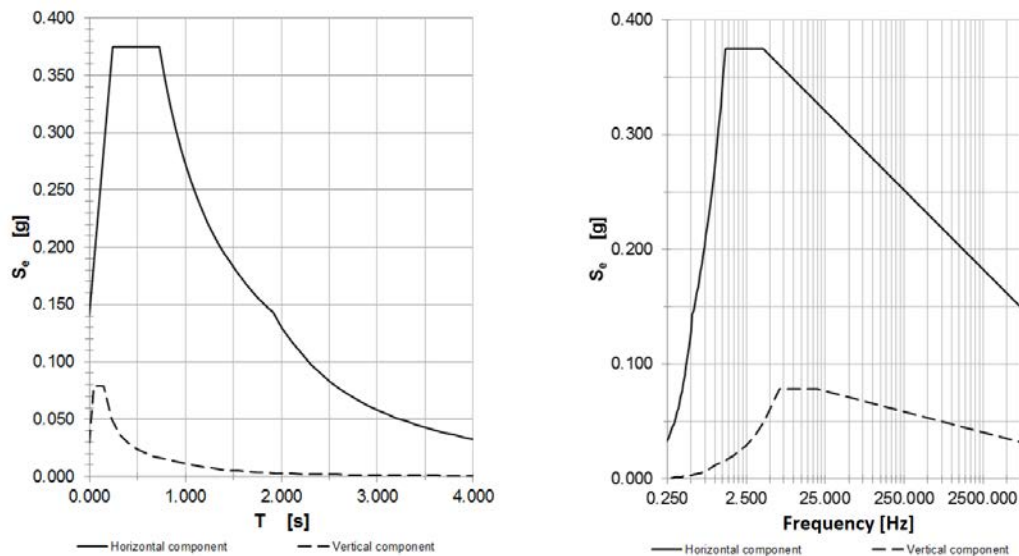


Figura 3.13: Spettro di risposta per i parametri relativi al sito di PRIMA. A sinistra in funzione del periodo e a destra in funzione della frequenza

Tabella 3.4: Accelerazioni ricavate dallo spettro di risposta considerato

	Accelerazione [m/s^2]
Direzione X	5,52
Direzione Y	5,52
Direzione Z	0,956

La combinazione dei parametri sopracitati genera lo spettro di risposta illustrato in figura 3.13.

Nello spettro si entra con le frequenze principali ricavate dall'analisi modale precedente e si ricavano le accelerazioni da applicare nelle analisi statiche equivalenti. Per i due modelli considerati i risultati dell'analisi modale sono molto vicini e di conseguenza le accelerazioni risultanti sono le stesse. Queste ultime, amplificate di un fattore 1,5 come specificato nel punto 5, sono elencate in tabella 3.4.

3.4.3 Risultati

Dalle tre analisi statiche equivalenti si ricavano le forze trasmesse all'incastro; esse sono riassunte nelle tabelle 3.5 e 3.6.

Successivamente si procede con la combinazione dei risultati delle tre analisi statiche. È stata utilizzata la regola di Newmark:

$$S = \text{Max}(\pm S_x \pm 0,4S_y \pm 0,4S_z; \pm 0,4S_x \pm S_y \pm 0,4S_z; \pm 0,4S_x \pm 0,4S_y \pm S_z) \quad (3.2)$$

Dove S_x , S_y e S_z sono tre grandezze generiche da combinare. Tale regola è stata utilizzata sia per le forze trasmesse che per le sollecitazioni.

Tabella 3.5: Forze trasmesse all'incastro nei 3 casi analizzati; modello con vite M39

	Caso a_x	Caso a_y	Caso a_z
$F_x [N]$	1096	0	0
$F_y [N]$	0	1096	0
$F_z [N]$	0	0	190

Tabella 3.6: Forze trasmesse all'incastro nei 3 casi analizzati; modello con vite M45

	Caso a_x	Caso a_y	Caso a_z
$F_x [N]$	1141	0	0
$F_y [N]$	0	1141	0
$F_z [N]$	0	0	198

Ad esempio, la prima combinazione assegna coefficiente 1 al caso in direzione x e coefficiente 0,4 alle altre due direzioni. Ne consegue che le forze (nelle tre direzioni) dei tre casi analizzati avranno tali coefficienti. L'esempio è riportato nelle seguenti equazioni:

$$F_x^1 = F_x^{a_x} + 0,4F_x^{a_y} + 0,4F_x^{a_z} \quad (3.3a)$$

$$F_y^1 = F_y^{a_x} + 0,4F_y^{a_y} + 0,4F_y^{a_z} \quad (3.3b)$$

$$F_z^1 = F_z^{a_x} + 0,4F_z^{a_y} + 0,4F_z^{a_z} \quad (3.3c)$$

I risultati delle tre combinazioni sono riportati nelle tabelle 3.7 e 3.8.

Tabella 3.7: Combinazione con la regola di Newmark delle forze trasmesse all'incastro nei 3 casi analizzati; modello con vite M39

	Combinazione 1	Combinazione 2	Combinazione 3
$F_x [N]$	1096	438	438
$F_y [N]$	438	1096	438
$F_z [N]$	76	76	190

Tabella 3.8: Combinazione con la regola di Newmark delle forze trasmesse all'incastro nei 3 casi analizzati; modello con vite M45

	Combinazione 1	Combinazione 2	Combinazione 3
$F_x [N]$	1141	456	456
$F_y [N]$	456	1141	456
$F_z [N]$	79	79	198

Per quanto riguarda l'ultimo punto, ovvero la combinazione tra i risultati della prima combinazione con Newmark e quelli delle analisi statiche iniziali si è proceduto con una semplice somma, assegnando quindi un coefficiente unitario ad entrambi. Tale approccio è conservativo e in linea con le NTC 2008.

Tabella 3.9: Combinazione finale delle forze trasmesse all'incastro; modello con vite M39

	Combinazione 1	Combinazione 2	Combinazione 3
$F_x [N]$	1096	438	438
$F_y [N]$	438	1096	438
$F_z [N]$	2022	2022	2136

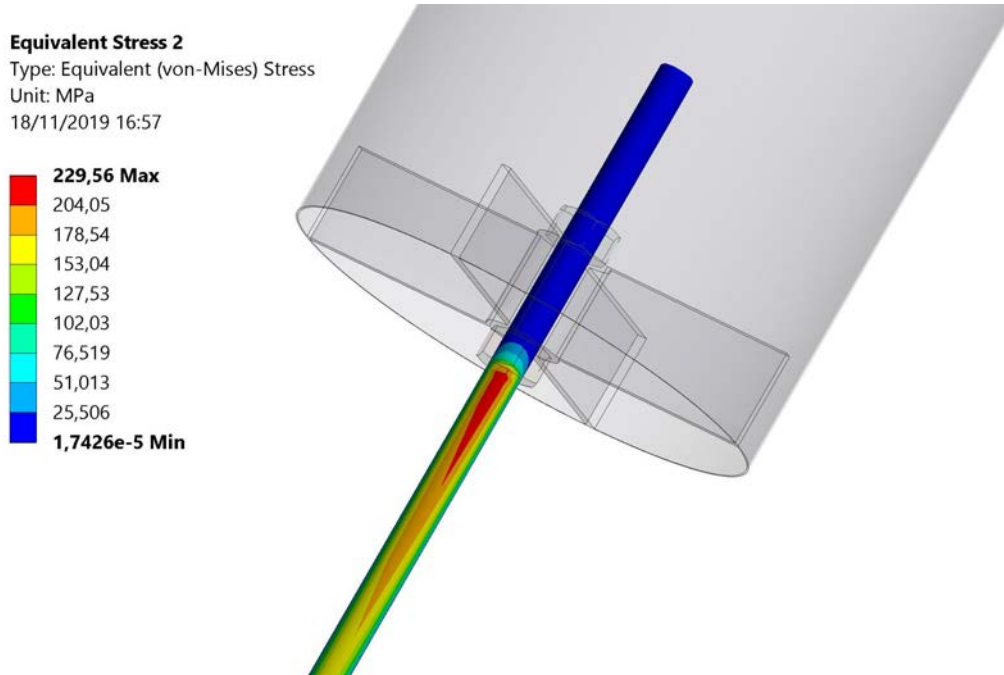
Tabella 3.10: Combinazione finale delle forze trasmesse all'incastro; modello con vite M45

	Combinazione 1	Combinazione 2	Combinazione 3
$F_x [N]$	1141	456	456
$F_y [N]$	456	1141	456
$F_z [N]$	2105	2105	2224

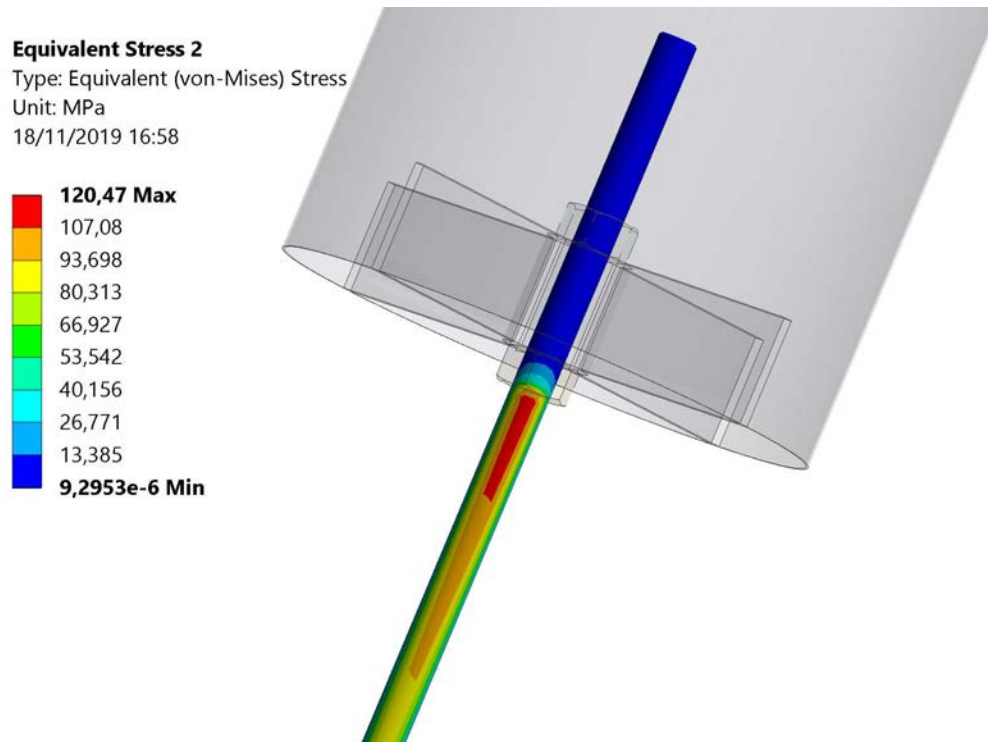
Nel caso delle analisi statiche iniziali è presente solo una forza lungo z dovuta al peso; i risultati di quest'ultima combinazione sono riportati nelle tabelle 3.9 e 3.10.

Le combinazioni 1 e 2 sono equivalenti e rappresentano il caso peggiore. Le forze in direzione x e y si possono combinare con il teorema di Pitagora per formare l'equivalente forza orizzontale trasmessa. Ne consegue che nel modello con vite M39 si avrà una forza orizzontale di 1180 N e una verticale di 2022 N mentre nel modello con vite M45 si avranno rispettivamente 1228 N e 2105 N.

La combinazione dei risultati è stata eseguita in maniera analoga anche per le sollecitazioni tramite la funzione apposita in ANSYS. I risultati relativi alla zona più critica sono illustrati nelle figure 3.14 e 3.15. La barra filettata viene sollecitata a flessione e risulta essere il punto debole della struttura. Il caso peggiore è sempre la combinazione 1; nel modello con vite M39 la tensione massima è pari a circa 230 MPa (fig. 3.14a), valore superiore al carico di snervamento considerato (180 MPa). Il modello con vite M45, invece, è sollecitato al di sotto di tale valore (fig. 3.15a).



(a) Combinazione 1 (analoga alla 2)



(b) Combinazione 3

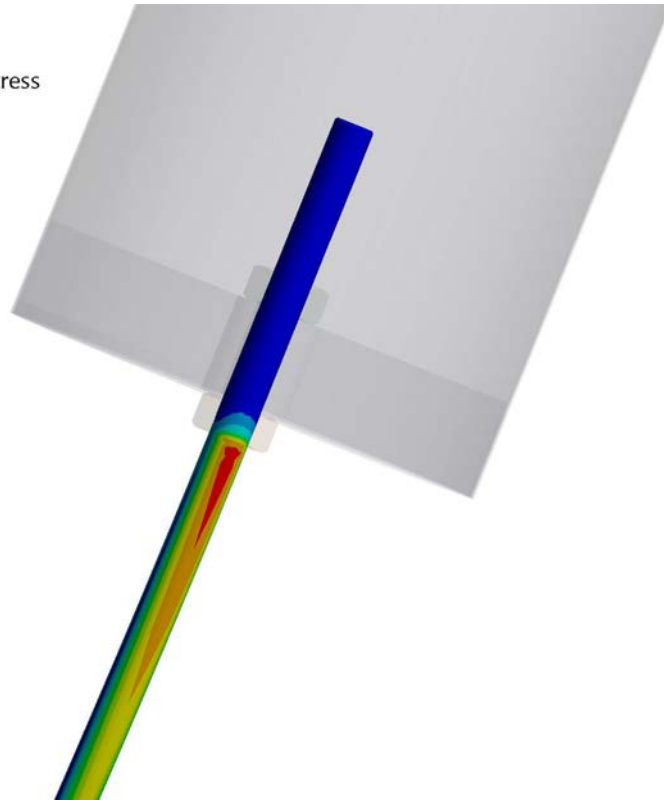
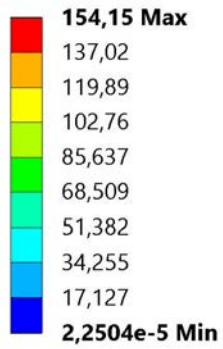
Figura 3.14: Sollecitazioni ottenute dalla combinazione delle analisi statiche tramite il metodo di Newmark. Modello con vite M39

Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

18/11/2019 16:03



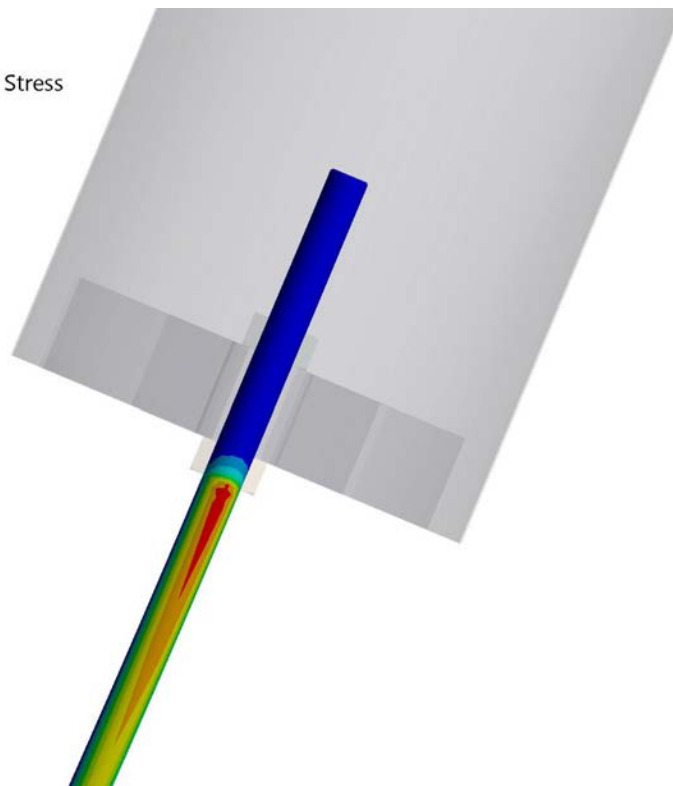
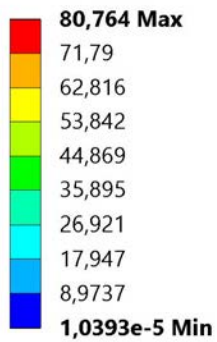
(a) Combinazione 1 (analoga alla 2)

Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

18/11/2019 16:05



(b) Combinazione 3

Figura 3.15: Sollecitazioni ottenute dalla combinazione delle analisi statiche tramite il metodo di Newmark. Modello con vite M45

3.5 Conclusioni

I due modelli analizzati non presentano problemi dal punto di vista statico. Considerando anche le analisi sismiche, però, il modello con vite M39 è da escludere in quanto supera il carico di snervamento. Il modello con vite M45 è quindi la scelta migliore tra i due. Le forze trasmesse all'incastro, e quindi alla flangia del bushing, nel caso peggiore e considerando tutti carichi sono:

- Forza orizzontale: 1228 N
- Forza verticale: 2105 N

In conclusione si può affermare che un design come quello considerato è sicuramente svantaggioso dal punto di vista delle sollecitazioni in quanto la vite offre scarsa rigidità nelle direzioni trasversali. Di conseguenza è necessario un diametro elevato. La vite, però, è il punto debole della struttura e questo può essere vantaggioso per preservare il bushing, componente di valore sicuramente maggiore. In alternativa si possono studiare ulteriori sistemi di connessione tra il cilindro e la sfera per aumentare la rigidità trasversale.

Capitolo 4

Additional Flat Anode

4.1 Introduzione

L'elettrodo denominato AFA (*Additional Flat Anode*) serve a coprire la parte inferiore del BSV e deve essere connesso a terra (comportamento anodico).

Come introdotto nella sezione 2.2.2, l'AFA deve riprodurre il comportamento dell'elettrodo anodico (vessel) e assorbire le scariche elettriche, essendo il componente più vicino all'elettrodo catodico. L'AFA può essere anche utilizzato per la misura diretta della corrente di scarica. La sua possibile movimentazione, inoltre, sarebbe utile per le prove con distanza catodo-anodo variabile.

I requisiti possono essere riassunti come segue:

- Deve essere costituito da una superficie piana di acciaio inossidabile
- La finitura superficiale deve essere simile a quella del pavimento del BSV
- Deve avere dimensioni minime tali da garantire la corretta caratterizzazione della relazione distanza - tensione di scarica. Il diametro maggiore è stato stabilito pari a 3 m.
- Gli spigoli devono essere arrotondati con un raggio minimo di 30 mm
- Deve essere isolato e connesso a terra tramite un sensore di corrente (per le misure di corrente durante le scariche)
- L'altezza dell'elettrodo deve permettere un campo di visione sufficiente per le videocamere diagnostiche montate su alcune flange del vessel
- In caso di AFA mobile la corsa verticale minima è di 990 mm in quanto i test prevedono distanze comprese tra 10 mm e 1 m. Considerando anche l'altezza dal pavimento dell'MBS (pari a 1.5 m) si può affermare che la corsa verticale ideale deve essere compresa nell'intervallo 500 ÷ 1490 mm

- Gli elettrodi piani devono essere facilmente rimovibili per poter essere sostituiti in caso di danneggiamento
- Deve essere composto di tre elettrodi concentrici, il primo circolare e gli altri due a forma di corona circolare. Essi dovranno essere isolati tra di loro e adeguatamente supportati da strutture rigide

In questo capitolo verranno trattate le analisi del cinematismo di alzata (e discesa) dell'AFA mobile.

Sono stati studiati due sistemi:

- **Meccanismo a vite con doppia filettatura** (fig. 4.1a)

Il movimento viene gestito da una singola vite con una filettatura destrorsa da un lato e una sinistrorsa dall'altro. La sua rotazione, quindi, permette un doppio movimento simmetrico; le due chioccioline si muovono orizzontalmente in verso opposto generando il moto di alzata.

I punti di contatto tra il sistema di movimentazione e l'elettrodo piano sono fissi; questo permette una distribuzione del carico sempre omogenea.

Viene utilizzato, ad esempio, per la regolazione delle panche per pianoforte.

- **Meccanismo a pantografo** (fig. 4.1b)

Il movimento viene generato dalla rotazione di una singola vite in una chiocciola. In questo caso il secondo punto di appoggio dell'elettrodo trasla rispetto all'elettrodo, scorrendo in una rotaia. Questo comporta una distribuzione di peso non uniforme durante il moto.

Questa configurazione permette una corsa verticale doppia a parità di corsa orizzontale.

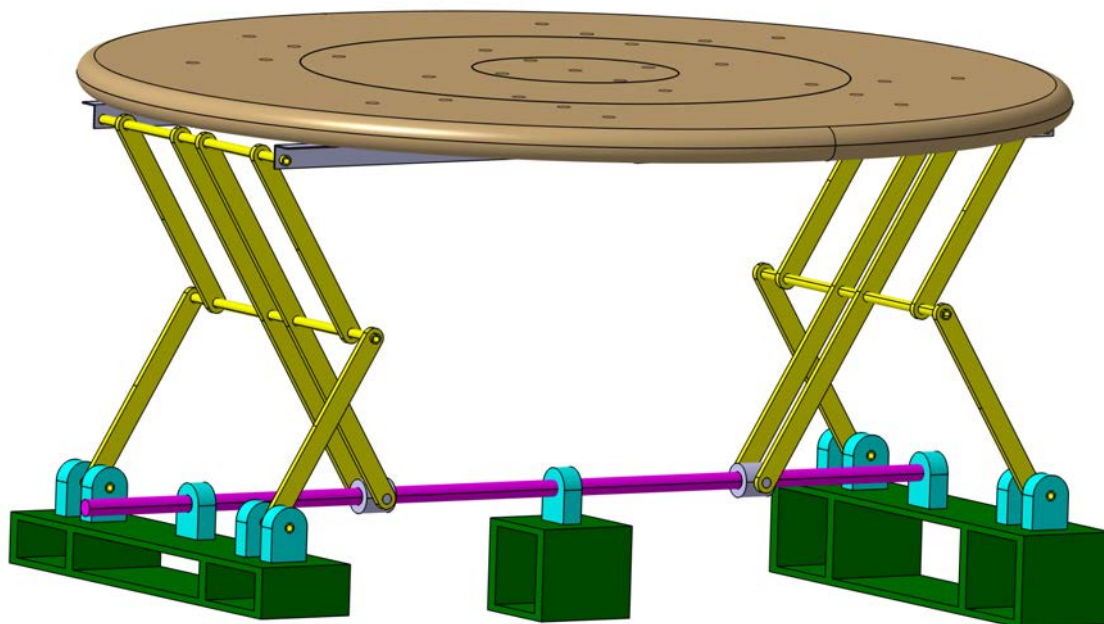
È il classico sistema utilizzato nelle piattaforme elevatrici.

Uno dei fattori dominanti per la scelta finale è il regime di alto vuoto presente all'interno della camera. Per questo motivo si è deciso di studiare azionamenti con viti e motori. Le prime sono componenti facilmente adattabili a tali condizioni.

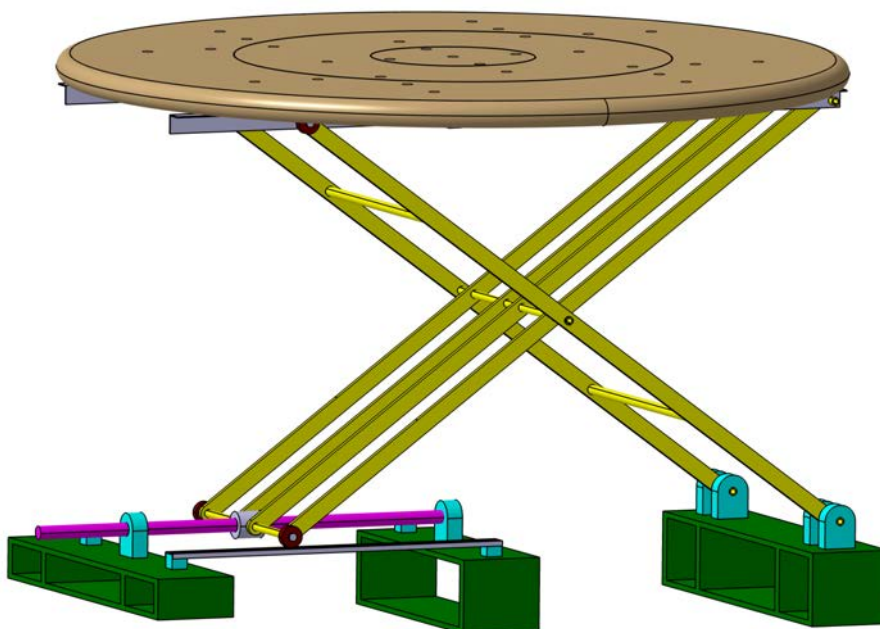
I secondi esistono in versione compatibile al vuoto o, in alternativa, possono essere posti all'esterno della camera e connessi tramite appositi passanti.

In futuro si valuterà anche l'opzione con pistoni pneumatici.

Per determinare la soluzione migliore ci sono diversi aspetti da valutare, quali ingombri, semplicità costruttiva, sollecitazioni e coppia necessaria.



(a) Meccanismo a vite con doppia filettatura

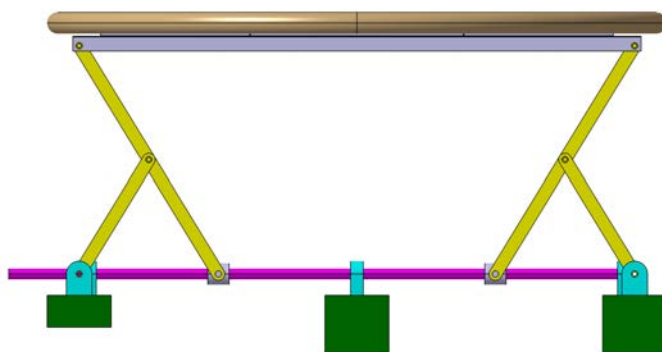


(b) Meccanismo a pantografo

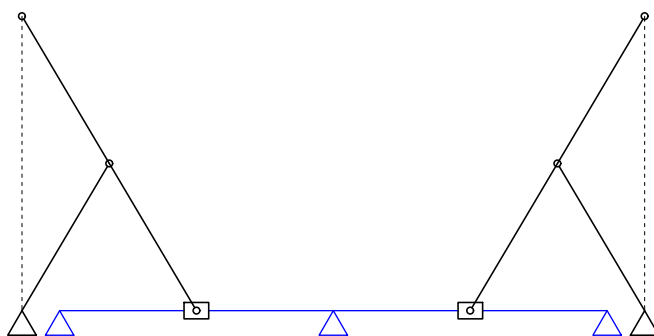
Figura 4.1: Meccanismi studiati

4.2 Meccanismo a vite con doppia filettatura

Il sistema è stato ricondotto allo schema di figura 4.2b. Si è poi sfruttata la simmetria e si è studiata solamente la parte sinistra.



(a) Vista laterale del meccanismo



(b) Schema del meccanismo

Figura 4.2: Schematizzazione del meccanismo a vite con doppia filettatura

4.2.1 Analisi cinematica di posizione

Come si può notare in fig 4.3, il meccanismo è pari a un *biella - manovella*; l'asta facente la parte della biella è però estesa fino al punto D. Quest'ultimo dovrà muoversi solamente lungo la verticale, in modo da facilitare la costruzione e permettere la distribuzione del carico omogenea. L'unica configurazione che permette questa condizione implica che le lunghezze r , l_1 , l_2 siano uguali.

I dati del poligono di vettori chiuso sono:

$$z_1 = AC = r$$

$$z_2 = CB = l_1$$

$$z_3 = AB = ?$$

$$\varphi_1 = CL$$

$$\varphi_2 = ?$$

$$\varphi_3 = \pi$$

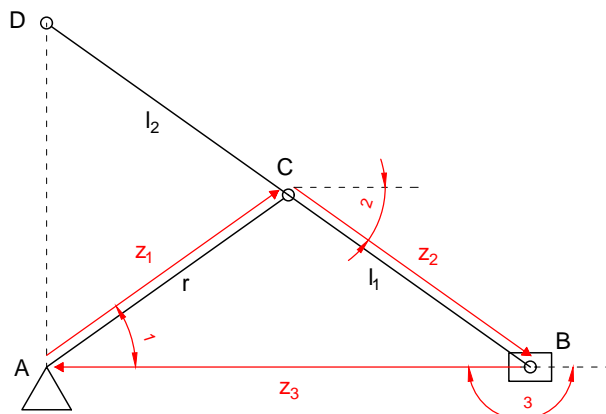


Figura 4.3: Schema con poligono di vettori chiuso

Si possono quindi scrivere le seguenti equazioni di chiusura:

$$\begin{cases} z_1 \cos \varphi_1 + z_2 \cos \varphi_2 + z_3 \cos \varphi_3 = 0 \\ z_1 \sin \varphi_1 + z_2 \sin \varphi_2 + z_3 \sin \varphi_3 = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

le quali possono essere risolte per la coordinata libera nel seguente modo:

$$\varphi_2 = \arcsin \left(-\frac{z_1}{z_2} \sin \varphi_1 \right) \quad z_3 = z_1 \cos \varphi_1 + z_2 \cos \varphi_2 \quad (4.2)$$

Ricavando la coordinata

$$x_D = z_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos (\varphi_2 - \pi) \quad (4.3)$$

si può notare che per avere $x_D = 0$ deve essere rispettata l'equazione

$$z_1 \cos \varphi_1 = l_2 \cos \varphi_2 \quad (4.4)$$

Ne consegue che la soluzione più semplice sia

$$l_2 = z_1 = r \quad (4.5a)$$

$$\cos \varphi_1 = \cos \varphi_2 \quad (4.5b)$$

La 4.5b è sempre verificata se il triangolo ABC è isoscele con $\overline{AC} = \overline{BC}$, ovvero $l_1 = r$. Di conseguenza, come citato inizialmente, la configurazione che permette di avere sempre $x_D = 0$ è quella con $r = l_1 = l_2$. Un fattore importante è il possibile errore di allineamento delle aste introdotto con il montaggio (ovvero la posizione del punto C). Esso comporterebbe una differenza tra le lunghezze l_1 e l_2 ; di conseguenza non sarebbe più verificata la condizione per avere $x_D = 0$.

4.2.2 Analisi statica

L'alzata dell'elettrodo è un movimento molto lento e non accelerato. Per questo motivo è stata trascurata l'analisi dinamica.

Per determinare le sollecitazioni sulla vite, e successivamente anche la coppia necessaria, è stata quindi eseguita un'analisi statica.

Il meccanismo è stato scomposto in due travi, come schematizzato in fig. 4.4.

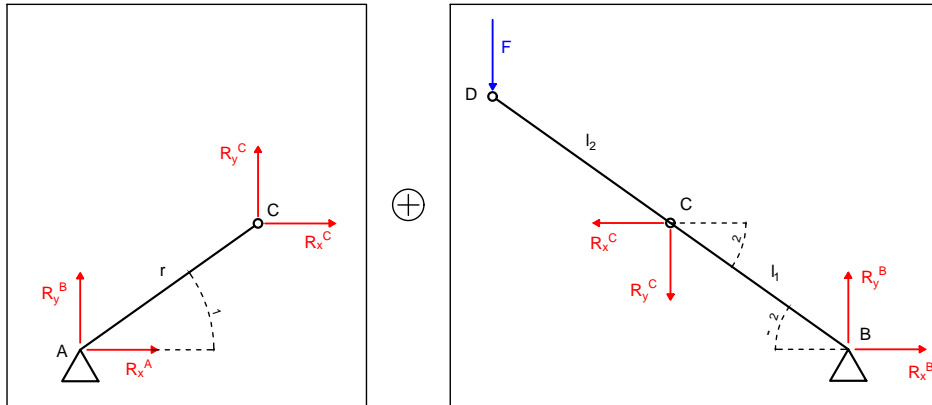


Figura 4.4: Schema del meccanismo scomposto in due travi

Si possono scrivere le equazioni di equilibrio per entrambe le travi:

TRAVE AC

$$\begin{cases} R_x^A + R_x^C = 0 \\ R_y^A + R_y^C = 0 \\ -R_y^C (r \cos \varphi_1) + R_x^C (r \sin \varphi_1) = 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

TRAVE BD

$$\begin{cases} R_x^B - R_x^C = 0 \\ R_y^B - R_y^C - F = 0 \\ -R_y^C [l_1 \cos(-\varphi_2)] - R_x^C [l_1 \sin(-\varphi_2)] - F [(l_1 + l_2) \cos(-\varphi_2)] = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Risolvendole si riescono a determinare:

- **Forza assiale**

Corrisponde alla reazione R_x^B ed è massima nella posizione di altezza minima. Serve a calcolare la coppia necessaria all'alzata e a dimensionare la vite.

$$R_x^B = -\frac{F (l_1 + l_2) \cos(-\varphi_2)}{l_1 [\tan \varphi_1 \cos(-\varphi_2) + \sin(-\varphi_2)]} \quad (4.8)$$

- **Forza trasversale**

Corrisponde alla reazione R_y^B ed è massima nella posizione di altezza massima. Serve al dimensionamento della vite. Si noti che, in condizioni ideali, questa reazione sarebbe nulla; questo perché la forza F è allineata con il punto A. Per questo motivo l'errore di allineamento citato precedentemente assume un'ulteriore importanza; esso è infatti proporzionale alla reazione R_y^B e svolge quindi un ruolo chiave nel dimensionamento della vite.

$$R_y^B = F + R_x^C \tan \varphi_1 \quad (4.9)$$

4.2.3 Dimensionamento chiocciola

Le dimensioni minime della vite sono state individuate in base ai requisiti della chiocciola. Sono state considerate sia *viti trapezoidali*, in quanto più economiche, sia *viti a ricircolo di sfere*, in quanto più efficienti. Di conseguenza il dimensionamento della chiocciola è diverso.

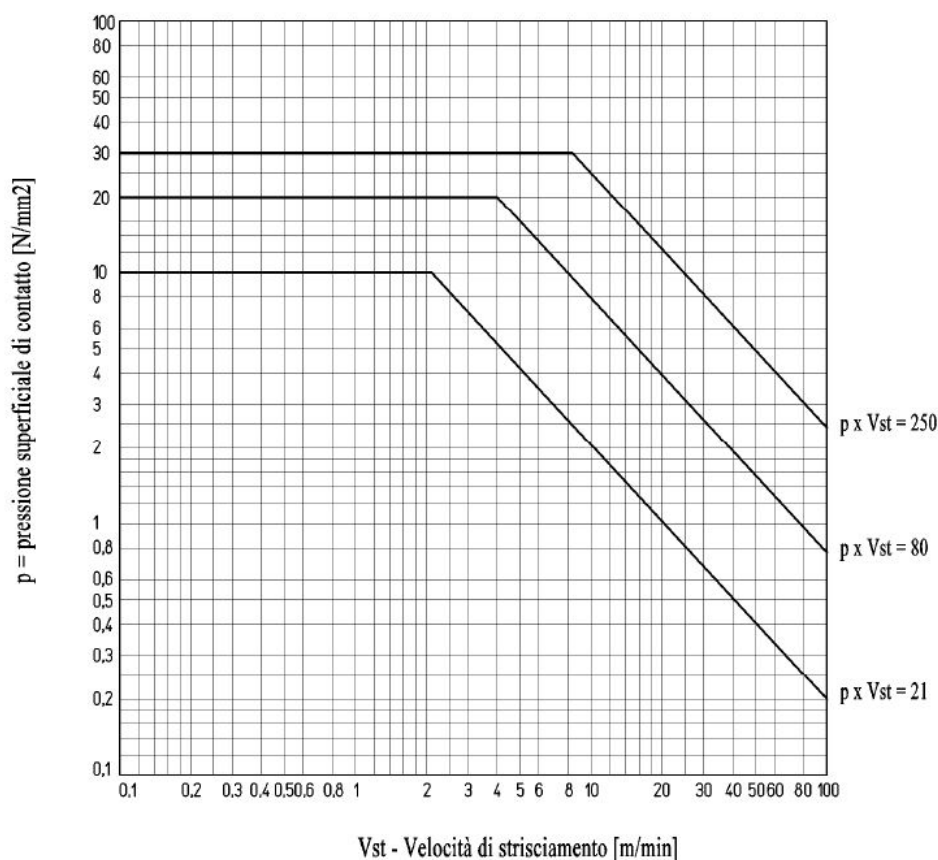


Figura 4.5: Condizioni di scivolamento per chiocciola in bronzo nel caso di viti trapezoidali [24]

Vite trapezoidale

Il dimensionamento predominante nelle viti trapezoidali è quello per usura. Non avendo particolari vincoli sulla massima velocità di traslazione della chiocciola si è deciso di dimensionare in base alla pressione di contatto sul filetto della vite.

Dal grafico in fig. 4.5 è stata determinata la massima pressione superficiale di contatto, pari a 10 MPa; questo rimanendo nella zona di migliore condizione di funzionamento ($p \times V_{st} = 21$). La relativa velocità di strisciamento massima è pari a 2 m min^{-1} . Quest'ultima permette di calcolare la velocità di traslazione della chiocciola (eq. 4.10a) e di conseguenza la velocità di rotazione (eq. 4.10b). Infine il rapporto tra la forza assiale e la pressione di contatto determina la superficie di appoggio totale tra i denti della vite e i denti della chiocciola sul piano perpendicolare all'asse (eq. 4.10c); essa rappresenta il requisito da rispettare.

$$V_{tr} = V_{st} \sin \alpha \quad (4.10a)$$

$$n = \frac{100V_{tr}}{p} \quad (4.10b)$$

$$A_t = \frac{F_{ax}}{p_c} \quad (4.10c)$$

Dove

V_{tr} = Velocità di trascinamento [m min^{-1}]

V_{st} = Velocità di strisciamento [m min^{-1}]

α = Angolo dell'elica della filettatura

n = Velocità di rotazione della vite [rpm]

p = Passo della vite [mm]

A_t = Superficie di appoggio totale tra i denti della vite e i denti della chiocciola sul piano perpendicolare all'asse [mm^2]

F_{ax} = Forza assiale massima [N]

p_c = Pressione superficiale di contatto [MPa]

Le viti e chiocciolate considerate sono elencate in tabella 4.1.

Vite a ricircolo di sfere

Le viti a ricircolo di sfere nascono per movimentazioni veloci e accelerate, in questo caso, quindi, sarebbero ampiamente sovradimensionate. Il vantaggio principale è il rendimento pari a circa 90%, circa 2 ÷ 3 volte maggiore di quello delle viti trapezoidali. Ne consegue che la coppia motrice richiesta per il movimento di alzata sarebbe sensibilmente ridotta.

Tabella 4.1: Viti trapezoidali da catalogo *Conti*

Tipo	d[mm]	P[mm]	η_{TGT}	α [rad]	A_t (Chiocciola HBD)
RPTS Tr 16x4	16	4	0,46	0,09075	704
RPTS Tr 18x4	18	4	0,42	0,07941	905
RPTS Tr 20x4	20	4	0,4	0,07068	1130
RPTS Tr 22x5	22	5	0,43	0,08144	1225
RPTS Tr 24x5	24	5	0,41	0,07388	1620
RPTS Tr 26x5	26	5	0,39	0,06748	1770
RPTS Tr 28x5	28	5	0,37	0,06225	2400
RPTS Tr 30x6	30	6	0,4	0,07068	2544
RPTS Tr 32x6	32	6	0,38	0,06574	2733
RPTS Tr 36x6	36	6	0,35	0,05788	3732
RPTS Tr 40x7	40	7	0,37	0,06108	4587
RPTS Tr 44x7	44	7	0,34	0,05497	5090

Sono state eseguite le verifiche per quanto riguarda il carico statico e dinamico di una chiocciola a ricircolo di sfere.

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{ax}} \quad (4.11a)$$

$$L_h = \left(\frac{C_D}{F_{ax}^{media}} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{n60} \quad (4.11b)$$

Dove

S_0 = Coefficiente di sicurezza statico

C_0 = Coefficiente di carico statico della chiocciola [N]

L_h = Durata in ore

C_D = Coefficiente di carico dinamico della chiocciola [N]

Le viti a ricircolo di sfere considerate sono elencate in tabella 4.2.

Tabella 4.2: Viti a ricircolo di sfere considerate [25]

Diametro [mm]	Passo [mm]	C_0 [N]	C_D [N]
16	5	6514	11723
20	5	14715	28743
25	5	11183	29921
25	5	14617	40712
32	5	20307	52582
40	5	21582	81619

4.2.4 Verifiche sulla vite del meccanismo di alzata

Successivamente sulla vite sono state eseguite una serie di verifiche, quali determinazione delle deflessione, verifica di resistenza e di instabilità. Il sistema è stato trattato come un semplice vite-madrevite in quanto soluzione più semplice; esso, infatti, permetterebbe una maggiore compatibilità con il vuoto rispetto a sistemi pre-assemblati con guide in grado di assorbire le forze radiali.

Verifica deflessioni

La vite è stata dimensionata come una trave su tre appoggi (fig. 4.6), di conseguenza è stata risolta come iperstatica.

Si è deciso di non sfruttare la simmetria in quanto la soluzione si presentava comunque semplice.

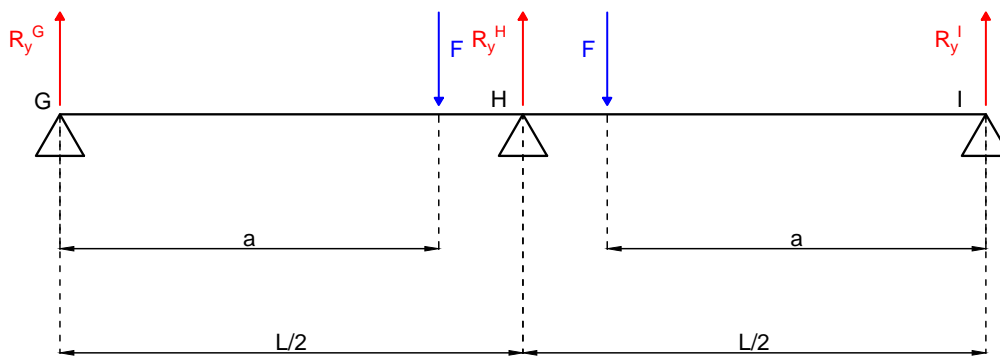


Figura 4.6: Schema della trave su tre appoggi

Le equazioni di equilibrio sono le seguenti:

$$\begin{cases} R_x^G = 0 \\ R_y^G + R_y^H + R_y^I - 2F = 0 \\ Fa - R_y^H \frac{L}{2} + F(L - d) - R_y^I L = 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

Per risolverle si elimina un appoggio e lo si sostituisce con la sua reazione incognita. Si distinguono quindi due casi, come illustrato in figura 4.7.

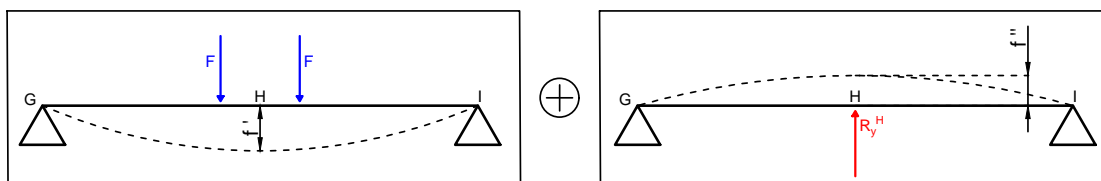


Figura 4.7: Schema delle due travi separate

Le formule per il calcolo delle frecce sono le seguenti:

$$f' = \frac{Fa}{24EJ} (3L^2 - 4a^2) \quad f'' = \frac{R_y^H L^3}{48EJ} \quad (4.13)$$

Imponendo l'uguaglianza tra le deflessioni si rispetta il vincolo dell'appoggio e si determina la reazione incognita

$$f' = f'' \rightarrow R_y^H = \frac{2Fa(3L^2 - 4a^2)}{L^3} \quad (4.14)$$

Si può quindi risolvere il resto del sistema

$$R_y^I = F - \frac{R_y^H}{2} \quad R_y^G = 2F - R_y^H - R_y^I \quad (4.15)$$

Verifica a resistenza

La vite è stata verificata per le sollecitazioni combinate di flessione e sforzo normale di compressione. In posizione retratta, quindi di altezza minima dell'elettrodo, si ha la forza assiale massima e una forza radiale molto ridotta. In posizione di altezza massima, invece, la forza assiale è minima e quella radiale è massima.

La forza trasversale in questa configurazione nasce solamente dall'errore di allineamento; in generale, quindi, è almeno di un ordine di grandezza inferiore a quella assiale. Da queste osservazioni si deduce che lo sforzo di compressione sarà probabilmente quello predominante.

Verifica a instabilità

Considerando l'elevato valore delle forze assiali si è deciso di verificare la vite anche a buckling. Ipotizzando il supporto centrale rigido, ad esempio nel caso di un doppio cuscinetto, si può sfruttare la simmetria e sostituire a esso un incastro. Di conseguenza si può approssimare questa configurazione al caso di trave incastrata con carico di punta, nella quale la lunghezza libera di inflessione è il doppio della lunghezza della trave (fig. 4.8). Questa approssimazione non è precisa ma è sicuramente conservativa; inoltre il fatto che la forza assiale massima sia applicata nel punto di lunghezza libera minima rende l'instabilità meno probabile.

In questo caso, quindi, come lunghezza libera è stato imposto il doppio della distanza tra la chiocciola e il supporto centrale.

Tutti i risultati sono riportati nella sezione 4.2.6.2.

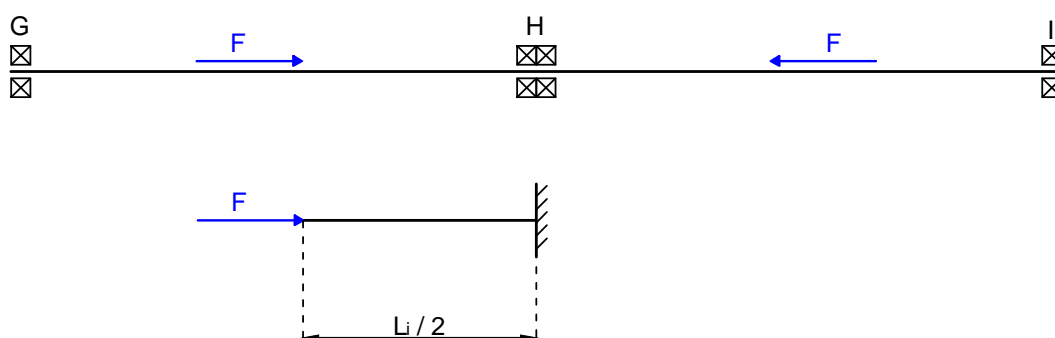


Figura 4.8: Schematizzazione conservativa per la verifica a instabilità

4.2.5 Determinazione della coppia

La coppia necessaria al movimento di alzata dell'elettrodo dipende dalla tipologia di vite di azionamento.

Vite trapezoidale

In una vite trapezoidale la coppia motrice necessaria al movimento di alzata può essere determinata con la formula

$$M_d = \frac{F_{ax} p}{2000 \pi \eta_A} \quad (4.16)$$

dove

M_d = Coppia motrice necessaria [Nm]

F_{ax} = Forza assiale totale [N]

p = Passo della vite [mm]

η_A = Rendimento dell'intero azionamento

= $\eta_{TGT} \cdot \eta_{Cuscinetto\ fissato} \cdot \eta_{Cuscinetto\ mobile}$

η_{TGT} → tabella 4.1

$\eta_{Cuscinetto\ fissato} = 0,9 \div 0,95$

$\eta_{Cuscinetto\ mobile} = 0,95$

Vite a ricircolo di sfere

In una vite a ricircolo di sfere la formula per la coppia motrice è simile alla 4.16:

$$M_d = \frac{F_{ax} p}{2000 \pi \eta} + 0.2 \frac{F_p p}{2000 \pi} \quad (4.17)$$

dove il secondo addendo rappresenta la coppia di precarico necessaria, con il precarico determinato come:

$$F_p = \frac{F_{ax}^{media}}{2.8} \quad (4.18)$$

Dalla tabella 4.2 si può notare come il passo non aumenta con il diametro, a differenza delle viti trapezoidali (tabella 4.1). Tale caratteristica elimina il problema relativo all'aumento della coppia in funzione della dimensione della vite, in accordo con l'eq. 4.17.

4.2.6 Analisi MATLAB

In questa sezione verranno descritti i codici scritti in *MATLAB*. Inizialmente è stata determinata la lunghezza ideale delle aste del meccanismo. Successivamente è stata ricavata la soluzione migliore per quanto riguarda la vite. Infine la configurazione ottimale è stata analizzata in dettaglio.

4.2.6.1 Determinazione della lunghezza delle aste

Uno dei problemi principali di questa configurazione è la coppia necessaria al movimento di alzata, in quanto i valori di forza assiale sono molto elevati.

Per questo motivo è stato realizzato un programma in *MATLAB* che analizza più configurazioni a lunghezza delle aste variabile per determinare quella ottimale (vedi appendice A.1.1).

I parametri di input da inserire sono la corsa orizzontale del pattino e la lunghezza massima delle aste. La lunghezza minima viene automaticamente ricavata dalla corsa del pattino. Questo perché con lunghezza minima pari a metà della quota orizzontale massima si descrive la configurazione completamente retratta; essa è singolare in quanto richiederebbe forza assiale infinita.

Il programma esegue l'analisi di posizione e l'analisi statica per ogni configurazione, in modo da determinare la corsa verticale, la forza assiale massima e l'altezza minima (per il controllo dell'effettiva corsa verticale).

I risultati si possono osservare in figura 4.9. Le soluzioni indicate dalle linee tratteggiate sono quelle che rispettano il vincolo di corsa verticale minimo (990 mm) e, allo stesso tempo, minimizzano la forza assiale. Sono stati analizzati due casi con diversi valori di corsa orizzontale massima. 1220 mm è stato ricavato dal modello *CATIA* esistente, è quindi da intendersi come valore di partenza; in questo caso la lunghezza ottimale è di 622 mm. La forza assiale è dell'ordine dei 5 kN. Il caso da 1300 mm, invece, è stato studiato per avere un confronto. Con quest'ultimo si può notare una riduzione di circa il 30% della forza assiale; non è stata però valutata la fattibilità dal punto di vista degli ingombri. Di conseguenza per le successive analisi è stato considerato il primo caso.

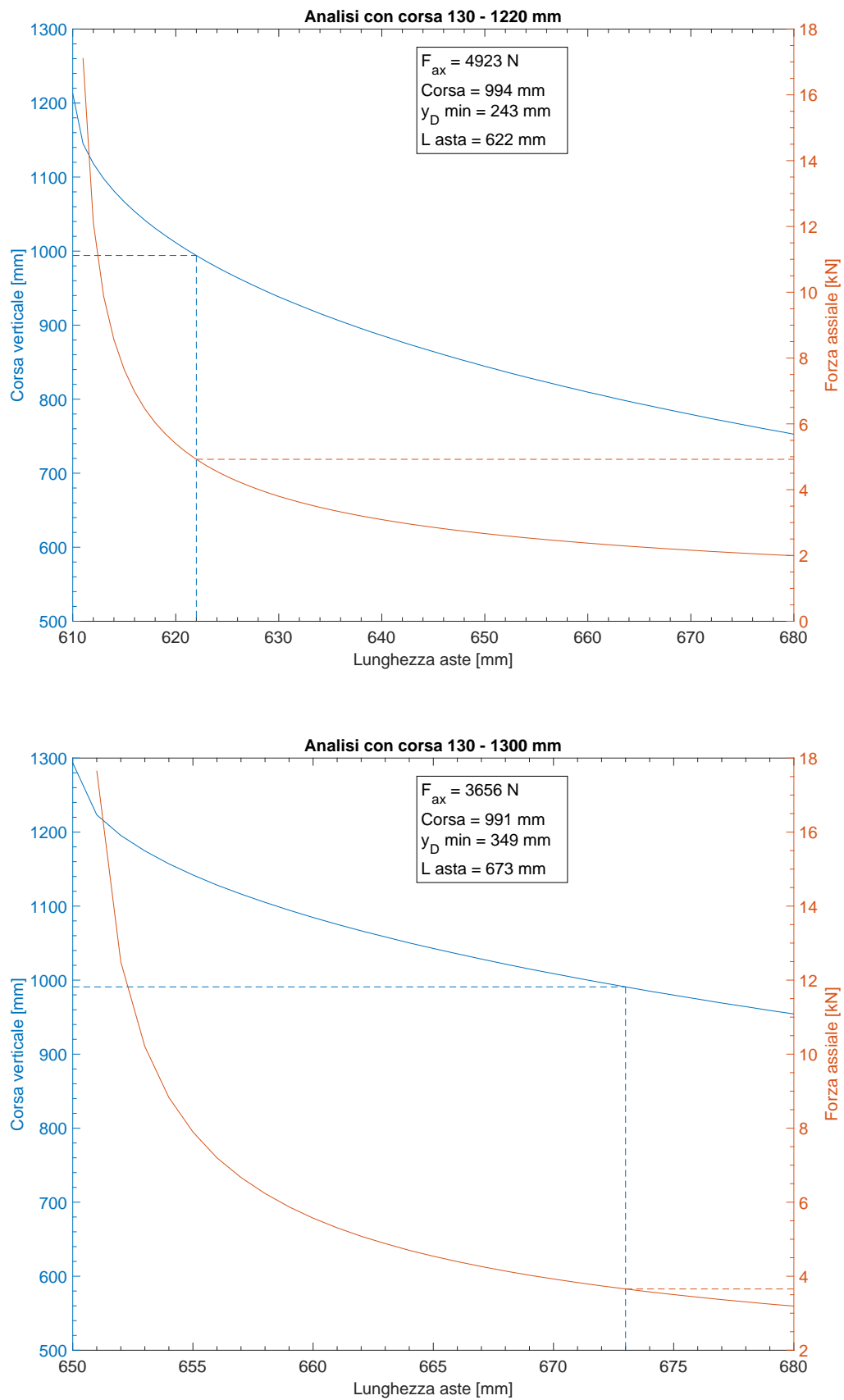


Figura 4.9: Risultati delle analisi per la determinazione della lunghezza ottimale delle aste nei due casi con diversa corsa orizzontale

4.2.6.2 Determinazione della configurazione ottimale

È stato realizzato un programma in *MATLAB* che svolge tre operazioni concatenate con lo scopo di determinare la soluzione migliore relativa alla vite (vedi appendice A.1.2). Gli input sono:

- Lunghezza delle aste, impostata pari a 622 mm come da analisi precedente
- Corsa orizzontale, pari a 130 - 1220 mm come da analisi precedente
- Intervallo di errori di allineamento, pari a $-10 \div 10$ mm. Un errore positivo equivale a un incremento della lunghezza l_1 e una conseguente diminuzione di l_2 , viceversa con un errore negativo.

Le tre operazioni sono state implementate come funzioni esterne.

1. Determinazione delle forze sulla vite

Questa funzione esegue innanzitutto l'analisi di posizione. Come citato precedentemente, uno degli input è la corsa orizzontale del pattino. La coordinata libera sarebbe quindi il vettore z_3 ; questo però rende la risoluzione del sistema 4.1 più complicata. Per questo motivo si è deciso di risolvere comunque il problema con l'angolo φ_1 come coordinata libera. Successivamente viene identificata l'effettiva corsa angolare in base agli angoli di inizio e fine ricavati dalla corsa orizzontale (fig. 4.10). In dettaglio, il programma determina gli indici, all'interno del vettore z_3 , relativi alle quote orizzontali di inizio e fine movimento. Questi indici identificano quindi gli angoli limite all'interno del vettore φ_1 .

Questa procedura introduce un errore di approssimazione inversamente proporzionale al numero di suddivisioni, ovvero al numero di posizioni studiate. L'errore è stato valutato trascurabile ai fini dell'analisi.

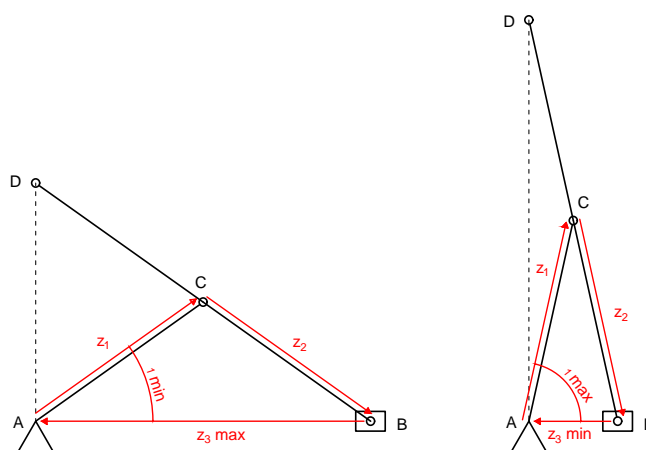


Figura 4.10: Schema con posizione iniziale e finale del movimento di alzata

Successivamente viene eseguita l'analisi statica, dalla quale si ricava la massima forza assiale (eq. 4.8) e quella trasversale (eq. 4.9).

Questo procedimento viene eseguito per tutto l'intervallo degli errori di allineamento E_a , in modo da studiare tutti i casi. L'output della funzione sono quattro vettori. Il primo è un vettore contenente, per ogni configurazione:

- la forza trasversale massima F_r , come informazione aggiuntiva
- la forza massima assiale F_a ; verrà utilizzata per il calcolo della coppia
- la corsa verticale massima c ; da verificare con il requisito minimo (990 mm)
- l'altezza minima h (da dove inizia il movimento di alzata); informazione aggiuntiva per la valutazione degli ingombri
- la superficie d'appoggio A_t minima, per valutare dimensione minima della vite

Gli altri tre contengono rispettivamente tutti i valori di corsa orizzontale, forza assiale e forza trasversale. Questi dati serviranno per le successive verifiche della vite.

2. Dimensionamento vite-chiocciola

Questa operazione è stata divisa in due funzioni. La prima effettua le verifiche sulla vite e determina la velocità massima per una vite trapezoidale. La seconda dimensiona le viti a ricircolo di sfere e determina il precarico, necessario per il calcolo della coppia motrice. Queste funzioni importano come input i risultati della funzione precedente insieme a un vettore contenente i dati delle viti considerate (riportati in tab. 4.1 e 4.2). Per quanto riguarda le viti trapezoidali, la scelta della dimensione minima è stata fatta semplicemente osservando il valore della superficie d'appoggio minima. Sono state quindi effettuate le verifiche descritte nella sezione 4.2.4, il diametro è stato ridotto del 20% in modo da ottenere, in modo conservativo, un valore prossimo al diametro resistente.

Per la verifica a compressione-flessione e il calcolo delle deflessioni è stata eseguita un'analisi al variare della posizione della chiocciola (e quindi delle forze trasmesse). Questo in modo da analizzare il caso peggiore.

Con il buckling, invece, è stata determinata la massima lunghezza libera in base alla vite analizzata. Successivamente è stata ricavata la forza assiale in quella posizione ed è stata verificata. Nelle equazioni 4.19, 4.20 e 4.21 viene schematizzato questo procedimento; il coefficiente n vale 2 per l'approssimazione a trave incastrata, come citato precedentemente.

$$\lambda^* = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{amm}}} \quad \rho = \sqrt{\frac{J}{A}} \quad (4.19)$$

$$L = \frac{\rho \lambda^*}{n} \rightarrow \text{Forza assiale a questa lunghezza} \quad (4.20)$$

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EJ}{(nL)^2} \rightarrow \text{Verifica: } F_{ax} < P_{crit} \quad (4.21)$$

Le chiocciolate delle viti a ricircolo di sfere sono state dimensionate come descritto nella sezione 4.2.3.

Gli output della prima funzione sono i valori di sollecitazione, di deflessione, la verifica a instabilità e la velocità di rotazione massima per una vite trapezoidale. Per quanto riguarda la seconda funzione, invece, gli output sono i coefficienti di sicurezza statici, i valori di vita in ore e i precarichi.

3. Calcolo della coppia motrice

Anche con questa operazione sono stati distinti i casi in base alla tipologia di vite. Le funzioni determinano la coppia motrice massima richiesta per ogni caso, seguendo quanto visto nella sezione 4.2.5. Riceve come input la forza assiale massima (la componente per attrito della forza trasversale è trascurabile), relativa alle varie configurazioni, il precarico (nel caso di viti a ricircolo) e il vettore dei dati delle viti. La forza assiale viene raddoppiata in quanto il sistema è simmetrico. In output stampa un vettore contenente le coppie motrici massime.

Risultati

In tabella 4.3 si può notare come, con errori positivi, la corsa verticale scenda sotto al valore minimo di 990 mm; di conseguenza tale problema deve essere considerato nel montaggio oppure bisogna approfondire con ulteriori analisi.

In tutti i casi, inoltre, si è al di sotto della corsa ideale $500 \div 1490$ mm, anche considerando ingombri aggiuntivi per lo spessore del tavolino e dei vari supporti.

Ne consegue la necessità di una struttura alla base per il rialzo di questo sistema.

Dai grafici successivi si può osservare come considerando un errore di allineamento le deflessioni non sono trascurabili. Con una vite 22x5 esse, però, sono nell'ordine del millimetro con un errore ammissibile di ± 5 mm e nell'ordine del mezzo millimetro con un errore ammissibile di ± 3 mm (fig. 4.11).

La coppia massima, con relativa vite trapezoidale sarebbe di circa 25 Nm (fig. 4.12). Con viti a ricircolo di sfere, invece, essa sarebbe di circa 10 Nm. In quest'ultimo caso non c'è dipendenza dal diametro della vite (fig. 4.13); di conseguenza si possono valutare anche viti maggiori.

Le sollecitazioni sono principalmente di compressione ad eccezione delle viti minori; in queste ultime, infatti, la flessione diventa importante con gli errori di allineamento

Tabella 4.3: Risultati della prima operazione per la determinazione delle forze sulla vite. Al variare dell'errore di allineamento sono riportati i valori di forza radiale, forza assiale, corsa verticale, altezza minima e superficie d'appoggio minima

E_a [mm]	F_r max [N]	F_a max [N]	c [mm]	h [mm]	A_t [mm ²]
-5	357	5585	1023	218	559
-4	279	5415	1017	224	541
-3	215	5305	1012	228	531
-2	141	5151	1005	234	515
-1	72	5051	1000	238	505
0	0	4909	993	244	491
1	-70	4818	988	248	482
2	-142	4730	984	251	473
3	-209	4605	976	257	460
4	-283	4523	972	261	452
5	-350	4445	966	265	444

maggiori. Complessivamente, però, esse non sono particolarmente elevate anche nel caso peggiore (fig. 4.14).

Le velocità di rotazione sono nell'ordine dei 15 ÷ 35 rpm (fig. 4.15), in linea con un possibile motore passo-passo.

Le verifiche per la chiocciola a ricircolo di sfere non sono illustrate in quanto, come previsto, ampiamente soddisfatte.

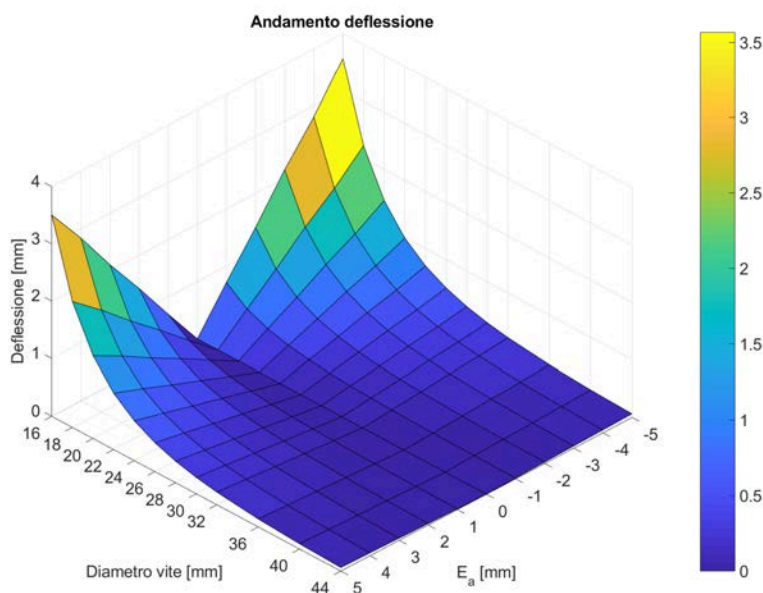


Figura 4.11: Grafico 3D dell'andamento della deflessione della vite ottenuto dalla seconda operazione per il dimensionamento del sistema vite-chiocciola

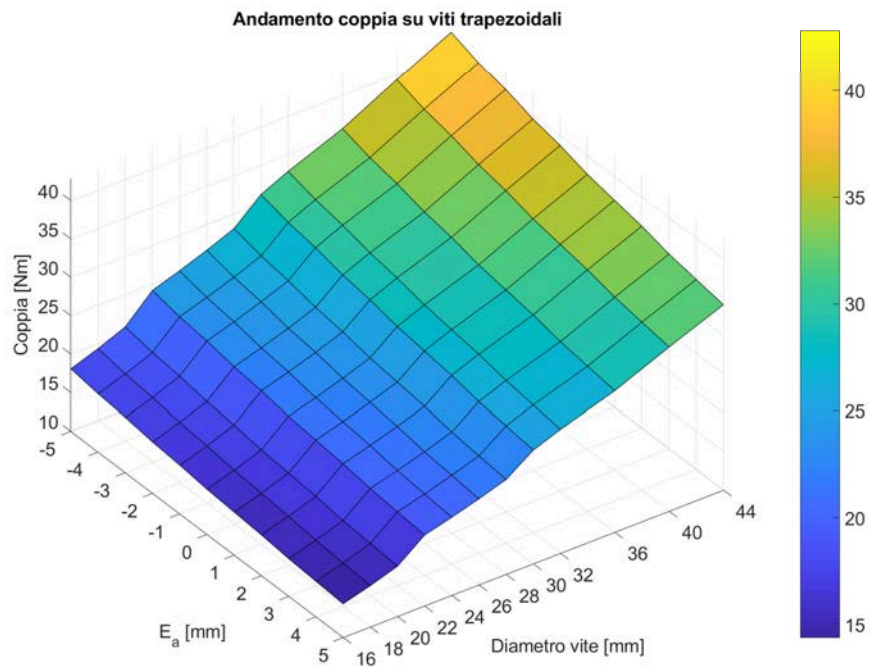


Figura 4.12: Grafico 3D dell'andamento della coppia massima nel caso di viti trapezoidali ottenuto dalla terza operazione per il calcolo della coppia motrice necessaria

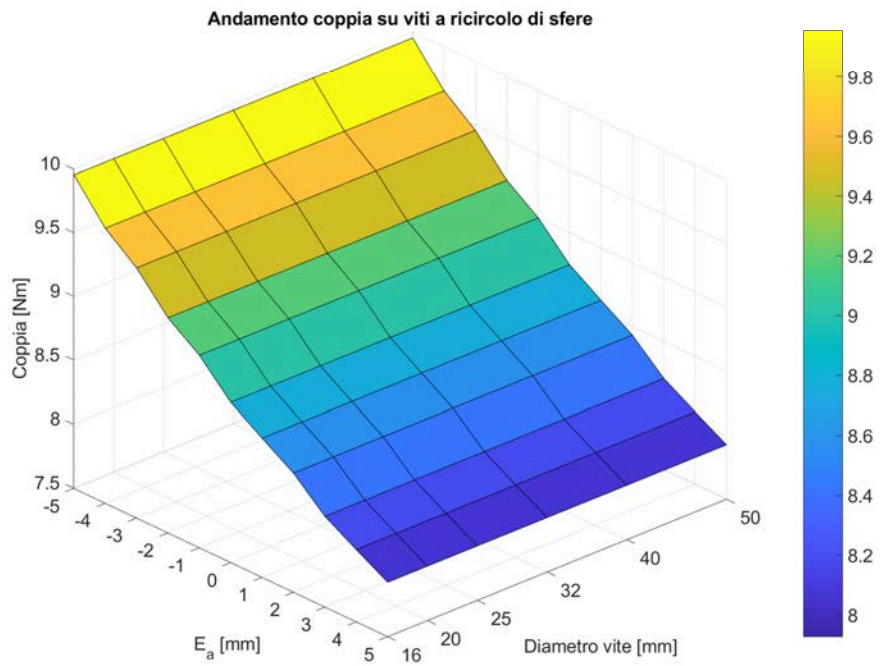


Figura 4.13: Grafico 3D dell'andamento della coppia massima nel caso di viti a ricircolo di sfere ottenuto dalla terza operazione per il calcolo della coppia motrice necessaria

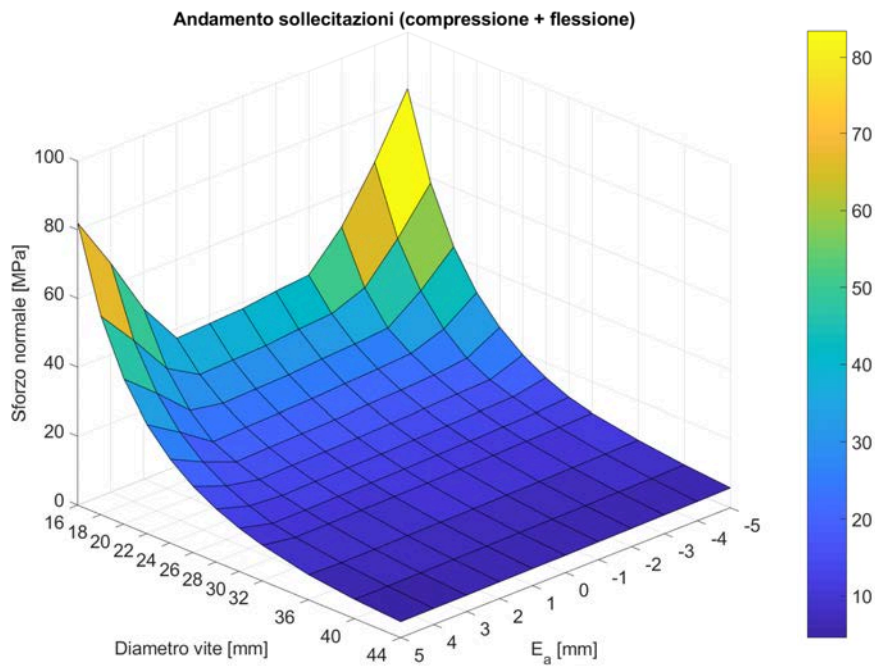


Figura 4.14: Grafico 3D dell'andamento delle sollecitazioni ottenuto dalla seconda operazione per il dimensionamento del sistema vite-chiocciola

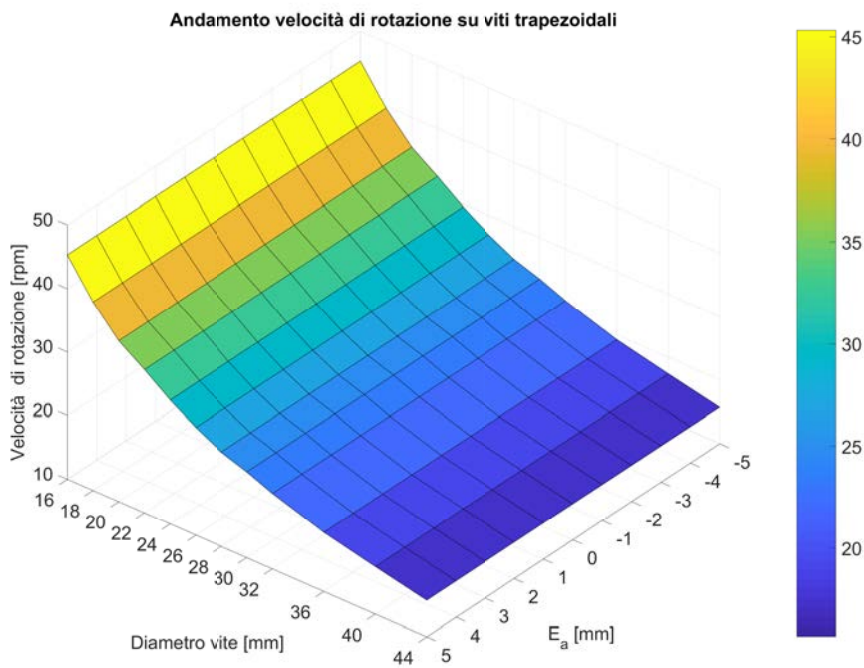


Figura 4.15: Grafico 3D dell'andamento della velocità di rotazione nel caso di viti trapezoidali ottenuto dalla seconda operazione per il dimensionamento del sistema vite-chiocciola

4.2.6.3 Analisi dettagliata della configurazione ottimale

Una volta determinata la configurazione ottimale (lunghezza aste di 622 mm e vite 22x5) è stata analizzata in dettaglio (vedi appendice A.1.3). Sono state eseguite analisi per determinare lo scostamento Δx_D massimo al variare dell'errore di allineamento (fig. 4.17 e 4.18). I risultati possono essere utilizzati per decidere le dimensioni di un'eventuale asola al fine di risolvere questo problema.

Considerando un intervallo accettabile dell'errore pari a ± 5 mm si ha che lo scostamento massimo assoluto tra i due casi è circa 50 mm (fig. 4.17a); quello minimo è invece pari a circa -45 mm (fig. 4.18a). Di conseguenza il movimento massimo che deve essere garantito per non avere problemi di movimento in questo intervallo è di circa 95 mm. Con un intervallo di ± 3 mm, invece, la dimensione dell'asola si riduce a 55 mm. Tale valore si può ritenere conservativo e, quindi, ottimale.

Si può notare, inoltre, come l'andamento dello scostamento aumenta esponenzialmente solo nel tratto finale della corsa orizzontale. Nel caso si volesse ulteriormente ridurre si può quindi pensare di aumentare la quota orizzontale relativa alla massima altezza (130 mm). In questo ultimo tratto il movimento di alzata è quasi completato; di conseguenza si avrebbe una riduzione della corsa verticale poco determinante.

Il codice, in aggiunta, determina l'andamento della coppia richiesta al variare della posizione del pattino; un esempio si può osservare in fig. 4.16.

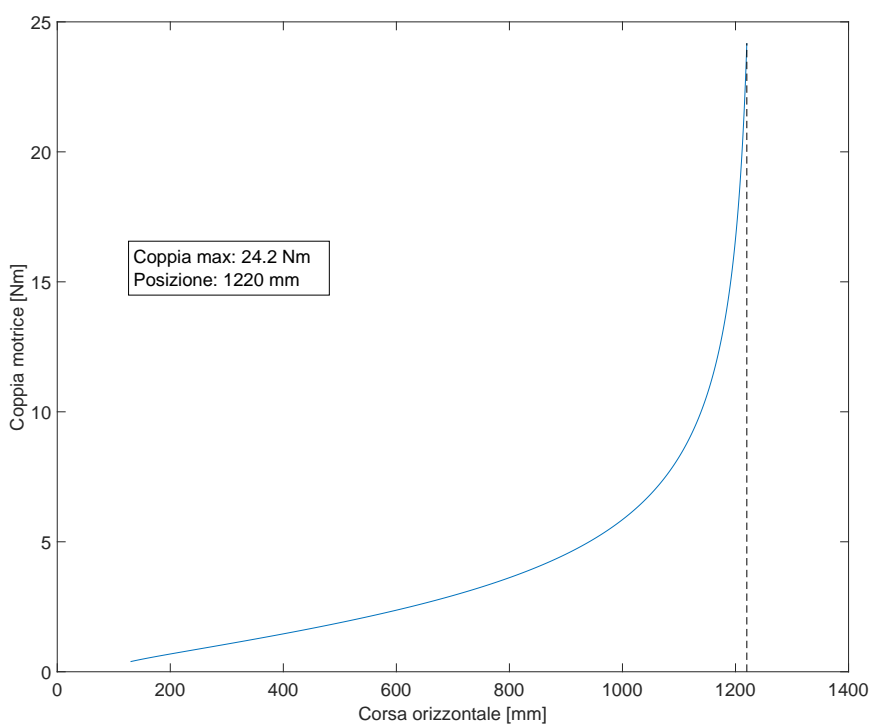
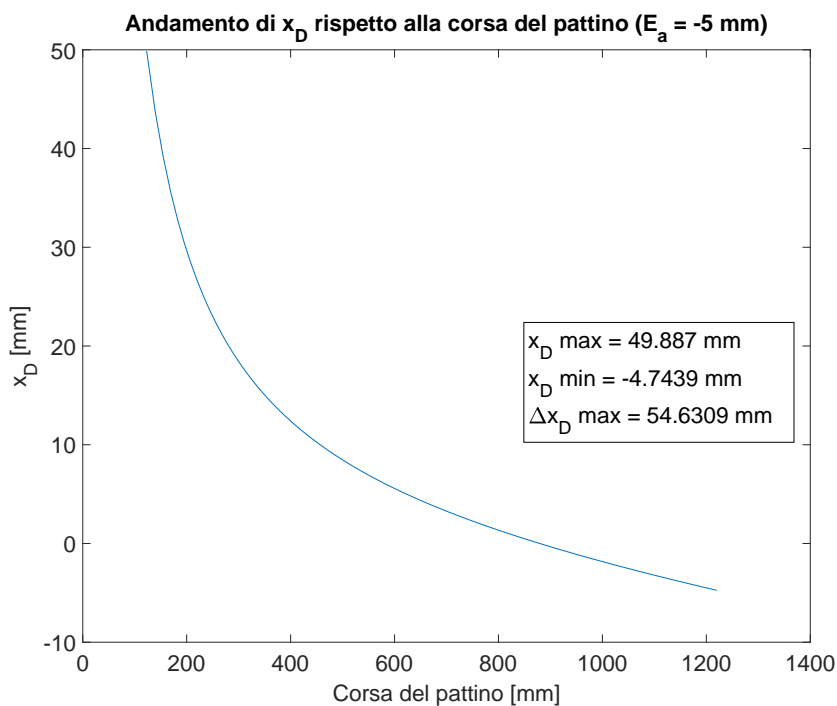


Figura 4.16: Andamento della coppia richiesta per vite trapezoidale rispetto alla corsa orizzontale, caso con $E_a = -5$ mm



(a) Estremo negativo nell'intervallo ± 5 mm

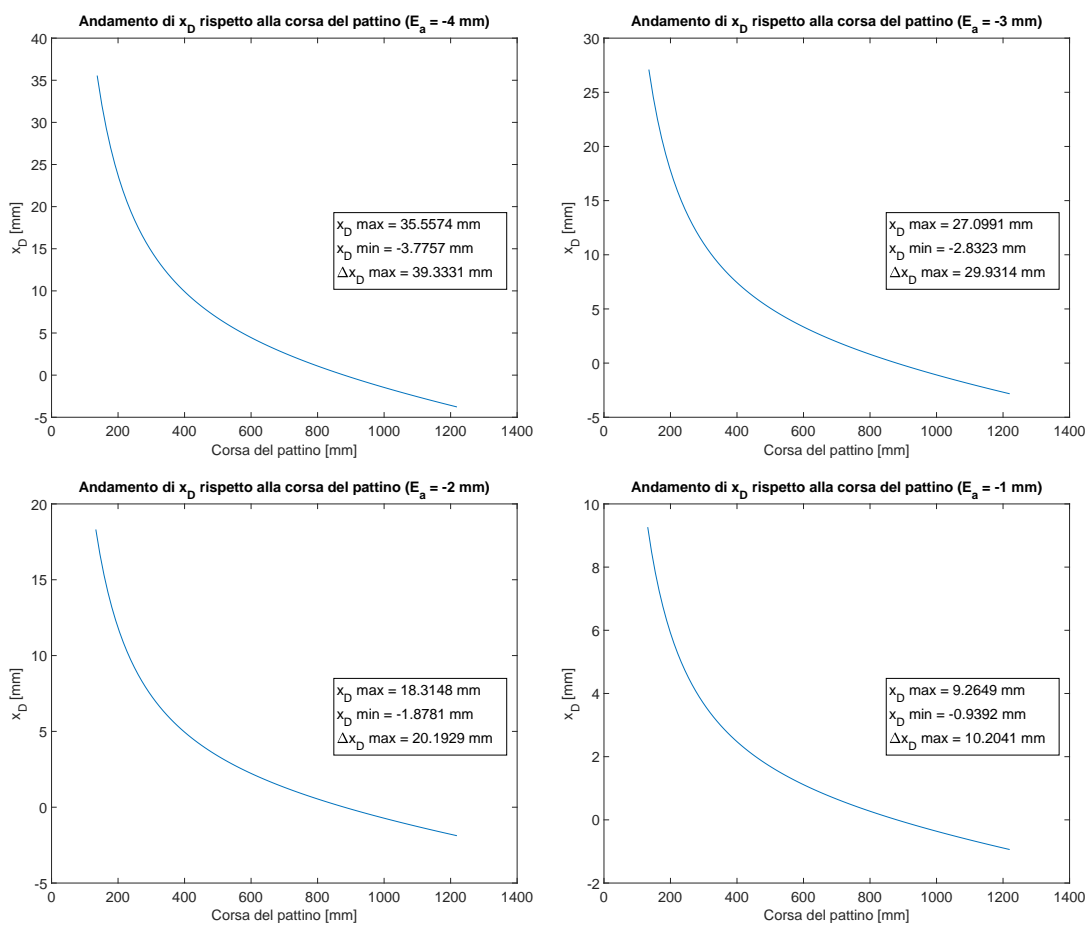
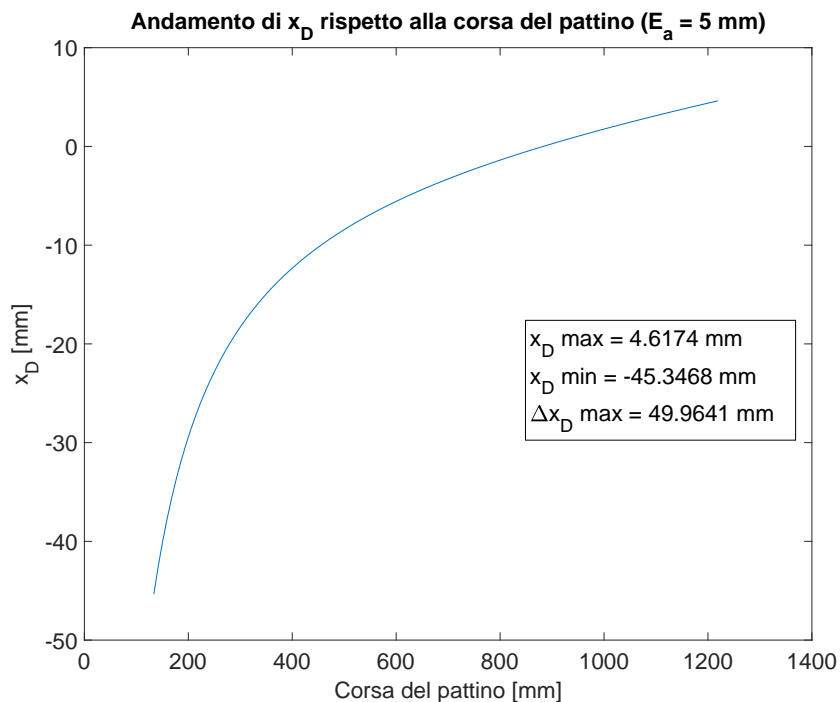


Figura 4.17: Andamenti di x_D rispetto alla corsa orizzontale; casi con errori negativi ($E_a = -1 \div -5$ mm)



(a) Estremo positivo nell'intervallo ± 5 mm

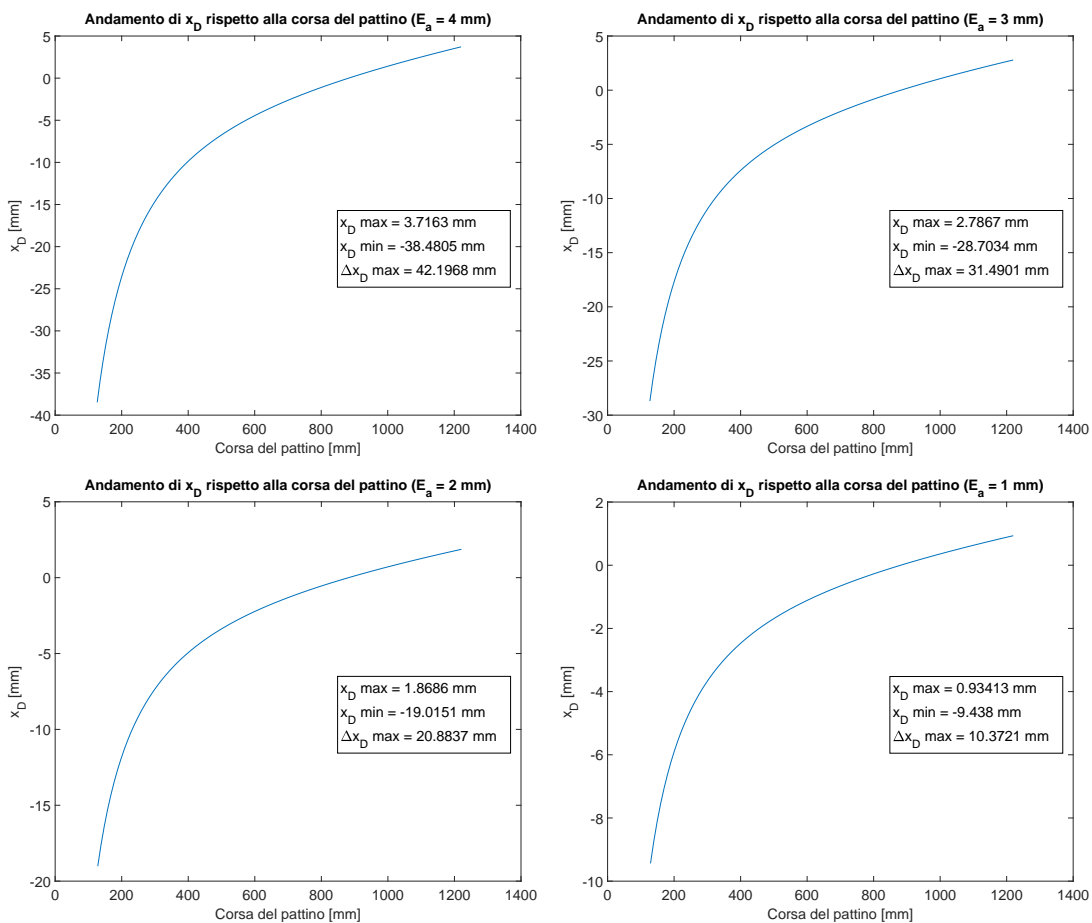


Figura 4.18: Andamenti di x_D rispetto alla corsa orizzontale; casi con errori positivi ($E_a = 1 \div 5$ mm)

4.2.7 Caso particolare

Una variante del meccanismo a doppia filettatura è quella che può essere ricondotta a un sistema biella-manovella decentrato (fig. 4.19).

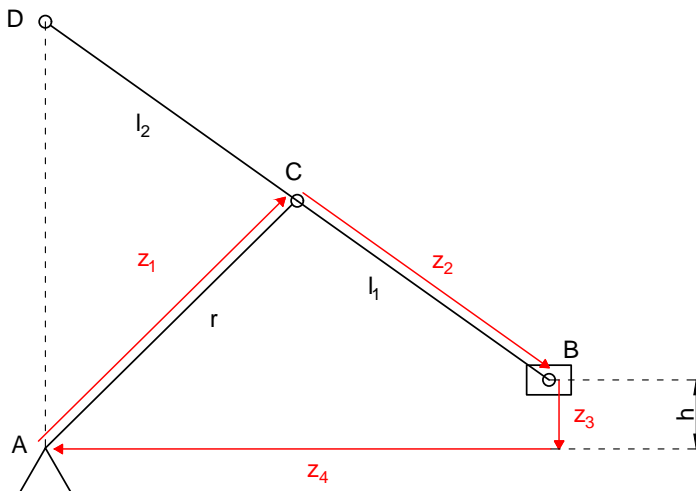


Figura 4.19: Schema del meccanismo ricondotto a un biella-manovella decentrato

Il vantaggio principale sarebbe quello di collegare i supporti delle aste esterne (fig. 4.20) in modo da dimezzarne il numero e rendere la costruzione più semplice. Abbassando il punto A rispetto al punto B della quota h non ci sarebbe una intersezione tra l'asse dei supporti e quello della vite e si potrebbe quindi effettuare la semplificazione appena descritta. Si noti che la vite deve essere prolungata per permettere il collegamento al motore.

In maniera analoga al caso normale è stata eseguita l'analisi di posizione, ottenendo come soluzioni del sistema di equazioni di chiusura:

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{-z_1 \sin \varphi_1 + z_4}{z_2} \right) \quad (4.22a)$$

$$z_3 = z_1 \cos \varphi_1 + z_2 \cos \varphi_2 \quad (4.22b)$$

In questo caso, però, determinare la configurazione per mantenere $x_D = 0$ è un problema complesso. Di conseguenza si è scelto di implementare un metodo empirico a questo scopo. È stato scritto un codice in *MATLAB* che analizza diverse configurazioni al variare delle grandezze r, l_1, l_2 . Per ognuna di esse determina il massimo valore di scostamento Δx_D

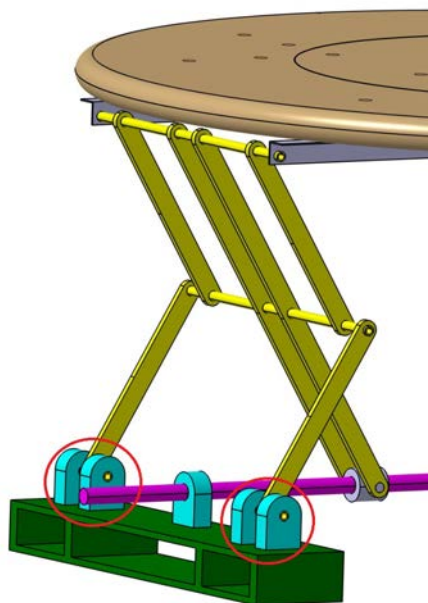


Figura 4.20: Vista ingrandita del modello del meccanismo. I supporti delle aste esterne sono cerchiati in rosso

e la massima forza assiale; se la configurazione non rispetta il vincolo di corsa verticale minimo (990 mm) il programma stampa direttamente uno zero (vedi appendice A.1.4).

Risultati

Sono state analizzate configurazioni con i seguenti intervalli:

- $r = 620 \div 630$ mm
- $l_1 = 575 \div 590$ mm
- $l_2 = 615 \div 625$ mm

La corsa orizzontale è stata impostata pari a $350 \div 1200$ mm. La prima quota è stata aumentata rispetto al caso normale in quanto l'errore di scostamento aumenta esponenzialmente nell'ultimo tratto di corsa (come visto nella sezione 4.2.6.3).

La seconda quota, invece, è stata ridotta per ottimizzare i risultati.

Alcune configurazioni si avvicinano alla singolarità e, di conseguenza, il valore della forza assiale tende a infinito. Altre, invece, non rispettano il vincolo di corsa verticale. Per questi motivi, oltre che per chiarezza, nei grafici in fig. 4.21 vengono riportati i risultati relativi a solamente una parte delle configurazioni.

Nel caso di $r = 630$ mm, $l_1 = 585$ mm e $l_2 = 625$ mm le due grandezze studiate arrivano a un compromesso. Lo scostamento orizzontale è di circa 9 mm mentre la forza assiale è pari a circa 6500 N. Il primo dimostra che anche senza una soluzione analitica si riesce a ottenere un risultato vicino a quello del meccanismo ideale.

Il secondo, invece, risulta maggiore di circa il 30% rispetto al caso normale.

Di conseguenza questo caso particolare è stato scartato in quanto la forza assiale è uno dei parametri da minimizzare nella progettazione del sistema di alzata.

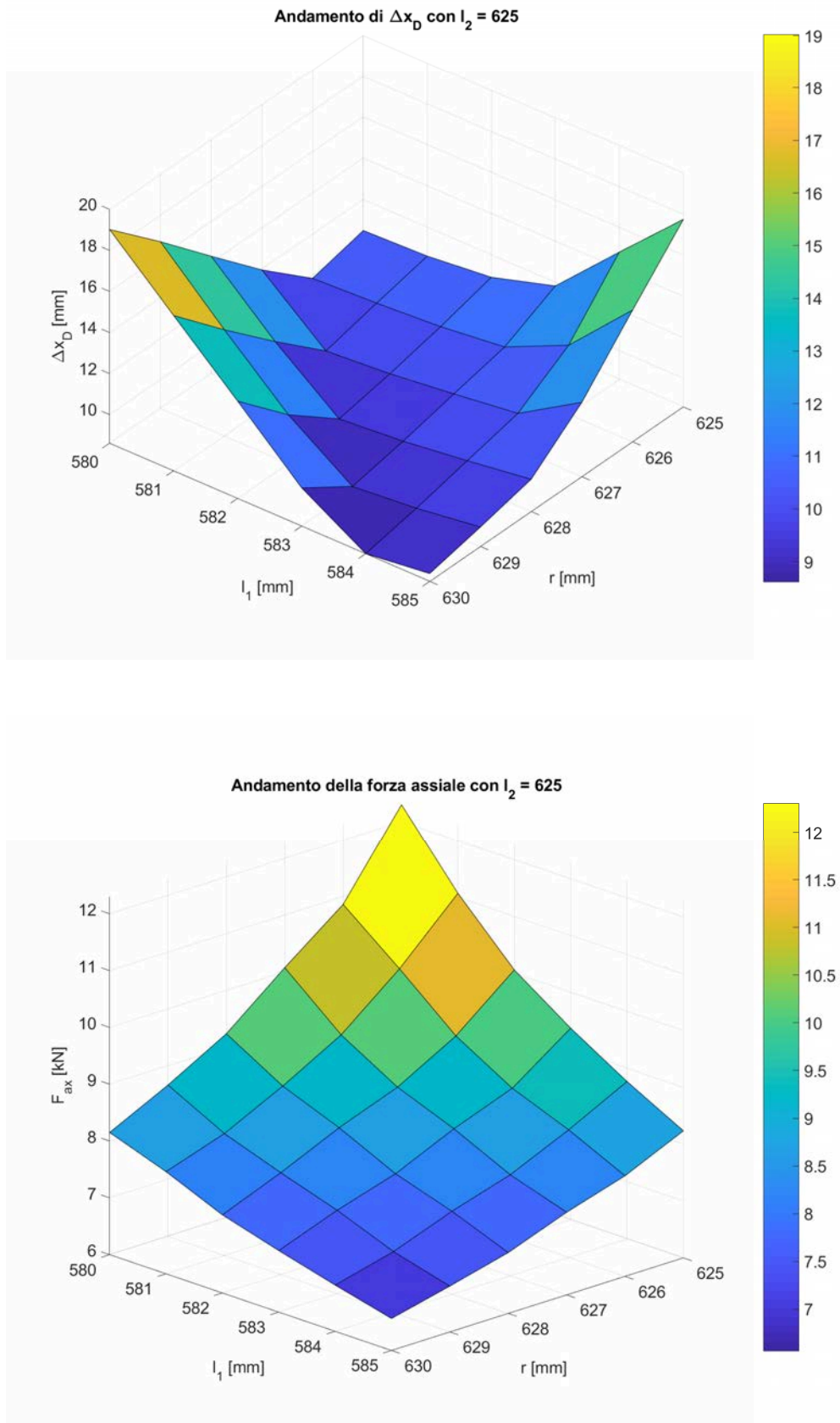
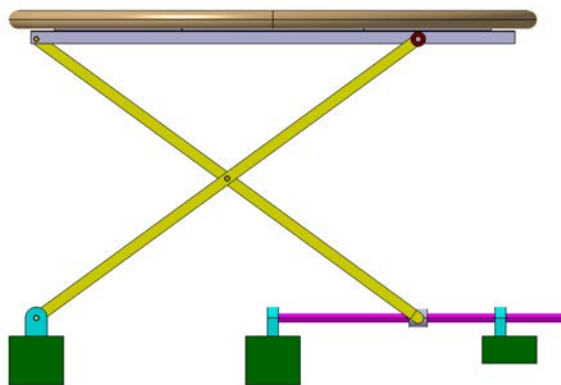


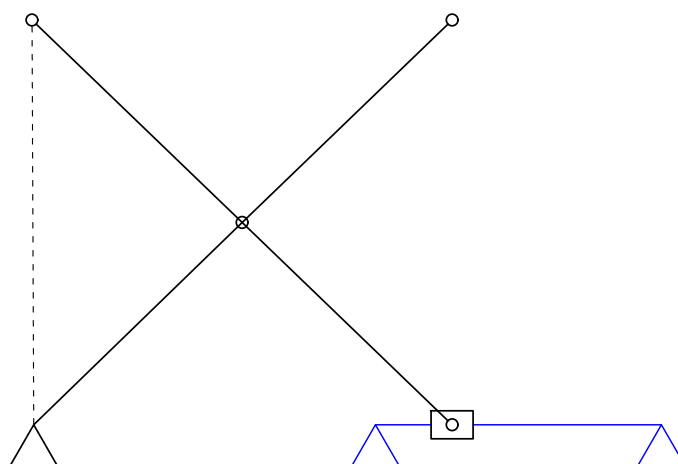
Figura 4.21: Grafici 3D con l'andamento dello scostamento orizzontale del punto D e della massima forza assiale in funzione della configurazione del meccanismo

4.3 Meccanismo a pantografo

Il sistema è stato ricondotto allo schema illustrato in figura 4.22b.



(a) Vista laterale del meccanismo



(b) Schema del meccanismo

Figura 4.22: Schematizzazione meccanismo

4.3.1 Differenze con il meccanismo a doppia filettatura

L'analisi cinematica risulta identica a quella del meccanismo a doppia filettatura, illustrata nella sezione 4.2.1. Il poligono di vettori si può osservare in figura 4.23.

L'analisi statica è stata eseguita, in modo analogo al precedente, scomponendo il meccanismo in due travi, come schematizzato in figura 4.24.

In questo caso, però, il peso dell'elettrodo non è distribuito uniformemente in quanto il baricentro si sposta durante il movimento. Tale fenomeno è dovuto alla traslazione orizzontale del punto E durante l'alzata, pari a quella del punto B; il punto D, invece, trasla solo in direzione verticale.

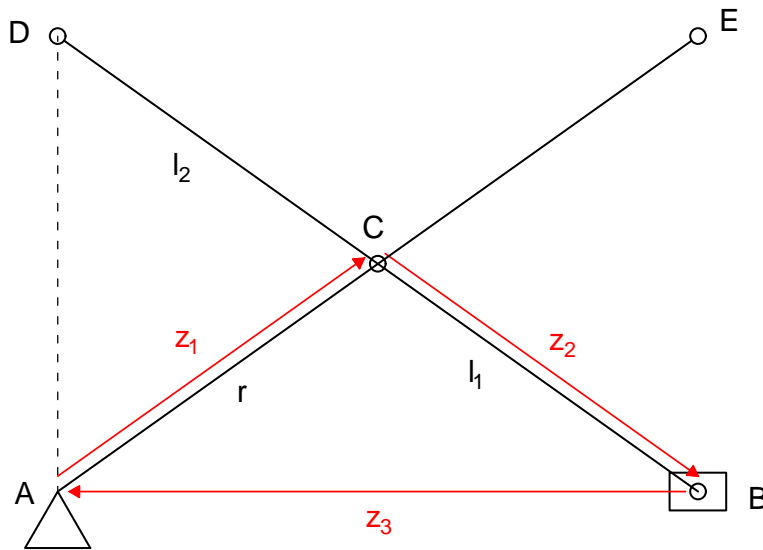


Figura 4.23: Poligono di vettori chiuso del meccanismo a pantografo

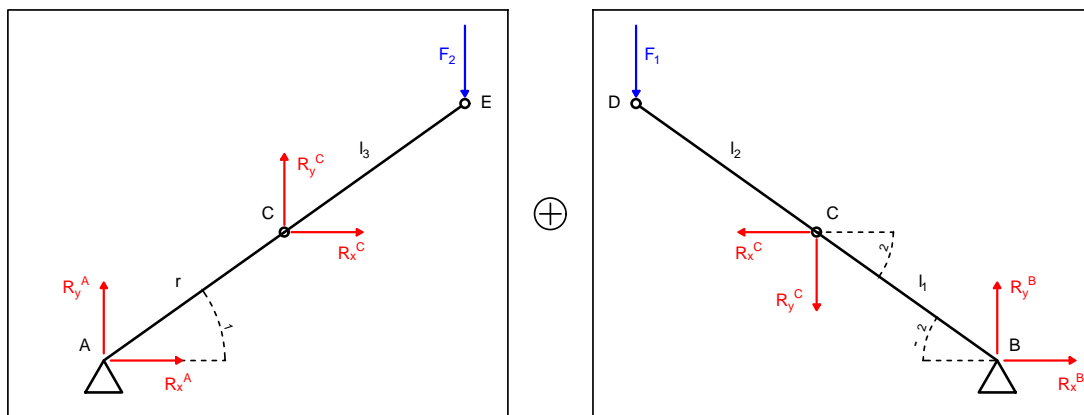
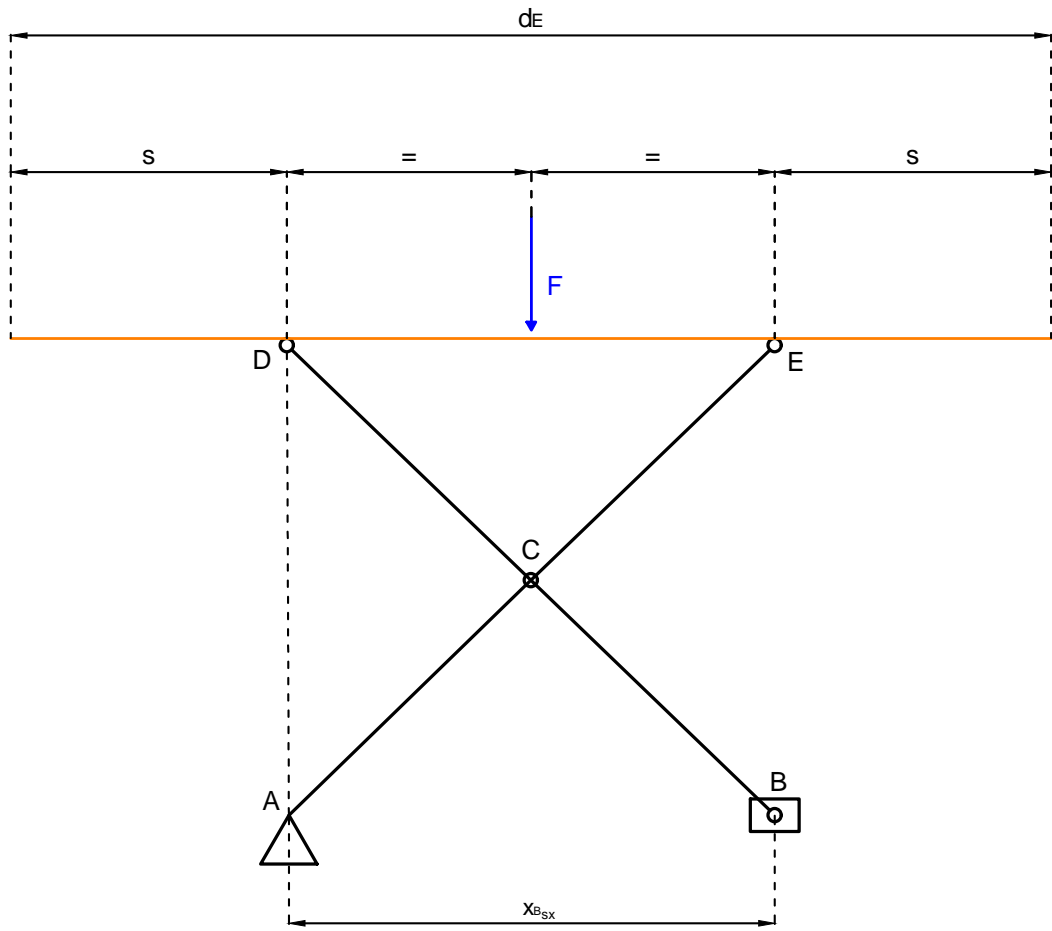


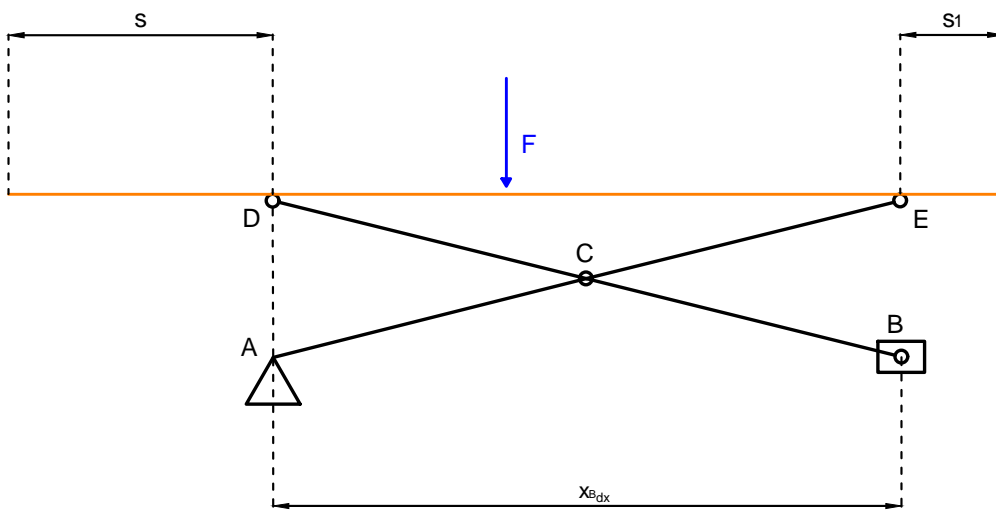
Figura 4.24: Schema del meccanismo scomposto in due travi

La posizione più critica è quella più elevata in quanto presenta un maggiore sbalzo (denominato s) dell'elettrodo. Quest'ultimo, quindi, deve essere centrato quando il meccanismo si trova in questa posizione (fig. 4.25a). Di conseguenza durante la discesa si avrà una riduzione dello sbalzo oltre il punto E; nella posizione retratta si dovrà quindi rispettare la distanza minima dall'estremo dell'elettrodo (fig. 4.25b). Questa distanza, denominata s_1 , è proporzionale alla profondità del meccanismo (fig. 4.26).

Per determinare la distribuzione della forza F nelle forze F_1 e F_2 i due appoggi superiori (punti E e D) sono stati schematizzati come appoggi di una trave (fig. 4.27). La forza peso è sempre applicata al baricentro, quindi a una distanza dal punto D pari a $x_{B,xx}/2$, ovvero metà della quota orizzontale del punto B in posizione elevata. La trave, invece, ha lunghezza variabile in base alla posizione durante l'alzata. Questa lunghezza non è altro che il vettore z_3 .



(a) Posizione elevata



(b) Posizione retratta

Figura 4.25: Posizione finale e iniziale del movimento generato dal meccanismo a pantografo

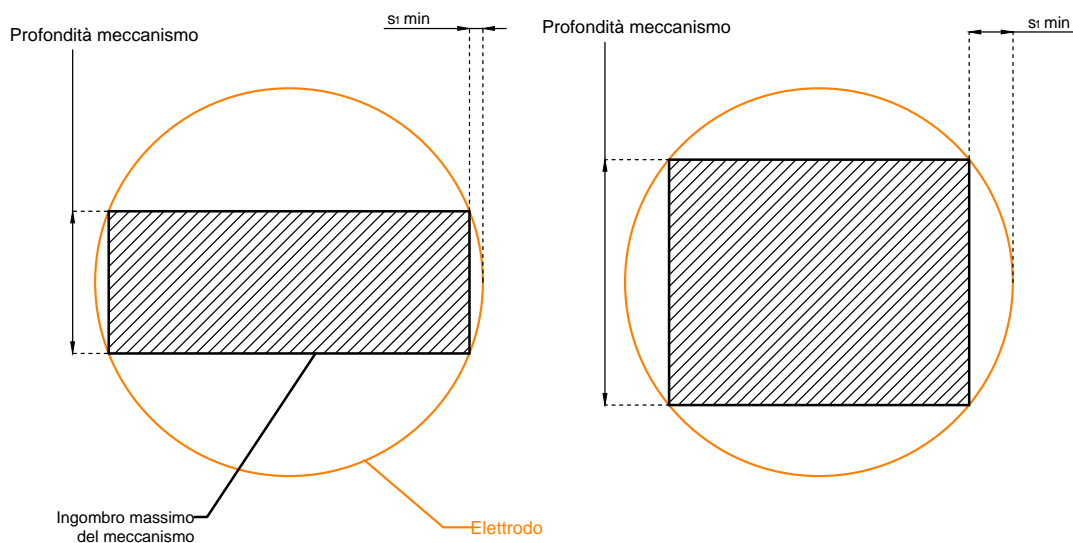


Figura 4.26: Schematizzazione degli ingombri del meccanismo rispetto all'elettrodo circolare in funzione della profondità del meccanismo. A sinistra la profondità è circa 1/3 del diametro dell'elettrodo, a destra è circa 2/3

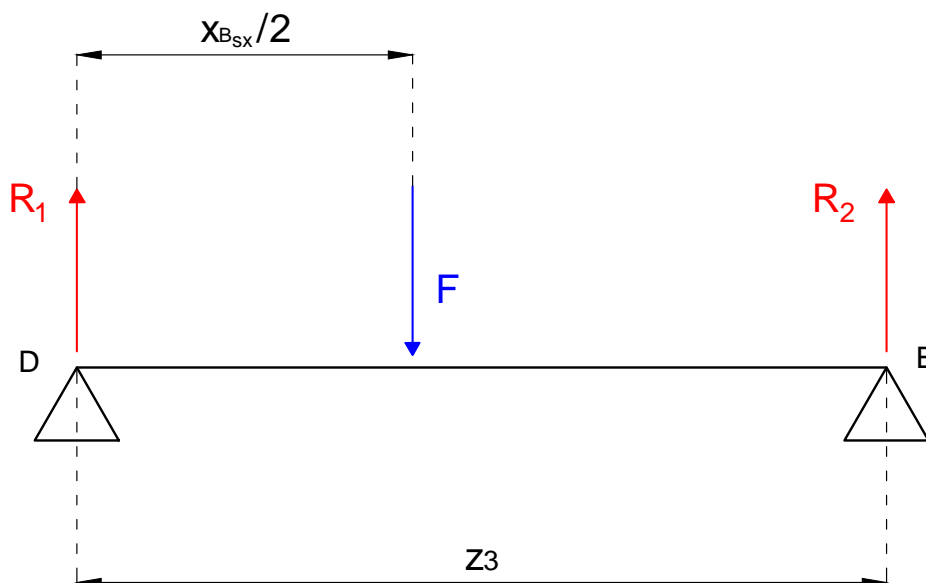


Figura 4.27: Schematizzazione degli appoggi superiori come trave per determinare la distribuzione del peso

Per il caso illustrato in figura 4.27 le equazioni di equilibrio si possono scrivere come:

$$\begin{cases} -F + R_1 + R_2 = 0 \\ F \frac{x_{Bsx}}{2} - R_2 z_3 = 0 \end{cases} \quad (4.23)$$

le quali possono essere risolte come:

$$R_1 = F \left(1 - \frac{x_{Bsx}}{2z_3} \right) \quad (4.24a)$$

$$R_2 = \frac{F x_{Bsx}}{2z_3} \quad (4.24b)$$

Si ha che $R_1 = F_1$ e $R_2 = F_2$ per mantenere la concordanza dei segni nello schema di figura 4.24.

Successivamente, anche le equazioni di equilibrio per le due travi di figura 4.24 possono essere scritte:

TRAVE AE

$$\begin{cases} R_x^A + R_x^C = 0 \\ R_y^A + R_y^C - F_2 = 0 \\ -R_y^C (r \cos \varphi_1) + R_x^C (r \sin \varphi_1) + F_2 [(r + l_3) \cos(\varphi_1)] = 0 \end{cases} \quad (4.25)$$

TRAVE BD

$$\begin{cases} R_x^B - R_x^C = 0 \\ R_y^B - R_y^C - F_1 = 0 \\ -R_y^C [l_1 \cos(-\varphi_2)] - R_x^C [l_1 \sin(-\varphi_2)] - F_1 [(l_1 + l_2) \cos(-\varphi_2)] = 0 \end{cases} \quad (4.26)$$

Risolvendole si riescono a determinare, come nel meccanismo a doppia filettatura, la forza assiale (eq. 4.27a) e trasversale (eq. 4.27b).

$$R_x^B = -\frac{\cos(-\varphi_2) \left[F_2 \frac{r+l_3}{r} l_1 + F_1 (l_1 + l_2) \right]}{l_1 [\tan \varphi_1 \cos(-\varphi_2) + \sin(-\varphi_2)]} \quad (4.27a)$$

$$R_y^B = F_1 + R_x^C \tan \varphi_1 + F_2 \frac{r+l_3}{r} \quad (4.27b)$$

In questo meccanismo si ha che la forza assiale trasmessa è singola e quindi non va raddoppiata per il calcolo della coppia. Di contro è presente una forza trasversale; nella configurazione a doppia filettatura, invece, tale forza è relativamente ridotta e nasce solo con un errore di allineamento. Nel meccanismo a pantografo, quindi, l'errore di allineamento non è stato considerato in quanto totalmente ininfluenza.

La forza trasversale ha una tale intensità che il semplice sistema vite-madrevite sarebbe inadeguato per sollecitazioni e deflessioni elevate. Inoltre il sistema non sarebbe perfettamente stabile, avendo solamente tre appoggi. Di conseguenza sono necessarie guide apposite in grado di assorbire tale forza, come illustrato inizialmente in figura 4.1b. Se tali guide sono sufficientemente rigide, la forza trasversale sulla vite risulta annullata completamente e, quindi, è sufficiente una verifica semplificata della vite. Sono state eseguite, pertanto, solo le verifiche a buckling e a resistenza; in quest'ultima l'unica sollecitazione presente è quella di compressione.

Per quanto riguarda la determinazione della lunghezza ideale delle aste è stato modificato il programma spiegato in sezione 4.2.6.1 tenendo conto del ragionamento sugli sbalzi citato precedentemente (vedi appendice A.2.1).

Dalla figura 4.25 si possono ricavare le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} 2s + x_{B_{sx}} = d_E \\ s + x_{B_{dx}} + s_1 = d_E \end{cases} \quad (4.28)$$

A differenza del meccanismo a doppia filettatura, in cui l'ingombro orizzontale sfrutta tutto lo spazio disponibile, in questo caso la corsa orizzontale ($x_{B_{sx}} \div x_{B_{dx}}$) è un parametro su cui lavorare. Per avere forze assiali minori la soluzione ideale sarebbe quella di iniziare il movimento di alzata da una posizione il meno retratta possibile; bisogna però rispettare l'ingombro massimo verticale pari a 1490 mm.

È sempre presente, inoltre, il vincolo di corsa minima di 990 mm.

Con questo meccanismo si è quindi al limite per la corsa verticale; per questo motivo, in modo conservativo, sono stati considerati degli ingombri aggiuntivi per tenere conto degli spessori del tavolino, del suo sistema di supporto e dei supporti alla base. Questi ingombri sono stati ipotizzati pari a 100 mm, la corsa ideale diventa quindi 400 ÷ 1390 mm.

L'analisi è stata quindi impostata come segue:

1. Si impone lo sbalzo s
2. Si calcola la quota orizzontale del punto B in posizione elevata $x_{B_{sx}} = d_E - 2s$
3. Si determina la quota orizzontale del punto B in posizione retratta $x_{B_{sx}}$ per avere una corsa verticale pari a circa 400 ÷ 1390 mm.
4. Si controlla che $s_1 = d_E - s - x_{B_{dx}}$ sia maggiore del valore minimo

Il valore minimo di s_1 è stato impostato a 150 mm, ottenuto con una profondità di meccanismo pari a circa 1100 mm (come da modello CATIA). Il valore minimo reale calcolato analiticamente, sfruttando le formule relative alla corda di una circonferenza, sarebbe di circa 105 mm; esso è stato poi aumentato a 150 mm considerando spessori e possibili ingombri dei componenti.

Tabella 4.4: Configurazioni al variare dello sbalzo s

s	x_{Bsx}	x_{Bdx}	s_1	l_{asta}	h_{min}	$c_{verticale}$	F_{ax}
1250	500	1421	329	738	399	990	6985
1125	750	1527	348	789	398	990	7527
1000	1000	1665	335	856	398	991	8198
875	1250	1825	300	934	399	990	8983
750	1500	2005	245	1022	397	991	9900
625	1750	2199	176	1117	394	994	10948

4.3.2 Risultati

I risultati dell'analisi per la determinazione della lunghezza d'asta ideale sono riassunti in tabella 4.4. In figura 4.28, inoltre, si possono osservare le diverse configurazioni analizzate al variare di s . Si può notare come con uno sbalzo elevato si riesca ad avere una corsa orizzontale maggiore con lunghezza d'asta ridotta; ciò permette una posizione meno retratta all'inizio dell'alzata e, quindi, una minore forza assiale.

Uno sbalzo maggiore, però, comporta sollecitazioni più importanti sulle aste rigide atte a sostenere in maniera stabile l'elettrodo. Serve quindi trovare un compromesso. Considerando la scelta sulla profondità del meccanismo pari a circa 1100 mm, ne consegue che gli sbalzi in quella direzione sono di circa 950 mm. In modo coerente e conservativo è stato scelto il caso con $s = 875$ mm. La forza assiale di circa 9000 N è ridotta di circa un 10 % rispetto a quella necessaria al movimento nel meccanismo con doppia filettatura. La lunghezza d'asta è pari a 934 mm e la corsa orizzontale è compresa nell'intervallo $1250 \div 1825$ mm.

Le successive analisi sono state condotte con tali parametri.

Il parametro per la scelta della chiocciola A_t risulta 898 mm^2 , di conseguenza la vite di diametro 16 mm è esclusa (vedi tabella 4.1). Con la vite da 18 mm le sollecitazioni di compressione sono di circa 55 MPa (fig. 4.29), quindi sono accettabili.

L'andamento della coppia massima per viti trapezoidali è illustrato in figura 4.30. Con la vite da 18 mm la coppia richiesta vale circa 16 Nm. Con le viti a ricircolo di sfere, invece, la coppia richiesta vale circa 8 Nm indipendentemente dal diametro. Complessivamente, quindi, rispetto al meccanismo precedente si avrebbe una riduzione della coppia necessaria di circa il 35% utilizzando viti trapezoidali e di circa il 20% con viti a ricircolo di sfere.

I valori di velocità di rotazione, simili al caso precedente, sono illustrati in figura 4.31. Le verifiche a buckling, inoltre, sono state soddisfatte.

Infine, in figura 4.32 si può osservare l'andamento della coppia richiesta per il movimento al variare della posizione del punto B.

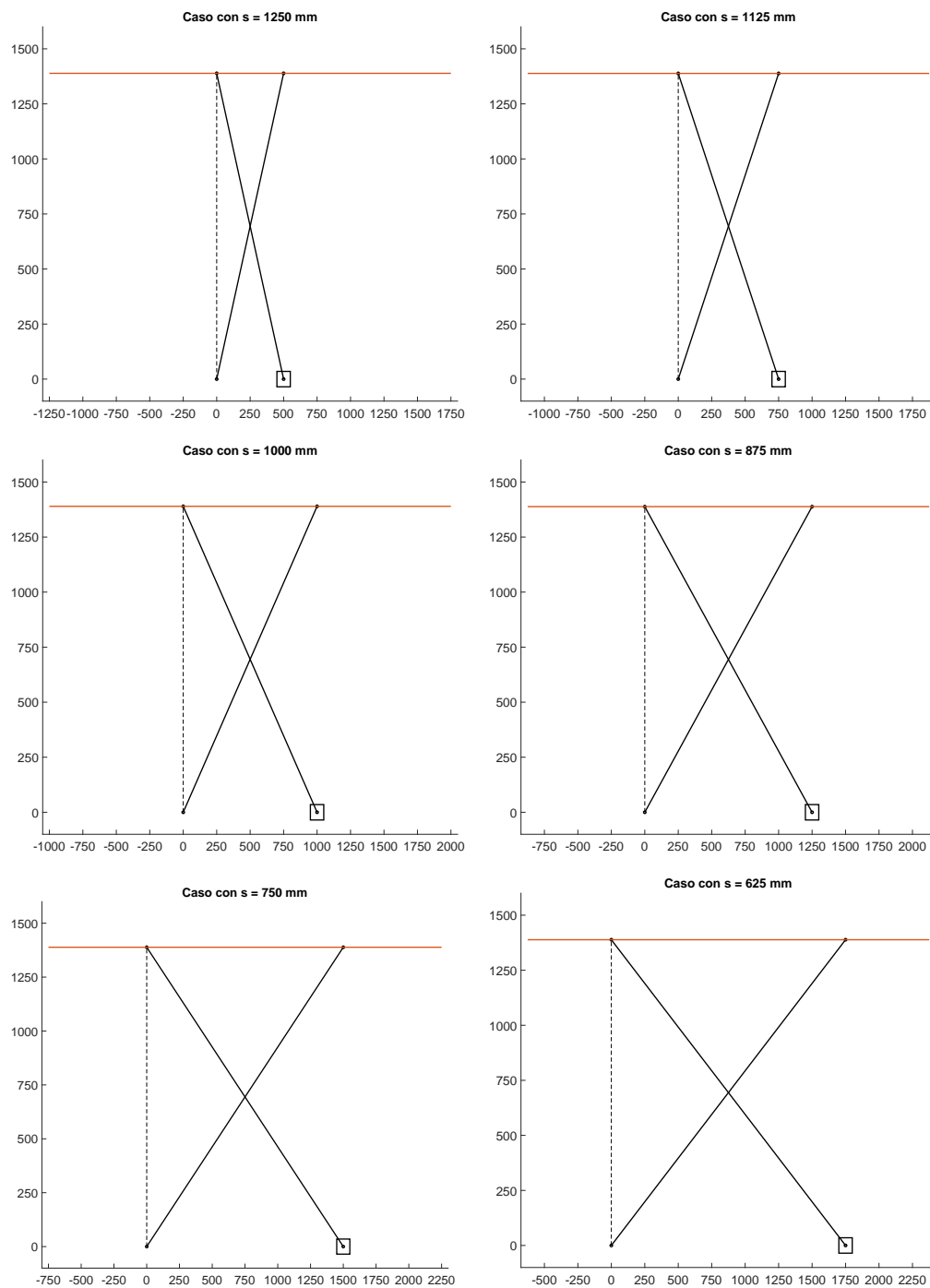


Figura 4.28: Configurazioni in posizione elevata al variare dello sbalzo s

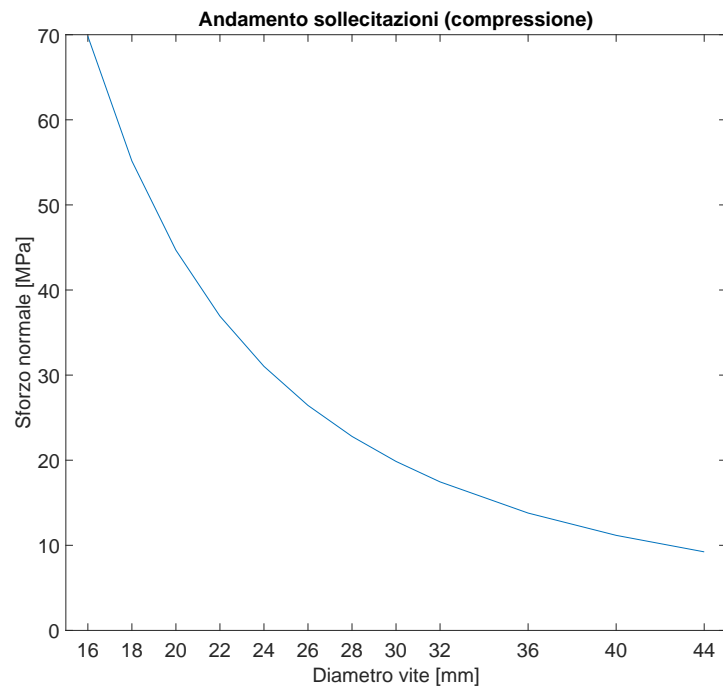


Figura 4.29: Andamento delle sollecitazioni rispetto al diametro della vite

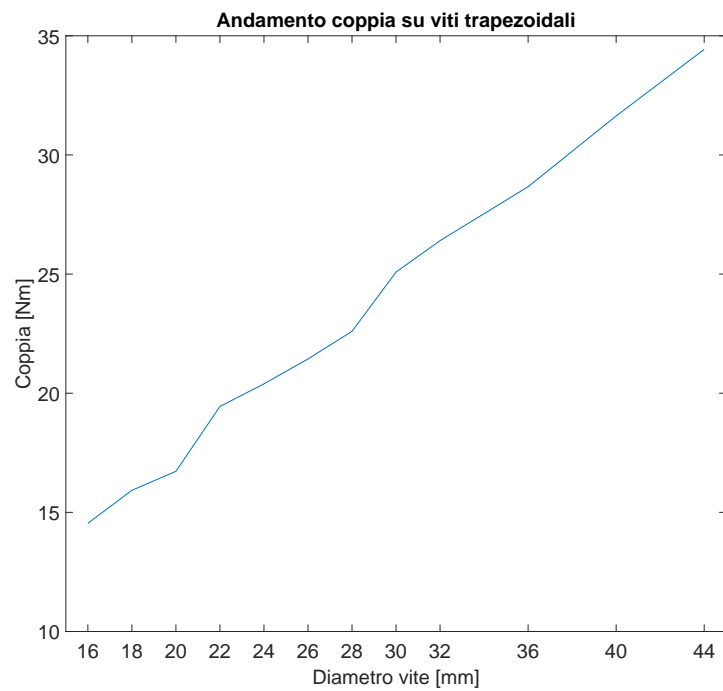


Figura 4.30: Andamento della coppia massima richiesta con viti trapezoidali rispetto al diametro della vite

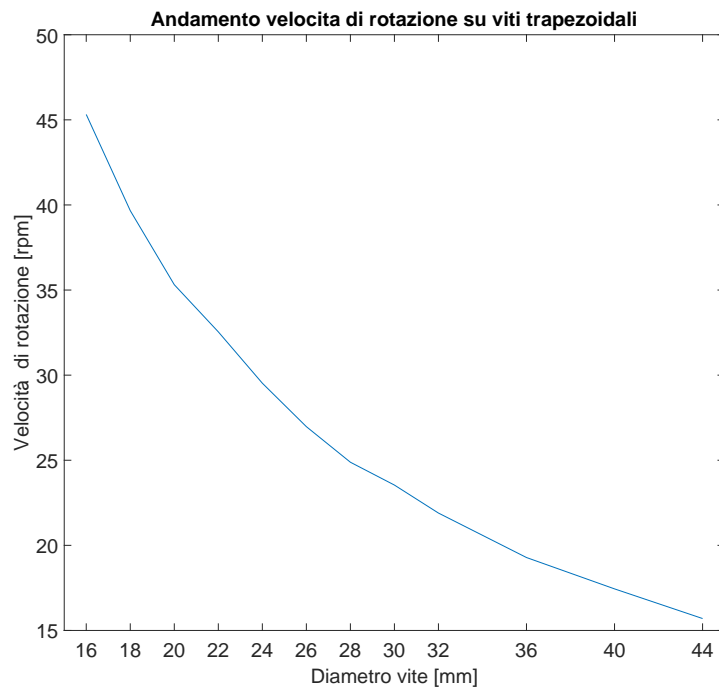


Figura 4.31: Andamento della velocità di rotazione rispetto al diametro della vite

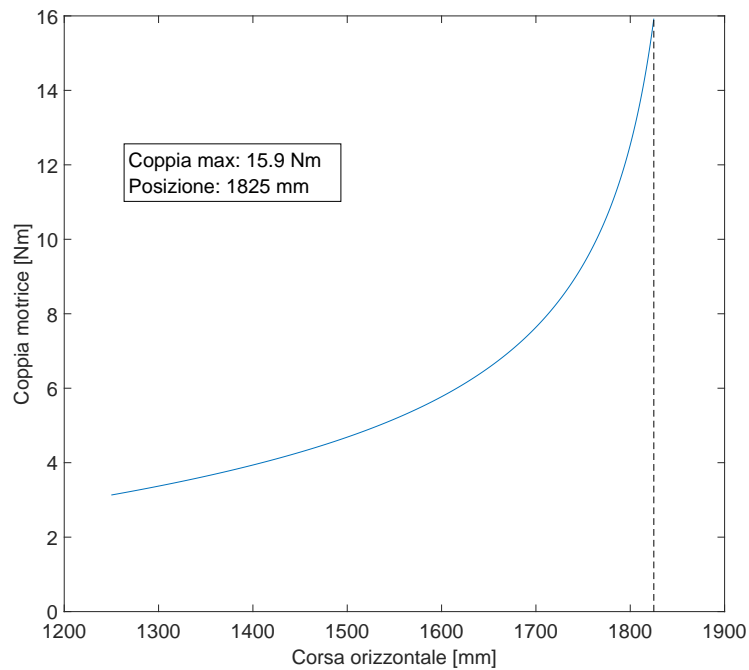


Figura 4.32: Andamento della coppia richiesta per vite trapezoidale rispetto alla corsa orizzontale

Tabella 4.5: Parametri della configurazione ottimale relativa al meccanismo a vite con doppia filettatura

Lunghezza aste	622	mm
Vite	22x5	mm
Corsa orizzontale	130÷1220	mm
Corsa verticale	244÷1237	mm
Dimensione asola ($E_a = \pm 3 \text{ mm}$)	55	mm
Coppia motrice vite trapezoidale	25	Nm
Coppia motrice vite a ricircolo	10	Nm
Deflessione massima ($E_a = \pm 3 \text{ mm}$)	0,5	mm
Velocità rotazione per viti trapezoidali	35	rpm

Tabella 4.6: Parametri della configurazione ottimale relativa al meccanismo a pantografo

Lunghezza aste	934	mm
Vite	18x4	mm
Corsa orizzontale	1250÷1825	mm
Corsa verticale	399÷1389	mm
Sbalzo dell'elettrodo	875	mm
Coppia motrice vite trapezoidale	16	Nm
Coppia motrice vite a ricircolo	8	Nm
Velocità rotazione per viti trapezoidali	40	rpm

4.4 Confronto dei risultati

Nelle tabelle 4.5 e 4.6 sono riassunti tutti i parametri relativi alle configurazioni ritenute ottimali.

Terminate le analisi dei due meccanismi si procede al confronto dei risultati e alla scelta del meccanismo adeguato. Il meccanismo a vite con doppia filettatura è una soluzione elegante che presenta due vantaggi:

- I punti di supporto dell'elettrodo sono fissi (ad eccezione del movimento all'interno dell'asola per compensare errori di montaggio); di conseguenza non è presente lo sbalzo nella direzione di movimento orizzontale e il carico è sempre distribuito uniformemente
- Non sono necessari supporti addizionali per assorbire la forza radiale; quest'ultima, generata solamente da errori di montaggio, è di valore ridotto e può essere assorbita dalla vite stessa

Gli svantaggi, però, non sono trascurabili:

- La coppia necessaria è maggiore di più del 50% nel caso di viti trapezoidali e del 25% nel caso di viti a ricircolo di sfere
- È presente la necessità di rialzi in quanto la corsa verticale è inferiore a quella ideale richiesta per le prove

- La costruzione del meccanismo è più complicata; componenti doppi implicano maggiori probabilità di problemi o rotture. Inoltre sono presenti difficoltà nel montaggio per garantire la planarità dell'elettrodo e il suo movimento uniforme, dovute alla presenza di due chioccioline che si muovono contemporaneamente

L'unico vantaggio effettivo, però, è il primo in quanto la mancanza dei supporti addizionali viene compensata dalla necessità di rialzi. Tale vantaggio è però marginale se confrontato con la coppia motrice necessaria e la semplicità costruttiva, parametri definiti essenziali nell'introduzione.

In conclusione si può quindi affermare che il meccanismo a pantografo è ideale per la movimentazione dell'elettrodo denominato AFA, in quanto richiede una coppia minore e una costruzione semplificata.

Capitolo 5

Mock-up of intermediate Electrostatic Shield

5.1 Introduzione

L'elettrodo denominato MES (*Mock-up of intermediate Electrostatic Shield*) serve a migliorare la tenuta in tensione tra l'MBS e l'AFA e a testare soluzioni meccaniche per il possibile schermo elettrostatico di MITICA.

I requisiti principali sono elencati di seguito:

- deve formare una superficie chiusa per interrompere tutte le linee di vista tra l'MBS e il BSV
- deve massimizzare la conduttanza di gas (configurazione con doppia parete e fori sfalsati); in alternativa l'obiettivo è quello di stabilire una differenza di pressione tra le sue pareti simile a quella prevista per lo schermo reale
- deve garantire il collegamento elettrico e meccanico con la flangia a -600 kV del bushing
- il peso deve essere minimizzato
- il materiale deve essere acciaio inossidabile
- deve essere costituito da una parte conica, da montare anche nella fase A, e una parte cilindrica, da montare nell'eventuale fase C
- la parte cilindrica deve avere una base arrotondata, un raggio di 300 mm è stato scelto inizialmente
- deve essere facilmente montato e rimosso
- l'altezza preliminare dalla base al bushing è stata stabilita pari a 3500 mm

- il raggio preliminare della parte cilindrica è stato scelto pari a 1480 mm, in base a simulazioni elettrostatiche con il VHPM
- se possibile, le superfici interne ed esterne devono essere facilmente rimovibili in caso di danni

Il progetto preliminare del MES è stato mantenuto simile a quello relativo agli schermi elettrostatici utilizzati durante i test del HVB [26]. Questi ultimi, infatti, sono stati eseguiti dopo l'installazione di quattro schermi intermedi, rispettivamente a 800, 600, 400 e 200 kV. Gli schermi sono stati realizzati con una struttura di supporto direttamente connessa al bushing, sulla quale vengono montate delle lamiere sottili che fanno da parete (fig. 5.1).

Nel caso di MITICA, però, è prevista l'installazione di un solo schermo al potenziale di 600 kV (per motivi di assemblaggio e di ingombro, una soluzione multi-schermo è praticamente impossibile). Inoltre ci sono due importanti differenze rispetto a quanto appena descritto. Innanzitutto c'è il requisito di elevata conduttanza per il pompaggio del gas, che comporta una distribuzione adeguata di fori sulle pareti. I fori, però, causano linee di vista indesiderate; di conseguenza la struttura deve prevedere una doppia parete con fori sfalsati, come già visto precedentemente.

In secondo luogo ci sono da considerare le dimensioni e il peso dello schermo. Il MES, infatti, deve avere un diametro di 1.5 m e una lunghezza di 3.5 m; lo schermo da 600 kV utilizzato nei test, invece, ha un diametro di 1.17 m e una lunghezza di 1.4 m. Il conseguente aumento di peso può rappresentare un problema in quanto anche il MES andrà sostenuto dal bushing.

In questo capitolo verranno descritti la modellazione e le analisi della parte superiore conica.



Figura 5.1: Schermo a 600 kV utilizzato per i test del HVB. Le lamiere che fanno da parete presentano pochi fori; questo perché, non avendo un flusso di gas dall'interno, la conduttanza richiesta è ridotta

5.2 Descrizione della parte conica superiore

La parte conica superiore, chiamata anche minigonna, è il componente intermedio tra il bushing e la rimanente parte cilindrica del MES. A differenza di quest'ultima, la minigonna deve essere sicuramente realizzata in quanto impiegata già dalla prima fase delle prove. Per questo motivo le due parti in questione devono essere separate e assemblabili. Inoltre essa non presenta la necessità di fori perché sono sufficienti quelli sulla parte inferiore. Di conseguenza la configurazione a doppia parete non è richiesta e la progettazione è semplificata.

Dalla minigonna utilizzata per i test del HVB si possono distinguere tre parti principali (fig. 5.2):

1. **Bande metalliche:** servono per l'aggancio al bushing
2. **Struttura di supporto:** sostiene il peso ed è composta a sua volta da:
 - Tronco di cono superiore: è la zona di aggancio per le bande metalliche. È costituito da più parti collegate in modo da essere semplice da realizzare
 - Supporti trasversali: collegano i due tronchi di cono
 - Tronco di cono inferiore e tubo: sono la zona di aggancio con la parte cilindrica inferiore. I due componenti sono saldati; il tubo serve ad evitare zone con spigoli vivi. Anche questo componente è assemblato in più parti.
3. **Pareti:** sono lamiere sottili che vengono fissate alla struttura di supporto

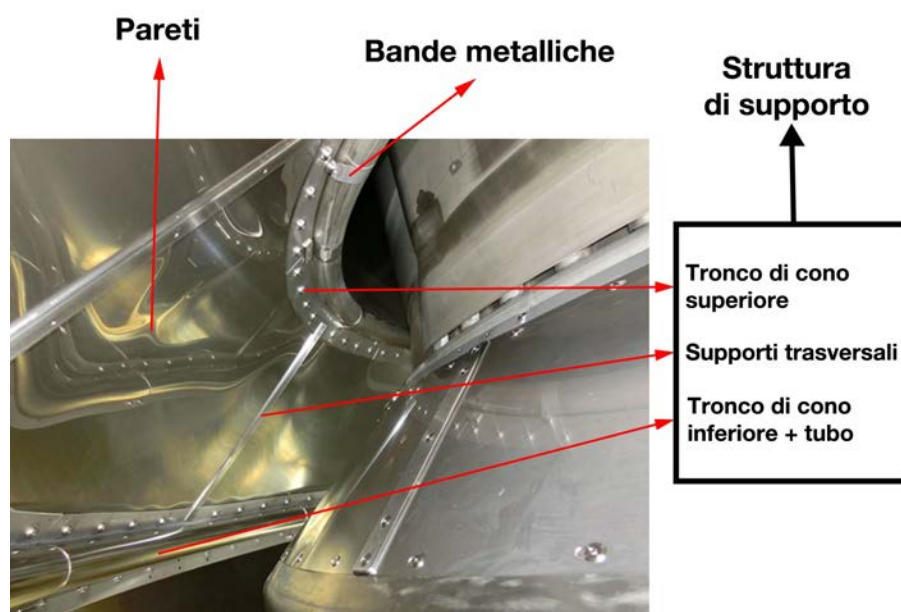


Figura 5.2: Foto di due delle minigonne utilizzate per i test del HVB

5.3 Modellazione parametrica in CATIA

La minigonna per il MES è stata modellata ricalcando il progetto giapponese mostrato in figura 5.2. Per quanto riguarda il collegamento tra essa e la parte inferiore cilindrica è stato pensato un sistema simile all'aggancio con il bushing. Questi sistemi di aggancio sono costituiti da otto bande metalliche che avvolgono un tubo (del bushing nell'accoppiamento HVB-minigonna e del tronco di cono inferiore nel caso minigonna-cilindro) e successivamente sono fissate con delle viti.

Il modello CATIA è illustrato in figura 5.3; la parte cilindrica inferiore è stata semplificata come un semplice cilindro. Questo in ottica delle future analisi ANSYS relative solo alla minigonna.

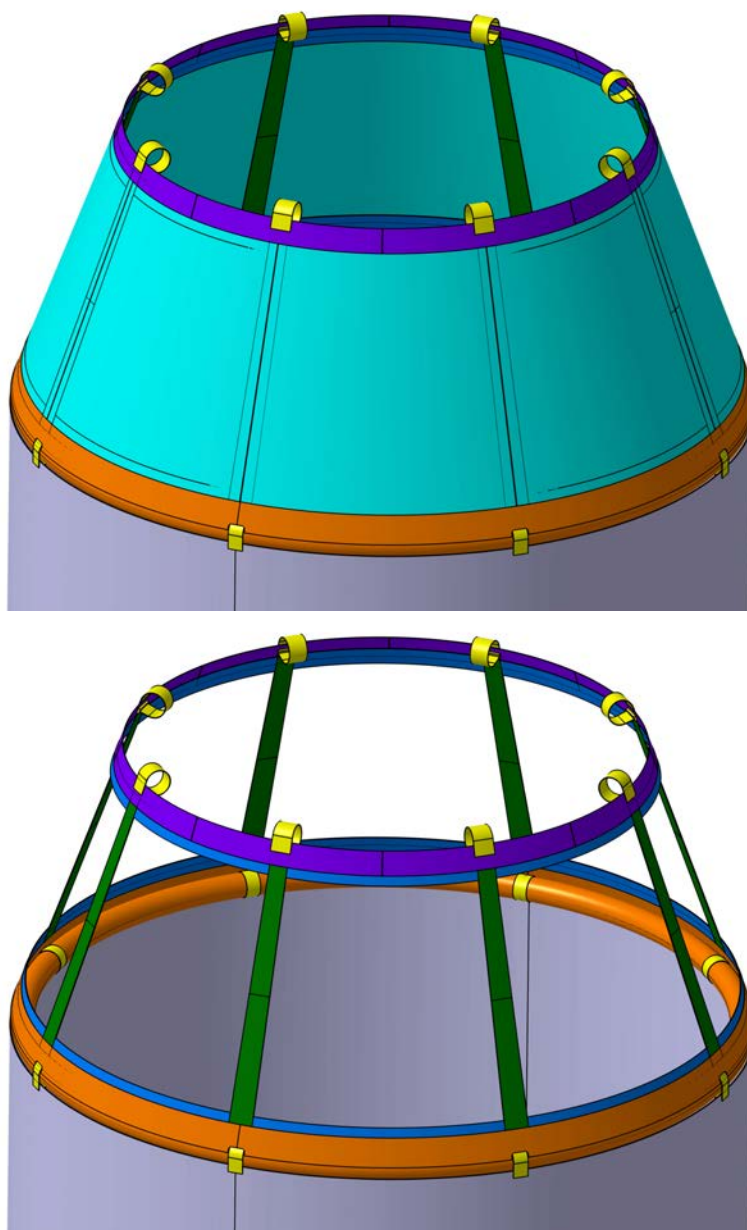


Figura 5.3: Modello CATIA della minigonna

Il tronco di cono superiore è stato diviso in otto parti come nel caso delle prove del bushing. Il collegamento tra esse avviene tramite lamiere analoghe (in blu in fig. 5.3), le quali sono disposte in modo sfalsato rispetto alle prime.

Il tronco inferiore, invece, è stato mantenuto come pezzo unico in quanto è prevista l'unione per saldatura. Le lamiere di collegamento inferiori sono state comunque modellate in quanto hanno la funzione aggiuntiva di appoggio per le pareti. Queste ultime, infatti, vengono fissate sia ai supporti trasversali che alle lamiere di collegamento (superiori e inferiori); questo garantisce maggiore rigidità alla struttura.

Sono stati impostati dei parametri corrispondenti alle quote più significative in modo da poter eseguire analisi su modelli diversi in maniera rapida. Tali parametri sono elencati di seguito:

- s_1 : spessore della lamiera del tronco di cono superiore e inferiore;
- l_1 : lunghezza della lamiera del tronco di cono superiore e inferiore;
- s_2 : spessore del supporto trasversale;
- s_3 : spessore delle pareti (8 pannelli);
- l_2 : lunghezza intermedia del supporto trasversale (lunghezza delle pareti);
- $l_{2,1}$: lunghezza di contatto tra il supporto trasversale e i tronchi di cono superiore e inferiore;
- h_1 : altezza delle asole per l'aggancio della parte cilindrica inferiore;
- s_4 : spessore delle lamiere di collegamento del tronco di cono superiore e inferiore;
- l_4 : lunghezza delle lamiere di collegamento del tronco di cono superiore e inferiore;
- s_b : spessore delle bande metalliche (sia inferiori che superiori);
- $l_{b_{0,1}}$: larghezza bande metalliche superiori;
- $l_{b_{0,2}}$: larghezza bande metalliche inferiori;

I parametri principali sono illustrati nelle figure 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8.

Sono stati creati sei modelli in modo da analizzare diverse configurazioni; essi sono riassunti in tabella 5.1. I primi quattro riguardano modifiche alla struttura e alle pareti in ottica di riduzione del peso; negli ultimi due, invece, sono state modificate le larghezze delle bande metalliche per valutare le tensioni su di esse.

Tabella 5.1: Modelli creati sfruttando la modellazione parametrica in CATIA. Valori espressi in mm

Modello	1	2	3	4	5	6
s_1	2	1	1	1	1	1
l_1	100	100	50	50	50	50
s_2	2	1	1	1	1	1
s_3	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
l_2	420	420	520	520	520	520
h_1	15	15	15	12	12	12
$l_{b_{0,1}}$	20	20	20	20	30	40
$l_{b_{0,2}}$	20	20	20	20	30	30

Alcuni valori sono stati mantenuti costanti ma sono stati comunque parametrizzati in ottica di future modifiche:

- $l_{2,1} = 20\text{mm}$
- $s_4 = 1\text{mm}$
- $l_4 = 40\text{mm}$
- $s_B = 1\text{mm}$

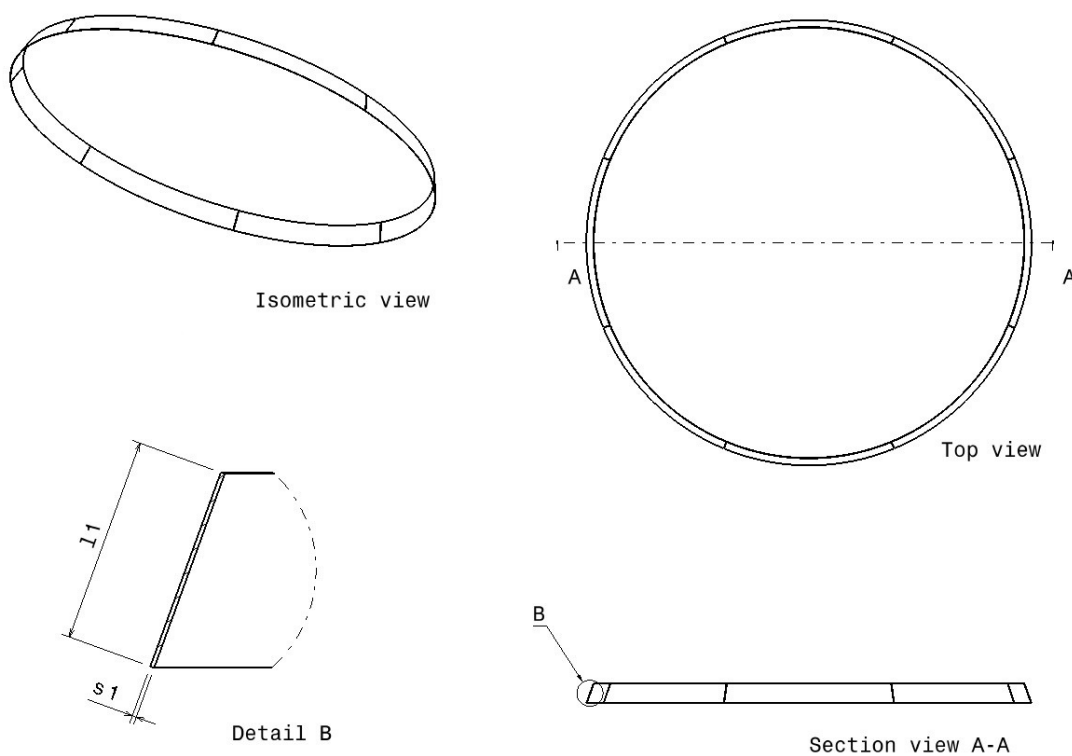


Figura 5.4: Parametri relativi al tronco di cono superiore

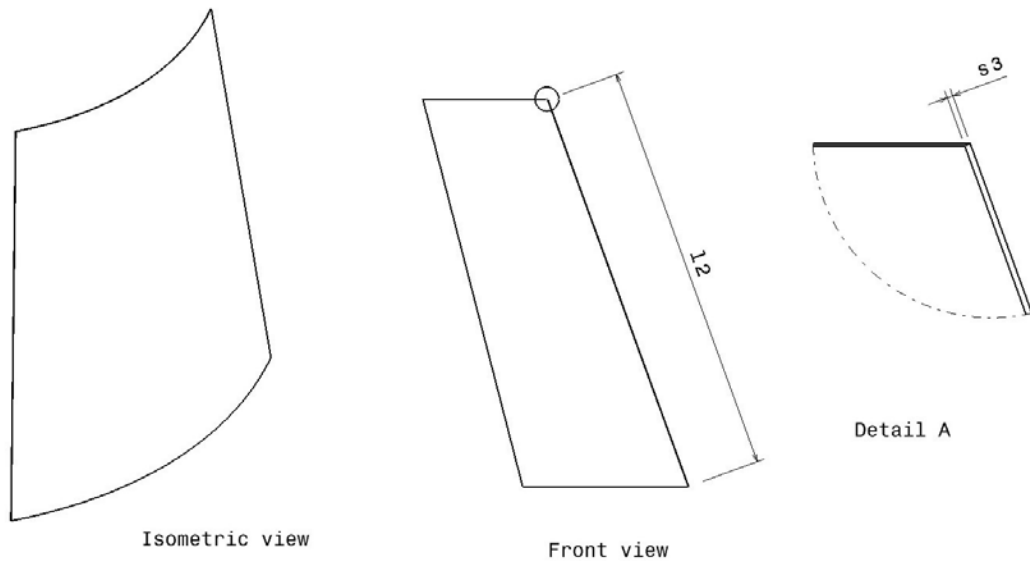


Figura 5.5: Parametri relativi alle pareti

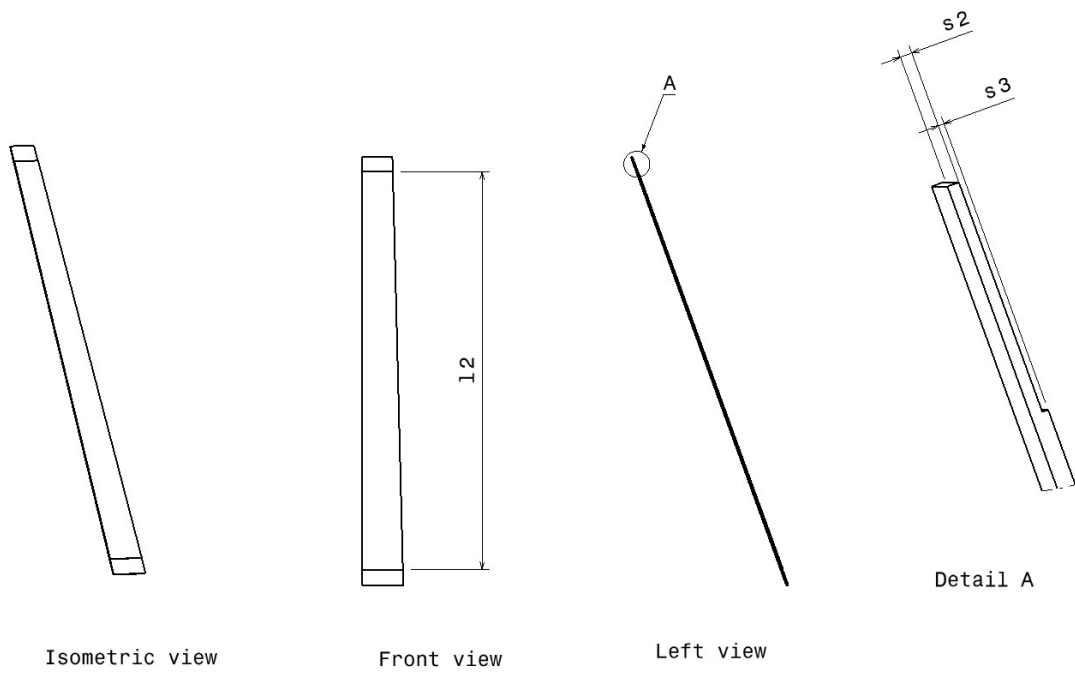


Figura 5.6: Parametri relativi ai supporti trasversali

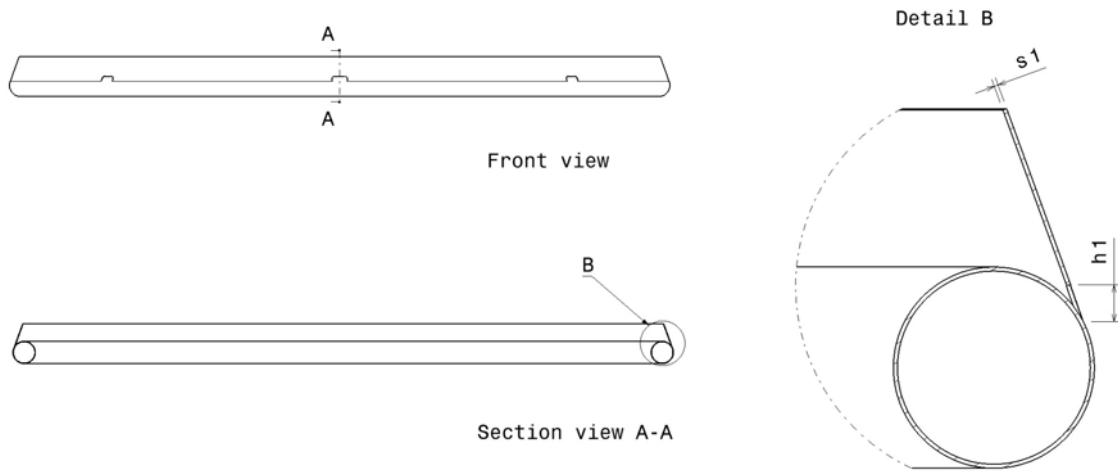


Figura 5.7: Parametri relativi al tronco di cono inferiore

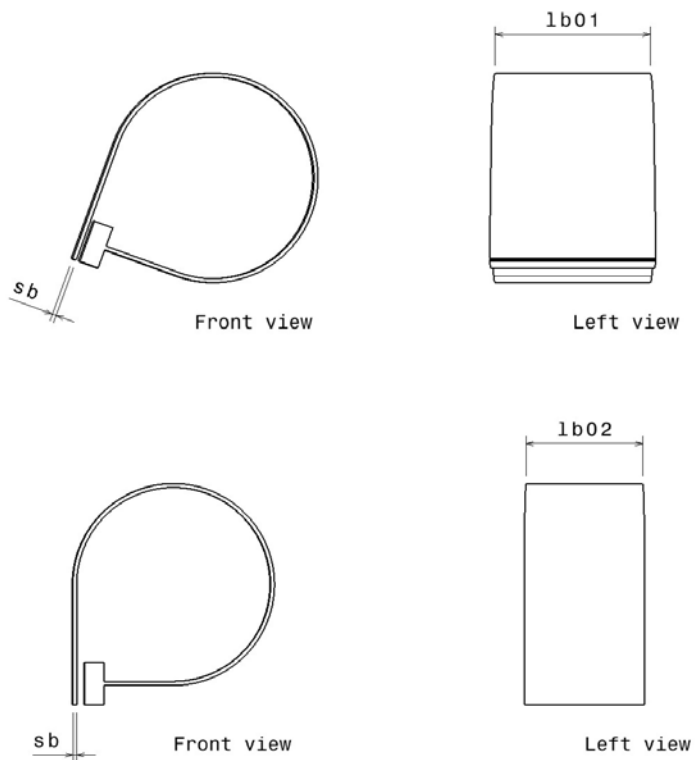


Figura 5.8: Parametri relativi alle bande metalliche superiori e inferiori

5.4 Analisi ANSYS

I modelli sono stati esportati in formato STEP e successivamente importati in ANSYS. È stata impostata un'analisi strutturale di tipo statico; il materiale è un acciaio inossidabile con modulo elastico pari a 195 GPa e modulo di Poisson 0,3.

Inizialmente si è lavorato nell'ambiente *Design Modeler*. Sono state eseguite operazioni booleane per creare delle superfici specifiche nelle zone dei contatti tra i vari componenti (comando *Imprint Faces*) e semplificare quindi la loro creazione nella fase successiva. Si è inoltre deciso di trattare le pareti e il tronco di cono superiore come elementi shell visto la loro geometria perfettamente compatibile. Per fare ciò, tali componenti sono stati convertiti in superfici tramite il comando *Mid-Surface*. Le superfici così create contengono automaticamente le informazioni relative allo spessore del componente originale. Infine si è deciso di sfruttare la simmetria e lavorare con un quarto del modello (fig. 5.9), in modo da ridurre la complessità computazionale.

Successivamente si è passati all'ambiente *Mechanical* per il setup e le analisi. Sono stati generati i contatti nelle zone create precedentemente in modo da rendere precisa la selezione e ridurre i tempi di calcolo. È stata impostata la tipologia di contatto *bonded* per avere un'analisi lineare. Un esempio di contatto con evidenziate le superfici del target e del contact è illustrato in figura 5.10.

Per quanto riguarda i contatti con gli elementi shell, è stato impostato adeguatamente il piano da considerare (bottom o top) ed è stato attivato l'effetto dello spessore ricavato dalle loro proprietà. I contatti sono stati poi analizzati con l'apposito strumento per verificare che non ci fossero penetrazioni o giochi elevati.

La mesh è stata impostata tenendo conto delle zone più critiche e valutando la qualità degli elementi. Il metodo è stato mantenuto automatico ma è stata selezionata la funzione *curvature* per migliorare la mesh nelle zone più curve. La dimensione degli elementi è stata impostata come segue:

- Mesh delle bande: 1 mm
- Mesh degli elementi shell: 5 mm
- Mesh dello schermo (risultati non importanti): 60 mm
 - Mesh sulle superfici di contatto con la banda inferiori: 5 mm
- Mesh sui componenti rimanenti: 3 mm

In figura 5.11 si può osservare la mesh risultante. Il numero di elementi dipende dal modello ma, in generale, è nell'ordine dei 300000 elementi.



Figura 5.9: Modello ridotto in ANSYS con carichi e vincoli. Il cilindro inferiore in realtà è stato modellato con una lunghezza maggiore per evitare problemi localizzati. Nell'immagine è corto per permettere la chiara visualizzazione dei carichi e vincoli.

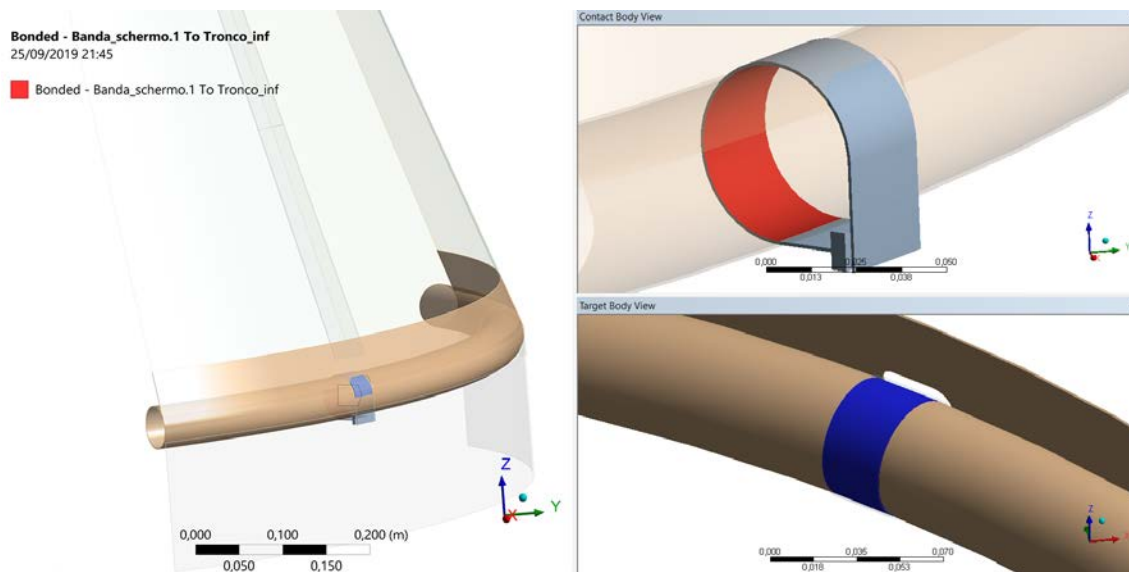
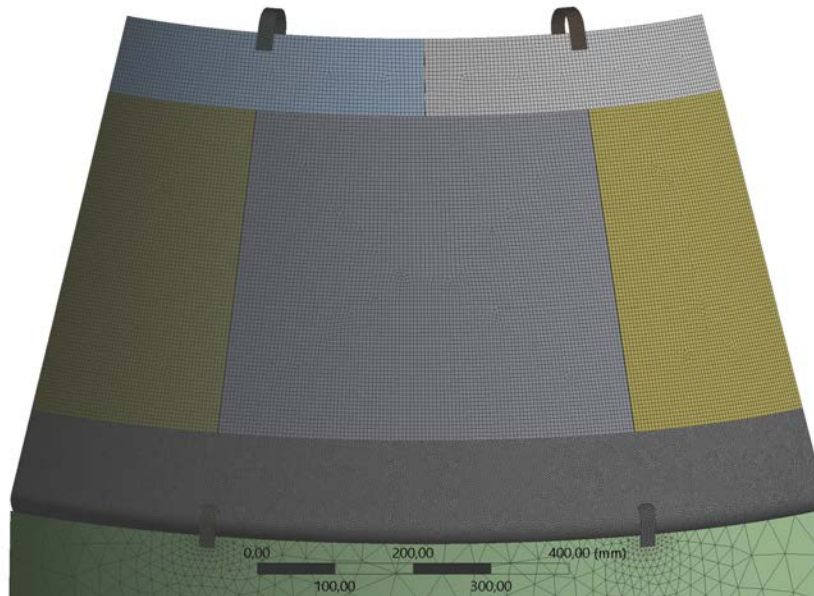
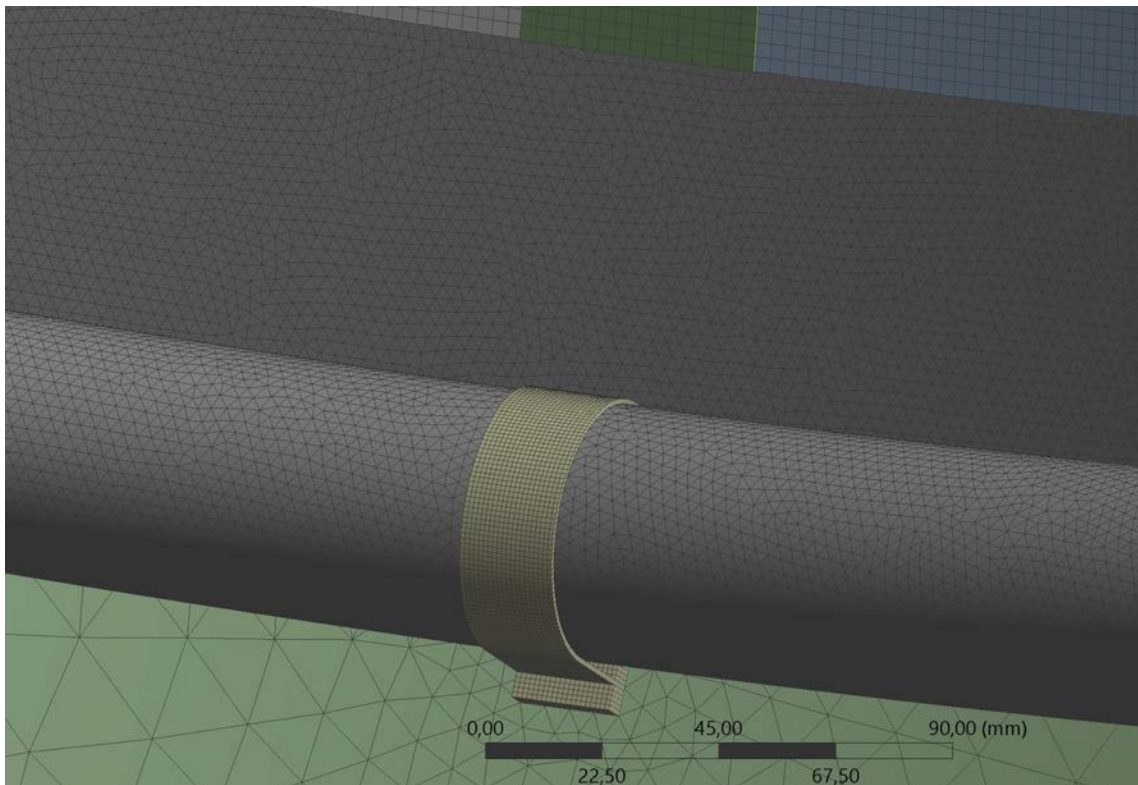


Figura 5.10: Contatto tra la banda inferiore e il tronco di cono inferiore con tubo



(a) Vista esterna del modello completo



(b) Dettaglio interno di una banda inferiore

Figura 5.11: Mesh generata nel caso del modello 1

Prima di avviare il solutore sono stati impostati i vincoli e i carichi (fig 5.9).

La superficie interna della bande superiori è stata vincolata come incastro; è stata poi applicata l'accelerazione gravitazionale per considerare l'effetto del peso. È stata applicata, inoltre, una forza verticale verso il basso di 500 N sulla superficie inferiore del cilindro semplificato. Il carico è il risultato della differenza tra il peso stimato della parte rimanente del MES, pari a circa 350 kg, e il peso del cilindro equivalente, pari a circa 145 kg. È stato poi considerato solo un quarto di tale valore.

Risultati

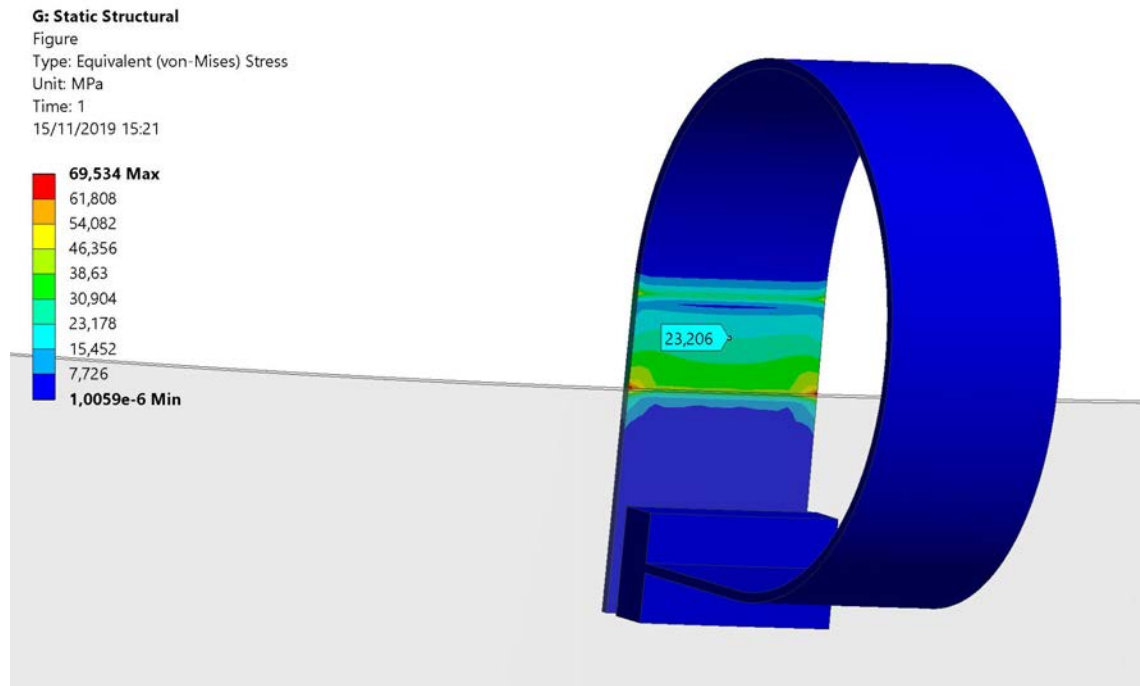
I risultati relativi al primo modello sono illustrati nelle fig. 5.12 e 5.13. Le tensioni sono calcolate con il criterio di von Mises. Le bande inferiori sono sollecitate a pura trazione e sono facilmente confrontabili con calcoli analitici. Da questi ultimi ci si aspetta una tensione di circa $21 \div 22$ MPa; osservando il plot delle tensioni di figura 5.12b si può osservare come, trascurando le zone alterate dai contatti che tendono ad aumentare la tensione, nella zona centrale c'è coerenza con i risultati analitici. Per le bande superiori vale un concetto analogo; in figura 5.12a infatti si nota una zona centrale a circa $23 \div 25$ MPa, valore superiore alle bande inferiori a causa del maggiore peso e di un probabile effetto flettente trasmesso dalla struttura. I plot tensionali di quest'ultima sono invece illustrati in figura 5.13a. Il tronco di cono superiore, essendo un elemento shell, mostra i risultati relativi al *top plane* in quanto peggiori. Gli errori dovuti alle zone di contatto potrebbero essere presenti anche in questo caso; nonostante ciò i valori di stress sono bassi e la struttura non presenta criticità. Infine le tensioni sulle pareti sono visibili in figura 5.13b. Esse sono molto ridotte visto il ruolo non strutturale di tali componenti.

Nel secondo modello vengono dimezzati gli spessori della struttura e delle pareti per ridurre il peso. Quest'ultimo passa infatti da circa 44 kg del primo modello a circa 24 kg. Di conseguenza le tensioni su di esse aumentano (fig. 5.14) mentre quelle sulle bande superiori restano praticamente inalterate, essendo il cilindro inferiore il peso principale (fig. 5.15). I valori degli stress sulla struttura sono comunque ridotti.

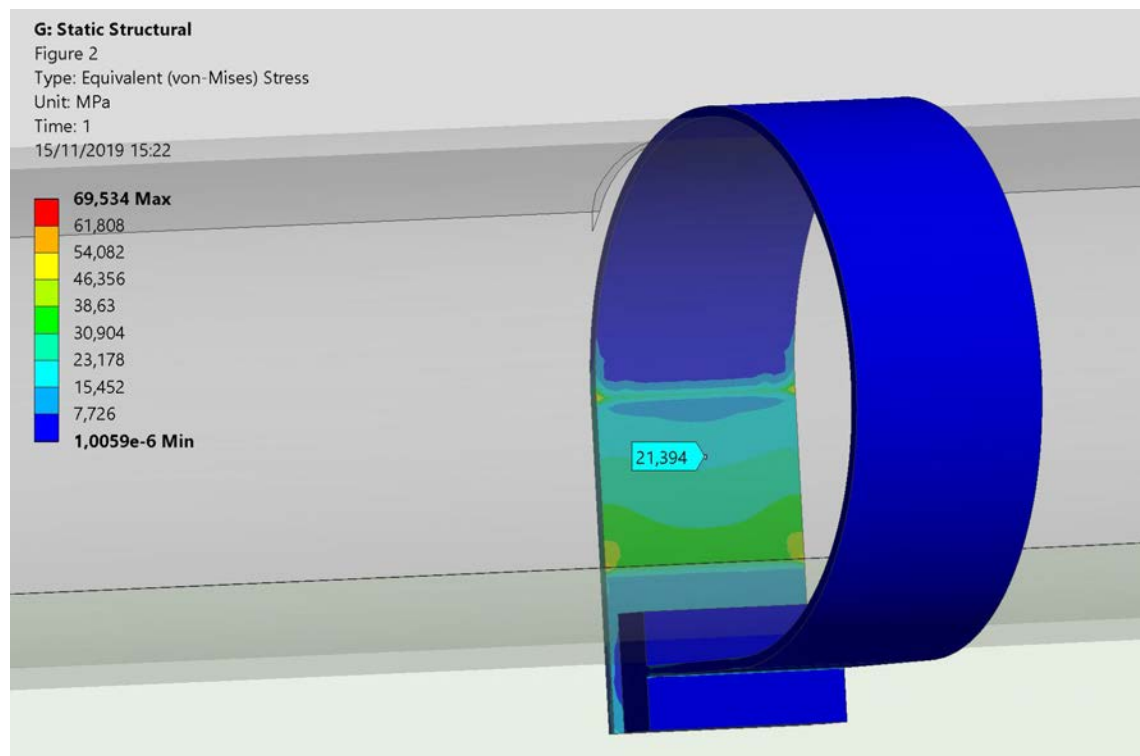
Con il terzo modello viene aumentata la lunghezza delle lamiere per diminuire leggermente il peso (riduzione di circa 1 kg), i risultati sono analoghi al modello 2.

Dal terzo al quarto modello è stata ridotta la dimensione dell'asola, non ci sono differenze notabili.

Gli ultimi due modelli testano delle bande di sezione maggiore e di conseguenza le tensioni su di esse sono ridotte (fig. 5.16, 5.17 e 5.18). Vista la minore influenza delle zone di contatto, per la banda inferiore del modello 5 è stato tracciato un *path* nella zona centrale per avere l'andamento delle tensioni lungo esso. In entrambi i casi si può affermare la congruenza con i risultati analitici.



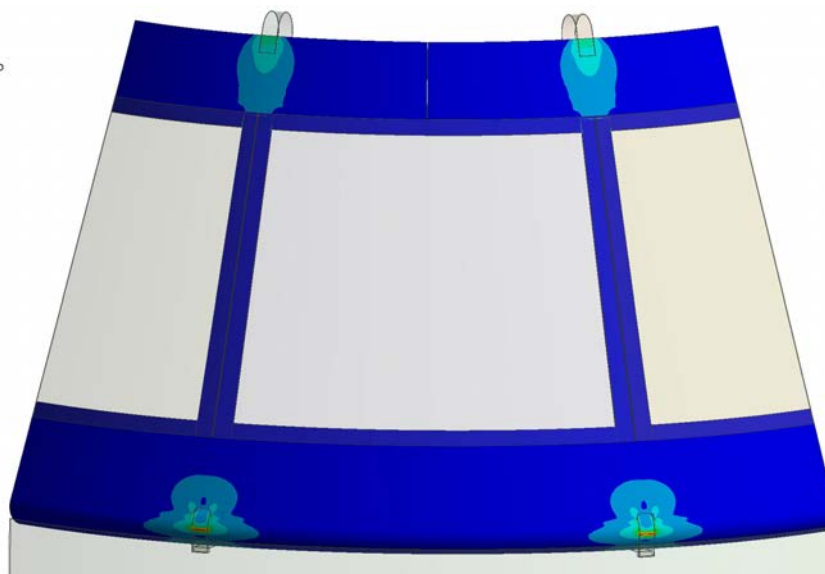
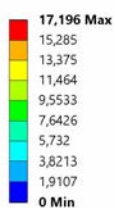
(a) Banda superiore



(b) Banda inferiore

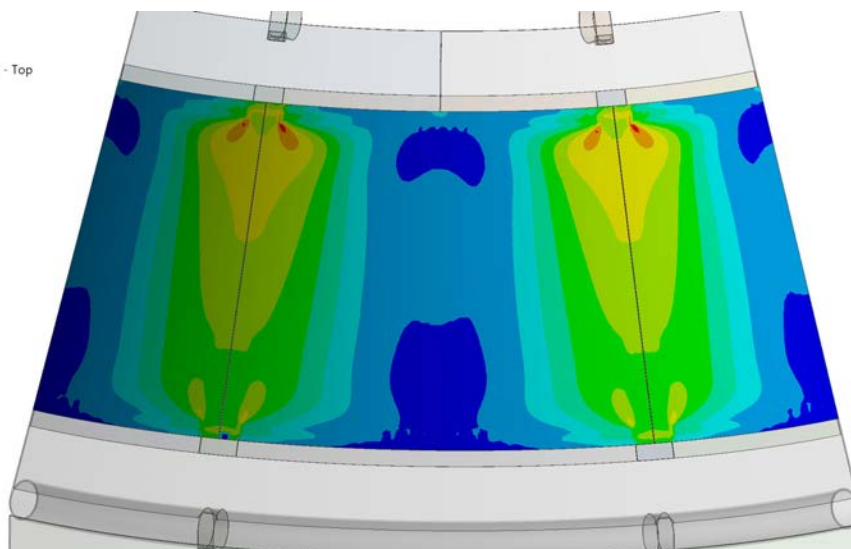
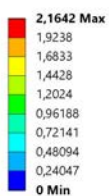
Figura 5.12: Plot delle tensioni di von Mises nelle bande del modello 1. La tensione evidenziata dall'etichetta è quella indicativa della zona centrale

G: Static Structural
 Figure
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top
 Unit: MPa
 Time: 1
 15/11/2019 15:23



(a) Struttura della minigonna

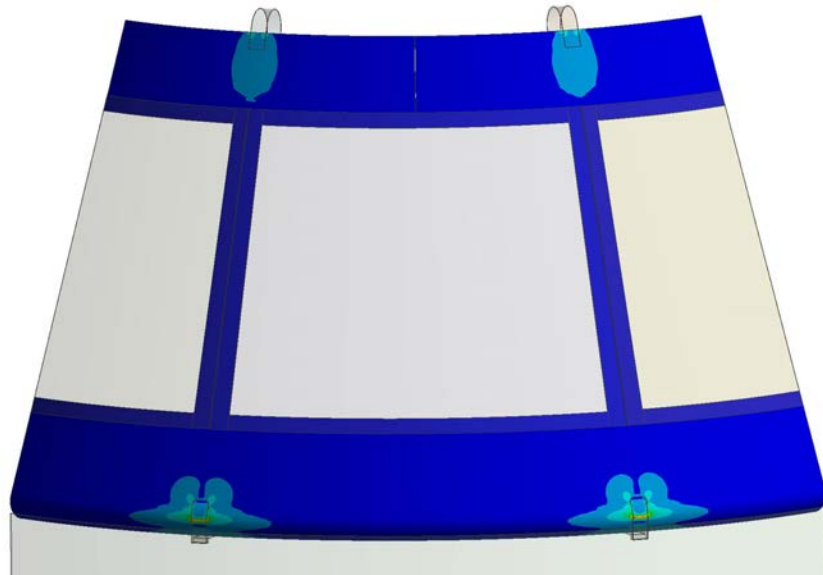
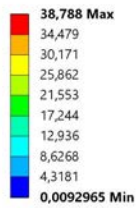
G: Static Structural
 Figure
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top
 Unit: MPa
 Time: 1
 15/11/2019 15:23



(b) Pareti

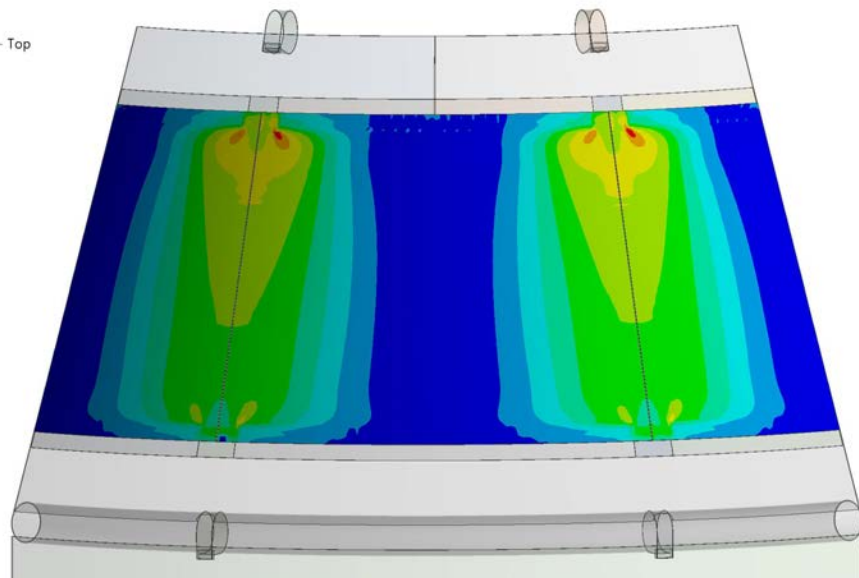
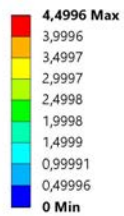
Figura 5.13: Plot delle tensioni di von Mises nella struttura e nelle pareti del modello 1

H: 2
Figure
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top
Unit: MPa
Time: 1
15/11/2019 15:46



(a) Struttura della minigonna

H: 2
Figure
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top
Unit: MPa
Time: 1
15/11/2019 15:47



(b) Pareti

Figura 5.14: Plot delle tensioni di von Mises nella struttura e nelle pareti del modello 2

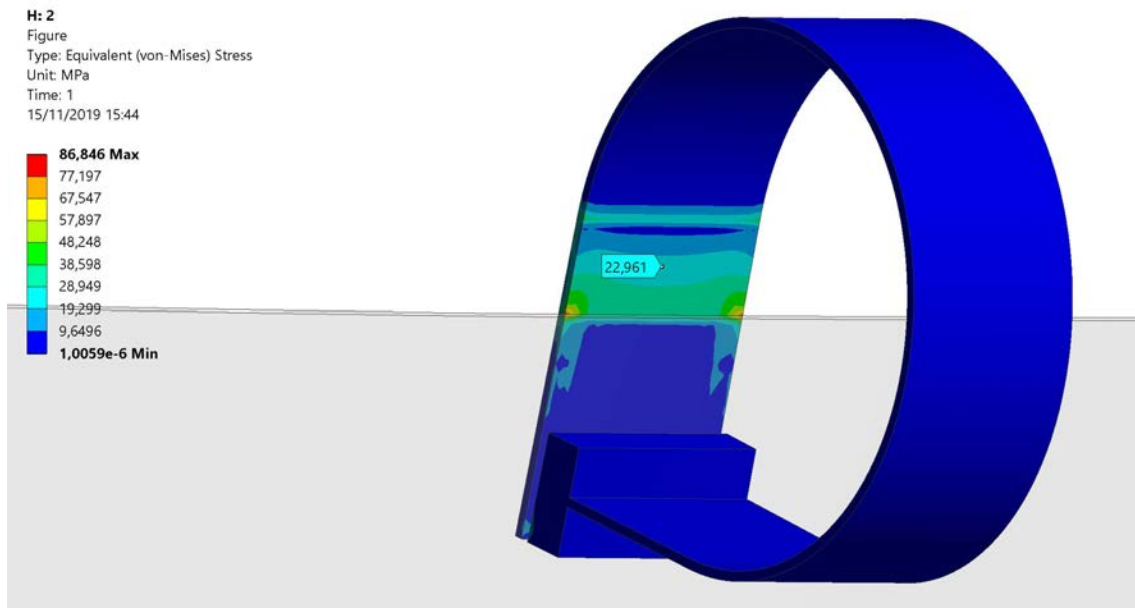


Figura 5.15: Plot delle tensioni di von Mises nella banda superiore del modello 2. La tensione evidenziata dall’etichetta è quella indicativa della zona centrale

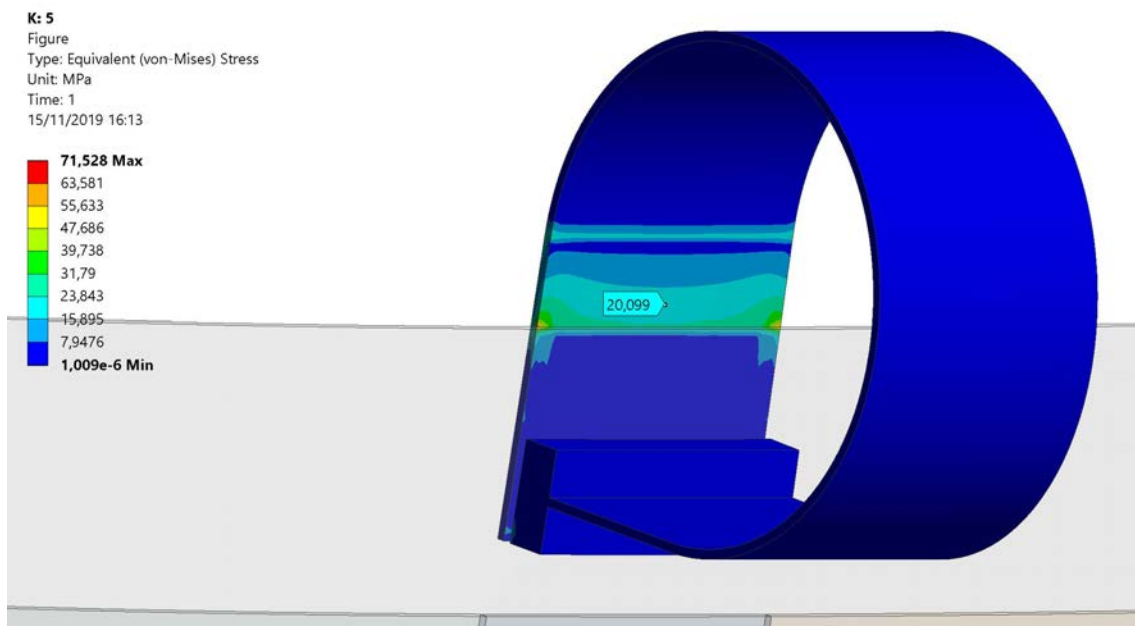
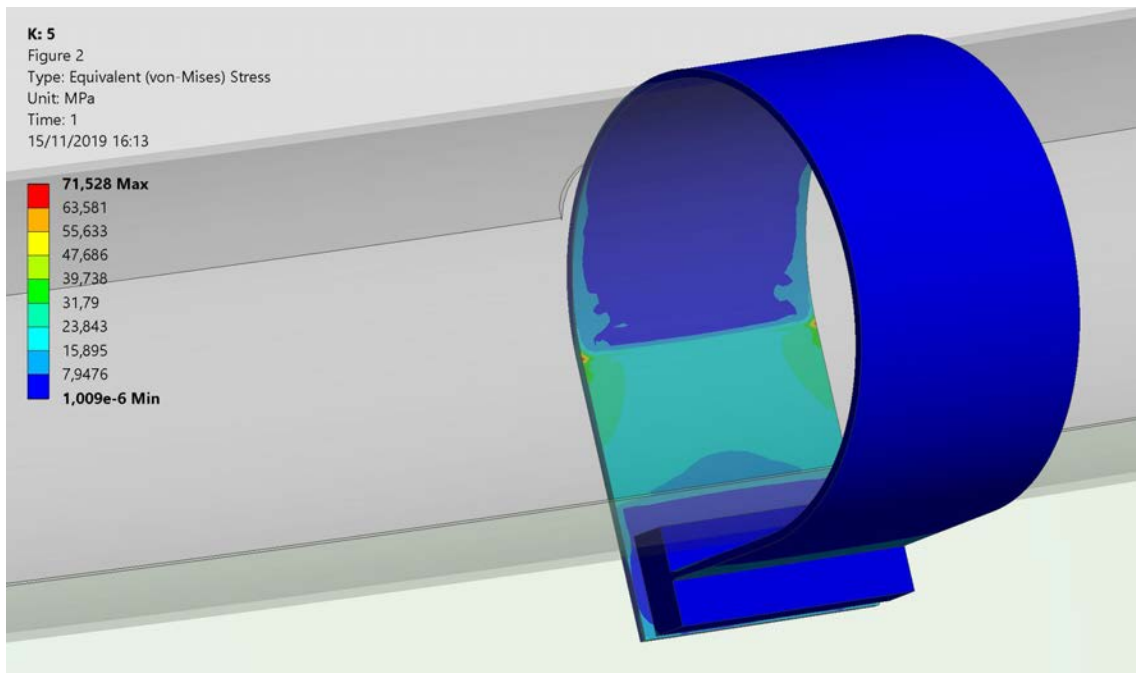
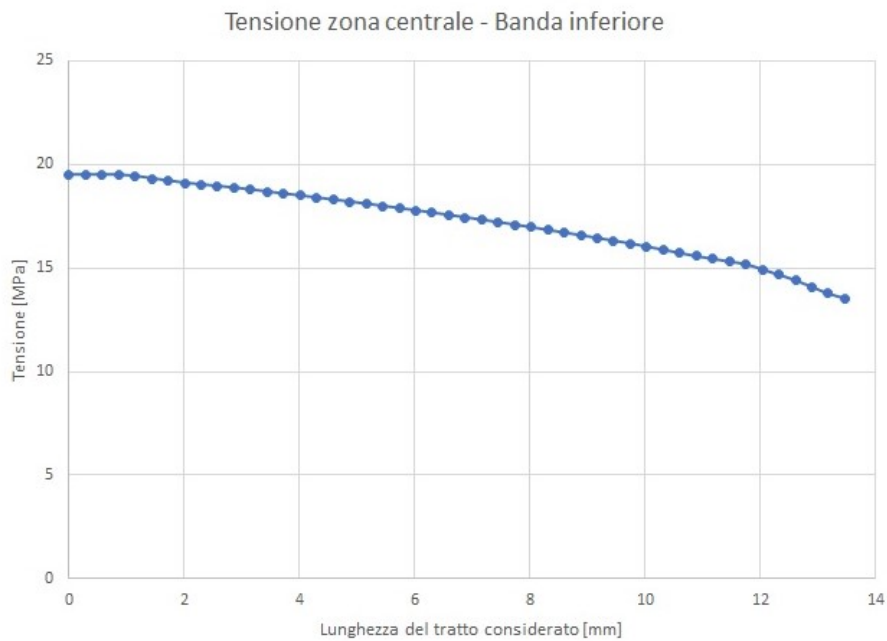


Figura 5.16: Plot delle tensioni di von Mises nella banda superiore del modello 5. La tensione evidenziata dall’etichetta è quella indicativa della zona centrale



(a) Plot delle tensioni di von Mises nella banda inferiore



(b) Andamento delle tensioni nel path tracciato nella zona centrale

Figura 5.17: Plot delle tensioni di von Mises nelle bande inferiori del modello 5 e andamento nella zona centrale

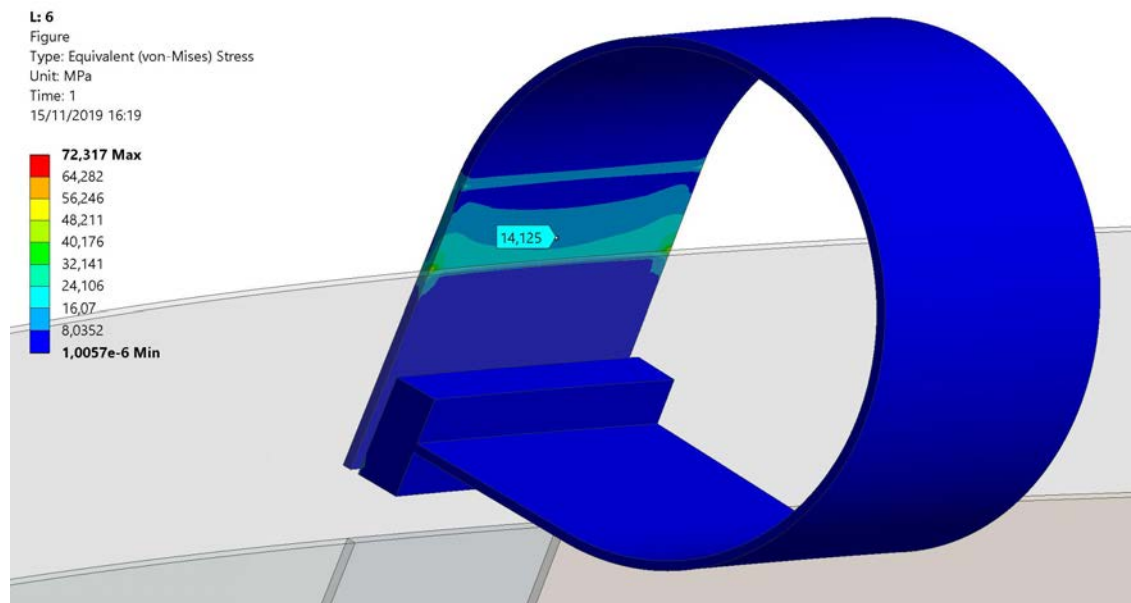


Figura 5.18: Plot delle tensioni di von Mises nella banda superiore del modello 6. La tensione evidenziata dall'etichetta è quella indicativa della zona centrale

5.5 Conclusioni

La parte conica superiore del MES risulta un componente non critico dal punto di vista delle sollecitazioni. La struttura e le pareti possono avere spessori sottili e le seconde possono essere pensate di lunghezza maggiore in modo da ridurre il peso. La seconda considerazione è relativa allo spessore delle pareti, inferiore rispetto a quello del resto della struttura; a parità di superficie, quindi, le pareti occupano meno volume e hanno un peso inferiore.

Per quanto riguarda la sezione delle bande di supporto, il caso migliore è sicuramente l'ultimo con una larghezza delle bande superiori pari a 40 mm e di quelle inferiori pari a 30 mm. In ogni caso i valori delle tensioni sono bassi e di conseguenza anche bande di sezione ridotta sono accettabili; la scelta finale, in particolare per le bande superiori, sarà dettata dallo spazio disponibile per l'aggancio al bushing.

In conclusione si può affermare che la modellazione parametrica eseguita per la minigonna è un punto di partenza che può essere esteso alla successiva progettazione del cilindro inferiore del MES. Una volta che si realizzerà quest'ultima fase, sarà necessario verificare il requisito del peso massimo sostenibile dal bushing ottimizzando il design del cilindro in modo analogo a quanto fatto con la minigonna.

Conclusioni

I tre elettrodi relativi a questo lavoro di tesi sono stati studiati e ottimizzati dal punto di vista meccanico - strutturale; per ognuno di essi sono stati ricavati dei risultati utili alla selezione del design ottimale.

L'elettrodo denominato MBS (*Mock-up of the Beam Source*) è composto concettualmente da tre parti principali: un cilindro, una sfera e una barra filettata che serve sia a collegare le prime due che a permettere il loro movimento. Il modello di tale elettrodo è stato importato in ANSYS per eseguire analisi statiche e sismiche. Dalle prime non è stato riscontrato nessun problema; le seconde, invece, hanno richiesto un'ulteriore modifica per evitare lo snervamento nel caso di sollecitazione sismica. Vale la pena notare che, nel particolare design considerato, la barra filettata offre una limitata rigidità alle sollecitazioni trasversali. Tuttavia questo può essere vantaggioso per preservare il bushing, che è un componente molto delicato e costoso, costituito da anelli di allumina. In alternativa sarebbero necessari ulteriori sistemi di connessione tra il cilindro e la sfera per aumentare la rigidità trasversale senza trasmettere eccessive sollecitazioni sul bushing.

Per quanto riguarda l'AFA (*Additional Flat Anode*), esso è composto da un elettrodo circolare piano che deve essere movimentato verticalmente in modo da eseguire prove con distanza catodo-anodo variabile. Sono stati studiati due meccanismi adatti a una movimentazione controllata remotamente tramite azionamenti con viti e motori. Sono stati creati diversi codici in MATLAB per studiare tutte le possibili configurazioni cinematiche e determinare il caso migliore. Il meccanismo a pantografo, tipico delle piattaforme elevatrici, è risultato quello che minimizza la coppia richiesta e la complessità costruttiva.

Infine è stato trattato l'elettrodo denominato MES (*Mock-up of intermediate Electrostatic Shield*), composto da una parte superiore conica e una parte inferiore cilindrica; solamente la prima rientra nel lavoro di questa tesi. Essa è stata modellata in CATIA in maniera parametrica per riuscire quindi ad analizzare più modelli con caratteristiche diverse. Dalle analisi risulta la sua non criticità dal punto di vista delle sollecitazioni. Di conseguenza si può affermare che la modellazione parametrica eseguita per la parte superiore conica è un punto di partenza che può essere esteso alla successiva progettazione del cilindro inferiore del MES. Una volta che si realizzerà quest'ultima fase, sarà necessario verificare il requisito del peso massimo sostenibile dal bushing ottimizzando il design del cilindro in modo analogo a quanto già fatto.

Bibliografia

- [1] Department of Economic e Social Affairs - Population Division. *World Population Prospects*. United Nations, 2019.
- [2] United Nations Development Programme. *Human Development Indices and Indicators - Statistical Update*. 2018.
- [3] International Energy Agency. *Key World Energy Statistics*. 2018.
- [4] Rajendra K Pachauri et al. *Climate change 2014: synthesis report. Contribution of Working Groups I, II and III to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Ipcc, 2014.
- [5] Patrick Moriarty e Damon Honnery. «Can renewable energy power the future?» In: *Energy policy* 93 (2016), pp. 3–7.
- [6] Mitsuru Kikuchi, Karl Lackner e Minh Quang Tran. «Fusion physics». In: (2012).
- [7] OpenStax CNX. *Nuclear Binding Energy*. 2018. URL: <http://cnx.org/contents/94efefac-6c2f-4754-a330-3292820e2b7106> (visitato il 24/08/2019).
- [8] Garry M McCracken, Garry McCracken e Peter Stott. *Fusion: the energy of the universe*. Academic Press, 2005.
- [9] ITER - Sito ufficiale. URL: <http://https://www.iter.org> (visitato il 24/08/2019).
- [10] Didier Mazon, Christel Fenzi e Roland Sabot. «As hot as it gets». In: *Nature Physics* 12.1 (2016), p. 14.
- [11] Raymond Koch. «Fast Particle Heating». In: *Fusion Science and Technology* 57 (feb. 2010). DOI: 10.13182/FST10-A9409.
- [12] Bruno Ferrario. «Introduzione alla tecnologia del vuoto». In: (1999).
- [13] RS Hemsworth et al. «Overview of the design of the ITER heating neutral beam injectors». In: *New Journal of Physics* 19.2 (2017), p. 025005.
- [14] V Toigo et al. «The PRIMA Test Facility: SPIDER and MITICA test-beds for ITER neutral beam injectors». In: *New Journal of Physics* 19.8 (2017), p. 085004.
- [15] P Agostinetti et al. «Detailed design optimization of the MITICA negative ion accelerator in view of the ITER NBI». In: *Nuclear Fusion* 56.1 (2015), p. 016015.

- [16] N Pilan, P Veltri e A De Lorenzi. «Voltage holding prediction in multi electrode-multi voltage systems insulated in vacuum». In: *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation* 18.2 (2011), pp. 553–560.
- [17] P Spolaore et al. «The large gap case for HV insulation in vacuum». In: *IEEE transactions on dielectrics and electrical insulation* 4.4 (1997), pp. 389–393.
- [18] Lawrence Cranberg. «The initiation of electrical breakdown in vacuum». In: *Journal of Applied Physics* 23.5 (1952), pp. 518–522.
- [19] Antonio De Lorenzi, Nicola Pilan e Emanuele Spada. «Progress in the validation of the voltage holding prediction model at the high-voltage padova test facility». In: *IEEE Transactions on Plasma Science* 41.8 (2013), pp. 2128–2134.
- [20] Rod Latham. *High Voltage Vacuum Insulation*. Author House, 2006.
- [21] N Pilan et al. «Numerical–Experimental Benchmarking of a Probabilistic Code for Prediction of Voltage Holding in High Vacuum». In: *IEEE Transactions on Plasma Science* 46.5 (2018), pp. 1580–1586.
- [22] ITER. *SDC-IC - Appendix A, Material Design Limit Data*. 2013.
- [23] ITER. *Template for analysis document on calculation of ITER Tokamak Complex seismic loads from heavy equipment - ITER_D_3V74UZ_ V1.2*.
- [24] Conti Group. *Catalogo viti trapezoidali*. 2019. URL: <http://www.contigroup.it/Catalogo/Catalogo-IT.pdf> (visitato il 09/11/2019).
- [25] Hiwin. *Catalogo viti a ricircolo di sfere*. URL: <https://www.hiwin.it/images/download/documenti/viti-a-ricircolo-di-sfere-catalogo.pdf> (visitato il 09/11/2019).
- [26] Atsushi Kojima et al. «Demonstration of 1 MV insulation for the vacuum insulated beam source in the ITER NB system». In: *Nuclear Fusion* (2019).

Appendice A

Codici MATLAB

A.1 Meccanismo a doppia filettatura

A.1.1 Determinazione lunghezza aste

```
1 clear all
2 clc
3
4 % Corsa orizzontale effettiva —> 130 – 1220 mm
5 x_B_sx = 130;
6 x_B_dx = 1220;
7
8 l_min = ceil(x_B_dx/2);
9 l_max = 680;
10
11 y = zeros(l_max-l_min,3);
12
13 for z = l_min:l_max
14
15     r = z; %mm
16     l1 = z; %mm
17     l2 = z; %mm
18
19     intervallo = 0.1;
20     cl = ((0:intervallo:90)*pi/180)'; % coordinata libera
        in rad
21
22     % VETTORI E ANGOLI
23
24     z1 = r;
25     z2 = l1;
26     % z3 incognita
27
28     phi_1 = cl;
29     % phi_2 incognita
30     phi_3 = pi;
```

```

31
32 %x_A = 0;
33 %y_A = 0;
34 %y_B = 0;
35
36 phi_2 = zeros(length(c1),1);
37 z3 = zeros(length(c1),1);
38 x_B = zeros(length(c1),1);
39 x_C = zeros(length(c1),1);
40 y_C = zeros(length(c1),1);
41 x_D = zeros(length(c1),1);
42 y_D = zeros(length(c1),1);
43
44 for i = 1:length(c1)
45
46     phi_2(i,1) = asin(-z1 / z2 * sin(phi_1(i)));
47     z3(i,1) = (-z1 * cos(phi_1(i)) - z2 * cos(phi_2(i))
48         ) / cos(phi_3);
49
50     x_B(i,1) = z3(i);
51     x_C(i,1) = z1 * cos(phi_1(i));
52     y_C(i,1) = z1 * sin(phi_1(i));
53     x_D(i,1) = x_C(i) + l2 * cos(phi_2(i)-pi);
54     y_D(i,1) = y_C(i) + l2 * sin(phi_2(i)-pi);
55
56 end
57
58 % DETERMINAZIONE CORSA ANGOLARE
59
60 c1 = l1 + r;
61 c2 = l1 + r;
62
63 for j = 1:length(z3)
64
65     d1 = abs(x_B_sx -z3(j));
66     if d1 < c1
67         indice_sx = j;
68         c1 = d1;
69     end
70
71     d2 = abs(x_B_dx -z3(j));
72     if d2 < c2
73         indice_dx = j;
74         c2 = d2;
75     end
76
77 end
78

```

```

79     % ANALISI STATICHE
80
81     m = 200; % massa tavolino [Kg]
82     Fp = m * 9.81 / 2;
83
84     Rx_C = zeros(indice_sx,1);
85     Ry_C = zeros(indice_sx,1);
86     Rx_B = zeros(indice_sx,1);
87     Ry_B = zeros(indice_sx,1);
88
89     for j=indice_dx:1:indice_sx
90
91         Rx_C(j,1) = - Fp * ((l1+l2)*cos(-phi_2(j))) / (tan(
           phi_1(j)) * l1 * cos(-phi_2(j)) ...
           + l1 * sin(-phi_2(j)));
92         Ry_C(j,1) = Rx_C(j) * tan(phi_1(j));
93         %Rx_A(j,1) = - Rx_C(j);
94         Rx_B(j,1) = Rx_C(j);
95         %Ry_A(j,1) = - Ry_C(j);
96         Ry_B(j,1) = Fp + Ry_C(j);
97
98     end
99
100
101
102     y(z-l_min+1,1) = y_D(indice_sx) - y_D(indice_dx); %
           Corsa verticale massima
103     y(z-l_min+1,2) = y_D(indice_dx); % Altezza minima
104     y(z-l_min+1,3) = 2*max(abs(Rx_B)); % Forza assiale
105
106 end
107
108 for ii = 1:size(y,1)
109
110     if y(ii,1) > 990
111         indice_min = ii;
112     end
113
114 end
115
116 figure(1)
117
118 title(['Analisi con corsa ' num2str(x_B_sx) ' - ' num2str(
           x_B_dx) ' mm'])
119
120 yyaxis left
121 plot(l_min:l_max,y(:,1))
122 xlabel('Lunghezza aste [mm]')
123 ylabel('Corsa verticale [mm]')
124 h1 = line([l_min l_min+indice_min-1],[y(indice_min,1) y(

```

```

    indice_min,1)]];
125 set(h1, 'LineStyle', '--');
126 h2 = line([l_min+indice_min-1 l_min+indice_min-1],[y(
    indice_min,1) 500]);
127 set(h2, 'LineStyle', '--');
128
129 set(gca, 'XMinorTick', 'on', 'YMinorTick', 'on')
130
131 yyaxis right
132 plot(l_min:l_max, y(:,3)/1000)
133 ylabel('Forza assiale [kN]')
134
135 h3 = line([l_min+indice_min-1 l_max],[y(indice_min,3)/1000
    y(indice_min,3)/1000]);
136 set(h3, 'LineStyle', '--');
137
138 set(gca, 'XMinorTick', 'on', 'YMinorTick', 'on')
139
140
141 str1 = ['F_{ax} = ' num2str(round(y(indice_min,3))) ' N'];
142 str2 = ['Corsa = ' num2str(round(y(indice_min,1))) ' mm'];
143 str3 = ['y_D min = ' num2str(round(y(indice_min,2))) ' mm'
    ];
144 str4 = ['L asta = ' num2str(l_min+indice_min-1) ' mm'];
145 str5 = {str1, str2, str3, str4};
146 annotation('textbox',[0.5,0.75,0.35,0.15], 'string', str5, '
    FitBoxToText', 'on')

```

A.1.2 Determinazione configurazione ottimale

```

1 clear all
2 clc
3
4 %% DETERMINAZIONE FORZE SU VITE
5
6 l = 622; % lunghezza aste [mm]
7 corsa_min = 130; % corsa orizzontale [mm]
8 corsa_max = 1220; % corsa orizzontale [mm]
9 Err_all = (-5:1:5); % errori di allineamento [mm]
10
11 [Risultati_AS, Corse, Forze_ax, Forze_rad] = ...
12     AnalisiStatiche(Err_all, l, corsa_min, corsa_max);
13
14 %% DIMENSIONAMENTO VITI TRAPEZOIDALI
15
16 % Diametro, passo, rendimento, angolo elica [rad]
17 Viti_T = [16 4 0.46 0.090757121;
18           18 4 0.43 0.079412481;
19           20 4 0.40 0.070685835;

```

```

20         22 5 0.43 0.081448698;
21         24 5 0.41 0.073885605;
22         26 5 0.39 0.067486064;
23         28 5 0.37 0.062250077;
24         30 6 0.40 0.070685835;
25         32 6 0.38 0.065740735;
26         36 6 0.35 0.057886754;
27         40 7 0.37 0.061086524;
28         44 7 0.34 0.054977871];
29
30 [T_Frecce , T_Sollecitazioni , T_Velocita , T_Buckling] = ...
31     Verifiche_Viti_T(Risultati_AS , Viti_T , Corse , Forze_ax ,
32     Forze_rad);
33 %% CALCOLO COPPIA PER TRAPEZOIDALE
34
35 T_Coppie = Calcolo_Coppia_T(Risultati_AS , Viti_T);
36
37 %% VERIFICA VITI A RICIRCOLO DI SFERE
38
39 % Diametro , Passo , Coeff. dinamico e statico [N]
40 Viti_R = [16 5 6514 11723;
41          20 5 14715 28743;
42          25 5 11183 29921;
43          25 5 14617 40712;
44          32 5 20307 52582;
45          40 5 21582 81619;
46          50 5 27762 124783];
47
48 [R_Coeff_s , R_Lh , R_Precarichi] = ...
49     Verifiche_Viti_R(Risultati_AS , Viti_R , Forze_ax);
50
51
52 %% CALCOLO COPPIA PER RICIRCOLO DI SFERE
53
54 R_Coppie = Calcolo_Coppia_R(Risultati_AS , Viti_R ,
55     R_Precarichi);
56 %% GRAFICI
57
58 figure(1)
59 surf(Err_all , Viti_T(:,1) , T_Frecce);
60 title('Andamento deflessione')
61 xlabel('E_a [mm]')
62 ylabel('Diametro vite [mm]')
63 zlabel('Deflessione [mm]')
64
65 xticks(Err_all)
66 yticks(Viti_T(:,1))

```

```
67
68 axis([Err_all(1) Err_all(length(Err_all)) ...
69       Viti_T(1,1) Viti_T(size(Viti_T,1),1)])
70
71 ax = gca;
72 cb = colorbar('Location','eastoutside');
73 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
74 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];
75
76 figure(2)
77 surf(Err_all, Viti_T(:,1), T_Sollecitazioni);
78 title('Andamento sollecitazioni (trazione + flessione)')
79 xlabel('E_a [mm]')
80 ylabel('Diametro vite [mm]')
81 zlabel('Sforzo normale [MPa]')
82
83 xticks(Err_all)
84 yticks(Viti_T(:,1))
85
86 axis([Err_all(1) Err_all(length(Err_all)) ...
87       Viti_T(1,1) Viti_T(size(Viti_T,1),1)])
88
89 ax = gca;
90 cb = colorbar('Location','eastoutside');
91 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
92 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];
93
94 figure(3)
95 surf(Err_all, Viti_T(:,1), T_Coppie);
96 title('Andamento coppia su viti trapezoidali')
97 xlabel('E_a [mm]')
98 ylabel('Diametro vite [mm]')
99 zlabel('Coppia [Nm]')
100
101 xticks(Err_all)
102 yticks(Viti_T(:,1))
103
104 axis([Err_all(1) Err_all(length(Err_all)) ...
105       Viti_T(1,1) Viti_T(size(Viti_T,1),1)])
106
107 ax = gca;
108 cb = colorbar('Location','eastoutside');
109 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
110 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];
111
112 figure(4)
113 surf(Err_all, Viti_R(:,1), R_Coppie);
114 title('Andamento coppia su viti a ricircolo di sfere')
115 xlabel('E_a [mm]')
```



```

116 ylabel('Diametro vite [mm]')
117 xlabel('Coppia [Nm]')
118
119 xticks(Err_all)
120 yticks([16 20 25 32 40 50])
121
122 axis([Err_all(1) Err_all(length(Err_all)) ...
123      Viti_R(1,1) Viti_R(size(Viti_R,1),1)])
124
125 ax = gca;
126 cb = colorbar('Location','eastoutside');
127 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
128 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];
129
130
131 figure(5)
132 surf(Err_all, Viti_T(:,1), T_Velocita);
133 title('Andamento velocita di rotazione su viti trapezoidali
134      ');
134 xlabel('E_a [mm]')
135 ylabel('Diametro vite [mm]')
136 xlabel('Velocita di rotazione [rpm]')
137
138 xticks(Err_all)
139 yticks(Viti_T(:,1))
140
141 axis([Err_all(1) Err_all(length(Err_all)) ...
142      Viti_T(1,1) Viti_T(size(Viti_T,1),1)])
143
144 ax = gca;
145 cb = colorbar('Location','eastoutside');
146 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
147 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];

```

A.1.2.1 Funzione analisi statiche

```

1 function [y1,y2,y3,y4] = Analisi_Statiche(x1,x2,x3,x4)
2
3 % input:
4 %     x1 = vettore errori di allineamento (n valori)
5 %     x2 = lunghezza aste
6 %     x3 = minima corsa orizzontale
7 %     x4 = massima corsa orizzontale
8 % output:
9 %     y1 = vettore contenente n colonne, per ogni colonna:
10 %         -F max verticale (con segno)
11 %         -F max assiale (valore assoluto)
12 %         -Corsa verticale max
13 %         -Altezza minima

```

```
14 %           -Superficie appoggio minima
15 %     y2 = vettore contenente n colonne, ogni colonna
      contiene
16 %           tutti i valori della corsa orizzontale
17 %     y3 = vettore contenente n colonne, ogni colonna
      contiene
18 %           tutti i valori della forza assiale
19 %     y4 = vettore contenente n colonne, ogni colonna
      contiene
20 %           tutti i valori della forza radiale
21
22
23 if ~isvector(x1)
24     error('Input must be a vector')
25 end
26
27 intervallo = 0.1;
28 y1 = zeros(5, length(x1));
29 y2 = zeros(90/intervallo+1, length(x1));
30 y3 = zeros(90/intervallo+1, length(x1));
31 y4 = zeros(90/intervallo+1, length(x1));
32
33 for z=1:length(x1)
34
35     Err_all = x1(z); % Errore di allineamento [mm]
36
37     r = x2; %mm
38     l1 = x2 + Err_all; %mm
39     l2 = x2 - Err_all; %mm
40
41
42     c1 = ((0:intervallo:90)*pi/180)'; % coordinata libera
      in rad
43
44     x_B_sx = x3;
45     x_B_dx = x4;
46
47     % VETTORI E ANGOLI
48
49     z1 = r;
50     z2 = l1;
51     % z3 incognita
52
53     phi_1 = c1;
54     % phi_2 incognita
55     phi_3 = pi;
56
57     %x_A = 0;
58     %y_A = 0;
```

```

59     %y_B = 0;
60
61     phi_2 = zeros(length(c1),1);
62     z3 = zeros(length(c1),1);
63     x_B = zeros(length(c1),1);
64     x_C = zeros(length(c1),1);
65     y_C = zeros(length(c1),1);
66     x_D = zeros(length(c1),1);
67     y_D = zeros(length(c1),1);
68
69     for i = 1:length(c1)
70
71         phi_2(i,1) = asin(-z1 / z2 * sin(phi_1(i)));
72         z3(i,1) = (-z1 * cos(phi_1(i)) - z2 * cos(phi_2(i))
73             ) / cos(phi_3);
74
75         x_B(i,1) = z3(i);
76         x_C(i,1) = z1 * cos(phi_1(i));
77         y_C(i,1) = z1 * sin(phi_1(i));
78         x_D(i,1) = x_C(i) + l2 * cos(phi_2(i)-pi);
79         y_D(i,1) = y_C(i) + l2 * sin(phi_2(i)-pi);
80
81     end
82
83     % DETERMINAZIONE CORSA ANGOLARE
84
85     c1 = l1 + r;
86     c2 = l1 + r;
87
88     for j = 1:length(z3)
89
90         d1 = abs(x_B_sx - z3(j));
91         if d1 < c1
92             indice_sx = j;
93             c1 = d1;
94         end
95
96         d2 = abs(x_B_dx - z3(j));
97         if d2 < c2
98             indice_dx = j;
99             c2 = d2;
100        end
101
102    end
103
104    % ANALISI STATICHE
105
106    m = 200; % massa tavolino [Kg]

```

```

107     Fp = m * 9.81 / 2;
108
109     Rx_C = zeros(indice_sx ,1);
110     Ry_C = zeros(indice_sx ,1);
111     Rx_B = zeros(indice_sx ,1);
112     Ry_B = zeros(indice_sx ,1);
113
114     for j=indice_dx:1:indice_sx
115
116         Rx_C(j,1) = - Fp * ((l1+l2)*cos(-phi_2(j))) / (tan(
            phi_1(j)) * l1 * cos(-phi_2(j)) ...
117             + l1 * sin(-phi_2(j)));
118         Ry_C(j,1) = Rx_C(j) * tan(phi_1(j));
119         Rx_B(j,1) = Rx_C(j);
120         Ry_B(j,1) = Fp + Ry_C(j);
121
122
123         y2(j,z) = z3(j);
124         y3(j,z) = Rx_B(j);
125         y4(j,z) = Ry_B(j);
126
127     end
128     R = abs(Ry_B);
129     indice = find(max(R)==R);
130
131     y1(1,z) = Ry_B(indice(1)); % Forza verticale massima
132     y1(2,z) = max(abs(Rx_B)); % Forza assiale massima
133     y1(3,z) = y_D(indice_sx) - y_D(indice_dx); % Corsa
            verticale massima
134     y1(4,z) = y_D(indice_dx); % Altezza minima
135     y1(5,z) = y1(2,z) / 10; % Superficie di appoggio minima
136     % 10 = pressione superficiale di contatto massima
137
138 end
139
140 end

```

A.1.2.2 Funzione verifica viti trapezoidali

```

1 function [y1,y2,y3,y4] = Verifiche_Viti_T(x1,x2,x3,x4,x5)
2
3 % input:
4 %     x1 = vettore Risultati_AS di n colonne
5 %     x2 = vettore Viti_T di m righe
6 %     x3 = vettore Corse
7 %     x4 = vettore Forze assiali
8 %     x5 = vettore Forze radiali
9 % output:

```

```

10 %     y1 = vettore mxn freccia max per ogni diametro e caso
      (err_all)
11 %     y2 = vettore mxn sigma max per flessione+compressione
12 %     y3 = vettore mxn con velocita massime di rotazione
13 %     y4 = vettore mxn con verifica a buckling (1 =
      verificato , 0 = no)
14
15 y1 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
16 y2 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
17 y3 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
18 y4 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
19
20 for i = 1:size(x1,2)
21
22     F_ax_max= x1(2,i);
23     L = 2380; % mm ((1220-130+50)*2)
24
25     for j = 1:size(x2,1)
26
27         d = x2(j,1)-x2(j,1)*0.2; % mm (d nominale ridotto
      del 20%)
28         E = 206000; % MPa
29         J = pi * d^4 /64;
30         Wf = pi * d^3 / 32;
31         A = pi * d^2 /4;
32
33         alpha = x2(j,4);
34         passo = x2(j,2);
35
36         corse = nonzeros(x3(:,i));
37         F_ax_tot = nonzeros(x4(:,i));
38         F_rad_tot = nonzeros(x5(:,i));
39
40         % Caso Ea=0 —> no freccia o momento flettente
41         if size(corse,1) == size(F_rad_tot,1)
42
43             Mf_max = zeros(size(corse,1),1);
44             sigma_F = zeros(size(corse,1),1);
45             sigma_N = zeros(size(corse,1),1);
46
47             for ii = 1:size(corse,1)
48
49                 % Determinazione frecce
50                 a = (corse(ii)-min(corse)+50);
51                 F = F_rad_tot(ii);
52                 F_ax = F_ax_tot(ii);
53                 y_H = 2 * F * a * (3 * L^2 - 4 * a^2) / L
      ^3;
54                 y_I = F - y_H/2;

```

```

55         y_G = 2*F - y_H - y_I;
56
57         k = 2;
58         s = 5;
59         f_1 = zeros(L/s+1,1);
60         f_2 = f_1;
61
62         for x = s:s:L/2
63
64             if x < a
65                 f_1(k,1) = - F * x * (3 * L * a - 3
66                     * a^2 - x^2) / (6 * E * J);
67             else
68                 f_1(k,1) = - F * a * (3 * L * x - 3
69                     * x^2 - a^2) / (6 * E * J);
70             end
71
72             f_2(k,1) = y_H * x * (3 * L^2 - 4 * x
73                 ^2) / (48 * E * J);
74
75             f_1(length(f_1)-k+1,1) = f_1(k);
76             f_2(length(f_2)-k+1,1) = f_2(k);
77
78             k = k+1;
79         end
80
81         f(ii,1) = max(abs(f_1+f_2));
82
83         %Verifica a flessione
84         Mf_1 = -y_G * a; % positivo ma bisogna
85             rappresentarlo verso il basso
86         Mf_H = -y_G * L/2 + F * (L/2-a);
87         Mf_max(ii,1) = max(abs(Mf_1),abs(Mf_H));
88         sigma_F(ii,1) = Mf_max(ii) / Wf;
89         %Verifica a trazione
90         sigma_N(ii,1) = F_ax / A;
91         %Verifica combinata
92         sigma_tot = abs(sigma_F) + abs(sigma_N);
93     end
94
95     else
96         f = 0;
97         sigma_tot = F_ax_max / A;
98     end
99
100     y1(j,i) = max(abs(f));
101
102     y2(j,i) = max(abs(sigma_tot));

```

```

100     % Calcolo massimo numero di giri
101     Vtr = 2 * sin(alpha); % Vst max = 2 m/min
102     n1 = 1000 * Vtr / passo;
103
104     y3(j,i) = n1;
105
106     % Verifica buckling
107
108     ro = sqrt(J/A);
109
110     sigma_amm = 600 / 3; % Rm AISI 304, Cs = 3
111     lambda_star = pi * sqrt(E/sigma_amm);
112
113     L1 = ro * lambda_star / 2;
114
115     %Determinazione F assiale a L1
116     diff = min(abs(x3(:,i)-(1270-L1)));
117     indice = find(abs(x3(:,i)-(1270-L1))==diff);
118     F_ax1 = x4(indice,i);
119     P_cr = pi^2 * E * J / (2*L1)^2;
120
121     y4(j,i) = P_cr/F_ax1;
122
123     end
124 end

```

A.1.2.3 Funzione verifica viti a ricircolo

```

1 function [y1,y2,y3] = Verifiche_Viti_R(x1,x2,x3)
2
3 % input:
4 %     x1 = vettore Risultati_AS di n colonne
5 %     x2 = vettore Viti_R di m righe
6 %     x3 = vettore Forze assiali
7 % output:
8 %     y1 = vettore mxn coeff. di sicurezza statici
9 %     y2 = vettore mxn durata in ore
10 %     y3 = vettore 1xn precarichi
11
12 y1 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
13 y2 = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
14 y3 = zeros(1,size(x1,2));
15
16 Vtr = 200; % Velocita traslazione [mm/min]
17
18 for i = 1:size(x1,2)
19
20     F_ax_max= x1(2,i); % N
21     F_ax_media = mean(nonzeros(abs(x3(:,i)))); %N

```

```

22
23 % Calcolo precarico
24 y3(1,i)= F_ax_media / 2.8;
25
26 for j = 1:size(x2,1)
27
28     C_0 = x2(j,4); % Coeff. statico
29     C_D = x2(j,3); % Coeff. dinamico
30
31
32     % Coeff. di sicurezza statico
33     y1(j,i) = C_0 / F_ax_max;
34
35     % Verifica carico dinamico
36     L = ((C_D / F_ax_media)^3) * 10^6; % Durata in rpm
37     p = x2(j,2); % passo [mm]
38     n = Vtr / p; % [rpm]
39     y2(j,i) = L / n * 60; % Durata in ore
40
41 end
42
43 end
44
45 end

```

A.1.2.4 Funzione calcolo coppie con viti trapezoidali

```

1 function y = Calcolo_Coppia_T(x1,x2)
2
3 % input:
4 %     x1 = vettore Risultati_AS (riga 3 (F_ax)) di n
5 %     colonne
6 %     x2 = Vettore Viti di m righe
7 % output:
8 %     y = vettore mxn coppia max per ogni diametro e caso(
9 %     err_all)
10
11
12 y = zeros(size(x2,1),size(x1,2));
13 for i = 1:size(x1,2)
14
15     F_ax = x1(2,i)*2;
16     for j = 1:size(x2,1)
17
18         d = x2(j,1);
19         p = x2(j,2);
20         ro = x2(j,3)*0.9*0.95;

```



```

21         y(j , i) = Cm;
22     end
23
24 end
25
26 end

```

A.1.2.5 Funzione calcolo coppie con viti a ricircolo

```

1 function y = Calcolo_Coppia_R(x1 , x2 , x3)
2
3 % input:
4 %     x1 = vettore Risultati_AS (riga 3 (F_ax)) di n
      colonne
5 %     x2 = Vettore Viti di m righe
6 %     x3 = Vettore R_Precarichi
7 % output:
8 %     y = vettore mxn coppia max per ogni diametro e caso(
      err_all)
9
10 y = zeros(size(x2 , 1) , size(x1 , 2));
11
12 for i = 1:size(x1 , 2)
13
14     F_ax = x1(2 , i) * 2;
15     F_p = x3(1 , i);
16     for j = 1:size(x2 , 1)
17
18         d = x2(j , 1);
19         p = x2(j , 2);
20         ro = 0.9;
21
22         % Coppia di precarico
23         Cp = 0.2 * F_p * p / (2000 * pi);
24
25         Cm = F_ax * p / (2000 * pi * ro) + Cp;
26
27         y(j , i) = Cm;
28     end
29
30 end
31
32 end

```

A.1.3 Analisi dettagliata della configurazione ottimale

```

1 clear all
2 clc
3
4 %% DATI

```

```
5
6 Err_all = -5; % Errore di allineamento [mm]
7
8 r = 622; %mm
9 l1 = 622 + Err_all; %mm
10 l2 = 622 - Err_all; %mm
11
12 intervallo = 0.1; % intervallo in gradi per l'analisi
13 cl = ((0:intervallo:90)*pi/180)'; % coordinata libera in
    rad
14
15 % Corsa orizzontale effettiva --> 130 - 1220 mm
16 x_B_sx = 130;
17 x_B_dx = 1220;
18
19 m = 200; % massa tavolino [Kg]
20
21 %Vite (da catalogo)
22 d = 22-22*0.2; % diametro [mm]
23 p = 5; % passo [mm]
24 ro = 0.43*0.95*0.9; % rendimento (vite e cuscinetti)
25 l = 2380; % Doppio della corsa + spessore supporti e
    chiocciola
26
27
28 %% VETTORI E ANGOLI
29
30 z1 = r;
31 z2 = l1;
32 % z3 incognita
33
34 phi_1 = cl;
35 % phi_2 incognita
36 phi_3 = pi;
37
38 x_A = 0;
39 y_A = 0;
40 y_B = 0;
41
42 % Inizializzo vettori
43 phi_2 = zeros(length(cl),1);
44 z3 = zeros(length(cl),1);
45 x_B = zeros(length(cl),1);
46 x_C = zeros(length(cl),1);
47 y_C = zeros(length(cl),1);
48 x_D = zeros(length(cl),1);
49 y_D = zeros(length(cl),1);
50
51
```

```

52 % Determinazione incognite e coordinate
53 for i = 1:length(c1)
54
55     phi_2(i,1) = asin(-z1 / z2 * sin(phi_1(i)));
56     z3(i,1) = (-z1 * cos(phi_1(i)) - z2 * cos(phi_2(i))) /
           cos(phi_3);
57
58     x_B(i,1) = z3(i);
59     x_C(i,1) = z1 * cos(phi_1(i));
60     y_C(i,1) = z1 * sin(phi_1(i));
61     x_D(i,1) = x_C(i) + l2 * cos(phi_2(i)-pi);
62     y_D(i,1) = y_C(i) + l2 * sin(phi_2(i)-pi);
63
64
65 end
66
67 %% DETERMINAZIONE CORSA ANGOLARE
68
69 c1 = l1 + r;
70 c2 = l1 + r;
71
72 % Determinazione degli indici relativi alla corsa
   orizzontale
73 % minima e massima (vettore z3). Si fa la differenza tra
74 % questi valori e tutti i valori di z3 per determinare il
75 % minimo (tendente a 0).
76
77 for j = 1:length(z3)
78
79     d1 = abs(x_B_sx -z3(j));
80     if d1 < c1
81         indice_sx = j;
82         c1 = d1;
83     end
84
85     d2 = abs(x_B_dx -z3(j));
86     if d2 < c2
87         indice_dx = j;
88         c2 = d2;
89     end
90
91 end
92
93
94 %% ANIMAZIONE
95
96 figure(1)
97
98 h1=line([x_A x_C(indice_dx)],[y_A y_C(indice_dx)]);

```

```

99 set(h1, 'Color', 'k');
100 set(h1, 'LineWidth', 1.5);
101 set(h1, 'Marker', 'o');
102 h2=line([x_B(indice_dx) x_D(indice_dx)], [y_B y_D(indice_dx)
    ]);
103 set(h2, 'Color', 'k');
104 set(h2, 'LineWidth', 1.5);
105 set(h2, 'Marker', 'o');
106 w=100; %mm
107 h=70; %mm
108 r1=rectangle('position', [x_B(indice_dx)-w/2 y_B-h/2 w h]);
109 set(r1, 'LineWidth', 1.5);
110
111 h3=line([x_A x_A], [y_A l1+l2]);
112 set(h3, 'Color', 'k');
113 set(h3, 'LineStyle', '—');
114
115 axis([-250 r+l1+w -250 l1+l2]);
116 grid on
117 xticks(-500:250:2500)
118
119 str1 = ['y_D min = ' num2str(min(abs(y_D(indice_dx:
    indice_sx)))) ' mm'];
120 str2 = ['y_D max = ' num2str(max(abs(y_D(indice_dx:
    indice_sx)))) ' mm'];
121 str3 = ['Corsa = ' num2str(max(abs(y_D(indice_dx:indice_sx)
    )))...
    -min(abs(y_D(indice_dx:indice_sx)))) ' mm'];
122 str4 = {str1, str2, str3};
123 annotation('textbox', [0.5, 0.75, 0.35, 0.15], 'string', str4, '
    FitBoxToText', 'on')
124
125
126 for k=indice_dx:10:indice_sx % Ogni quanto acquisire frame
127     set(h1, 'XData', [x_A x_C(k)], 'YData', [y_A y_C(k)]);
128     set(h2, 'XData', [x_B(k) x_D(k)], 'YData', [y_B y_D(k)]);
129     set(r1, 'position', [x_B(k)-w/2 y_B-h/2 w h])
130     M(k, :) = getframe;
131 end
132
133
134 %% ANDAMENTO x_D
135
136 figure(2)
137 plot(z3(indice_dx:indice_sx), x_D(indice_dx:indice_sx))
138 xlabel('Corsa del pattino [mm]')
139 ylabel('x_D [mm]')
140 title(['Andamento di x_D rispetto alla corsa del pattino (
    E_a = '...
    num2str(Err_all) ' mm)'])

```

```

142 str11 = ['x_D max = ' num2str(max(x_D(indice_dx:indice_sx))
        ) ' mm'];
143 str21 = ['x_D min = ' num2str(min(x_D(indice_dx:indice_sx))
        ) ' mm'];
144 str31 = ['\Deltax_D max = ' num2str(abs(max(x_D(indice_dx:
        indice_sx))...
145         -min(x_D(indice_dx:indice_sx)))) ' mm'];
146 str = {str11 , str21 , str31};
147 annotation('textbox',[0.6,0.4,0.35,0.15], 'string', str, '
        FitBoxToText', 'on')
148
149 %% CALCOLO COPPIA MOTRICE POSIZIONE INIZIALE
150
151 Fp = m * 9.81 / 2;
152 Rx_C_1 = - Fp * ((l1+l2)*cos(-phi_2(indice_dx))) / (tan(
        phi_1(indice_dx)) * l1 * cos(-phi_2(indice_dx))...
153         + l1 * sin(-phi_2(indice_dx)));
154 F_ax_1 = abs(Rx_C_1*2); % doppia in quanto sistema
        simmetrico
155
156 Cm_1 = F_ax_1*p/(2000*pi*ro); % Coppia motrice [Nm]
157
158 %% CALCOLO COPPIA MOTRICE DURANTE LA MOVIMENTAZIONE
159
160 % Inizializzo vettori
161 Rx_C = zeros(indice_sx ,1);
162 Ry_C = zeros(indice_sx ,1);
163 Rx_A = zeros(indice_sx ,1);
164 Rx_B = zeros(indice_sx ,1);
165 Ry_A = zeros(indice_sx ,1);
166 Ry_B = zeros(indice_sx ,1);
167 F_ax = zeros(indice_sx ,1);
168 Cm = zeros(indice_sx ,1);
169
170 for j=indice_dx:1:indice_sx
171
172     Rx_C(j,1) = - Fp * ((l1+l2)*cos(-phi_2(j))) / (tan(
        phi_1(j)) * l1 * cos(-phi_2(j))...
173         + l1 * sin(-phi_2(j)));
174     Ry_C(j,1) = Rx_C(j) * tan(phi_1(j));
175     Rx_A(j,1) = - Rx_C(j);
176     Rx_B(j,1) = Rx_C(j);
177     Ry_A(j,1) = - Ry_C(j);
178     Ry_B(j,1) = Fp + Ry_C(j);
179
180     F_ax(j,1) = abs(Rx_B(j)*2);
181     Cm(j,1) = F_ax(j)*p/(2000*pi*ro);
182
183 end

```

```
184
185 Cm_max = max(Cm);
186 indice_max = find(Cm==Cm_max);
187 pos_max = z3(indice_max);
188
189 figure(3)
190 plot(z3(indice_dx:indice_sx),Cm(indice_dx:indice_sx))
191 xlabel('Corsa orizzontale [mm]')
192 ylabel('Coppia motrice [Nm]')
193 h4=line([pos_max pos_max],[0 Cm_max]);
194 set(h4,'Color','k');
195 set(h4,'LineStyle','--');
196
197 str_cm = {'Coppia max: ' num2str(Cm_max) ' Nm'},[ '
           Posizione: ' num2str(pos_max) ' mm']};
198
199 annotation('textbox',[0.2,0.5,0.35,0.15],'string', str_cm ,
           'FitBoxToText','on')
```

A.1.4 Caso particolare - Determinazione lunghezza aste

```
1 clear all
2 clc
3
4 % DATI
5
6 r_min = 620;
7 r_max = 630;
8
9 l1_min = 575;
10 l1_max = 590;
11
12 l2_min = 615;
13 l2_max = 625;
14
15
16 y1 = zeros(r_max-r_min+1, l1_max-l1_min+1, l2_max-l2_min+1)
17     ;
18 y2 = zeros(r_max-r_min+1, l1_max-l1_min+1, l2_max-l2_min+1)
19     ;
20
21 for r = r_min:r_max
22     for l1 = l1_min:l1_max
23         for l2 = l2_min:l2_max
24
25 h = 45; %mm
26
27 intervallo = 0.1;
```

```

26 c1 = ((0:intervallo:90)*pi/180)'; % coordinata libera in
    rad
27
28 x_B_sx = 350;
29 x_B_dx = 1200;
30
31 % VETTORI E ANGOLI
32
33 z1 = r;
34 z2 = l1;
35 % z3 incognita
36 z4 = h;
37
38 phi_1 = c1;
39 % phi_2 incognita
40 phi_3 = pi;
41 phi_4 = -pi/2;
42
43 x_A = 0;
44 y_A = 0;
45 y_B = h;
46
47 phi_2 = zeros(length(c1),1);
48 z3 = zeros(length(c1),1);
49 x_B = zeros(length(c1),1);
50 x_C = zeros(length(c1),1);
51 y_C = zeros(length(c1),1);
52 x_D = zeros(length(c1),1);
53 y_D = zeros(length(c1),1);
54
55 for i = 1:length(c1)
56
57     if abs((( -z1 * sin(phi_1(i))+z4)/z2))<1 % Controllo per
        evitare singolarita
58
59         phi_2(i,1) = asin((-z1 * sin(phi_1(i))+z4)/z2);
60         z3(i,1) = (z1 * cos(phi_1(i)) + z2 * cos(phi_2(i)))
            ;
61
62         x_B(i,1) = z3(i);
63         x_C(i,1) = z1 * cos(phi_1(i));
64         y_C(i,1) = z1 * sin(phi_1(i));
65         x_D(i,1) = x_C(i) + l2 * cos(phi_2(i)-pi);
66         y_D(i,1) = y_C(i) + l2 * sin(phi_2(i)-pi);
67     end
68
69
70 end
71

```

```

72 % DETERMINAZIONE CORSA ANGOLARE
73
74 c1 = l1 + r;
75 c2 = l1 + r;
76
77 for j = 1:length(z3)
78
79     d1 = abs(x_B_sx - z3(j));
80     if d1 < c1
81         indice_sx = j;
82         c1 = d1;
83     end
84
85     d2 = abs(x_B_dx - z3(j));
86     if d2 < c2
87         indice_dx = j;
88         c2 = d2;
89     end
90
91 end
92
93 %ANALISI STATICHE
94
95
96 m = 200; % massa tavolino [Kg]
97 Fp = m * 9.81 / 2;
98
99 Rx_C = zeros(indice_sx ,1);
100 Ry_C = zeros(indice_sx ,1);
101 Rx_B = zeros(indice_sx ,1);
102 Ry_B = zeros(indice_sx ,1);
103
104 for j=indice_dx:1:indice_sx
105
106     Rx_C(j,1) = - Fp * ((l1+l2)*cos(-phi_2(j))) / (tan(
107         phi_1(j)) * l1 * cos(-phi_2(j)) ...
108         + l1 * sin(-phi_2(j)));
109     Ry_C(j,1) = Rx_C(j) * tan(phi_1(j));
110     %Rx_A(j,1) = - Rx_C(j);
111     Rx_B(j,1) = Rx_C(j);
112     %Ry_A(j,1) = - Ry_C(j);
113     Ry_B(j,1) = Fp + Ry_C(j);
114
115 end
116 R = abs(Ry_B);
117 indice = find(max(R)==R);
118
119 if (y_D(indice_sx) - y_D(indice_dx))>990

```



```

120     y1(r-r_min+1,l1-l1_min+1,l2-l2_min+1) = abs(max(x_D
        (indice_dx:indice_sx)) ...
121     -min(x_D(indice_dx:indice_sx))); % Delta_x_D
        massimo
122     y2(r-r_min+1,l1-l1_min+1,l2-l2_min+1) = 2*max(abs(
        Rx_B)); % F_ax
123     end
124
125
126     end
127 end
128 end
129
130 figure(1)
131 [Asse_x,Asse_y] = meshgrid(625:630,580:585);
132 Asse_z = y1(6:11,6:11,11)';
133
134 surf(Asse_x,Asse_y,Asse_z)
135
136 axis([625 630 580 585])
137
138 xticks([625 626 627 628 629 630])
139 yticks([580 581 582 583 584 585])
140
141 title('Andamento di \Deltax_D con l_2 = 625')
142
143 xlabel('r [mm]')
144 ylabel('l_1 [mm]')
145 zlabel('\Deltax_D [mm]')
146
147 ax = gca;
148 cb = colorbar('Location','eastoutside');
149 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
150 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];
151
152
153 figure(2)
154 [Asse_x,Asse_y] = meshgrid(625:630,580:585);
155 Asse_z = y2(6:11,6:11,11)/1000';
156
157 surf(Asse_x,Asse_y,Asse_z)
158
159 axis([625 630 580 585])
160
161 xticks([625 626 627 628 629 630])
162 yticks([580 581 582 583 584 585])
163
164 title('Andamento della forza assiale con l_2 = 625')
165

```

```

166 xlabel('r [mm]')
167 ylabel('l_1 [mm]')
168 zlabel('F_{ax} [kN]')
169
170 ax = gca;
171 cb = colorbar('Location','eastoutside');
172 ax.Position = ax.Position - [0 0 .05 .05];
173 cb.Position = cb.Position + [.05 0 0 0];

```

A.2 Meccanismo a pantografo

A.2.1 Determinazione lunghezza aste

```

1 clear all
2 clc
3
4 s = 875;
5 d_E = 3000;
6
7 x_B_sx = d_E - 2*s;
8 x_B_dx = 1825; % Da modificare fino a rientrare nei
    requisiti di corsa verticale
9
10 s1 = d_E - s - x_B_dx;
11
12 l_min = ceil(x_B_dx/2);
13 l_max = 1500;
14
15 y = zeros(l_max-l_min,4);
16 yy = zeros(l_max-l_min,2);
17
18 for z =l_min:l_max
19
20     l_aste = z;
21     r = l_aste; %mm
22     l3 = l_aste; %mm
23     l1 = l_aste; %mm
24     l2 = l_aste; %mm
25
26
27     intervallo = 0.01;
28     cl = ((0:intervallo:90)*pi/180)'; % coordinata libera
    in rad
29
30 % VETTORI E ANGOLI
31
32     z1 = r;
33     z2 = l1;
34     % z3 incognita

```

```

35
36     phi_1 = c1;
37     % phi_2 incognita
38     phi_3 = pi;
39
40     x_A = 0;
41     y_A = 0;
42     y_B = 0;
43
44     % Inizializzo vettori
45     phi_2 = zeros(length(c1),1);
46     z3 = zeros(length(c1),1);
47     x_B = zeros(length(c1),1);
48     x_C = zeros(length(c1),1);
49     y_C = zeros(length(c1),1);
50     x_D = zeros(length(c1),1);
51     y_D = zeros(length(c1),1);
52     x_E = zeros(length(c1),1);
53     y_E = zeros(length(c1),1);
54
55
56     for i = 1:length(c1)
57
58         phi_2(i,1) = asin(-z1 / z2 * sin(phi_1(i)));
59         z3(i,1) = (-z1 * cos(phi_1(i)) - z2 * cos(phi_2(i))
60             ) / cos(phi_3);
61
62         x_B(i,1) = z3(i);
63         x_C(i,1) = z1 * cos(phi_1(i));
64         y_C(i,1) = z1 * sin(phi_1(i));
65         x_D(i,1) = x_C(i) + l2 * cos(phi_2(i)-pi);
66         y_D(i,1) = y_C(i) + l2 * sin(phi_2(i)-pi);
67         x_E(i,1) = x_B(i);
68         y_E(i,1) = y_D(i);
69
70     end
71
72     % DETERMINAZIONE CORSA ANGOLARE
73
74     c1 = l1 + r;
75     c2 = l1 + r;
76
77     for j = 1:length(z3)
78
79         d1 = abs(x_B_sx - z3(j));
80         if d1 < c1
81             indice_sx = j;
82             c1 = d1;

```

```

83         end
84
85         d2 = abs(x_B_dx - z3(j));
86         if d2 < c2
87             indice_dx = j;
88             c2 = d2;
89         end
90
91     end
92
93     % CALCOLO COPPIA MOTRICE DURANTE LA MOVIMENTAZIONE
94
95     % Inizializzo vettori
96     Rx_C = zeros(indice_sx,1);
97     Ry_C = zeros(indice_sx,1);
98     Rx_A = zeros(indice_sx,1);
99     Rx_B = zeros(indice_sx,1);
100    Ry_A = zeros(indice_sx,1);
101    Ry_B = zeros(indice_sx,1);
102    F_ax = zeros(indice_sx,1);
103    F_rad = zeros(indice_sx,1);
104    Cm = zeros(indice_sx,1);
105
106    m = 200; % massa tavolino [Kg]
107    Fp = m * 9.81;
108    d_b = d_E - 2*s; % distanza baricentro [mm]
109
110    for j=indice_dx:1:indice_sx
111
112        Fp1 = Fp*(1-d_b/(2*z3(j)));
113        Fp2 = Fp*d_b/(2*z3(j));
114
115        Rx_C(j,1) = - (cos(-phi_2(j))*(Fp2*11*(r+13)/r+Fp1
116            *(11+12)))/...
117        (11*(tan(phi_1(j))*cos(-phi_2(j))+sin(-phi_2(j))));
118        Ry_C(j,1) = Rx_C(j) * tan(phi_1(j)) + Fp2*(r+13)/r;
119        Rx_A(j,1) = - Rx_C(j);
120        Rx_B(j,1) = Rx_C(j);
121        Ry_A(j,1) = Fp2 - Ry_C(j);
122        Ry_B(j,1) = Fp1 + Ry_C(j);
123
124        F_ax(j,1) = abs(Rx_B(j));
125        F_rad(j,1) = Ry_B(j);
126
127    end
128
129    y(z-1_min+1,1) = y_D(indice_sx) - y_D(indice_dx); %
130        Corsa verticale massima

```

```

130     y(z-l_min+1,2) = y_D(indice_dx); % Altezza minima
131     y(z-l_min+1,3) = max(abs(F_ax)); % Forza assiale
132     y(z-l_min+1,4) = max(abs(F_rad)); % Forza radiale
133
134
135 end
136
137 %Determinazione caso migliore (Corsa + quota minima < 1500
    mm)
138 for ii = 1:size(y,1)
139
140     if y(ii,1)+y(ii,2) < 1500
141         yy(ii,1) = y(ii,1);
142         yy(ii,2) = y(ii,2);
143
144         if y(ii,1)~= 0 % L'ultimo non nullo e' il caso
            ottimale
145             indice_min = ii-67;
146         end
147
148     end
149
150 end
151
152
153 figure(1)
154
155 title(['Analisi con corsa ' num2str(x_B_sx) ' - ' num2str(
    x_B_dx) ' mm'])
156
157 yyaxis left
158 plot(l_min+1:l_max ,y(2:size(y,1),1))
159 xlabel('Lunghezza aste [mm]')
160 ylabel('Corsa verticale [mm]')
161 h1 = line([l_min l_min+indice_min-1],[y(indice_min,1) y(
    indice_min,1)]);
162 set(h1,'LineStyle','--');
163 h2 = line([l_min+indice_min-1 l_min+indice_min-1],[y(
    indice_min,1) 400]);
164 set(h2,'LineStyle','--');
165
166 set(gca,'XMinorTick','on','YMinorTick','on')
167
168 yyaxis right
169 plot(l_min+1:l_max ,y(2:size(y,1),3)/1000)
170 ylabel('Forza assiale [kN]')
171
172 h3 = line([l_min+indice_min-1 l_max],[y(indice_min,3)/1000
    y(indice_min,3)/1000]);

```

```
173 set(h3, 'LineStyle', '—');
174
175 set(gca, 'XMinorTick', 'on', 'YMinorTick', 'on')
176
177
178 str1 = ['F_{ax} = ' num2str(round(y(indice_min,3))) ' N'];
179 str2 = ['Corsa = ' num2str(round(y(indice_min,1))) ' mm'];
180 str3 = ['y_D min = ' num2str(round(y(indice_min,2))) ' mm'
181         ];
181 str4 = ['L asta = ' num2str(l_min+indice_min-1) ' mm'];
182 str5 = {str1, str2, str3, str4};
183 annotation('textbox', [0.5, 0.75, 0.35, 0.15], 'string', str5, '
184         FitBoxToText', 'on')
184
185 yyy = [s x_B_sx x_B_dx s1 l_min+indice_min-1 round(y(
186         indice_min,2)) ...
186         round(y(indice_min,1)) round(y(indice_min,3))];
```