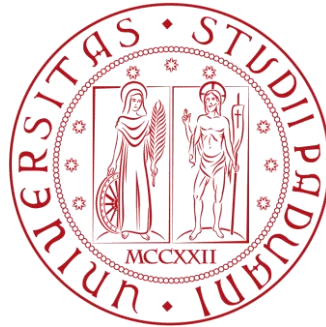


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA



Dipartimento di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI

PROGETTAZIONE E SVILUPPO DI UN SISTEMA
DI MOVIMENTAZIONE DI UN BERSAGLIO PER
LA CATTURA DI ISOTOPI RADIOATTIVI DI
INTERESSE MEDICO

Relatore: Prof. Giovanni Meneghetti

Correlatori: Dott. Alberto Andrighetto¹

Dott. Michele Ballan¹

Dott. Stefano Corradetti¹

¹Istituto Nazionale di Fisica Nucleare di Legnaro

Laureando: Giorgio Bonavoglia
Matricola: 1179446

ANNO ACCADEMICO 2018-2019

Ai miei genitori e a mia sorella.

INDICE

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1: IL RUOLO DEL RADIOFARMACO NELLA MEDICINA	3
1.1 L'evoluzione del radiofarmaco:	3
1.2 Caratteristiche del radiofarmaco:	3
1.2.1 Radiofarmaco, diagnosi e terapia:	4
1.3 La produzione dei radionuclidi:	7
1.4 Il progetto ISOLPHARM:	8
1.5 Conclusioni:	9
CAPITOLO 2: INTRODUZIONE DELLA TECNICA ISOL E AL PROGETTO SPES AI LABORATORI NAZIONALI DI LEGNARO PER LA PRODUZIONE E L'UTILIZZO DEI FASCI ESOTICI	11
2.1 Introduzione:	11
2.2 Il progetto SPES ai laboratori nazionali di Legnaro:	13
2.3 La produzione di fascio di ioni radioattivi (SPES – β):	13
2.4 Configurazione e layout della facility SPES:	15
2.5 L'acceleratore primario, il ciclotrone:	16
2.6 Il target di produzione e la sorgente di ionizzazione:	17
2.7 Separatori magnetici e post accelerazione:	21
2.8 Applicazioni dei fasci esotici:	22
2.8.1 Applicazioni in fisica nucleare:	22
2.8.2 Applicazioni in fisica dello stato solido:	23
2.8.2.1 Drogaggio dei semiconduttori:	24
2.8.3 Applicazioni in astrofisica:	25
2.8.4 Applicazioni in medicina nucleare:	25
2.9 Conclusioni:	25
CAPITOLO 3: SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE DEL TARGET SECONDARIO O DI DEPOSIZIONE.	27
3.1 Introduzione:	27
3.2 Posizionamento del sistema di raccolta nel layout SPES:	27
3.3 Il sistema di movimentazione interno:	28
3.3.1 Progettazione e sviluppo del sistema di movimentazione interno: scelta del motore passo - passo.....	32
3.3.2 Progettazione e sviluppo del sistema di movimentazione interno: dimensionamento e verifica delle ruote dentate.	34
3.3.2.1 Dimensionamento e verifica statica delle ruote dentate:	34
3.3.2.2 Verifica a fatica delle ruote dentate:	39
3.3.3 Verifica statica ed a fatica degli alberi zero ed uno:	42
3.3.4 Verifica di deformabilità degli alberi zero ed uno:	48

3.3.5 Scelta dei cuscinetti:.....	53
3.3.6 Dimensionamento e verifica della piastra posteriore:	55
3.3.7 Dimensionamento e verifica del sistema di supporto:.....	57
3.3.8 Dimensionamento e verifica della connessione tra ruota dentata e porta disco:	57
3.3.9 Dimensionamento e verifica delle molle:.....	58
3.4 Analisi dinamica: pulsazioni naturali	63
3.5 Conclusioni:	65
CAPITOLO 4: SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE ESTERNO.....	67
4.1 Introduzione:	67
4.2 Attuatore lineare e sistema di connessione rapida:.....	68
4.3 Vite senza fine a ricircolo di sfere:.....	70
4.4 Conclusioni:	81
CAPITOLO 5: SISTEMA DI RIFORNIMENTO E DI SCARICO DEL BERSAGLIO IRRAGIATO	83
5.1 Introduzione:	83
5.2: Il sistema di rifornimento:	84
5.2.1 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Scelta dei motori passo - passo ..	87
5.2.2 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Dimensionamento e verifica delle ruote dentate	89
5.2.3 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Verifica statica degli alberi.....	91
5.2.4 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Analisi dinamica.	93
5.3 Sistema di scarico del bersaglio irraggiato:.....	94
5.4 Conclusioni:	95
CAPITOLO 6: MANUALE D'USO E MANUTENZIONE	97
6.1 Introduzione:	97
6.2 Assemblaggio del sistema di movimentazione del target secondario:	98
6.3 Assemblaggio sistema di movimentazione esterno:.....	101
6.4 Assemblaggio del sistema di rifornimento e di scarico del disco:	103
6.5 Conclusioni:	107
CONCLUSIONI	109
APPENDICE A.....	113
A.1 – Estratto dal catalogo Orientalmotor: motore passo – passo PKP223U09A2-R2EL.....	113
A.2 – Progettazione e sviluppo delle ruote dentate utilizzate nel sistema di movimentazione interno:	114
A.3 – Progettazione a fatica delle ruote dentate utilizzate nel sistema di movimentazione interno secondo la normativa ISO 6336:	116
A.4 – Estratto dal catalogo Ruland: Giunto elastico PCMR19	130
A.5 – Progettazione delle molle:	131
A.6 – Codici APDL utilizzati per la determinazione della linea elastica degli alberi zero ed uno:	133

APPENDICE B	139
B.1 – Attuatore lineare Misumi®.....	139
B.2 – Vite senza fine a ricircolo di sfere Misumi®:.....	140
APPENDICE C	141
C.1 - Motore passo – passo SH2285-5271:.....	141
C.2 – Trelleborg® HiMod FlatSeal 30:.....	142
C.3 - Progettazione a fatica delle ruote dentate utilizzate nel sistema di rifornimento secondo la normativa ISO 6336:	144
C.4 Magnet – Schultz Solenoide polarizzato GBKP017:.....	145
APPENDICE D: DISEGNI TECNICI	149
Bibliografia:	187
Ringraziamenti:	189

INTRODUZIONE

Il seguente lavoro di tesi svolto presso i Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL) dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN), si colloca all'interno del progetto SPES (Selective Production of Exotic Species). Si tratta di un progetto fortemente multidisciplinare, che ha come obiettivo lo studio del comportamento di decadimento dei nuclei instabili e delle loro applicazioni, nonché lo sviluppo di apparati atti alla produzione ed all'utilizzo di fasci di ioni radioattivi. Quest'ultimi vengono prodotti come risultato del processo di fissione nucleare in un target primario in Carburo di Uranio (UC_x) indotto dall'interazione con un fascio di protoni provenienti da un ciclotrone. Tali protoni sono accelerati dal ciclotrone all'energia sufficiente da innescare le reazioni nucleari nel bersaglio primario che permettono di produrre i nuclidi di interesse, i quali, una volta ionizzati ad un valore di carica $1+$ vengono estratti per mezzo di una differenza di potenziale. Prima di raggiungere le sale sperimentali subiscono l'azione di un campo elettrico ed uno magnetico che permettono di purificarli in massa e successivamente vengono riaccelerati fino al valore di energia previsto per l'esperimento.

La metodologia presentata viene chiamata tecnica ISOL (Isotope Separation on Line), e consente di ottenere intensi fasci di ioni radioattivi denominati RIB (Radioactive Ion Beam), caratterizzati da un'elevatissima purezza.

Tale condizione li rende particolarmente adatti ad essere impiegati per la sintesi di radiofarmaci, aventi elevata purezza radionuclidica ed attività specifica, cioè preparati farmaceutici estremamente puri costituiti da un radionuclide che viene legato ad una molecola affine al tessuto o all'organo di interesse. In tal modo tale farmaco, una volta iniettato va a legarsi in maniera selettiva e mirata all'organo o al tessuto desiderato, dove la radiazione emessa dal radionuclide può essere usata per scopi diagnostici, o espletare un'azione curativa, danneggiando le cellule in cui si è concentrato.

Il dispositivo progettato e sviluppato nel periodo di tesi nasce nell'ambito del progetto ISOLPHARM, che sfrutta la tecnologia ISOL (Isotope Separation On Line) della facility SPES per la produzione di radionuclidi di interesse medico destinati alla cura o alla diagnosi di patologie tumorali. Lo scopo del progetto è dunque quello di progettare e sviluppare un dispositivo, operante in alto vuoto alla pressione di 10^{-6} mbar, che permetta di poter intercettare e depositare il fascio di ioni radioattivi su un supporto in materiale solubile, tipicamente cloruro di sodio, dal quale verrà successivamente estratto con un processo chimico il radionuclide per la produzione del radiofarmaco.

Gli obiettivi del progetto sono molteplici e si traducono nell'esigenza di sviluppare e progettare, ex-novo, un dispositivo capace, in maniera completamente automatica:

- di allineare il target di deposizione o target secondario con il fascio di ioni radioattivi.
- di consentire più deposizioni successive senza dover rientrare in atmosfera per la sostituzione del bersaglio.
- di sostituire il bersaglio irraggiato con un nuovo target e di rendere disponibile in uscita il solo disco irraggiato.

Tali obiettivi vengono raggiunti all'interno del seguente lavoro di tesi, il cui contenuto viene brevemente riassunto nel seguito.

Capitolo 1: Nel primo capitolo si introduce il radiofarmaco, l'evoluzione che ha avuto nella storia della medicina, i principali metodi di produzione e le applicazioni che questo ricopre in ambito diagnostico e terapeutico.

Capitolo 2: Si introduce il progetto SPES in corso ai Laboratori Nazionali di Legnaro, descrivendo le fasi di sviluppo e gli obiettivi del progetto. Inoltre, si illustra in maniera approfondita la tecnica ISOL e le parti che la compongono. Infine, si fornisce una panoramica generale sui campi di applicazione dei fasci di ioni radioattivi nella ricerca moderna.

Capitolo 3: In questo capitolo si progetta e sviluppa il "Sistema di movimentazione del target secondario o di deposizione", si definiscono gli obiettivi, si illustrano e giustificano le soluzioni tecniche introdotte e si perviene alla verifica strutturale delle parti in esame.

Capitolo 4: Nel quarto capitolo si illustrano le scelte che hanno portato al progetto ed allo sviluppo del "Sistema di movimentazione esterno" e le verifiche strutturali condotte.

Capitolo 5: Nel quinto capitolo si illustra il "Sistema di rifornimento e di scarico del bersaglio irraggiato" relativamente alle scelte condotte ed alle verifiche strutturali eseguite. Vengono inoltre definiti i requisiti che un futuro sistema di raccolta e trasporto del bersaglio irraggiato deve possedere, tale sistema verrà progettato in collaborazione con un'azienda esterna.

Capitolo 6: All'interno di questo capitolo viene riportato il manuale d'uso e manutenzione per il corretto assemblaggio delle principali parti meccaniche che costituiscono del sistema.
Infine, in appendice vengono riportate le varie normative utilizzate per la progettazione degli elementi costituenti il sistema nonché i disegni tecnici degli stessi.

CAPITOLO 1: IL RUOLO DEL RADIOFARMACO NELLA MEDICINA

1.1 L'evoluzione del radiofarmaco:

È trascorso ormai più di un secolo di storia e di ricerca dalle prime scoperte sulla radioattività tra le quali vale la pena di ricordare la scoperta dei raggi X avvenuta nel 1895 da parte del fisico tedesco Wilhelm Conrad Röntgen. Egli rivoluzionò il mondo della medicina dando per la prima volta la possibilità di ottenere radiografie e angiogrammi.

Tale scoperta permise alla medicina dell'epoca, soprattutto a quella chirurgica, di conoscere lo stato di salute del paziente sia nella fase preoperatoria che in quella postoperatoria.

Successivamente le ricerche condotte dalla fisica e chimica polacca Maria Skłodowska, meglio nota come Marie Curie, e dal marito Pierre Curie portarono nel 1898 alla scoperta di elementi radioattivi come il Polonio, nome che venne assegnato in onore del paese di origine della scienziata, e del Radio.

Per i suoi studi Marie Curie venne investita del premio Nobel per la chimica e per la fisica.

Ben presto l'interesse per la radioattività crebbe, tanto che diversi dottori iniziarono a trattare i propri pazienti esponendoli al Radio e rilevando che tale esposizione permetteva di distruggere le cellule affette da cancro della pelle, è l'inizio dell'applicazione della radioattività in ambito medico.

Tale branca della medicina riserva ancor oggi un sempre crescente interesse a livello internazionale tanto che centri di ricerca, come il CERN ed i Laboratori Nazionali Di Legnaro (LNL) facenti parte dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN), dedicano una parte considerevole delle loro ricerche attraverso i progetti CERN-MEDICIS ed ISOLPHARM.

Tali progetti hanno come obiettivo quello di produrre radionuclidi ad alta purezza, indispensabili per sintetizzare radiofarmaci efficaci, che siano in grado di depositarsi e colpire in maniera selettiva l'organo o il tessuto desiderato.

Il radiofarmaco è quindi costituito da un radionuclide e da ligandi, ed ha la capacità di interagire in maniera specifica con alcuni organi o tessuti del corpo umano, ciò permette di monitorare lo stato di salute del paziente mediante scintigrafia o di colpire in maniera selettiva le cellule tumorali.

Nei paragrafi successivi vengono descritte le caratteristiche che deve possedere un radiofarmaco, le sue applicazioni nella diagnosi e nella cura, il metodo di produzione degli isotopi ed infine si descrive il progetto ISOLPHARM in corso ai Laboratori Nazionali di Legnaro.

1.2 Caratteristiche del radiofarmaco:

Il successo della medicina nucleare è legato ai vantaggi che questa offre rispetto alle tradizionali tecniche diagnostiche e di cura.

In ambito diagnostico permette di rilevare malattie e disturbi nei processi fisiologici prima di evidenti alterazioni anatomiche, facilitando le operazioni di prevenzione.

Dal punto di vista terapeutico permette di combattere in maniera puntuale e selettiva malattie infiammatorie autoimmuni e patologie tumorali difficili da trattare con la chemioterapia.

Per garantire la selettività, le caratteristiche del radiofarmaco andranno quindi scelte in modo che esso si concentri nell'organo o nel tessuto oggetto della terapia, o che si comporti come un tracciante per la funzione biologica che si intende analizzare.

Un esempio è dato dallo stronzio, ^{89}Sr , che per le sue caratteristiche atomiche si comporta in modo analogo al calcio, localizzandosi in corrispondenza del tessuto osseo. Mentre lo iodio, ^{131}I viene utilizzato per combattere il tumore alla tiroide.

Le caratteristiche che rendono un radionuclide un buon candidato per applicazioni mediche sono:

- Proprietà di decadimento: gli atomi radioattivi decadono emettendo diversi tipi di radiazioni ionizzanti.
Per la diagnostica si preferisce utilizzare radioisotopi che emettono radiazioni ad ampio raggio in modo tale che queste possano uscire dal corpo del paziente ed essere facilmente rilevate dai sistemi di acquisizione.
Per la terapia è invece preferibile utilizzare radioisotopi che decadendo emettano radiazioni a corto raggio al fine di concentrare il loro effetto in corrispondenza del bersaglio, risparmiando le parti sane.
- Tempo di dimezzamento: Rappresenta l'intervallo di tempo necessario affinché la metà degli atomi di un isotopo decadano in un altro elemento.

In ambito medico tale tempo deve essere sufficientemente lungo per garantire la sua efficacia, evitando decadimenti prima del raggiungimento del target e durante le fasi di trasporto del radiofarmaco, ma non eccessivo al fine di scongiurare una sovraesposizione a radiazioni ionizzanti al paziente.

- **Proprietà chimiche:** Sono particolarmente importanti quando il radiofarmaco deve depositarsi sui tessuti in quanto è necessario legare il radionuclide con una molecola che si deposita sul tessuto di interesse.

È quindi essenziale la stabilità del legame chimico tra i due elementi onde evitare la dissoluzione del radiofarmaco una volta somministrato al paziente.

- **Facilità di produzione sua vasta scala.**

Generalmente un radiofarmaco è costituito da tre componenti funzionali (figura 1):

- Chelator
- Linker
- Targeting agent

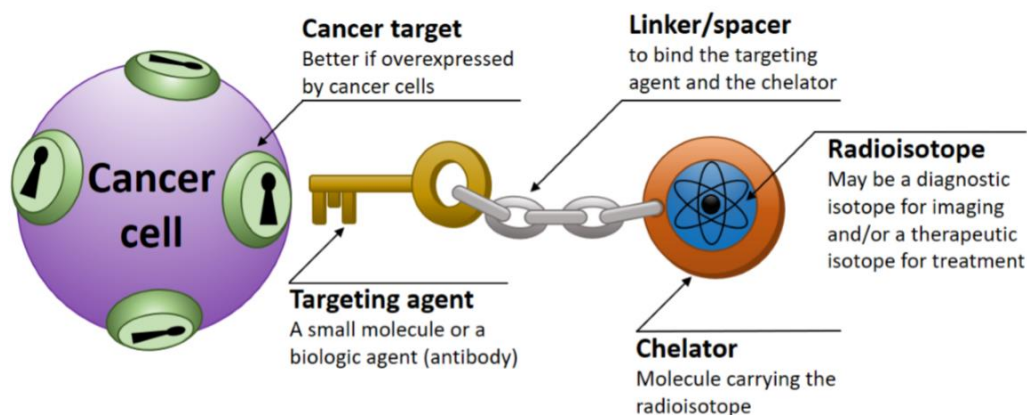


Figura 1: Rappresentazione schematica di un radiofarmaco [7].

Il *chelator* è la molecola capace di contenere il radioisotopo, la stabilità del legame tra la molecola e l'isotopo è fondamentale per evitare che quest'ultimo venga rilasciato e sostituito con ioni naturalmente presenti nel corpo umano, riducendo così l'efficacia del farmaco nel sito di interesse e provocando il rischio che il radionuclide liberato si accumuli in tessuti sani.

Il *linker* rappresenta la molecola di collegamento tra il *chelator* e il *targeting agent* ed evita possibili interazioni tra questi.

Infine, il *targeting agent* costituisce la molecola sviluppata con il compito di interagire selettivamente con la cellula tumorale, perché viene riconosciuta dai recettori normalmente presenti nella membrana cellulare.

1.2.1 Radiofarmaco, diagnosi e terapia:

Sfruttando le proprietà di decadimento del radionuclide è possibile attraverso diverse tecniche di *imaging* rilevare le radiazioni emesse dal corpo.

Al contrario delle immagini radiologiche, ottenute per attenuazione del fascio di raggi X da parte dei tessuti interposti tra la sorgente ed il rivelatore, le immagini medico nucleari vengono ottenute per mezzo della rilevazione delle radiazioni emesse dal radiofarmaco.

Si sfrutta quindi il fenomeno fisico della scintillazione, ossia la possibilità di queste apparecchiature di rilevazione, di trasformare un segnale costituito da fotoni in energia elettrica, il risultato è quello di ottenere delle immagini chiamate scintigrafie.

In generale queste immagini sono caratterizzate da un dettaglio morfologico inferiore se confrontate con le tradizionali tecniche di *imaging* (CT, ECO, RMN), ma trasportano un maggior contenuto di informazioni perché legate alla funzionalità dell'organo in esame (figura 1.1).

Infatti, affinché il radiofarmaco si concentri in un tessuto o in un organo è necessario che esso sia vivo e funzionante, se quindi l'organo in esame dovesse risultare danneggiato, la scintigrafia mostrerà le zone danneggiate mentre quelle sane saranno evidenziate dalla presenza del radiofarmaco.

Ciò fa' della medicina nucleare un ottimo sistema diagnostico e di prevenzione a disposizione della medicina generale e specialistica permettendo di evidenziare il problema prima di riconoscibili alterazioni anatomiche.

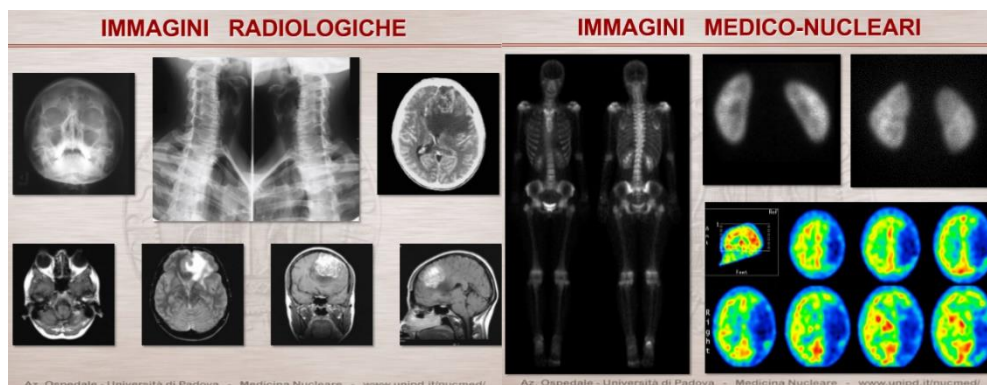


Figura 1.1: Confronto tra immagini radiologiche e nucleari [12].

Le tecniche di diagnosi più comuni sono la SPECT (*Single Photon Emission Computed Tomography*) e la PET (*Positron Emission Tomography*) esse permettono non solo di pervenire rapidamente alla diagnosi ma consentono di monitorare lo stato di salute del paziente perché l'emissione della radiazione è legata alla funzionalità vitale dell'organo o del tessuto in esame.

La SPECT è una tecnica di imaging che richiede di somministrare al paziente, solitamente per via endovenosa, un nuclide che emetta raggi γ sotto forma di radiofarmaco o di biomolecola.

La radiazione emessa dal radionuclide deve essere sufficientemente energetica (in un range tra 100 e 200 keV) in modo da uscire dal corpo del paziente e venire rilevata da dei detectors rotanti, permettendo una ricostruzione sul piano di scansione della distribuzione del radionuclide nel corpo del paziente (figura 1.2).

L'immagine tridimensionale viene in seguito ottenuta dalla ricostruzione al computer con appositi algoritmi delle varie scansioni planari ottenute.

La SPECT viene generalmente usata per evidenziare disfunzioni a livello cardiaco, celebrale oltre che rilevare la presenza di tumori.

La scelta del radionuclide da somministrare dovrà tener conto anche dell'emivita e delle sue caratteristiche chimiche, in modo che sia veicolabile con liganti che riescano a depositarsi in aree preferenziali del corpo.

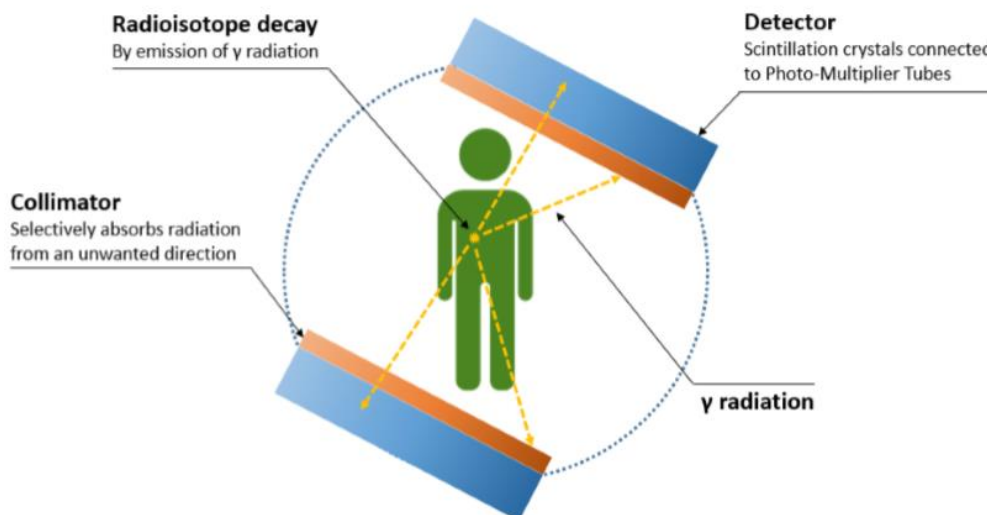


Figura 1.2: Rappresentazione schematica della SPECT [7].

L'isotopo più utilizzato è il tecnezio-99 metastabile (^{99m}Tc), il quale possiede le caratteristiche idonee per questa applicazione, in quanto emette una radiazione γ di energia 140 keV e decade a ^{99g}Tc , isotopo che avendo emivita 0.2 milioni di anni è considerato stabile.

Inoltre, durante il decadimento non vengono emesse radiazioni β e l'emivita di sei ore lo rende particolarmente adatto per l'uso diagnostico [1].

Oltre alla SPECT, la PET (*Positron Emission Tomography*) rappresenta un'altra tecnica diagnostica utilizzata in medicina nucleare, si differenzia dalla precedente per il fatto che sfrutta radionuclidi che decadono con l'emissione di positroni e i detectors sono fissi e disposti lungo una circonferenza.

Quando il radionuclide PET decade, emette un positrone (β^+), particella estremamente instabile in presenza di altra materia, che dopo un percorso al più di qualche millimetro, si annichilisce con un elettrone. Dall'annichilimento hanno vita due fotoni gamma che vengono emessi in direzioni opposte.

È quindi possibile, attraverso la rilevazione simultanea delle coppie di fotoni, risalire alla posizione di emissione, permettendo così di identificare il sito di accumulo del radiofarmaco (figura 1.3).

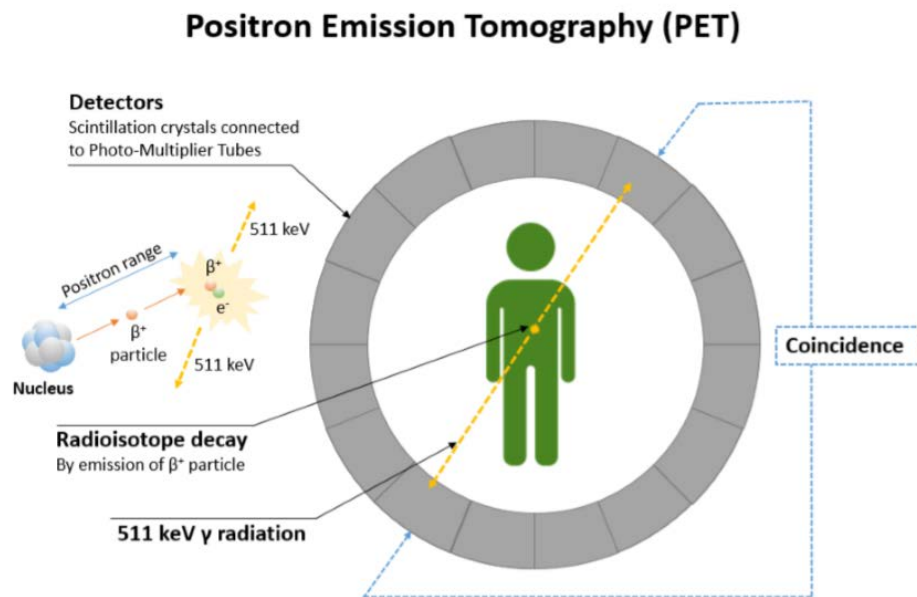


Figura 1.3: Funzionamento schematico della PET [7].

Generalmente i radionuclidi utilizzati nella scansione PET sono emittori di positroni (β^+) con breve tempo di dimezzamento, da qualche minuto all'ora, e per questo vengono spesso prodotti in loco da opportuni ciclotroni. Tra i più utilizzati vi è il ^{18}F ($T_{1/2} = 110 \text{ min}$) che viene usualmente incorporato in un composto normalmente assimilabile dal corpo umano, come il glucosio o l'acqua.

Recentemente la tomografia ibrida, combinazione di queste tipologie di analisi con le più tradizionali tecniche di imaging come la tomografia computerizzata (CT – *Computed Tomography*) e la MR (*Magnetic Resonance*), permette di combinare i benefici delle due tecniche, fornendo da un lato un'informazione dettagliata sullo stato funzionale dell'organo o del tessuto in esame e dall'altro un elevato grado di dettaglio morfologico.

Oltre ad applicazioni in campo diagnostico le radiazioni ionizzanti vengono largamente utilizzate in campo terapeutico per contrastare la seconda più grande causa di morte al mondo, il cancro, in modo efficace e selettivo.

Diverse sono le strategie terapeutiche da utilizzare, alcune prevedono la somministrazione di un'opportuna dose di radiazioni (raggi X, raggi γ) da una sorgente esterna, altre invece, prevedono di colpire gli organi o i tessuti malati dall'interno mediante la somministrazione di un radiofarmaco oppure posizionando in maniera chirurgica la sorgente radiante all'interno del corpo al fine di ottenere l'effetto terapeutico desiderato.

Per fornire al paziente una cura efficace e poco invasiva, l'applicazione terapeutica più promettente è la TRT (*Targeted Radionuclide Therapy*). Essa consiste nel depositare in maniera selettiva il radionuclide in corrispondenza del tumore, ciò è possibile legando il radionuclide di interesse con una molecola che normalmente viene recepita dagli organi o dai tessuti di interesse.

Trasportato nella zona da trattare il radionuclide emette particelle α , β^- o elettroni Auger direttamente alle cellule malate, esercitando un'azione di danno localizzata permettendo così di risparmiare le parti sane del corpo.

In funzione della forma, dimensione e posizione del tumore sarà necessario utilizzare il radionuclide più idoneo considerando sia il tempo di dimezzamento che il tipo di radiazione emessa, i radionuclidi che emettono per

decadimento particelle α o β^- vengono utilizzati per trattare metastasi isolate o grandi gruppi di cellule mentre si utilizzano gli elettroni Auger per raggiungere il DNA della cellula.

Tali radiazioni sono quindi da un lato altamente energetiche per portare alla morte le cellule tumorali, dall'altro caratterizzate da un piccolo range d'azione per localizzare nella zona di interesse l'effetto terapeutico.

Ad esempio, lo ^{131}I è stato proficuamente utilizzato per la cura del tumore alla tiroide mentre la metastasi ossea è stata trattata con successo mediante radiazioni β^- emesse dagli isotopi dello stronzio, ^{89}Sr , e del samario, ^{153}Sm .

1.3 La produzione dei radionuclidi:

La produzione del radionuclide di interesse medico risulta essere un aspetto fondamentale al fine di garantire la qualità del radiofarmaco.

Ciò che determina la bontà del processo è sicuramente la possibilità di produrre su larga scala, ma è di fondamentale importanza anche considerare aspetti legati all'attività specifica ed alla purezza radionuclidica.

Per attività specifica si intende la misura della radioattività di un radionuclide per unità di massa dell'elemento ed è generalmente espressa in GBq/mg, dove il Bq, becquerel, rappresenta l'unità adottata convenzionalmente nel S.I per la misura dell'attività del radionuclide, ed è definita come l'attività di un radionuclide che ha un decadimento al secondo.

L'attività specifica è quindi il parametro che permette di identificare se nel preparato finale, oltre al radioisotopo di interesse, sono presenti anche nuclidi stabili dello stesso elemento, definiti come cold isotopes, e pertanto non eliminabili con processi di separazione chimica. Questi isotopi stabili non decadendo non hanno alcun effetto né diagnostico né terapeutico ma sono da considerarsi come delle impurità che diluiscono la presenza dell'isotopo di interesse.

La produzione del radiofarmaco dovrà quindi garantire un'alta attività specifica, ossia ridurre il più possibile la presenza di impurezze, questo per diverse ragioni.

In primo luogo, la presenza di *cold isotopes* costringe a dover aumentare la quantità delle molecole a cui si lega il radionuclide e ciò provoca una modifica dei processi fisiologici che si intende studiare, a scapito della qualità della diagnosi.

Inoltre, in ambito terapeutico un'alta attività specifica è fondamentale per la cura di patologie tumorali nelle cellule che presentano pochi siti selettivi, quindi facilmente saturabili. Poiché l'efficacia del trattamento è data dall'induzione di un danno sufficientemente ingente da causare la morte del target cellulare, è evidente che la presenza di cold isotopes non contribuisce al raggiungimento della dose citotossica di radiazione nel sito di interesse, anzi riduce l'efficacia del trattamento in quanto può andare a occupare recettori che avrebbero potuto essere saturati con biomolecole attive.

La seconda caratteristica da considerare è la purezza radionuclidica, definita come il rapporto tra l'attività del radionuclide desiderato e l'attività totale del composto, ed è in genere misurata sperimentalmente utilizzando la spettrometria gamma. Essa identifica la contaminazione del composto finale dovuta alla presenza di altre specie radioattive non desiderate.

Queste specie indesiderate possono presentare diversi problemi; una vita molto lunga che costringe il paziente ad un'esposizione superiore a quella terapeutica ed inoltre riduce l'efficacia selettiva del farmaco.

I radionuclidi di interesse medico possono essere prodotti in diversi modi, di seguito sono presentate le metodologie più comunemente utilizzate per la produzione dei radiofarmaci attualmente in uso.

- Produzione in reattore nucleare: Solitamente la produzione di radionuclidi mediante reattore nucleare avviene con il metodo della cattura neutronica, che garantisce alte rese ed è di facile implementazione. Presenta però l'inconveniente legato alla bassa attività specifica ottenibile in quanto spesso viene usato come materiale target isotopi stabili dello stesso elemento del radionuclide di interesse, per cui non è possibile separare chimicamente i nuclidi di interesse dai contaminanti. I radionuclidi ottenuti con questa tecnica sono generalmente neutron-rich, adatti pertanto ad applicazioni terapeutiche.
- Produzione mediante acceleratore: Gli acceleratori permettono di raggiungere alti valori dell'attività specifica, di generare una minor quantità di rifiuti radioattivi ed inoltre sono di più facile accesso rispetto ai reattori. Gli isotopi ottenuti con questa tecnica sono generalmente neutron-poor, e decadono quindi con l'emissione di positroni e radiazioni gamma. È quindi la tecnica più usata per produrre radionuclidi diagnostici.

- Eluizione da generatori di radionuclidi: è applicabile quando il radionuclide di interesse può essere generato da decadimento di un altro radioisotopo ad emivita lunga. Il radionuclide padre è generalmente prodotto in reattori o acceleratori e inserito in un substrato solido, da cui viene periodicamente estratto il radionuclide figlio di interesse attraverso l'eluizione di una soluzione. Il generatore può essere usato più volte e permette la fornitura di radionuclidi anche ad ospedali lontani dai centri di produzione.

Attualmente l'interesse nello sviluppo di nuove tecniche di produzione di radionuclidi non riguarda esclusivamente la possibilità di scoprirne di nuovi ma quanto più di creare e migliorare le tecnologie di produzione, specialmente considerando lo spegnimento programmato di diversi reattori nucleari precedentemente utilizzati per questo scopo.

A tal fine il progetto ISOLPHARM si pone, tra i vari obiettivi, di studiare e sviluppare nuove ed innovative tecnologie per la produzione di radionuclidi di interesse medico basate sull'utilizzo dell'acceleratore presente ai laboratori.

1.4 Il progetto ISOLPHARM:

Il progetto ISOLPHARM nasce dalla stretta collaborazione tra i Dipartimenti di Scienze del Farmaco, Scienze Chimiche ed Ingegneria Industriale con i Laboratori Nazionali di Legnaro facenti capo all'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare dove il progetto SPES (*Selective Production Of Exotic Species*) è in fase di sviluppo.

Oltre alle collaborazioni a livello nazionale con le Università e gli ospedali (Ospedale Sacro Cuore a Verona ed il S. Giacomo Apostolo a Castelfranco Veneto), il progetto è sostenuto anche da partner internazionali come il Radioisotopes Centre POLATOM (Polonia) ed il National Center for Scientific Research – Demokritos (Grecia).

Tale progetto attualmente in fase di sviluppo ai Laboratori Nazionali di Legnaro utilizza le tecnologie sviluppate nel progetto SPES al fine di ottenere radionuclidi isotopicamente puri, che potranno essere impiegati per la produzione di radiofarmaci ad altissima attività specifica.

Questo metodo innovativo brevettato a livello internazionale (Europa, Stati Uniti e Canada) permette di ottenere radiofarmaci difficilmente ottenibili con i normali metodi di produzione e allo stesso tempo riduce i costi e l'impatto ambientale tipici dell'impiego di reattori nucleari.

Si basa sulla tecnica ISOL (Isotope Separation On Line) che prevede che il radionuclide venga prodotto irraggiando con un fascio di protoni un target in materiale fissile costituito da sette dischi in carburo di uranio. L'elevata temperatura di esercizio del target, intorno ai 2200°C-2300°C, permette di attivare i processi di diffusione ed effusione fondamentali per il rilascio e la conseguente migrazione dei nuclei prodotti verso la sorgente di ionizzazione dalla quale gli ioni vengono accelerati mediante una differenza di potenziale.

A questo punto il fascio radioattivo RIB (*Radioactive Ion Beam*) deve essere purificato attraverso l'uso di un separatore di massa, che utilizza un campo elettrico ed uno magnetico per eliminare i contaminanti, aventi numero di massa A diverso rispetto a quello dell'isotopo di interesse.

In uscita si avrà quindi un fascio o composto dal solo l'isotopo di interesse oppure, più generalmente, formato da nuclidi di elementi differenti, aventi però il medesimo numero di massa, detti isobari.

Tali impurità possono sparire spontaneamente se hanno emivita breve rispetto all'isotopo di interesse perché decadono, oppure possono essere eliminate successivamente attraverso metodi di purificazione chimica, trattandosi di elementi diversi (figura 1.4).

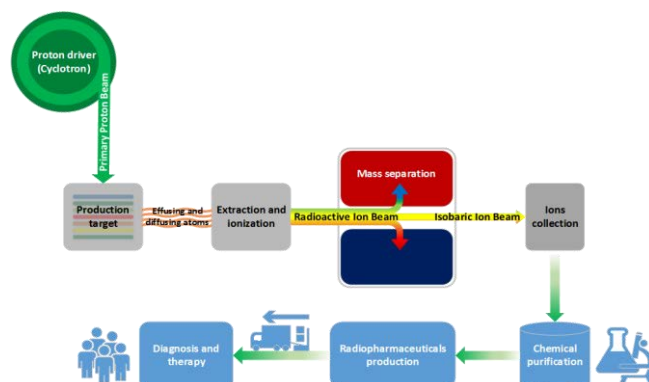


Figura 1.4: Schema semplificato della produzione di un radiofarmaco con la tecnica ISOL.

Dopo il separatore di massa, il fascio isobarico così ottenuto viene raccolto su un supporto di deposizione, chiamato *target secondario*, per distinguerlo da quello primario costituito da sette dischi in carburo di uranio. Il supporto su cui verrà depositato il fascio radioattivo deve essere progettato tenendo conto che:

- Deve possedere caratteristiche chimico – fisiche idonee per garantire la stabilità in vuoto.
- Deve avere la capacità di intrappolare la maggior quantità possibile del fascio, massimizzando l'efficienza.
- Deve essere particolarmente facile estrarre gli ioni mediante processo di dissoluzione.

Nell'ambito di ISOLPHARM sono stati sviluppati e testati come target di deposizione dischi in Cloruro di Sodio del diametro dapprima di 40mm e poi di 13mm.

Si è optato per la riduzione del diametro allo scopo di ridurre la quantità di solvente necessaria e di ottenere una soluzione con concentrazione più elevata dell'isotopo di interesse, per facilitare i successivi processi di sintesi del radiofarmaco.

Con la modifica del target di deposizione (da 40 mm a 13 mm), si è reso necessario sviluppare un nuovo dispositivo per l'operazione dei bersagli secondari, un sistema che sia completamente automatico e che quindi minimizzi l'esposizione dell'operatore a sorgenti di radiazioni ionizzanti.

Il lavoro di tesi ha come oggetto proprio lo sviluppo di questi dispositivi di movimentazione del *target secondario*.

1.5 Conclusioni:

In questo primo capitolo si è illustrata inizialmente l'evoluzione del radiofarmaco dalle sue origini fino ai giorni nostri, le caratteristiche che questo deve possedere ed i possibili campi di impiego come prezioso elemento di supporto alla medicina tradizionale.

Vengono inoltre presentati lo stato dell'arte dei principali metodi di produzione dei radionuclidi di interesse medico, nonché l'innovativo metodo ISOLPHARM, una tecnica con brevetto INFN in grado di ampliare la disponibilità e varietà di radioisotopi adatti per applicazioni diagnostiche e terapeutiche.

Tale metodo si propone di sfruttare le tecnologie della facility SPES presso i Laboratori Nazionali di Legnaro, per produrre radionuclidi innovativi in forma estremamente pura, adatti per possibili applicazioni in ambito medico. È una tecnica fortemente multidisciplinare e vede attualmente l'impegno di molteplici figure professionali che vanno dai fisici nucleari agli ingegneri, dagli elettronici ai chimici, e prevede anche il prezioso contributo di farmacisti e biologi.

Nel capitolo seguente viene copiosamente illustrato il progetto SPES e la tecnica ISOL (*Isotope Separation On Line*) per la produzione degli isotopi con profonda descrizione di tutti gli elementi che lo compongono.

Questi primi due capitoli, quindi, sintetizzano e racchiudono al loro interno la realtà dei Laboratori Nazionali di Legnaro relativamente al progetto SPES ed ISOLPHARM.

CAPITOLO 2: INTRODUZIONE DELLA TECNICA ISOL E AL PROGETTO SPES AI LABORATORI NAZIONALI DI LEGNARO PER LA PRODUZIONE E L'UTILIZZO DEI FASCI ESOTICI

2.1 Introduzione:

Uno degli obiettivi principale della scienza moderna è di comprendere i meccanismi che hanno portato all'origine dell'Universo e alla formazione della materia e degli elementi costituenti. L'avanzamento della scienza in questo campo è possibile grazie allo studio delle caratteristiche dei nuclei degli atomi, specialmente quelli instabili (radioattivi), attraverso il monitoraggio dei loro decadimenti e delle interazioni nucleari di diverso tipo.

Gli atomi costituiscono l'elemento fondante la materia e sono costituiti secondo il modello di Bohr da un nucleo in cui concentra gran parte della massa e da una nube di elettroni che lo circonda. Il nucleo è a sua volta composto da due tipologie di particelle, i protoni ed i neutroni, indicate generalmente come nucleoni. Essi presentano massa molto simile ($1.67 \cdot 10^{-24}$ g) ma cariche diverse, i primi sono dotati di carica elettrica positiva pari a $1.6 \cdot 10^{-19}$ C mentre i secondi sono elettricamente neutri. Tali particelle sono unite tra loro nel formare il nucleo dall'interazione di tipo forte, che rappresenta la forza fondamentale più intensa in natura.

Si definisce nuclide un atomo definito da un ben preciso valore di A e di Z, in cui A è il numero di massa definito come la somma:

$$A = Z + N$$

Dove Z indica il numero di protoni presenti nel nucleo, mentre N la quantità di neutroni. In particolare, due nuclidi vengono definiti isotopi dello stesso elemento se sono caratterizzati dallo stesso numero atomico Z, ma differente numero di massa A, e quindi differente numero di neutroni N.

La differenza nel numero di massa è quindi legata ad un diverso numero di neutroni nel nucleo, ciò fa sì che essi abbiano analoghe proprietà chimiche ma comportamenti fisici differenti essendo uno più pesante dell'altro. Le proprietà di stabilità dei nuclidi vengono riassunte nella carta dei nuclidi, essa evidenzia i nuclei stabili e quelli instabili o radioattivi (figura 2).

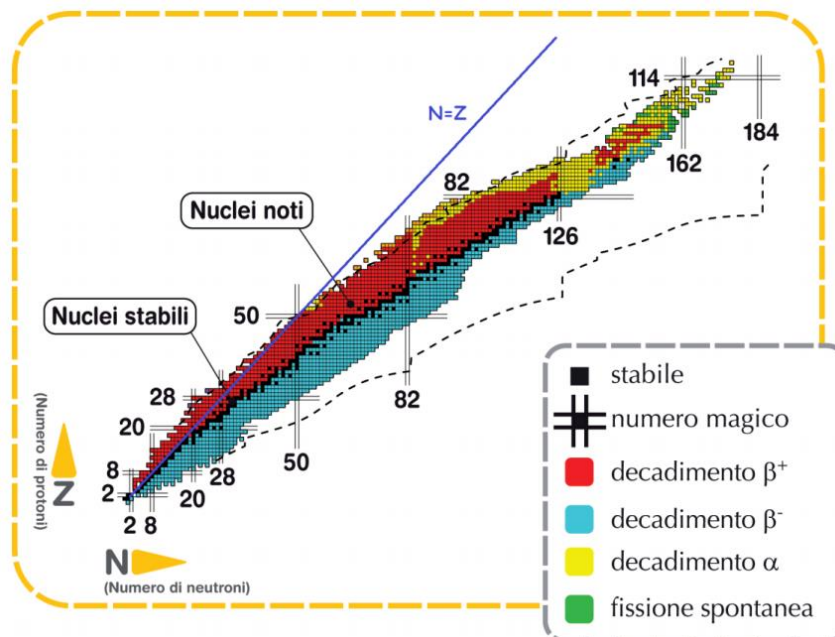


Figura 2: Carta dei nuclidi [4].

Per valori bassi di Z , i nuclei stabili sono quelli per i quali si realizza $Z = N$ perché l'interazione tra protone – neutrone in questi casi è più forte di quella tra elementi dello stesso tipo.

Per masse atomiche $A \geq 40$ la curva di stabilità perde l'andamento lineare e si sposta verso nuclei più ricchi di neutroni (*neutron rich*), questo perché all'aumentare di Z aumentano le forze di repulsione elettrostatica tra i protoni ed è dunque necessario un numero maggiore di neutroni per garantire la stabilità.

Per valori di A ancora maggiori l'interazione forte, tra protoni e neutroni a causa del suo corto raggio, perde la sua efficacia rispetto alla repulsione elettrostatica tra elementi della stessa specie causando una ridotta stabilità.

Perciò i nuclei che si trovano al di fuori della valle di stabilità, caratterizzati dunque da una carenza di neutroni (*proton rich*) o da un eccesso di neutroni (*neutron rich*), sono instabili e quindi soggetti a decadimento.

Durante il processo di decadimento vengono emesse diverse tipologie di particelle o radiazioni elettromagnetiche che possono essere suddivise in quattro gruppi:

- **Decadimento alfa:** è tipico dei nuclei con $Z > 83$, tale tipo di decadimento emette particelle α caratterizzate da un'alta energia cinetica ma da un basso potere penetrante.

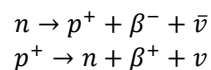
Tali particelle sono costituite da due protoni e due neutroni, il risultato è quindi una diminuzione sia del numero atomico Z che del numero di massa A secondo lo schema:

$$\begin{aligned} Z_D &= Z - 2 \\ A_D &= A - 2 \end{aligned}$$

In cui Z_D e A_D rappresentano il numero di protoni ed il numero di massa dopo decadimento.

Pertanto perdendo due protoni, l'elemento iniziale decade in un altro elemento avente numero atomico inferiore.

- **Decadimento beta:** il decadimento beta può avvenire secondo due schemi di reazione:



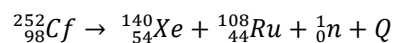
Il primo definito decadimento β^- , è tipico dei nuclei presenti al di sotto della valle di stabilità, ossia caratterizzati da un eccesso di neutroni (*neutron rich*).

In tale decadimento un neutrone si trasforma in un protone attraverso l'emissione di una particella β^- (elettrone) più un antineutrino. Ciò permette al nucleo di portarsi verso la condizione di stabilità $Z = N$ in quanto il numero di massa A non cambia, ma il numero atomico Z viene aumentato di una unità. Il decadimento β^+ invece, è tipico dei nuclei che stanno al di sopra della valle di stabilità (*proton rich*), in questo caso un protone trasmuta in un neutrone attraverso l'emissione di una particella β^+ più un neutrino.

Anche in questo caso il numero di massa A del nucleo non viene modificato, mentre il numero Z viene decrementato di una unità permettendo un avvicinamento verso la condizione di stabilità.

- **Fissione spontanea:** Riguarda nuclei molto pesanti (elementi in verde nella figura 2) che naturalmente tendono a dividersi per formare due diversi atomi.

Un esempio è rappresentato da ${}^{252}_{98}\text{Cf}$ che va incontro alla reazione:



In cui Q rappresenta l'energia emessa nel processo [1].

- **Decadimento gamma:** non si tratta di un decadimento nucleare come gli altri descritti sopra in quanto non avviene alcun cambiamento nucleare in seguito alla loro emissione.

Le radiazioni γ sono emesse durante o subito dopo un decadimento nucleare, in quanto i nuclei neoformati, chiamati nuclei figli, sono caratterizzati spesso da uno stato di eccitazione che provoca l'emissione di radiazione elettromagnetica ad alta frequenza [1].

Attualmente sono circa 3600 i nuclei studiati in termini di proprietà nucleari e che possono essere prodotti mediante le diverse *facilities* nel mondo.

In generale i nuclei radioattivi vengono chiamati esotici e si stima che possano essere fino a 6000, essi sono collocati all'interno delle *drip lines*, ossia delle linee che delimitano il campo di esistenza di queste specie esotiche. Oltre queste linee l'instabilità sarebbe tale da impedirne l'esistenza.

2.2 Il progetto SPES ai laboratori nazionali di Legnaro:

Il progetto SPES è un progetto multidisciplinare che ha come obiettivo per lo studio delle caratteristiche dei nuclei instabili e delle loro possibili applicazioni, lo sviluppo di un apparato sperimentale in grado di produrre fasci di ioni radioattivi (RIB – *Radioactive Ion Beam*).

Tali nuclei non sono presenti naturalmente, ma sono prodotti durante le fasi conclusive della vita delle stelle, dalle quali tutti gli elementi sono generati.

Sono state previste quattro fasi per la realizzazione del progetto SPES:

- **SPES – α** : questa prima fase prevede l'acquisizione, l'installazione e la messa in opera di un ciclotrone ad alte prestazioni, con un'alta corrente in uscita (≈ 0.7 mA) ed un'alta energia (fino a 70 MeV) e tutte le relative infrastrutture come le aree sperimentali. Il ciclotrone sarà provvisto di due uscite, per poter fornire contemporaneamente due fasci di protoni: evidenziando così la duplice missione del progetto SPES, da un lato la ricerca di base, dall'altro gli sviluppi applicativi. Infatti, uno dei fasci sarà destinato alla *facilities* di fisica nucleare, per la produzione di ioni ricchi di neutroni mediante collisione di protoni su un bersaglio in UC_x , il secondo sarà dedicato agli studi di fisica applicata [1].
- **SPES – β** : questa seconda fase prevede la produzione e l'accelerazione di specie *neutron rich* verso dei target posti nelle sale sperimentali. Dalla collisione verranno generati nuovi nuclei, con un largo eccesso di neutroni, simili a quelli generati nelle fasi terminali della vita delle stelle e che non sono presenti sulla terra [1]. La ricerca in questo ambito rappresenta una nuova frontiera per lo studio dell'evoluzione stellare.
- **SPES – γ** : questa fase riguarda la produzione di radionuclidi di interesse medico mediante l'utilizzo del ciclotrone SPES – α . L'obiettivo è quello di produrre radiofarmaci innovativi, caratterizzati da un'elevata attività specifica e purezza [1].
- **SPES – δ** : prevede lo sviluppo di un'intensa sorgente neutronica, sfruttando i protoni prodotti dal ciclotrone e/o da un acceleratore lineare ad alta intensità basato sulla *radio-frequency quadrupole technology* (RFQ). Applicazioni della sorgente neutronica si estendono dall'astrofisica nucleare ai test per il comportamento dell'elettronica nello spazio, dalla caratterizzazione dei rifiuti nucleari ai trattamenti sperimentali di tumori [1].



Figura 2.1: *Quadrifoglio benaugurale che rappresenta le quattro fasi del progetto SPES.*

2.3 La produzione di fascio di ioni radioattivi (SPES – β):

La produzione di fasci di ioni radioattivi richiede la costruzione di apparati sperimentali, detti *facilities*, capaci di produrre fasci (RIBs – *Radioactive Ion Beams*) di elevata purezza, intensità ed energia. Uno dei metodi più diffusi per la produzione dei RIBs è la tecnica ISOL (*Isotope Separation On Line*) (figura 2.3) la quale ha come costituenti:

- L'acceleratore primario
- Il complesso target – sistema di estrazione e ionizzazione
- Il front end
- I separatori di massa

- Il post acceleratore

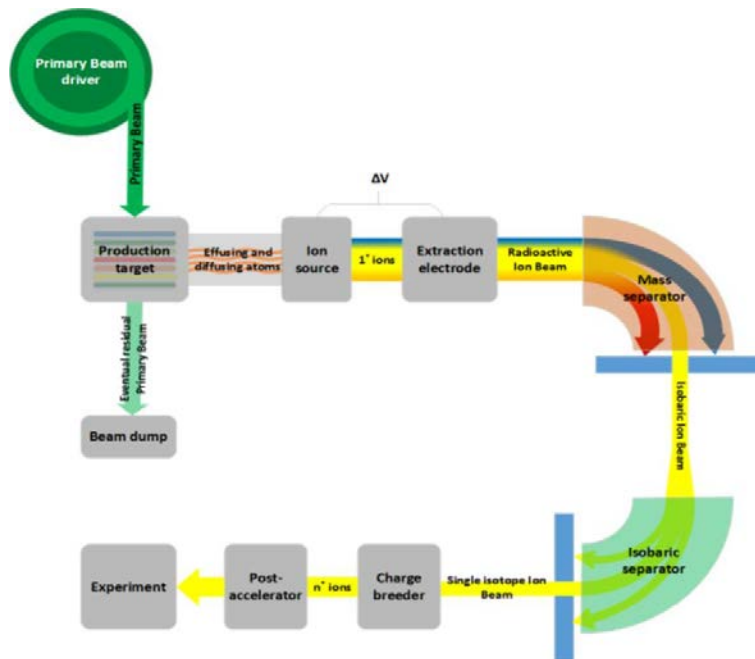


Figura 2.3: Schema di una facility di tipo ISOL.

Per la produzione del fascio di ioni radioattivi un fascio di protoni di desiderata energia, prodotto dal ciclotrone, viene fatto collidere contro un bersaglio principale (*target*). Gli isotopi prodotti grazie alle reazioni nucleari possono effondere ed essere ionizzati, grazie alla carica acquisita vengono poi accelerati mediante una differenza di potenziale. Questo primo processo di accelerazione avviene nel front end, il quale include anche i dispositivi in cui il fascio viene opportunamente focalizzato e purificato in massa mediante dei separatori elettromagnetici. Questi apparati sfruttano l'azione di un campo elettrico ed uno magnetico per deviare i nuclei con massa diversa da quella desiderata ottenendo un fascio di ioni isobari. Un ulteriore step di purificazione permette infine di trasportare selettivamente solamente l'isotopo d'interesse, escludendo le specie isobare di diversi elementi.

Infine, il fascio così ottenuto può essere post accelerato fino al valore di energia desiderato ed inviato alle singole aree sperimentali.

L'intensità del fascio prodotto secondo la tecnica ISOL è descritta dalla seguente relazione:

$$I = \sigma * \Phi * N * \epsilon_1 * \epsilon_2 * \epsilon_3$$

In cui:

- σ : rappresenta la sezione d'urto per le reazioni nucleari, ossia la probabilità che avvenga una certa reazione nucleare.
- Φ : rappresenta l'intensità del fascio primario.
- N : è il numero di nuclei nel target.
- ϵ_1 : è l'efficienza di rilascio del target.
- ϵ_2 : è l'efficienza di ionizzazione.
- ϵ_3 : è l'efficienza del processo di estrazione e trasporto.

Nella realizzazione di una *facility* di tipo ISOL gli obiettivi da perseguire sono:

- La riduzione del tempo che intercorre tra la produzione dei nuclidi e la loro estrazione.
- La massimizzazione dell'intensità senza deterioramento della purezza del fascio.

Il rilascio dei prodotti delle reazioni nucleari dal substrato solido del target è un processo termicamente attivato, infatti, all'aumentare della temperatura aumenta la possibilità di movimento delle particelle e come conseguenza si ha un aumento della velocità di rilascio. Questo è molto importante soprattutto per i nuclei aventi emivita breve, per i quali un'elevata velocità di rilascio evita una perdita di questi per decadimento. È

fondamentale quindi che la temperatura del target sia mantenuta al valore massimo possibile, generalmente attorno ai 2000°C.

2.4 Configurazione e layout della facility SPES:

La facility SPES è principalmente dedicata alla produzione di radioisotopi *neutron rich* aventi massa compresa tra 80 e 160 uma, tali nuclei sono prodotti dalla fissione di un bersaglio principale costituito da sette dischi in Carburo di Uranio (UC_x), quando viene irraggiato con un fascio di protoni a 40 MeV, detto fascio primario. Essendo molto elevato il livello stimato di radioattività nel target di produzione, con lo sviluppo del progetto SPES si è reso necessario costruire nuovi edifici e relativi servizi in modo da garantire la sicurezza in termini di radioprotezione.

Nelle seguenti figure 2.4, 2.5 e 2.6 viene rappresentato il layout della facility SPES; si possono individuare i vari componenti che la costituiscono, in particolare il post acceleratore ALPI (*Acceleratore Lineare Per Ioni*), il CB (*Charge Breeder*) per aumentare lo stato di carica del fascio, HRMS (*High Resolution Mass Separator*) per purificare isotopicamente il fascio ed infine il RFQ (*Radio- Frequency Quadripole*) per la ri – accelerazione.

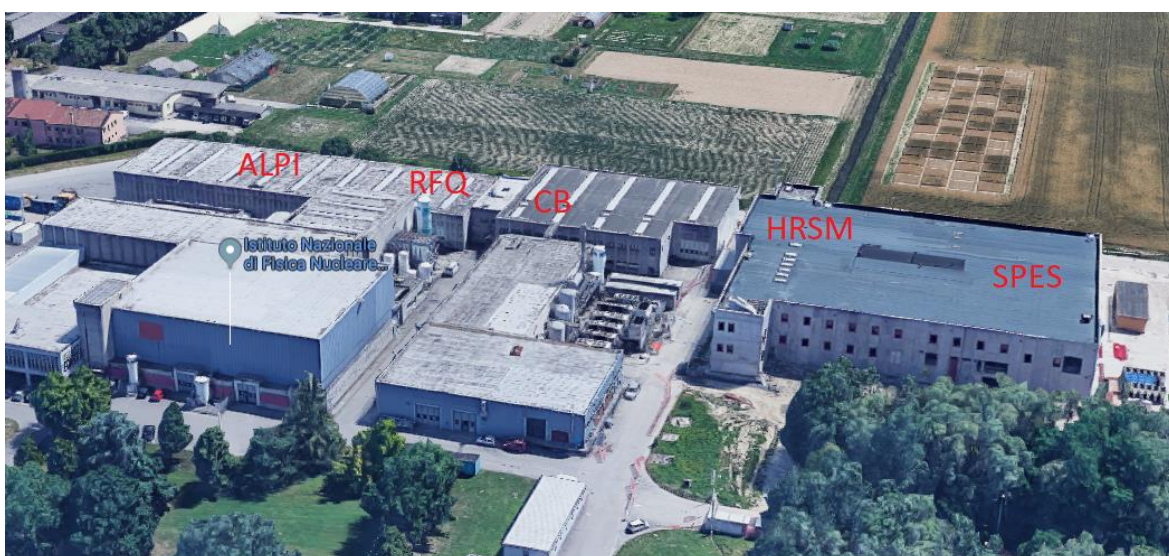


Figura 2.4: La facility SPES presso i Laboratori Nazionali di Legnaro.

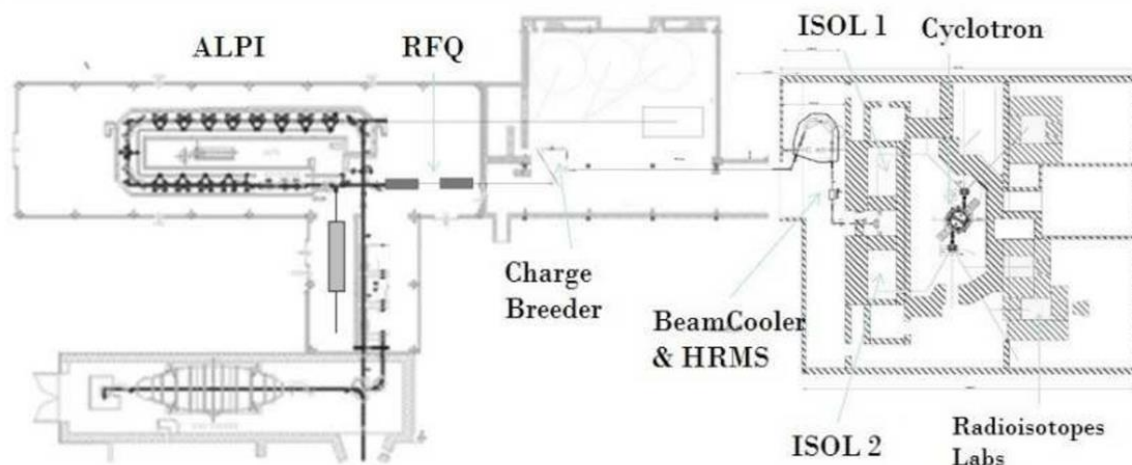


Figura 2.5: Planimetria della facility SPES [5].

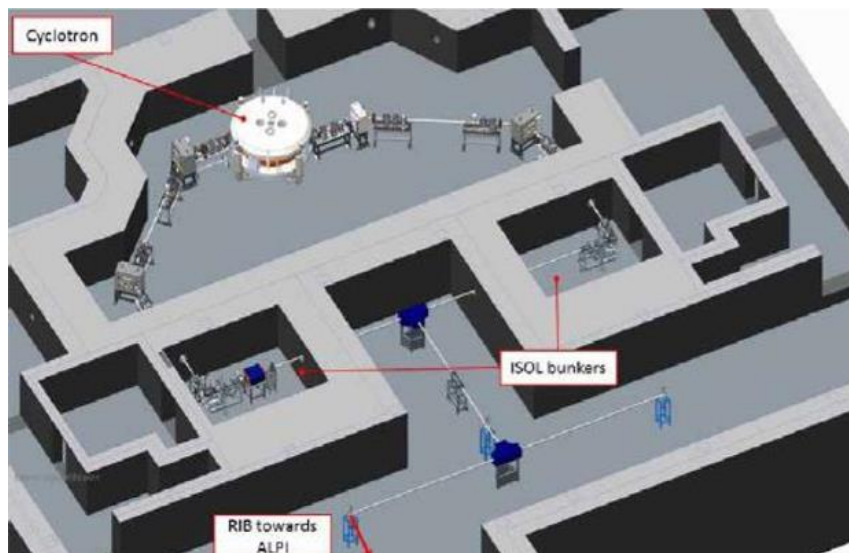


Figura 2.6: Layout del bunker SPES.

2.5 L'acceleratore primario, il ciclotrone:

Al fine di assicurare il funzionamento della facility SPES, è necessario utilizzare un acceleratore che produca un fascio di adeguata energia, intensità, che sia affidabile e disponibile.

Esso ha l'obiettivo di produrre un fascio protonico in grado di interagire con il *target* primario in Carburo di Uranio da cui saranno estratti i prodotti della fissione.

L'acceleratore scelto per il progetto SPES è il Best 70p della Best Cyclotron®, un ciclotrone in grado di garantire le prestazioni richieste dal progetto SPES ed inoltre offre la possibilità di utilizzare una seconda linea di fascio completamente indipendente, nel rispetto della multidisciplinarietà del progetto.

Esso è in grado di offrire in uscita due fasci di protoni indipendenti aventi energia fino a 70 MeV ed intensità totale di 750 μ A.

Uno dei due fasci di protoni potrà essere inviato alternativamente ad uno dei due ISOL bunker (Figura 2.6) dedicati alla produzione dei fasci RIB per il progetto SPES.

Il ciclotrone è stato installato con successo nel maggio del 2015 (figure 2.7 e 2.8) [10].



Figura 2.7: Ciclotrone Best 70p della Best Cyclotron® e disposizione delle due uscite indipendenti [6].



Figura 2.8: Il ciclotrone nelle fasi di installazione nel nuovo edificio SPES [6].

2.6 Il target di produzione e la sorgente di ionizzazione:

Il target di produzione e la sorgente di ionizzazione sono contenuti all'interno di una camera di forma cilindrica (figura 2.9), la quale viene raffreddata mediante un circuito dell'acqua a causa delle elevate potenze termiche in gioco.

Per evitare l'ossidazione dei componenti, date le elevate temperature che aggirano intorno ai 2000°C, la camera viene mantenuta in vuoto spinto con pressioni dell'ordine dei 10^{-6} mbar. Tale condizione di vuoto è anche necessaria per aumentare il cammino libero delle particelle radioattive prodotte che sono così libere di muoversi ed essere estratte.

Il volume della camera è delimitato da un lato dallo spallamento di una flangia (*plate*) e dall'altro da un coperchio (*cover*), entrambi realizzati in lega d'alluminio, mentre la tenuta a vuoto è realizzata mediante un O-ring.

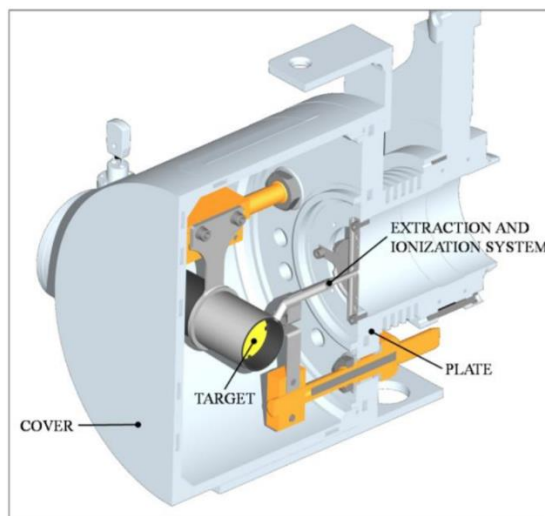


Figura 2.9: Camera target [1].

Nel realizzare il target di produzione e la sorgente di ionizzazione è necessario considerare tre parametri:

- L'elevato numero di reazioni di fissione per avere un'elevata intensità del RIB (Radioactive Ion Beams).
- Bassa potenza depositata sul target per evitare di raggiungere la temperatura di fusione.
- Elevata velocità di rilascio degli isotopi per aumentare l'efficienza di estrazione.

Per raggiungere questi obiettivi, il target principale viene suddiviso in sette dischi in Carburo di Uranio (UC_x), aventi 40mm di diametro ed uno spessore di 1.3mm ciascuno, opportunamente spazati in direzione assiale.

Tale suddivisione del target principale in più dischi permette di incrementare la potenza dissipata per radiazione, garantire un minor tempo di rilascio dei prodotti della fissione ed infine garantisce una maggiore omogeneità in termini di temperatura del blocco target (figura 2.10).

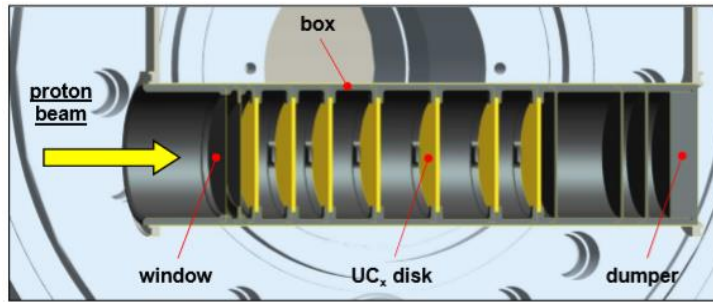


Figura 2.10: Configurazione di riferimento per il target principale (i sette dischi in UCx sono rappresentati in giallo) [2].

Il blocco target comprende anche una scatola (*box*), costituita da un tubo cavo di grafite avente diametro esterno e lunghezza di 49mm e 200mm, che garantisce l'allineamento e il posizionamento dei dischi in Carburo di Uranio. Il fascio di protoni, prima di impattare contro i dischi, attraversa due finestre in grafite (*windows*), molto sottili per non attenuare l'intensità del fascio, ma di fondamentale importanza poiché consentono di confinare la zona attiva e di evitare un eccessivo raffreddamento del materiale fissile in corrispondenza dell'ingresso del fascio.

Dopo aver interagito con i dischi, il fascio colpisce i *dumper* posizionati sul fondo della scatola (*box*), questi elementi provvedono all'assorbimento definitivo del fascio, evitando l'attivazione della camera esterna e la fuoriuscita di particelle dal lato posteriore del target.

Per garantire una produzione efficiente di fascio radioattivo, l'intero blocco target deve lavorare ad una temperatura media molto alta, prossima ai 2000°C. In condizioni nominali di esercizio, la potenza depositata dal fascio di protoni è sufficiente a garantire il raggiungimento della temperatura obiettivo, tuttavia, per le fasi di conditioning, ossia preparazione del target alla ricezione di protoni, o in caso di interruzione imprevista del fascio primario, è stato previsto un riscaldatore (*heater*) completamente indipendente dal fascio e che permette di avere un miglior controllo termico del target soprattutto quando la potenza del fascio non è stabile, evitando così sbalzi di temperatura molto pericolosi per l'integrità strutturale dei dischi.

Tale riscaldatore (figura 2.11) è costituito da un sottile tubo (*tube*) in tantalio (Ta) con una lunghezza media di 200mm, un diametro esterno di 50mm ed uno spessore 0.2mm alle cui estremità sono saldate due ali (*wings*) direttamente connesse ai morsetti in rame (*copper clamps*).

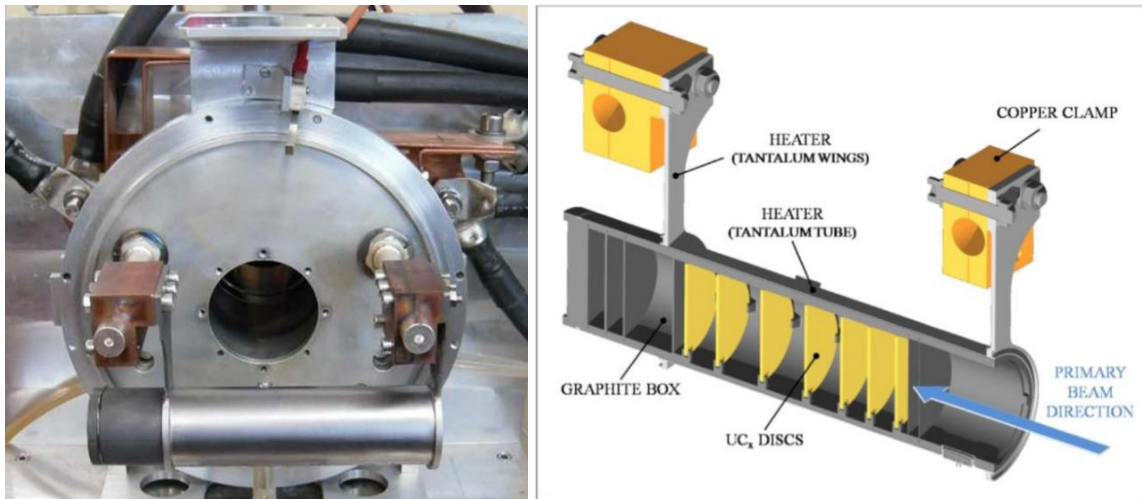


Figura 2.11: Target e riscaldatore installati nella camera a vuoto (sulla sinistra) [2]; rappresentazione del bersaglio diretto (destra) [1].

La dissipazione di potenza avviene per effetto Joule, tra i morsetti viene fatta scorrere una corrente massima $I_{MAX} = 1300 A$ ed applicata una differenza di potenziale $\Delta V_{MAX} = 10 V$.

La scelta nell'utilizzo di un riscaldatore al tantalio trova giustificazione in un'ottima resistenza alla corrosione, un'ottima conducibilità termica ed elettrica (conducibilità termica e resistività elettrica, alla temperatura

ambiente, sono rispettivamente di $57 W/(m^{\circ}C)$ e $1.37 * 10^{-7} \Omega m$ e dalla capacità di operare ad elevate temperature.

Il processo di fissione nucleare che si manifesta quando il fascio di protoni interagisce con i sette dischi in Carburo di Uranio, produce nuclei radioattivi aventi massa compresa tra gli 80 ed i 160 uma, per la produzione di un RIB (*Radioactive Ion Beams*) la specie esotica desiderata deve essere rilasciata dal target e ionizzata [1]. Tale processo per essere efficiente deve essere selettivo (ridurre la contaminazione isobara) e veloce, quindi non può essere applicato ad isotopi aventi emivita inferiore a poche decine di millisecondi.

Il processo di trasferimento avviene mediante la linea di trasferimento (*transfer line*), attraverso la quale gli isotopi che effondono dal target vengono indirizzati verso la sorgente di ionizzazione (*ion source*) dove vengono ionizzati positivamente (ioni $1+$). Una volta ionizzati, gli ioni vengono accelerati mediante l'utilizzo di un campo elettrico che può raggiungere una differenza di potenziale fino a 60 kV, presente tra la camera target e un elettrodo, detto elettrodo estrattore (figura 2.12).

Nella soluzione attuale, la linea di trasferimento è costituita da un tubo in tantalio saldato al riscaldatore e connesso meccanicamente alla sorgente ionizzante all'estremità opposta.

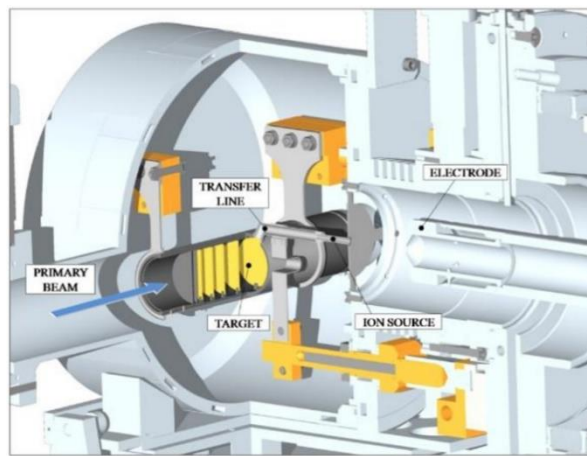


Figura 2.12: Rappresentazione del sistema di estrazione e ionizzazione del progetto SPES [1].

Come avviene per il riscaldatore, anche il sistema linea di trasferimento – sorgente di ionizzazione viene riscaldato per effetto Joule fino a quasi $2300^{\circ}C$.

A seconda del tipo di elemento, e quindi del potenziale di prima ionizzazione o potenziale di valenza, possono essere utilizzati diversi metodi di ionizzazione (figura 2.14). Per potenziale di valenza si intende la quantità di energia che è necessario spendere per portare un elettrone dalla sfera di valenza ad una distanza infinita dall'atomo.

Gli elementi prodotti dalla reazione di fissione del UC_x sono molteplici (in rosso nella figura 2.13), essi presentano differenti masse (da $60 < A < 160$ uma) e differenti proprietà chimiche.

1												18					
H		Surface Ionization Method										He					
3	4	Photo Ionization Method (Laser)															
Li	Be	Electron Impact Ionization (Plasma)															
11	12																
Na	Mg																
19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
K	Ca	Sc	Ti	V	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Cu	Zn	Ga	Ge	As	Se	Br	Kr
37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54
Rb	Sr	Y	Zr	Nb	Mo	Tc	Ru	Rh	Pd	Ag	Cd	In	Sn	Sb	Te	I	Xe
55	56	57	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86
Cs	Ba	La	Hf	Ta	W	Re	Os	Ir	Pt	Au	Hg	Tl	Pb	Bi	Po	At	Rn
87	88	89	104	105	106	107	108	109	110	111	112						
Fr	Ra	Ac	Rf	Db	Sg	Bh	Hs	Mt									
		Elements with bad volatility (Not extracted)															

Figura 2.13: Gli isotopi prodotti per fissione nel progetto SPES e i differenti modi di ionizzazione [1].

Alcuni di questi elementi come i refrattari (Y, Zr, Nb, Mo, Tc, Ru, Rh, Pd) non possono essere rilasciati dal target perché presentano un'alta tensione di vapore.

I restanti elementi, prodotti dalla reazione di fissione, possono essere classificati in base all'energia di prima ionizzazione.

Il primo gruppo costituito dagli elementi alcalini e alcalino-terrosi (Rb, Cs, Sr, Ba) presenta una bassa energia di ionizzazione $1+$, meno di 6 eV, e possono essere ionizzati con una buona selettività e con alti livelli di efficienza mediante la tecnica di ionizzazione superficiale (SIS – *Surface Ionization Source*).

Il secondo gruppo di elementi è quello costituito dai metalli (Ni, Cu, Zn, Ge, Ga, Ag, Cd, In, Sn, Sb, Te), questi presentano un potenziale di ionizzazione $1+$ intermedio, tra i 6 e i 10 eV, e possono essere ionizzati correttamente mediante la tecnica di ionizzazione laser (LIS – *Laser Ionization Source*). Tale tecnica è quella più selettiva nella produzione dei RIB (*Radioactive Ion Beams*).

Il terzo gruppo è quello costituito dai gas nobili (Kr, Xe), alogeni (Br, I) e da As e Se; questi elementi hanno un elevato potenziale di ionizzazione $1+$, anche superiore a 10 eV.

Il metodo migliore per ionizzazione quest'ultimo gruppo è quello della ionizzazione al plasma (PIS – *Plasma Ionization Source*) che però risulta il meno selettivo ma permette di raggiungere alti livelli di efficienza di ionizzazione.

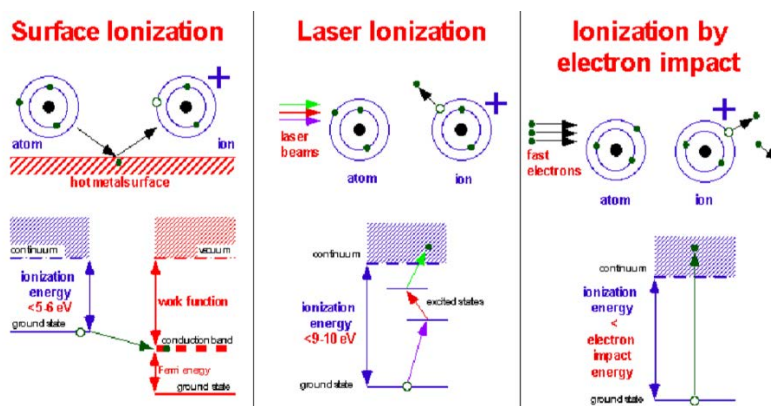


Figura 2.14: Le tre differenti tipologie per la ionizzazione $1+$ [3].

Ai Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL) è presente un tratto di acceleratore, il front end (figura 2.15), che lavorando off-line, cioè senza l'impiego di un fascio di protoni, permette di misurare le performance della sorgente di ionizzazione in termini di efficienza di ionizzazione.

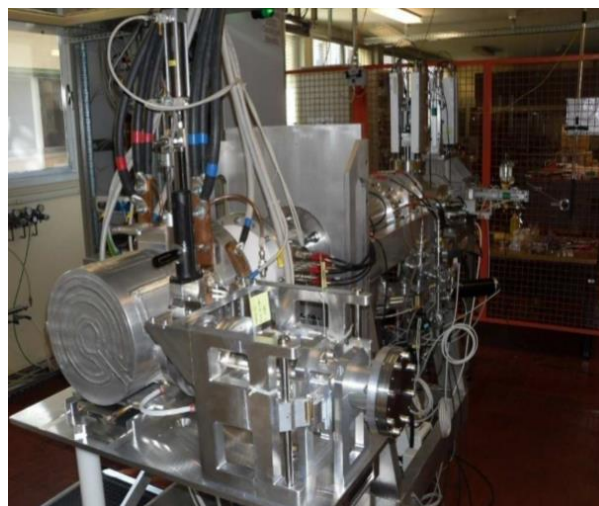


Figura 2.15: Dettaglio del front end off-line ai Laboratori Nazionali di Legnaro [3].

La camera target è connessa al front end, tra i due è applicata una differenza di potenziale $V_{camera} - V_{front\ end} \approx 30 \text{ kV}$ è quindi necessario, per evitare il contatto diretto, inserire degli isolatori elettrici (*electrical insulator*).

Tale differenza di potenziale permette di accelerare il fascio di ioni radioattivi verso il complesso a bassa energia del front end (LEBT - *Low Energy Beam Transport*), che include un separatore elettromagnetico, un collimatore ed una box di diagnosi per misurare la dimensione e l'intensità elettrica del fascio.

2.7 Separatori magnetici e post accelerazione:

Il fascio estratto dalla sorgente e ionizzato è sottoposto ad una prima fase di purificazione nella quale, attraverso il separatore di massa (figura 2.16), viene deviata ed assorbita la parte dei contaminanti aventi massa diversa rispetto all'isotopo da isolare, viene quindi eseguita una purificazione isobara. Gli unici nuclei che vengono trasportati nel fascio dopo questo processo sono gli isobari, quindi nuclei di elementi diversi, aventi diverso numero atomico Z ma la medesima massa A .

Oltre a questa prima selezione, al fine di garantire l'elevata purezza richiesta da alcune applicazioni sperimentali, il fascio passa attraverso un separatore isobaro avente una risoluzione pari a 15000, permettendo la selezione dei singoli isotopi.

A questo punto il fascio possiede le caratteristiche di purezza desiderate e può quindi essere inviato alle sale sperimentali per condurre gli esperimenti che richiedono fasci radioattivi a bassissima energia oppure può essere post accelerato.

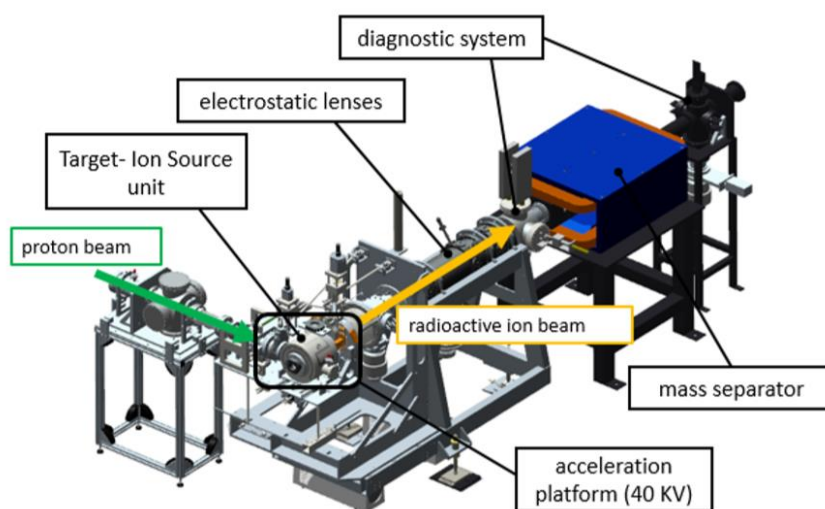


Figura 2.16: Schema del front end di SPES [7].

Nel caso sia necessario avere un fascio radioattivo più energetico, questo viene iniettato in un CB (*Charge Breeder*), un dispositivo in grado di incrementare la carica degli ioni. In questo modo a parità di campo elettrico disponibile nei successivi step di accelerazione, sarà possibile conferire più energia al fascio. In SPES il fascio esotico sarà iniettato in PIAVE (*Positive Ion Accelerator for VErY low velocity ions*) che rappresenta il primo stadio di post accelerazione prima dell'ingresso in ALPI (*Acceleratore Lineare Per Ioni*).

Il complesso di acceleratori PIAVE – ALPI (figura 2.17), operativi rispettivamente dalla prima metà degli anni '90 e nel 2004, ha subito nel corso degli anni diversi aggiornamenti e miglioramenti che permettono di poter accelerare anche particelle esotiche.



Figura 2.17: Acceleratori ALPI (a sinistra) [8] e PIAVE (a destra) [9].

2.8 Applicazioni dei fasci esotici:

I fasci di ioni esotici hanno suscitato, nel corso degli anni, un crescente interesse dovuto alle loro molteplici applicazioni non solo nel campo della fisica nucleare ma anche in astrofisica, medicina e fisica dello stato solido [1].

Nei prossimi paragrafi verranno brevemente introdotte le potenzialità e le possibili applicazioni dei fasci esotici.

2.8.1 Applicazioni in fisica nucleare:

Tra le diverse possibilità offerte dall'applicazioni dei fasci esotici vale la pena considerare per la fisica nucleare:

- Miglioramento e verifica del modello standard:
L'attuale modello su cui si basa la fisica nucleare comprende tre delle quattro interazioni fondamentali, cioè l'interazione nucleare forte, l'elettromagnetismo e l'interazione nucleare debole, e descrive inoltre la funzione e le proprietà di tutte le particelle (note ed osservate) che costituiscono la materia. Sebbene abbia riscontrato un notevole successo, tale modello si basa su alcune assunzioni fatte ad hoc, l'applicazione dei fasci esotici permette di eseguire complessi esperimenti di fisica nucleare destinati a chiarire l'origine di tali assunzioni al fine di pervenire all'unificazione delle iterazioni fondamentali [1].
- Studio della struttura dei nuclei complessi:
Gli elementi costituenti del nucleo, ossia i nucleoni, sono costituiti da sub particelle chiamate *quark*. Essi esercitano un effetto fisico anche al di là dei nucleoni nei quali sono confinati: in particolare le interazioni tra i nucleoni all'interno del nucleo sono diverse rispetto a quelle esistenti tra due nucleoni liberi, in quanto queste dipendono anche dalla densità di protoni e neutroni associata al particolare nucleo.
Al momento non esiste una relazione generale che permette di descrivere l'entità di tali interazioni nucleari per tutti i nuclei, ma solo per quelli più leggeri.
L'obiettivo è quello di ricavare una trattazione unificata che, sfruttando i fasci esotici, permetta di: descrivere le interazioni tra le particelle nucleari, elimini le incongruenze tra i modelli correnti e che sia applicabile anche a nuclei aventi rapporto protoni – neutroni estremo [1].
- Misura delle dimensioni del nucleo halo:
Il nucleo è composto da protoni e neutroni e la sua dimensione è funzione del numero di nucleoni che lo compongono mediante la relazione:

$$R = R_0 A^{1/3}$$

In cui R rappresenta il raggio nucleare mentre R_0 è una costante pari a 1.2 fermi (1 fermi = 10^{-15} m). Se questo è valido per i nuclei che si trovano nella valle di stabilità, ciò non è altrettanto valido per i nuclei che si trovano al di fuori d'essa, perché per questi le forze di legame sono deboli (caratteristica che rende il nucleo instabile e soggetto a decadimento). Ciò comporta che si formino nuclei con particolari configurazioni dei nucleoni, come ad esempio quelli che sono chiamati *nuclei ad anello o halo*: essi sono caratterizzati da una diversa collocazione dei neutroni che essendo debolmente legati al nucleo, orbitano attorno ad esso come neutroni di valenza.

Un esempio di nucleo halo è l'isotopo ^{11}Li , esso ha una dimensione media del nucleo paragonabile a quella del ^{48}Ca , se però si considera anche l'orbita nella quale sono presenti i due neutroni di valenza le dimensioni del nucleo sono paragonabili a quelle del ^{208}Pb [1] (figura 2.18). Ciò rende le dimensioni del nucleo maggiori rispetto quanto predetto.

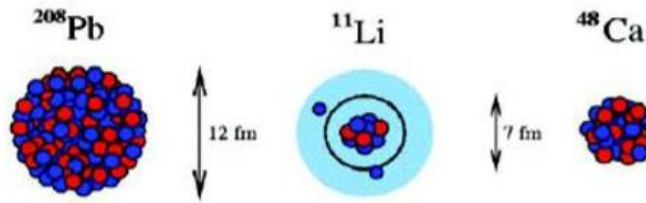


Figura 2.18: Schema di un nucleo halo [1].

Il nucleo ad anello o halo del ^{11}Li è quindi un insieme di tre corpi, i due neutroni ed il core, e rappresenta un esempio naturale di sistema Borromeico. Esso viene rappresentato mediante tre anelli (figura 2.19) legati l'uno con l'altro in modo che la rottura di un anello permetta la separazione degli altri due.

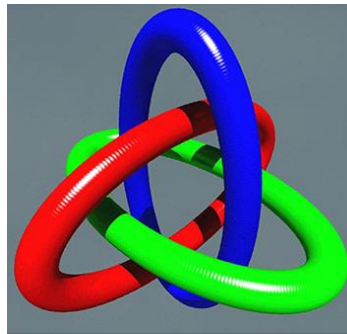


Figura 2.19: Anelli Borromeici.

Se uno dei tre costituenti del nucleo borromeico viene a mancare, gli altri divengono immediatamente instabili e si possono a loro volta allontanare facilmente [1].

I fasci esotici vengono in questo caso impiegati, a bassa energia, per la misura della distribuzione di protoni, mentre ad alta energia, per la determinazione di tutti i nucleoni.

- Produzione di elementi superpesanti:

Gli elementi naturali che compongono la Tavola Periodica sono circa 90 e si estendono dall'Idrogeno all'Uranio.

Negli ultimi anni le reazioni nucleari hanno permesso la sintesi di nuovi elementi aventi elevato peso atomico, ciò ha concesso di estendere il numero dei costituenti della Tavola Periodica fino all'elemento avente numero atomico 112; e suggerendo un'estensione sino a 116.

Tali elementi, in quanto dotati di un elevato numero atomico, vengono chiamati superpesanti e tendono a formarsi in prossimità di un'area della carta dei nuclidi normalmente indicata come isola di stabilità (figura 2) in una configurazione ricca di neutroni al fine garantire la stabilità, vincendo l'intensa forza di repulsione elettrostatica tra protoni.

I fasci esotici composti da nuclei instabili ricchi di neutroni permettono, accoppiati a target anch'essi ricchi in neutroni, di aprire una nuova strada per la sintesi e lo studio di questi elementi.

2.8.2 Applicazioni in fisica dello stato solido:

La tecnica *Radio Tracer Diffusion*, nata nel 1920, consiste nell'impiantare all'interno di un sistema solido dei nuclei radioattivi e di studiarne il decadimento, rilevando le radiazioni emesse. Tale tecnica viene comunemente chiamata drogaggio di un sistema ospite con radioisotopi sonda e consiste nel captare segnali anche di pochissimi atomi per osservare e misurare i processi di diffusione atomica nei solidi.

L'uso di questa tecnica permette di:

- Osservare, tramite i prodotti di decadimento, l'interazione tra il radioisotopo sonda ed il materiale ospite.
- Ottenere informazioni sul campo elettrico e magnetico all'interno del cristallo.
- Studiare i processi diffusivi e le interazioni tra gli atomi sonda.
- Analizzare i difetti presenti nel cristallo.

Una delle applicazioni dei fasci esotici nel campo della fisica allo stato solido riguarda la possibilità di drogare materiali semiconduttori.

2.8.2.1 Drogaggio dei semiconduttori:

Lo sviluppo di semiconduttori di dimensioni sempre più piccole richiede un controllo completo delle caratteristiche che influenzano tale proprietà, ossia la presenza di difetti intrinseci (come le vacanze interstiziali) ed estrinseci (come i droganti e le impurità atomiche). A questo fine la ricerca concentra le sue risorse nello studio dei difetti e dell'attivazione elettrica dei droganti in diversi tipi di semiconduttore.

Analogamente agli isotopi droganti stabili, anche gli isotopi radioattivi influenzano le proprietà elettroniche ed ottiche dei semiconduttori in funzione della loro natura chimica, della posizione che essi assumono nel reticolo cristallino e dalle dimensioni del semiconduttore.

Si è dimostrato infatti che in semiconduttori molto piccoli tali proprietà possono essere sensibilmente alterate da un difetto presente con concentrazione minore di 10^{12} atomi/cm³.

Per avere un controllo sulle prestazioni del semiconduttore è quindi necessario utilizzare tecniche sperimentali aventi un'alta sensibilità sia dal punto di vista chimico che della concentrazione dei difetti.

Sino ad ora la tecnica più diffusa per la rilevazione delle impurezze all'interno del cristallo è stata la *channeling*, tale tecnica permette di identificare la posizione di atomi radioattivi a breve emivita in singoli cristalli (figura 2.20).

Quando un isotopo decade questo emette delle particelle o onde elettromagnetiche, come conseguenza della loro natura queste particelle interagiscono in modo caratteristico con gli elettroni ed i nuclei del cristallo che li ospita, dando origine a canalizzazione lungo gli assi o i piani del cristallo (*channeling*) o al bloccaggio.

L'intensità della particella emessa è perciò funzione dalla posizione relativa del rivelatore rispetto agli assi o ai piani del cristallo, in tal modo è possibile dedurre la posizione della specie radioattiva nel reticolo, tuttavia, con le attuali tecnologie è possibile individuare concentrazione di difetti inferiore a 10^{18} atomi/cm³.

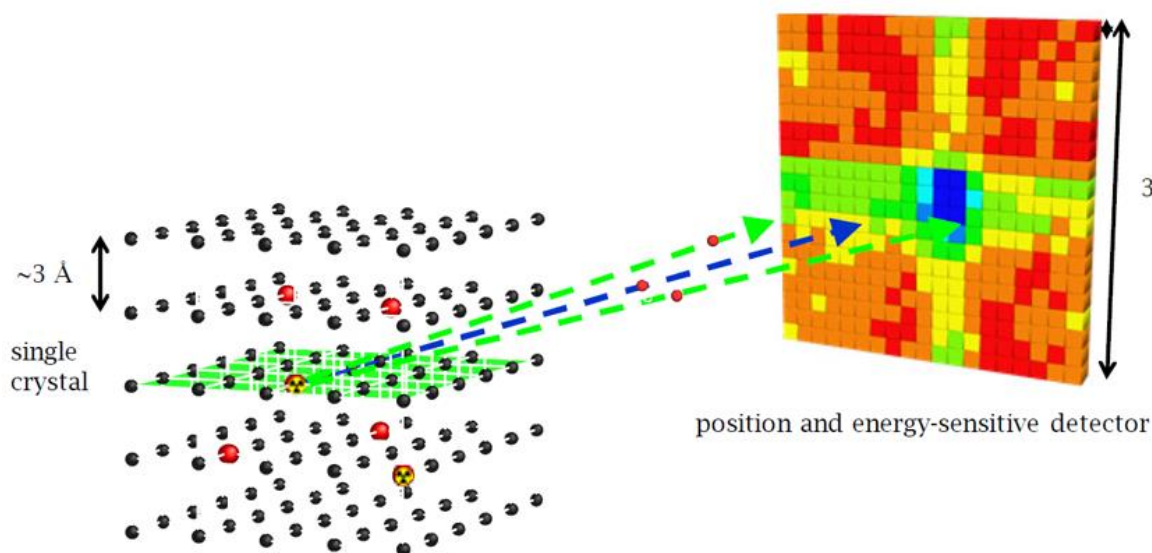


Figura 2.20: Metodo del channeling [11].

2.8.3 Applicazioni in astrofisica:

La conoscenza delle proprietà dei nuclei ricchi di neutroni (*neutron rich*) o di protoni (*proton rich*) che vengono generati dalle reazioni nucleari all'interno delle stelle è di fondamentale importanza per conoscere i meccanismi e i processi che regolano l'evoluzione dell'Universo.

In particolare, le informazioni ricavate dall'uso dei RIBs (Radioactive Ion Beams) hanno permesso di migliorare la comprensione dell'evoluzione stellare e di ampliare la conoscenza di nuovi elementi presenti nell'Universo.

Le stelle durante la loro vita sono sede di reazioni nucleari che coinvolgono sia nuclei stabili che instabili e dalla combustione nucleare vengono generati nuovi elementi chimici, sia tramite processi di nucleosintesi che seguono strettamente la valle di stabilità, sia attraverso processi che si svolgono in territorio ancora sconosciuto. Le recenti analisi condotte su campioni di meteoriti pongono un crescente numero di sfide nella modellizzazione teorica dell'evoluzione chimica dell'Universo, e richiedono da un lato lo sviluppo dei modelli teorici e dall'altro la possibilità di convalidare tali modelli con l'evidenza sperimentale. Ad esempio, per sviluppare un modello che descriva il processo di nucleosintesi è necessario valutare la resa delle reazioni nucleari relative ai principali cicli astrofisici e le caratteristiche di decadimento.

È necessario quindi conoscere i tempi di vita, le masse ed i principali canali di decadimento; ciò è possibile mediante l'utilizzo di *facilities* che prevedono l'utilizzo di fasci radioattivi.

A tal fine il progetto SPES fornirà un importante contributo a sostegno dei grandi sforzi teorici e sperimentali mediante la produzione di intensi fasci esotici dando quindi modo di ricavare preziose informazioni quantitative su questioni ancora irrisolte e gettando nuova luce sull'evoluzione dell'Universo.

2.8.4 Applicazioni in medicina nucleare:

All'interno del progetto SPES è in fase di sviluppo la possibilità di produrre dei radioisotopi di interesse medico per la cura e la diagnosi di patologie tumorali.

La medicina nucleare è attualmente una branca della medicina che riscuote sempre maggior interesse soprattutto per i vantaggi legati all'uso dei radiofarmaci, composti chimici in grado di assicurare da un lato la possibilità di ricavare informazioni funzionali su un tessuto vivo dall'altro la selettività della cura.

2.9 Conclusioni:

L'importanza assunta negli anni dai fasci radioattivi, sia per la ricerca teorica che applicata, ha spinto la comunità scientifica internazionale a costruire numerose *facilities* per la loro produzione. In questo contesto rientra il progetto SPES ai Laboratori Nazionali di Legnaro che si pone come obiettivo la realizzazione di una *facility* di tipo ISOL, e contribuirà a creare il know-how necessario per lo sviluppo di un'unica grande facility europea ad altissime prestazioni (progetto EURISOL).

La *facility* SPES sarà in grado di ottenere come prestazioni 10^{13} fissioni/s in un target formato da 7 dischi in Carburo di Uranio bombardati da un fascio protonico di 40 MeV a 0,2 mA.

CAPITOLO 3:

SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE DEL TARGET SECONDARIO O DI DEPOSIZIONE.

3.1 Introduzione:

Nei precedenti capitoli si è descritta l'evoluzione e l'influenza che il radiofarmaco ha avuto nella storia, gli attuali impieghi che questo ricopre come prezioso alleato nella prevenzione e nella cura, ed il progetto SPES (Selective Production of Exotic Species) in fase di sviluppo ai Laboratori Nazionali di Legnaro soffermandoci sulle *facilities* sviluppate e sulle caratteristiche di multidisciplinarietà del progetto.

Proprio da quest'ultimo aspetto nasce il progetto ISOLPHARM, che sfrutta la tecnica ISOL (Isotope Separation On Line) per la produzione di radionuclidi di interesse medico caratterizzati da un'elevata attività specifica e purezza.

In questo capitolo e nei successivi si illustrano nel dettaglio le fasi che hanno portato allo sviluppo ed al progetto del sistema di movimentazione del target secondario o di deposizione. Tale sistema facente parte del naturale processo di produzione di un radiofarmaco dovrà interfacciarsi da un lato con le *facilities* già presenti ai laboratori e dall'altro con le specifiche tipiche dei laboratori di radiochimica. La soluzione di tale problema ha richiesto lo sviluppo preliminare di diverse soluzioni di movimentazione ed il mantenimento ed il perfezionamento degli aspetti positivi di ciascuna ha portato a definire la geometria finale. La progettazione di un tale sistema inoltre, impone di porre attenzione a diversi aspetti legati a molteplici fattori come: la compatibilità meccanica con i componenti già presenti, la possibilità di utilizzare solamente alcuni materiali metallici o polimerici, in quanto i primi possono dar luogo a problemi di inquinamento del target di deposizione se posti a contatto diretto con il bersaglio mentre i secondi possono presentare problemi in vuoto perché degassano, ostacolando e ritardando il raggiungimento delle condizioni operative di pressione.

Oltre a questo, le soluzioni proposte hanno tenuto conto della necessità di operare in vuoto spinto alla pressione di 10^{-6} mbar, quindi particolare attenzione è stata dedicata agli accoppiamenti ed alle tolleranze utilizzate, evitando che il fascio perda parte della propria energia per attrito con l'aria.

Infine, ulteriori scelte progettuali sono state guidate dalla disponibilità delle macchine utensili presenti nell'officina dei Laboratori Nazionali di Legnaro.

In conclusione, nonostante abbia richiesto una progettazione *ex – novo*, diversi sono stati gli aspetti ed i vincoli tenuti a mente per lo sviluppo di questo sistema.

3.2 Posizionamento del sistema di raccolta nel layout SPES:

Il sistema viene ad essere localizzato nella parte terminale della linea di fascio non riaccelerata, ossia in quell'area della facility dedicata agli esperimenti con RIB a bassa energia, in cui in futuro sarà possibile installare una stazione dedicata ai progetti applicativi, come il progetto ISOLPHARM (figura 3).

Uno degli aspetti che ha guidato lo sviluppo e la progettazione del sistema di raccolta è stata la flessibilità di posizionamento, ossia la possibilità di spostare il sistema per seguire le evoluzioni e gli sviluppi futuri della linea garantendo sempre la compatibilità, condizioni resa possibile data la leggerezza e le esigue risorse richieste dal sistema. Esso infatti richiede per il completo funzionamento di una connessione alla rete elettrica (12V – 24V) per alimentare attuatori e sensori, dell'aria compressa, per poter utilizzare in futuro una rete di posta pneumatica per la spedizione del bersaglio irraggiato alle stazioni dedicate alla radiochimica ed infine l'accesso a del gas inerte come l'Argon per creare un ambiente ad atmosfera controllata, necessario per il mantenimento nel tempo delle caratteristiche chimico – fisiche del target di deposizione.

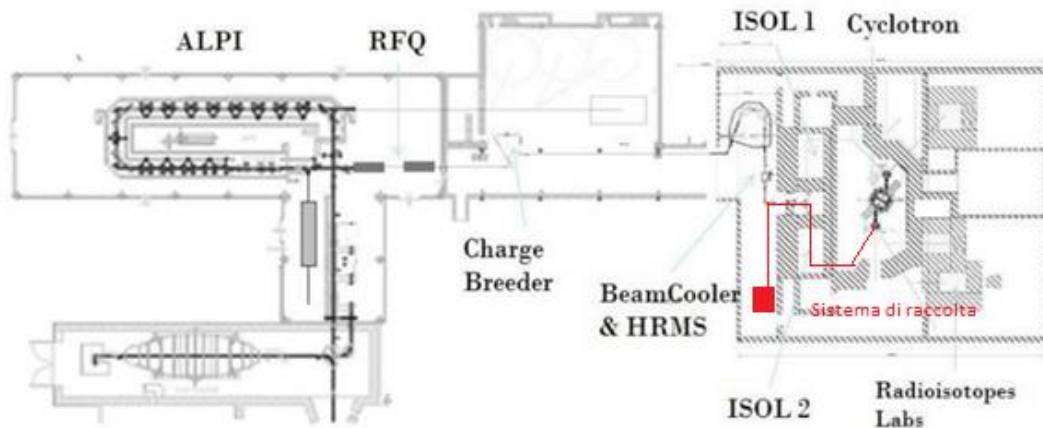


Figura 3: Posizione del sistema di raccolta nell'edificio SPES, la linea rossa indica il percorso del fascio dal ciclotrone al sistema di raccolta.

Una volta che il disco costituito da un materiale facilmente solubile, come ad esempio il cloruro di sodio, viene prodotto deve essere introdotto in un opportuno serbatoio sotto argon per il corretto mantenimento dello stesso. Il sistema che si è sviluppato adempie ai seguenti compiti: introduzione controllata del disco, allineamento dello stesso con il fascio RIB (Radioactive Ion Beam) ed infine l'estrazione del target irraggiato. Per tale motivo il sistema verrà descritto scorrendo le tre parti che lo costituiscono, che saranno sede di discussione in questo e nei successivi capitoli.

I tre elementi costituenti sono:

- Il sistema di raccolta interno.
- Il sistema di movimentazione esterno.
- Il sistema di rifornimento e scarico del bersaglio.

L'oggetto di studio di questo lavoro è un device che deve essere progettato ex-novo, pertanto il primo passo fondamentale è stato definire le caratteristiche funzionali principali che devono essere soddisfatte. Beneficiando dell'expertise maturata nel gruppo di lavoro del progetto SPES, si è giunti alla definizione dei seguenti requisiti progettuali che il sistema deve rispecchiare:

- Essere dotato di un forte grado di automazione.
- Avere la possibilità di irraggiare più bersagli di deposizione in successione.
- Fornire in uscita il solo target irraggiato.

Il forte grado di automazione consente da un lato di ridurre l'esposizione a cui è sottoposto il personale, definita per legge ed espressa in un numero totale di ore annue, permettendo così ad essi di dedicarsi ad altre operazioni; dall'altro permette di aumentare l'efficienza del sistema.

Il punto di forza di questo sistema è senz'altro la possibilità di irraggiare più bersagli in maniera sequenziale, non richiede infatti, per il cambio del target, di dover isolare una porzione della linea per il rientro in atmosfera ed il successivo ripristino delle condizioni di vuoto. Operazione che può richiedere anche diverse ore, per le quali l'impianto non è produttivo. Tale condizione è, come vedremo più nel dettaglio, resa possibile dalla particolare configurazione geometrica adottata e dalle automazioni introdotte.

Infine, la possibilità di fornire in uscita i soli dischi irraggiati, insieme o singolarmente, permette da un lato di semplificare le operazioni di movimentazione dei target secondari verso le successive operazioni di radiochimica, e dall'altro offre la possibilità di spedirli agevolmente ad altri enti. Infatti è sufficiente che ciascun disco in uscita venga racchiuso in un'opportuna capsula, i cui pesi ed ingombri sono minimizzati e dettati dalla sola schermatura necessaria per garantire la radioprotezione.

3.3 Il sistema di movimentazione interno:

Il sistema di movimentazione interno, sviluppato secondo le linee guida ed i requisiti illustrati nel paragrafo precedente, ha il compito di allineare il bersaglio con il fascio proveniente dal target primario.

Trattandosi di un componente da ideare *ex-novo*, si è proceduto dapprima all'identificazione della migliore geometria che rispondeva ai requisiti di progetto, capace quindi di accogliere tre dischi, e successivamente si sono eseguite le opportune verifiche strutturali.

Nell'immagine seguente viene mostrato il design scelto per il componente pensato come supporto per i dischi target, detto porta disco (figura 3.1), geometria che essendo inizialmente indefinita ha richiesto diverse revisioni e verifiche prima di giungere alla soluzione finale.

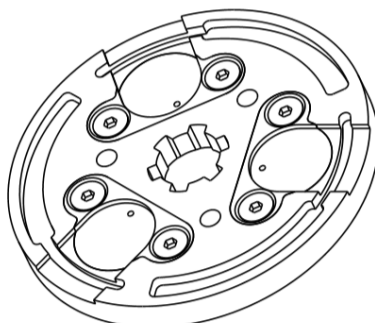


Figura 3.1: Rappresentazione del porta target di deposizione.

Come si nota dalla figura 3.1, in esso sono ricavate tre asole equi spaziate di 120° l'una dall'altra, in corrispondenza di esse vengono posizionati i bersagli di raccolta.

Per evitare problemi di contaminazione tra il bersaglio e l'acciaio, stante la natura spesso metallica dell'isotopo da depositare che ne renderebbe difficile l'estrazione in un secondo momento, la sede del disco viene ricavata in PEEK (PEEK – Polietere Etere Chetone) (figura 3.2), essendo uno dei pochi polimeri compatibile con applicazioni ad ultra – alto vuoto, e connessa meccanicamente al porta disco in acciaio mediante una coppia di viti M3x0.5.

Inoltre, su di essa viene praticato un foro circolare del diametro di 1mm per facilitare l'estrazione dell'aria contenuta nella sacca tra PEEK ed acciaio, facilitando la messa in vuoto.

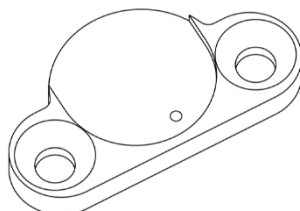


Figura 3.2: Rappresentazione della sede in PEEK per l'alloggiamento del target secondario.

I tre dischi sono mantenuti in posizione mediante l'utilizzo di tre sportellini (figura 3.3), liberi di scorrere nelle tre asole a sviluppo circonferenziale ricavate nel porta target (figura 3.1), occupanti la posizione di normale chiusura per mezzo di una molla elastica che lavora a compressione.

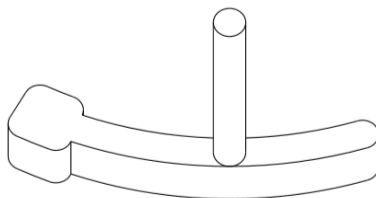


Figura 3.3: Rappresentazione dello sportellino che ostacola lo spostamento nel piano del target secondario.

Infine, lo spostamento fuori piano dei dischi viene ostacolato dalla presenza di un secondo porta disco (figura 3.4) che sovrapposto al primo, e serrato per mezzo di tre viti M3x0.5, permette di chiudere a pacchetto il sistema.

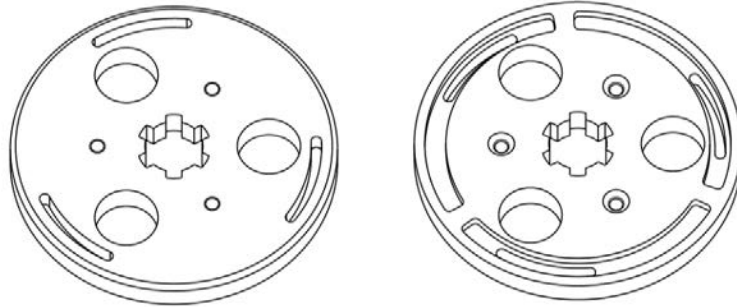


Figura 3.4: Rappresentazione del secondo porta disco che ostacola lo spostamento fuori piano del target secondario.

L'allineamento sequenziale del target secondario con il fascio avviene per mezzo di una ruota dentata vincolata posteriormente al porta disco (figura 3.1) mediante tre viti M3x0.5 le quali si innestano in corrispondenza del porta disco anteriore (figura 3.4) serrando tutto a pacchetto.

Nell'immagine seguente viene riassunta la prima parte che compone il sistema interno riguardante, come visto, la posizione destinata al target secondario.

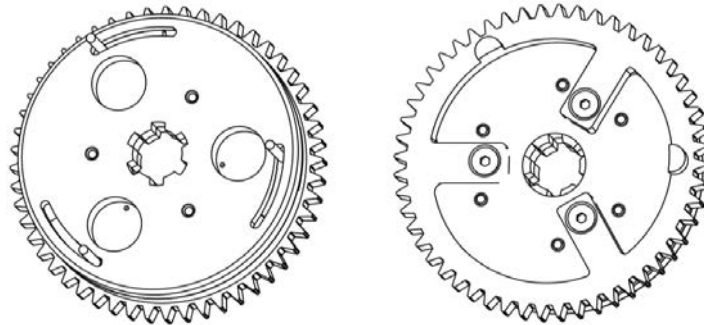


Figura 3.5: Vista anteriore e posteriore del sistema porta target di deposizione.

Tale sistema viene successivamente assemblato calettandolo su un albero, indicato come albero 1, a fianchi paralleli scorrevole (6x11x14S), progettato secondo normativa UNI 8953:1986, e serrato in testa con un dado M8 autobloccante.

L'utilizzo di tale profilo, sovente utilizzato per garantire la trasmissione di elevati valori di momento torcente, trova applicazione in questo progetto perché permette un facile centraggio albero – mozzo ed evita l'introduzione della più tradizionale linguetta. Essa infatti può rappresentare un limite nelle operazioni in camera calda dove l'utilizzo di un telemanipolatore meccanico è incompatibile con le richieste di posizionamento e mantenimento in sede della linguetta.

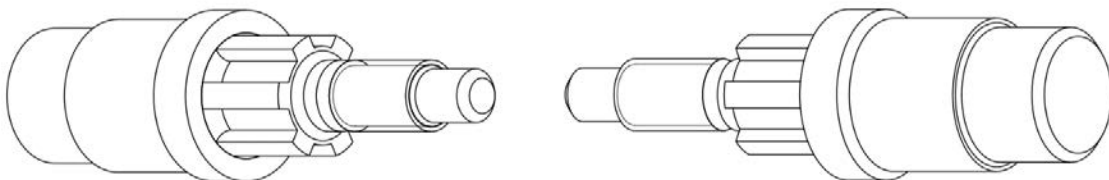


Figura 3.6: Vista anteriore e posteriore dell'albero a fianchi paralleli su cui viene montato il sistema di raccolta, chiamato anche albero 1.

Il moto rotatorio viene trasmesso alla corona precedentemente illustrata, da un pignone che viene calettato su un secondo albero (figura 3.7), detto d'ingresso o 0, quest'ultimo direttamente connesso al motore passo - passo.

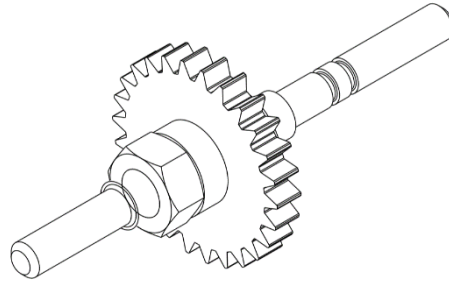


Figura 3.7: Vista d'assieme dell'albero d'ingresso o albero 0.

La connessione al motore passo avviene per mezzo di un giunto elastico (figura 3.8) o flessibile a morsetto, tale giunto permette di recuperare eventuali disallineamenti tra i due alberi.



Figura 3.8: Giunto flessibile – Ruland® PCMR19-6-5-A.

Inoltre, sull'albero (figura 3.7) vengono ricavate due sedi per posizionare due O-Ring, prodotti dalla Trelleborg®, aventi il compito di isolare la porzione di sistema in vuoto rispetto all'esterno. Realizzati in EPDM (Ethylene Propylene Diene Rubber) questi offrono ottima resistenza al calore e all'invecchiamento inoltre esibiscono un'ottima elasticità, resistenza alle basse temperature e garantiscono buoni livelli di isolamento. Possono operare tra le temperature di -45°C fino a $+150^{\circ}\text{C}$ con picchi di $+175^{\circ}\text{C}$ per un periodo limitato di tempo. Le pressioni di lavoro per tale anello possono essere pari a 10 MPa per diametri minori di 50 mm, nel caso statico, mentre nel caso dinamico fino a 5 MPa senza l'utilizzo di un secondo anello di backup. Nel caso in esame si sceglie di inserire due anelli, per garantire la tenuta del sistema verso l'esterno in condizioni di alto vuoto.

Inoltre, la velocità del moto rotatorio deve essere minore di 0.5m/s, condizione verificata.

I due alberi infine vengono sostenuti per mezzo di una coppia di cuscinetti posizionati alle estremità. Le sedi di quest'ultimi sono ricavate su una piastra posteriore e su un supporto a sbalzo interno connesso meccanicamente sulla piastra (figura 3.9).

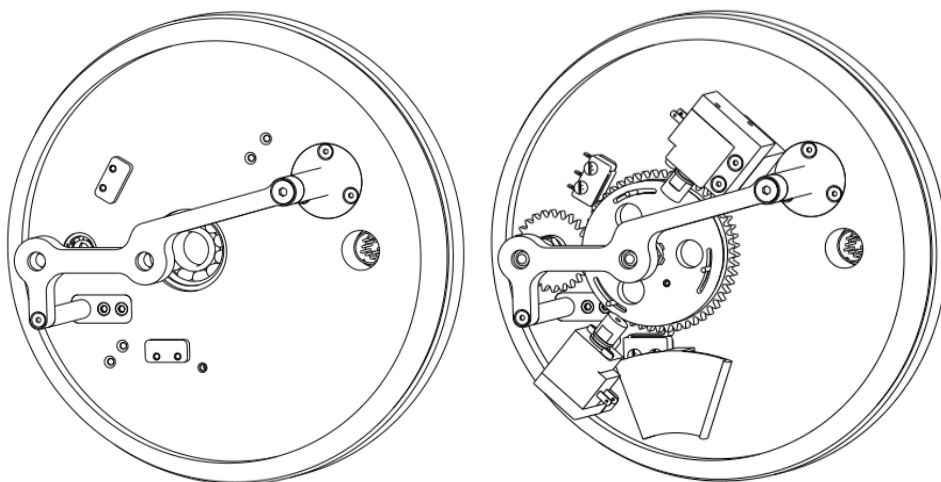


Figura 3.9: Particolare della piastra di connessione e del sistema di supporto (a sinistra); vista d'assieme del sistema di movimentazione interno (a destra).

Introdotte quelle che sono le parti costituenti il sistema procediamo, nel seguito, illustrando le varie fasi di progettazione e verifica delle stesse, rimandando per un'analisi dettagliata a quanto riportato in appendice.

3.3.1 Progettazione e sviluppo del sistema di movimentazione interno: scelta del motore passo - passo

Definita inizialmente la geometria del sistema ed i materiali impiegati, si calcolano quelle che sono le proprietà di massa del sistema, massa complessiva e momento di inerzia di massa. Questo approccio permette, unitamente alla definizione della legge del moto, di scegliere il motore passo – passo da utilizzare per garantire il moto desiderato.

Per cui, supponendo di utilizzare come acciaio per la costruzione degli alberi e dei porta dischi l'AISI 316L, si ha:

$$\begin{aligned}\rho &= 7850 \frac{kg}{m^3} \\ J_1 &= 161 \text{ kg} * mm^2 \\ J_0 &= 6.21 \text{ kg} * mm^2\end{aligned}$$

- J_1 : momento d'inerzia di massa attorno all'asse di rotazione dell'albero 1 del sistema su di esso calettato.
- J_0 : momento d'inerzia di massa attorno all'asse di rotazione dell'albero 0 del sistema su di esso calettato.

I momenti d'inerzia J_1 e J_0 contemplano i contributi di tutti gli elementi meccanicamente connessi agli alberi 1 e 0, dadi, rasamenti e dischi di deposizione compresi.

Come risultato di diverse verifiche, atte da un lato alla riduzione delle dimensioni del sistema e dall'altro finalizzate al raggiungimento del numero minimo di denti per le ruote imposto pari a $Z=17$, si definisce un rapporto di trasmissione pari a:

$$\tau = 2$$

Per cui il momento d'inerzia del sistema uno ridotto al membro motore risulta:

$$\begin{aligned}J'_1 &= \frac{J_1}{\tau^2} = \frac{161}{2^2} = 40.3 \text{ kg} * mm^2 \\ J_{tot} &= J_0 + J'_1 = 6.21 + 40.3 = 46.51 \text{ kg} * mm^2\end{aligned}$$

Si sceglie come legge del moto, una rotazione che copre l'angolo di 120° tra un disco ed il successivo in un tempo di 24s, suddivisi in 20s a velocità costante e 4s equamente ripartiti per le fasi di accelerazione e decelerazione.

$$\begin{aligned}\theta_{tot} &= 120^\circ \\ \theta_{cost} &= 110^\circ \\ \theta_{acc} &= 5^\circ \\ \theta_{dec} &= 5^\circ \\ t &= 24s \\ t_{cost} &= 20s \\ t_{acc} &= 2s \\ t_{dec} &= 2s\end{aligned}$$

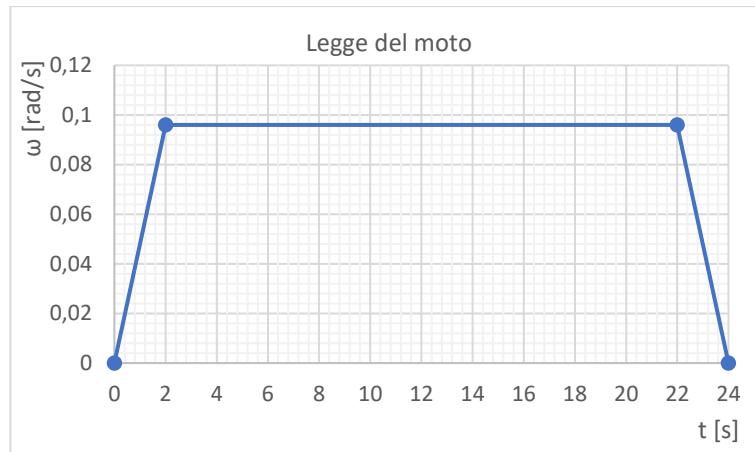


Figura 3.10: Legge del moto imposta per l'allineamento sequenziale dei dischi.

$$\omega_f = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{110}{20} \frac{\pi}{180} = 0.0959 \frac{rad}{s}$$

La relativa accelerazione e decelerazione angolare nel transitorio:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_f - \omega_i}{2} = \frac{0.0959 - 0}{2} = 0.0479 \frac{rad}{s^2}$$

Dal valore dell'inerzia complessiva ridotta all'albero motore si ricava per un rapporto di trasmissione pari a 2 il valore di coppia che il motore deve garantire.

$$M = 2.23 \text{ Nmm}$$

Si sceglie da catalogo, il motore prodotto dalla Orientalmotor, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 1.

Parametro	Dim.	U.M.	Note
Ingombro	28x28	[mm]	Orientalmotor - Serie PKP 1.8° cod. PKP223U09A2-R2EL
M_m	75	[Nmm]	Coppia del motore
J_m	9.0E-07	[Kg*m ²]	Inerzia rotore
Φ_m	4,5	[mm]	Diametro albero motore
Passo	1.8	[°]	Angolo di passo
A	950	[mA/phase]	Corrente di fase
m	0.12	[kg]	massa complessiva del motore

Tabella 1: Riassunto delle principali caratteristiche del motore passo – passo installato.

Il motore scelto seppur sovradimensionato per l'applicazione in esame rappresenta uno dei più piccoli motori disponibili pertanto l'entità del sovradimensionamento è limitata. Inoltre, tale sovradimensionamento è ulteriormente ridotto perché in questa fase non sono stati considerati gli attriti inevitabilmente presenti nei cuscinetti e negli O-Ring di tenuta.

La serie dimensionale 28x28 rappresenta la più piccola serie prodotta che permette di installare un encoder per il controllo sulla posizione, necessario nel caso in esame perché attraverso la determinazione del numero di passi compiuti dal motore è possibile risalire alla posizione del disco di deposizione rispetto al fascio.

Inoltre, si verifica che per il valore di velocità angolare desiderato il punto di funzionamento sia posizionato in corrispondenza del tratto costante della curva di coppia.

PKP223U09A2-R2EL

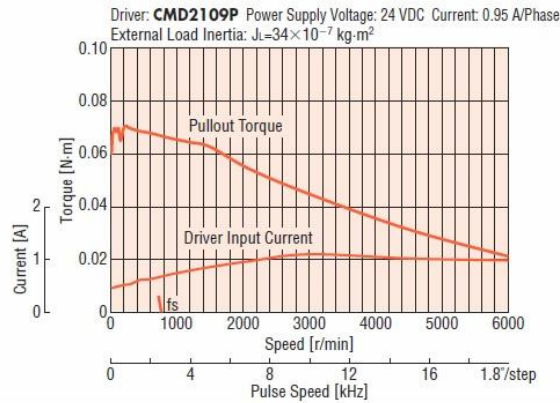


Figura 3.11: Curva di coppia del motore passo - passo Orientalmotor PKP223U09A2-R2EL [13].

$$n = \omega_f \frac{60}{2\pi} = 0.0959 * \frac{60}{2\pi} = 0.915 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Per maggiori informazioni sul motore passo - passo si rimanda a quanto riportato in allegato A-1. Riassumendo per i due alberi si ottiene:

	Albero 0	Albero 1
Mn [Nmm]	75	150
ω [rad/s]	0.0959	0.0479
n [giri/min]	0.915	0.458

Tabella 2: Riassunto dei valori di coppia per gli alberi 0 ed 1.

3.3.2 Progettazione e sviluppo del sistema di movimentazione interno: dimensionamento e verifica delle ruote dentate.

In questo paragrafo si illustra nel dettaglio il processo che ha portato al dimensionamento ed alla verifica delle ruote dentate rappresentate nelle figure 3.5 e 3.7. Per il loro dimensionamento e verifica statica si fa riferimento alla relazione di Lewis, basato su un approccio modulo proporzionale, mentre la verifica a fatica verrà affrontata seguendo quanto riportato nella normativa ISO 6336, che trova la sua equivalente nella normativa UNI 8862 attualmente in vigore. Le normative consultate per questa seconda parte sono divise in sei parti:

- BS ISO 6336-1-2006 - Basic principles, introduction and general influence factors.
- BS ISO 6336-2-2006 - Calculation of surface durability (pitting).
- BS ISO 6336-3-2006 - Calculation of tooth bending strength.
- BS ISO 6336-5-2016 - Strength and quality of materials.
- BS ISO 6336-6-2006 - Calculation of service life under variable load.
- PD ISO-TS 6336-4-2019 - Calculation of load capacity of spur and helical gears.

Alcune porzioni della normativa ISO 6336 sono disponibile nei limiti di legge in appendice A.3.

3.3.2.1 Dimensionamento e verifica statica delle ruote dentate:

Il dimensionamento statico delle ruote dentate viene condotto utilizzando la relazione di Lewis che basandosi su un approccio proporzionale al modulo lega le dimensioni principali della ruota al valore ad esso. Le ipotesi di lavoro sulle quali si fonda tale metodo sono le seguenti:

- Si consideri un solo dente in presa.
- Si consideri la forza F agente in corrispondenza della sommità del dente e non sulla superficie laterale.
- Si trascuri l'azione della componente radiale della forza scambiata tra le due ruote, F_R , in quanto ha contributo flessionale nullo alla base del dente.
- La componente σ_F verrà calcolata alla base del dente, in cui si individua la sezione resistente.

Tale approccio prevede di schematizzare il dente come una trave incastrata all'estremità mentre all'estremo libero viene applicata la forza F secondo quanto riportato nella figura 3.12.

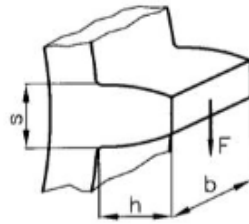


Figura 3.12: Schematizzazione del dente.

Per cui a partire dalla relazione sulla tensione di flessione a base dente espressa secondo la formula di Navier si ottiene, correlando le dimensioni caratteristiche delle ruote come altezza, profondità e spessore al modulo, la relazione di Lewis.

$$\sigma_F = \frac{M_F s}{J} \frac{1}{2}$$

$$h = K_1 * m$$

$$b = \lambda * m$$

$$s = K_2 * m$$

$$D_p = Z * m$$

Sostituendo si ottiene:

$$\sigma_F = \frac{2M_T}{Zm^3 \lambda Y} \leq \sigma_{amm,d}$$

Da cui:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_T}{\lambda Z Y \sigma_{amm,d}}}$$

Infine, considerando le seguenti condizioni al contorno:

- Il numero minimo di denti per la ruota zero sia non inferiore a 15.
- Il diametro minimo della ruota uno sia superiore a 62 mm, vincolo che permette di sviluppare la geometria capace di accogliere i tre dischi.
- Il modulo scelto per le ruote sia un multiplo intero del passo del motore con un errore massimo sul modulo pari al 2%.

si perviene al seguente dimensionamento:

Materiale	Carico di rottura σ_R [MPa]	Carico di sicurezza K	Durezza Brinell HB	Pressione ammissibile p_0 [MPa]
Acciaio C40	700-850	160	210-220	500-520

Tabella 3: Principali proprietà meccaniche dell'acciaio C40.

$$\sigma_{amm,s} = \frac{1}{5} \sigma_R = \frac{1}{5} * 700 = 140MPa$$

Ricordando che il fenomeno di ingranamento di ruote a denti dritti è di tipo impulsivo, si determina il valore della tensione ammissibile dinamica in funzione della velocità periferica delle ruote. Nel caso in esame ad esse viene demandato il compito di allineare correttamente il bersaglio di deposizione con il fascio, sono quindi ruote lente per le quali la velocità periferica V_p risulta:

$$V_p < 3 \frac{m}{s}$$

Conseguentemente la costante A risulta essere pari ad:

$$A = 3 \frac{m}{s} \\ \sigma_{amm,d} = \frac{A}{A + V_p} \sigma_{amm,s} = \frac{3}{3 + 1} * 140 = 105 MPa$$

Per $Z_0 = 26$ denti e $\theta = 20^\circ$, si ottiene $Y = 0.346$ da cui per sostituzione si ricava il valore minimo del modulo che soddisfa la disegualianza.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{T0}}{\lambda Z_0 Y_0 \sigma_{amm,d}}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 75}{6 * 26 * 0.346 * 105}} = 0.298$$

Dai valori del modulo normalizzati e riportati nella normativa UNI 6587 si sceglie:

$$m = 1.25 \\ D_{p0} = Z_0 * m = 26 * 1.25 = 32.5 mm \\ V_{p0} = \omega_0 \frac{D_{p0}}{2} = 0.0479 * 16.25 = 0.778 \frac{m}{s}$$

Da cui lo spessore della ruota:

$$b = \lambda m = 6 * 1.25 = 7.5 mm$$

Le scelte condotte per la ruota zero sono idonee anche per la ruota uno dato che il rapporto tra i valori di coppia è uguale al rapporto tra il numero di denti, per cui ciò che governa il valore del modulo è la cifra di Lewis. La quale assume valori crescenti a parità di angolo di pressione per valori crescenti del numero di denti, per cui il modulo della ruota uno sarà minore rispetto a quello precedentemente calcolato e quindi il valore di $m = 1.25$ è idoneo.

$$Z_1 = \tau Z_0 = 2 * 26 = 52 \\ M_{T1} = \tau M_{T0} = 75 * 2 = 150 Nmm \\ \omega_1 = \frac{\omega_0}{\tau} = \frac{0.0959}{2} = 0.0479 rad/s \\ Y_1 = f(Z_1, \theta_1) = f(52, 20^\circ) \approx 0.410$$

Si pone nuovamente $\lambda = 6$:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{T1}}{\lambda Z_1 Y_1 \sigma_{amm,d}}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 150}{6 * 52 * 0.410 * 105}} = 0.282$$

Quindi il valore di $m = 1.25$ è idoneo.

Al fine di migliorare la progettazione delle ruote, riducendone così massa ed ingombri, si procede a determinare il valore minimo dello spessore correlandolo al valore della tensione ammissibile dinamica. Tale approccio trova giustificazione dati gli esigui valori del momento torcente da trasmettere e permette di individuare il valore inferiore del parametro λ . Esso generalmente assume valori $6 \leq \lambda \leq 10$.

A tal fine si considera anche la tensione di compressione data dalla forza radiale F_R che si scambiano le due ruote, considerando dunque la combinazione dei massimi valori di tensione dati dai regimi di flessione e sforzo normale e consapevoli del fatto che lo stato di compressione è meno critico, si ottiene:

$$\begin{aligned}
s &= \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi * 1.25}{2} = 1.96 \text{ mm} \\
b &= \lambda m = 6 * 1.25 = 7.5 \text{ mm} \\
h &= \frac{13}{6} m = \frac{13}{6} * 1.25 = 2.70 \text{ mm} \\
J &= \frac{1}{12} b s^3 = \frac{1}{12} * 7.5 * 1.96^3 = 4.70 \text{ mm}^4 \\
\sigma_F &= \frac{M_F s}{J} = \frac{2 M_T h s}{J D_p} = \frac{2 * 75 * 2.7 * 1.96}{4.70 * 32.5} \approx 2.60 \text{ MPa} \\
\sigma_N &= \frac{F_R}{A} = \frac{F_T \operatorname{tg}(\theta)}{b s} = \frac{2 M_T \operatorname{tg}(\theta)}{D_p b s} = \frac{2 * 75 * \operatorname{tg}(20^\circ)}{32.5 * 7.5 * 1.96} = 0.11 \text{ MPa} \\
\sigma_C &= \sigma_N + \sigma_F = 2.60 + 0.11 = 2.71 \text{ MPa} \\
\sigma_C &= \sigma_N + \sigma_F = \frac{2 M_T \operatorname{tg}(\theta) s + 12 M_T h}{s(D_p b s)} \\
&= \frac{2 M_T \operatorname{tg}(\theta) s + 12 M_T h}{s(D_p b s)} \leq \sigma_{amm,d}
\end{aligned}$$

Da cui si ottiene:

$$b \geq \frac{2 M_T \operatorname{tg}(\theta) s + 12 M_T h}{s(D_p s) \sigma_{amm,d}} = \frac{2 * 75 * \operatorname{tg}(20^\circ) * 1.96 + 12 * 75 * 2.70}{1.96^2 * 32.5 * 105} = 0.19 \text{ mm}$$

In conclusione, si pone b pari a 5 mm garantendo da un lato il rispetto della resistenza strutturale e dall'altro l'ottenimento di una ruota piú armoniosa con il resto del sistema, per cui:

$$\lambda = \frac{b}{m} = \frac{5}{1.25} = 4$$

Nella tabella 4 vengono riassunti i valori caratteristici delle ruote in esame.

Ruota 0					Ruota 1				
Z	m [mm]	\underline{D}_p [mm]	λ	b [mm]	Z	m [mm]	\underline{D}_p [mm]	λ	b [mm]
26	1.25	32.5	4	5	52	1.25	65	4	5

Tabella 4: Valori caratteristici delle ruote dentate.

In cui:

- Z: indica il numero di denti delle ruote dentate.
- m: indica il modulo.
- D_p : diametro primitivo.
- λ : rapporto tra spessore della ruota (b) e modulo (m).
- b: spessore della ruota dentata.

Per maggiori informazioni si veda quanto riportato in appendice A.2.

Infine, si determina la pressione specifica agente sul fianco del dente al fine di confrontare tale valore con il valore limite ammesso. Tale verifica è mirata a limitare la pressione specifica sul fianco del dente in corrispondenza del punto di contatto, la relazione è dunque:

$$\sigma_c \leq p_0$$

In assenza di una specifica durata si utilizza la relazione:

$$\sigma_c = k' \sqrt{\frac{2 M_T}{b D_{pmin}^2} \left(1 + \frac{Z_{min}}{Z_{max}}\right)}$$

Con:

- M_T : momento torcente del pignone.
- b : estensione assiale della ruota.
- D_{pmin} : diametro primitivo del pignone.
- Z_{min}, Z_{max} : il numero di denti del pignone e della corona.
- k' : coefficiente funzione dal tipo di materiale a contatto.

$K' [(N/mm^2)^{0.5}]$	$\theta=15^\circ$	$\theta=20^\circ$
Acciaio-Acciaio	542	477
Acciaio-Ghisa	443	389
Ghisa-Ghisa	383	338

Tabella 5: Pressioni di contatto funzione del materiale e dell'angolo di pressione.

Nel caso in esame le due ruote vengono realizzate in acciaio con angolo di pressione pari a 20° , per cui:

$$k' = 477 \left(\frac{N}{mm^2} \right)^{0.5}$$

$$\sigma_c = k' \sqrt{\frac{2M_{T1}}{bD_{p1}^2} \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2} \right)}$$

$$= 477 \sqrt{\frac{2 * 75}{5 * 32.5^2} \left(1 + \frac{26}{52} \right)}$$

$$= 98.45 MPa$$

In conclusione:

$$\sigma_c \leq p_0$$

$$98.45 MPa \leq 477 MPa$$

Si procede dunque verificando che il modulo della ruota sia un multiplo intero del passo del motore, in generale il valore del modulo m non è pari ad un multiplo intero del passo del motore ed è quindi necessario valutare l'errore di posizionamento che si commette. L'assunzione che il valore di m sia un multiplo intero del passo permette, ad un avanzamento del motore pari ad n volte il suo passo, di ottenere un corrispondente avanzamento della ruota pari al modulo m , garantendo così ai denti di accomodarsi nei rispettivi vani.

Dato il valore del passo α_0 pari ad 1.8° si ottiene un avanzamento in direzione circonferenziale:

$$n\alpha_0 \frac{\pi}{180} r_p$$

Dove:

- n : è il numero interno di passi che compie il motore.
- α_0 : è l'angolo di passo del motore.
- r_p : è il valore del raggio primitivo della ruota dentata.

Affinché sia vero quanto richiesto è necessario che:

$$p = \pi m = n\alpha_0 \frac{\pi}{180} r_p$$

Risolviendo in n si ricava il valore della molteplicità, ossia il numero di passi del motore che garantiscono un avanzamento pari al passo circonferenziale della ruota:

$$n = \frac{180m}{\alpha_0 r_p} = \frac{180 * 1.25 * 2}{1.8 * 32.5} = 7.69$$

L'errore che si commette nel posizionamento con $n = 7$ e $n = 8$ passi si determina calcolando il valore del modulo che corrisponderebbe al numero intero di passi n .

$$m_7 = n\alpha_0 \frac{r_p}{180} = 7 * 1.8 * \frac{32.5}{2 * 180} = 1.14$$

$$m_8 = n\alpha_0 \frac{r_p}{180} = 8 * 1.8 * \frac{32.5}{2 * 180} = 1.30$$

$$e_{\%_7} = \frac{m_7 - m}{m} * 100 = \frac{1.14 - 1.25}{1.25} * 100 = -8.8\%$$

$$e_{\%_8} = \frac{m_8 - m}{m} * 100 = \frac{1.30 - 1.25}{1.25} * 100 = 4\%$$

Per il valore del modulo adottato ($m = 1.25$) si ottiene con $n=8$ rotazioni un errore sul passo pari a:

$$p = \pi m = \pi * 1.25 = 3.93mm$$

$$p_8 = \pi m_8 = \pi * 1.3 = 4.08mm$$

$$\Delta p = p_8 - p = 4.08 - 3.93 = 0.15mm$$

Mentre l'errore di posizionamento angolare che si commette per un numero n di passi del motore è determinabile in funzione della distanza (d) del centro del target di deposizione rispetto all'asse di rotazione nel seguente modo:

$$d = 18 \text{ mm}$$

$$\Phi_{target} = 13 \text{ mm}$$

Si ottiene che l'angolo sotteso tra il disco ed il centro è:

$$2\alpha \approx 2tg^{-1}\left(\frac{r_{disco}}{d}\right) = 2tg^{-1}\left(\frac{6.5}{18}\right) = 39.71^\circ$$

Sapendo dunque che il passo:

$$\Delta p = \pi \frac{\Delta\alpha}{180} d$$

Invertendo si ottiene l'errore sul posizionamento angolare del disco rispetto al fascio per un numero di rotazioni pari ad otto volte il passo del motore.

$$\Delta\alpha = \frac{180\Delta p}{\pi d} = \frac{180 * 0.15}{\pi * 18} = 0.47^\circ$$

Da tali valori si conclude che il sistema sviluppato è idoneo per eseguire un posizionamento di precisione del target di deposizione rispetto al fascio, perché l'errore che si commette nel centraggio è pari a circa l'1% della dimensione diametrale del disco ed in termini angolari ininfluenza rispetto all'angolo 2α sotteso.

Inoltre, qualora tali valori siano considerati eccessivi o si voglia aumentare l'accuratezza nel posizionamento del sistema, si ricorda che è possibile comandare il motore passo – passo con un avanzamento *half step* in luogo del *full step*. Tale tipo di avanzamento è possibile alimentando in sequenza prima una sola e poi due bobine costituenti l'avvolgimento, ciò permette al rotore di assumere una posizione intermedia rispetto al passo completo. La trattazione di questa parte, con avanzamento *half step* è contenuta in appendice A.2.

3.3.2.2 Verifica a fatica delle ruote dentate:

La verifica a fatica delle ruote dentate si affrontata seguendo quanto riportato nella normativa ISO 6336, che trova la sua equivalente nella normativa UNI 8862 attualmente in vigore. Tale normativa definisce le linee guida per la verifica a fatica della ruota dentata che viene schematizzata come una trave incastrata all'estremità e caricata all'estremo libero (figura 3.12). Essa affronta sia il problema del pitting o vaiolatura, ossia la comparsa sulla superficie di piccoli solchi o alveoli dovuti all'eccessiva pressione di contatto, sia il problema della rottura per flessione del dente. In questa tesi si considera solo il fenomeno della rottura del dente causato dalla flessione.

Analogamente a quanto visto nella verifica statica, sul dente agiscono contemporaneamente sollecitazioni di flessione e di compressione. Nell'ottica della progettazione a fatica si trascura, in vantaggio di sicurezza, la sollecitazione di compressione in quanto tende a chiudere le cricche, offre cioè una maggior resistenza alla propagazione della stessa. Si ipotizza quindi che vi sia una sola coppia di denti in presa e la forza tangenziale agente all'estremità del dente è ricavabile a partire dalla conoscenza del momento torcente come:

$$F_T = \frac{2M_T}{D_p}$$

Da cui si ricava (figura 3.12) la tensione di sollecitazione come:

$$\sigma_F = \frac{M_F s}{J} = F_T h \frac{12 s}{b s^3} = \frac{6 F_T h}{b s^2}$$

Tale relazione non tiene conto di nessun effetto correttivo dovuto: alla forma, al materiale alla finitura superficiale ed al tipo di sollecitazione. La normativa fornisce tali fattori di amplificazione delle tensioni e permette di confrontare tale valore, corretto di questi ed altri effetti, con il valore limite di fatica proprietà del materiale a sua volta corretto. La verifica quindi si riconduce alla semplice disuguaglianza:

$$\sigma_F^* \leq \sigma_{F,LIM}^*$$

$$\frac{F}{b m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_B Y_{\beta} Y_{DT} (K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}) \leq \frac{\sigma_{F,LIM} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

Nel seguito sono elencati i coefficienti correttivi per la sollecitazione di flessione:

- Y_{Fa} : Fattore di forma del dente, analogo alla cifra di Lewis ma tiene conto dell'effettivo angolo di carico rispetto all'asse del dente.
- Y_{Sa} : Fattore di correzione della tensione, tiene conto della concentrazione di tensione alla radice del dente, correla dunque il valore nominale con quello di picco presente alla radice.
- Y_{β} : Fattore dell'angolo dell'elica.
- Y_B : Fattore legato allo spessore della corona della ruota, corregge il valore di tensione nel caso di ruote aventi corona sottile.
- Y_{DT} : Fattore legato al grado di accuratezza delle ruote dentate.
- K_A : Fattore legato alla presenza di sovraccarichi, dipendenti dalle modalità d'uso delle ruote.
- K_V : Fattore dinamico, tiene conto di eventuali sovraccarichi dovuti ad effetti dinamici.
- $K_{F\beta}$: Fattore di distribuzione longitudinale del carico, tiene conto della non uniforme distribuzione del carico sulla faccia del dente dovuta ad esempio all'inaccuratezza in fase di produzione.
- $K_{F\alpha}$: Fattore di distribuzione trasversale del carico, tiene conto della non uniforme distribuzione in direzione trasversale causata, ad esempio, da una deviazione del passo rispetto a quello di progetto.

Mentre i fattori correttivi per il limite di fatica sono:

- Y_{ST} : Fattore di correzione della tensione riferito alle dentature di prova e posto sempre pari a due.
- Y_{NT} : Fattore di durata.
- $Y_{\delta relT}$: Fattore relativo alla sensibilità all'intaglio, definito come il rapporto tra la sensibilità all'intaglio della ruota in esame rispetto ad una ruota standard presa come test.
- Y_{RrelT} : Fattore relativo alla finitura superficiale, definito come il rapporto tra il fattore di finitura superficiale della ruota in esame rispetto a quello della ruota standard presa come test.
- Y_X : Fattore dimensionale, tiene conto dell'influenza delle dimensioni del dente sulla resistenza a flessione dello stesso.
- S_{Fmin} : Minimo valore del coefficiente di sicurezza.

Questi ultimi fattori permettono di passare dalle curve σ -N ricavate per ruote dentate standard di diversi materiali e con differenti trattamenti termici alla curva relativa alla ruota di interesse, considerando i fattori di sensibilità all'intaglio, di sensibilità alla finitura superficiale e delle dimensioni della ruota.

Mentre il valore limite di fatica a flessione proprietà del materiale viene fornito dalla normativa ISO 6336-5 a seconda del materiale e del trattamento. Viene di seguito riportato tale valore:

$$\sigma_{F,LIM} = 73.5 \text{ MPa}$$

I fattori di influenza invece, possono essere determinati secondo normativa con metodi diversi con grado di complessità decrescente:

- Metodo A
- Metodo B
- Metodo C

Conseguentemente i fattori di influenza riportano a pedice le lettere A, B o C a seconda del metodo utilizzato. Si definirà inizialmente il metodo adottato evitando così di riportare tali pedici, diversamente saranno riportati solo nel caso in cui il fattore di influenza venga ricavato con un metodo diverso rispetto a quello inizialmente indicato. Tale concessione è permessa e necessaria quando il fattore viene determinato con un metodo alternativo. Un'ulteriore precisazione sulle principali differenze è indispensabile prima di procedere oltre.

Metodo A: in questo primo metodo i fattori di correzione derivano da una vasta scala di test sperimentali, da precise misurazioni, da modelli matematici che includono l'intero sistema di trasmissione basati su un'esperienza certa o da una combinazione di questi. Devono inoltre essere noti tutti i carichi agenti. Tale metodo è raramente impiegato in quanto le relazioni non sono note con un'accuratezza maggiore rispetto a quanto riportato nei metodi B e C, le condizioni operative di funzionamento sono incomplete, un adeguato sistema di misurazione non è disponibile ed infine i costi di analisi e di misurazione risultano eccessivi.

Metodo B: nel metodo B i fattori sono ricavati con sufficiente accuratezza per gran parte delle applicazioni, è però necessario fare delle assunzioni semplificative che devono essere commisurate alla specifica applicazione o interesse.

Metodo C: quest'ultimo metodo si distingue per una maggior semplicità poiché alcune semplificazioni sono già fornite dalla normativa. Al progettista viene quindi richiesto di utilizzare il proprio senso critico per scegliere se tale assunzione può essere considerata idonea o meno.

Nel seguito a causa dell'assenza dei requisiti richiesti per adottare il Metodo A si farà, riferimento al Metodo C, se non diversamente specificato.

Nel caso in esame si adottano come fattori per la correzione della sollecitazione di flessione i seguenti valori:

Coefficiente	Valore
Y_{Fa}	1.5
Y_{Sa}	2.88
Y_B	1
Y_β	1
Y_{DT}	1
K_A	1
K_V	1
$K_{F\beta}$	1
$K_{F\alpha}$	1
Y_{ST}	2
Y_{NT}	1
$Y_{\delta relT}$	1.1
Y_{RrelT}	1
Y_X	1
S_{Fmin}	2

Tabella 6: Valori correttivi per la resistenza a fatica.

Per ulteriori informazioni si consiglia la lettura di quanto riportato in appendice A.3.

Conseguentemente si ottiene:

$$\frac{F}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta (K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}) \leq \frac{\sigma_{LIM} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

$$3.4 \text{ MPa} \leq 73.5 \text{ MPa}$$

Per cui le due ruote passano la verifica a fatica ed è possibile dichiarare per esse una vita infinita.

3.3.3 Verifica statica ed a fatica degli alberi zero ed uno:

In questo paragrafo si affronta la verifica degli alberi zero ed uno considerando lo schema statico di figura 3.15. Come descritto nei paragrafi precedenti si è proceduto in primo luogo alla definizione della geometria di interesse e solo in un secondo momento procedendo con le verifiche necessarie.

Nella tabella seguente vengono riassunte le caratteristiche degli alberi, delle ruote dentate su di essi calettate e le relative coppie trasmesse.

	M_t [Nmm]	D_p [mm]	Φ_{medio} [mm]	l_{appoggi} [mm]
Albero 0	75	32.5	8.71	56.1
Albero 1	150	65	12.9	59.2

Tabella 7: Valori di momento torcente trasmesso.

L'albero zero, figura 3.7, individua l'albero su cui viene posizionata la ruota dentata zero ed è connesso all'albero del motore passo – passo mediante un giunto flessibile Ruland PCMR19-6-5-A (figura 3.14).

Tale giunto, sovente utilizzato per la connessione ai motori passo, permette di recuperare eventuali disallineamenti radiali ed angolari, di qualche decimo e fino a pochi gradi, maggiori informazioni sul giunto utilizzato sono disponibile in Appendice A.4.



Figura 3.14: Giunto flessibile – Ruland PCMR19-6-5-A.

Dai valori forniti dal costruttore si nota che il valore di coppia trasmissibile per attrito da parte del giunto pari ad 1.58 Nm è superiore al massimo valore esercitabile dal motore, inoltre, si verificherà che il disallineamento angolare dell'albero è minore del valore limite dichiarato dal costruttore pari a 3°.

L'albero zero è vincolato alle estremità da due cuscinetti a sfere tale condizione, seppur non realizzi uno schema isostatico, è giustificata dal fatto che la variazione di temperatura è trascurabile ed inoltre è possibile accomodare eventuali deformazioni assiali gestendo in maniera accurata le tolleranze dimensionali di albero e sede del cuscinetto.

Trasportando la forza F agente in corrispondenza dell'asse di rotazione dell'albero si ottiene:

$$F_{t0} = \frac{2M_{t0}}{D_{p0}} = \frac{2 * 75}{32.5} = 4.615 \text{ N}$$

$$F_{r0} = F_{t0} \text{tg}(\theta) = 4.615 * \text{tg}(20^\circ) = 1.680 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_{t0}^2 + F_{r0}^2} = \sqrt{4.615^2 + 1.680^2} = 4.911 \text{ N}$$

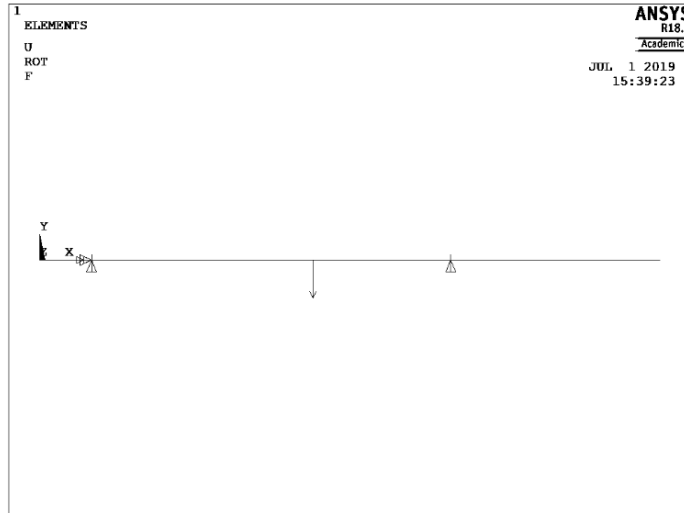


Figura 3.15: Schema statico albero zero.

$$\begin{aligned}
 l_t &= 89.7 \text{ mm} \\
 l_{appoggi} &= 56.1 \text{ mm} \\
 a &= 36.2 \text{ mm} \\
 b &= 19.9 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dove:

- a: distanza tra vincolo di sinistra e punto di applicazione del carico.
- b: distanza tra il punto di applicazione del carico ed il vincolo di destra.

$$\begin{aligned}
 R_{sx,0} &= F \frac{b}{l} = 4.911 * \frac{19.9}{56.1} = 1.74 \text{ N} \\
 R_{dx,0} &= F \frac{a}{l} = 4.911 * \frac{36.2}{56.1} = 3.17 \text{ N} \\
 M_{F0} &= \frac{F a b}{l} = \frac{4.911 * 36.2 * 19.9}{56.1} = 63.06 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Acciaio	Valori limite			Modulo elastico E [MPa]
	σ_s [MPa]	σ_R [MPa]	$\sigma_{a\infty,-1}$ [MPa]	
S235	235	360	180	206000

Tabella 8: Proprietà meccaniche dell'acciaio utilizzato per la produzione degli alberi zero ed uno.

Nello scegliere il coefficiente di sicurezza più idoneo si determina la natura snello o tozzo dell'albero attraverso la misura del rapporto l/d , in cui d, stante la geometria a sezione variabile dell'albero viene assunto come pari al diametro medio.

$$v_s: \begin{cases} \frac{l}{\bar{d}} > 4 \text{ albero snello} \rightarrow 5 < v_s < 11 \\ \frac{l}{\bar{d}} < 4 \text{ albero tozzo} \rightarrow 5 < v_s < 7 \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{d} &= 9 \text{ mm} \\
 \frac{l}{\bar{d}} &= \frac{89.7}{8.71} = 10.3 \\
 v_s &= 9 \\
 \sigma_{amm} &= \frac{\sigma_s}{9} = \frac{235}{9} = 26.11 \text{ MPa} \\
 \tau_{amm} &= \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = \frac{26.11}{\sqrt{3}} = 15.07 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Verifica a sola flessione dell'albero:

$$\sigma_f = \frac{M_{F0}}{W_0} = \frac{M_{F0} d}{\pi \frac{d^4}{64}} = \frac{32 M_{F0}}{\pi d^3} \leq \sigma_{amm}$$

$$d_{min,f} \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{F0}}{\pi \sigma_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 60.25}{\pi 26.11}} = 2.86 \text{ mm}$$

Verifica a solo torsione dell'albero:

$$\tau_t = \frac{M_{t0} d}{J_{p0} 2} = \frac{M_{t0} d}{\pi \frac{d^4}{32} 2} = \frac{16 M_{t0}}{\pi d^3} \leq \tau_{amm}$$

$$d_{min,t} \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{t0}}{\pi \tau_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 75}{\pi 15.07}} = 2.94 \text{ mm}$$

Deve essere verificato che:

$$d > \max\{d_{min,f}; d_{min,t}\}$$

Nel caso in esame il diametro dell'albero è pari a:

$$d = 6 \text{ mm}$$

Si verifica dunque il valore della tensione equivalente valutata con la relazione di Von Mises, combinazione del contributo di momento flettente e torcente in ciascuna sezione (figura 3.17), trascurando l'azione delle tensioni tangenziali dovute al taglio che hanno massimo in corrispondenza del centro della sezione dove i contributi di flessione e torsione sono nulli. Nel calcolo del regime di tensione si considera l'aliquota di momento flettente corrispondente alla sezione di analisi mentre per il valore del momento torcente si considera il massimo valore erogabile dal motore.

tratto	Proprietà statiche						Verifica statica							
	L [mm]	Lc [mm]	Φ [mm]	A [mm ²]	E [N/mm ²]	J [mm ⁴]	Mz [Nmm]	Mt [Nmm]	Wf [mm ³]	σf [MPa]	τ [MPa]	σamm [MPa]	σvm [MPa]	vs
1	7,50	7,50	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	0,00	75	2,12E+01	0,00	1,77	26,11	3,06	8,52
2	13,50	21,00	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	26,73	75	2,12E+01	1,26	1,77	26,11	3,31	7,88
3	14,00	35,00	8,00	50,27	2,06E+05	201,06	50,54	75	5,03E+01	1,01	0,75	26,11	1,64	15,95
4	2,00	37,00	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	53,73	75	2,12E+01	2,53	1,77	26,11	3,97	6,57
5	2,50	39,50	12,00	113,10	2,06E+05	1017,88	57,71	75	1,70E+02	0,34	0,22	26,11	0,51	50,98
6	5,00	44,50	12,00	113,10	2,06E+05	1017,88	41,13	75	1,70E+02	0,24	0,22	26,11	0,45	57,62
7	2,40	46,90	17,00	226,98	2,06E+05	4099,83	33,17	75	4,82E+02	0,07	0,08	26,11	0,15	172,68
8	7,50	54,40	8,00	50,27	2,06E+05	201,06	8,29	75	5,03E+01	0,16	0,75	26,11	1,30	20,04
9	5,00	59,40	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	0,00	75	2,12E+01	0,00	1,77	26,11	3,06	8,52
10	30,30	89,70	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	0,00	75	21,20575	0	1,77	26,11	3,06	8,52

Tabella 9: Verifica statica dell'albero zero.

L'albero zero è dunque verificato staticamente.

Nel condurre la verifica a fatica si determina in corrispondenza ad ogni discontinuità geometrica i valori dei coefficienti di abbattimento del limite di fatica, essi sono ricavati dal manuale del Peterson.

		Verifica a fatica													
tratto	L [mm]	Lc [mm]	R	Kt	q	a	Kf	Kd	Kl	Kc	Kv	Πkti	σ _{acc,-l}	σ _{acc,-l*}	vf
1	7,50	7,50	-1		0,970	0,366							180		
2	13,50	21,00	-1	1,9	0,970	0,366	1,87	1	1	1	1	1,87	180	96,08	76,22
3	14,00	35,00	-1		0,978	0,366							180		
4	2,00	37,00	-1	4,5	0,970	0,366	4,40	1	1	1	1	4,40	180	40,94	16,16
5	2,50	39,50	-1	1,6	0,985	0,366	1,59	1,05	1	1	1	1,67	180	107,75	316,73
6	5,00	44,50	-1		0,985	0,366							180		
7	2,40	46,90	-1	1,8	0,989	0,366	1,79	1,1	1	1	1	1,97	180	91,34	1328,30
8	7,50	54,40	-1	1,4	0,978	0,366	1,39	1	1	1	1	1,39	180	129,40	784,41
9	5,00	59,40	-1	1,9	0,970	0,366	1,87	1	1	1	1	1,87	180	96,08	
10	30,30	89,70	-1		0,970	0,366							180		

Tabella 10: Verifica a fatica dell'albero zero.

L'albero zero è dunque verificato anche a fatica, per esso si garantisce una vita infinita nelle condizioni operative precedentemente descritte.

Per il principio di azione e reazione le forze trasmesse all'albero uno saranno le medesime:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{p1}} = \frac{2 * 150}{65} = 4.615N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}(\theta) = 4.615 * \operatorname{tg}(20^\circ) = 1.680N$$

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{4.615^2 + 1.680^2} = 4.911N$$

¹
ELEMENTS

ANSYS
R18.2
Academic
JUL 1 2019
17:19:07



Figura 3.16: Schema statico albero uno.

$$l_t = 68 \text{ mm}$$

$$l_{\text{appoggi}} = 59.2 \text{ mm}$$

$$a = 36.2 \text{ mm}$$

$$b = 23 \text{ mm}$$

$$R_{sx,1} = F \frac{b}{l} = 4.911 * \frac{23}{59.2} = 1.91 \text{ N}$$

$$R_{dx,1} = F \frac{a}{l} = 4.911 * \frac{36.2}{59.2} = 3 \text{ N}$$

$$M_{F1} = \frac{F ab}{l} = \frac{4.911 * 23 * 36.2}{59.2} = 69.07 \text{ Nmm}$$

Si procede analogamente a quanto fatto per la verifica dell'albero zero utilizzando il medesimo acciaio da costruzioni i cui dati sono riportati in tabella 8.

$$\bar{d} = 12.9 \text{ mm}$$

$$v_s: \begin{cases} \frac{l}{\bar{d}} > 4 \text{ albero snello} \rightarrow 5 < v_s < 11 \\ \frac{l}{\bar{d}} < 4 \text{ albero tozzo} \rightarrow 5 < v_s < 7 \end{cases}$$

$$\frac{l}{\bar{d}} = \frac{68}{12.9} \approx 5.3$$

$$v_s = 9$$

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{9} = \frac{235}{9} = 26.11 \text{ MPa}$$

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = \frac{26.11}{\sqrt{3}} = 15.07 \text{ MPa}$$

Verifica a sola flessione dell'albero:

$$\sigma_f = \frac{M_{F1}}{W_0} = \frac{M_{F1} d}{\pi \frac{d^4}{64} 2} = \frac{32 M_{F1}}{\pi d^3} \leq \sigma_{amm}$$

$$d_{min,f} \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{F1}}{\pi \sigma_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 66.07}{\pi 26.11}} = 2.96 \text{ mm}$$

Verifica a solo torsione dell'albero:

$$\tau_t = \frac{M_{t1} d}{J_{p0} 2} = \frac{M_{t1} d}{\pi \frac{d^4}{32} 2} = \frac{16 M_{t1}}{\pi d^3} \leq \tau_{amm}$$

$$d_{min,t} \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{t1}}{\pi \tau_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 150}{\pi 15.07}} = 3.70 \text{ mm}$$

Deve essere verificato che:

$$d > \max\{d_{min,f}; d_{min,t}\}$$

Nel caso in esame il diametro dell'albero è di:

$$d = 6 \text{ mm}$$

tratto	Proprietà statiche						Verifica statica							
	L [mm]	Lc [mm]	Φ [mm]	A [mm ²]	E [N/mm ²]	J [mm ⁴]	Mz [Nmm]	Mt [Nmm]	Wf [mm ³]	σf [MPa]	τ [MPa]	σamm [MPa]	σvm [MPa]	vs
1	3,30	3,30	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	0,00	150	2,12E+01	0,00	3,537	26,11	6,126	4,26
2	4,70	8,00	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	8,97	150	2,12E+01	0,42	3,537	26,11	6,140	4,25
3	12,00	20,00	8,00	50,27	2,06E+05	201,06	31,86	150	5,03E+01	0,63	1,492	26,11	2,661	9,81
4	2,00	22,00	6,00	28,27	2,06E+05	63,62	35,68	150	2,12E+01	1,68	3,537	26,11	6,353	4,11
5	3,00	25,00	8,00	50,27	2,06E+05	201,06	41,40	150	5,03E+01	0,82	1,492	26,11	2,712	9,63
6	12,00	37,00	12,50	122,72	2,06E+05	1198,42	64,30	150	1,92E+02	0,34	0,391	26,11	0,756	34,54
7	2,50	39,50	18,00	254,47	2,06E+05	5153,00	69,07	150	5,73E+02	0,12	0,131	26,11	0,257	101,61
8	2,50	42,00	18,00	254,47	2,06E+05	5153,00	61,56	150	5,73E+02	0,11	0,131	26,11	0,251	103,99
9	15,00	57,00	17,00	226,98	2,06E+05	4099,83	16,52	150	4,82E+02	0,03	0,155	26,11	0,271	96,17
10	5,50	62,50	15,00	176,71	2,06E+05	2485,05	0,00	150	3,31E+02	0,00	0,226	26,11	0,392	66,60
11	5,50	68,00	15,00	176,71	2,06E+05	2485,05	0,00	150	3,31E+02	0	0,226	26,11	0,392	66,60

Tabella 11: Verifica statica dell'albero uno.

Nell'eseguire la verifica del tratto scanalato (figura 3.6) si farà riferimento alla normativa UNI 8953:1986 la quale detta le linee guida per il corretto dimensionamento. Nel caso in esame si tratta di un albero a montaggio scorrevole avente sei denti e rispettivamente diametro interno ed esterno pari ad 11mm e 14mm (UNI 8953:1986 – 6x11x14S). La normativa impone che l'albero venga verificato sia a taglio che ad usura dovuta alla pressione di contatto.

$$M_t = r_m F z \gamma$$

$$= \left(\frac{D + d}{4} \right) \tau B l z \gamma$$

In cui:

- r_m : definisce il raggio medio del profilo scanalato.
- F : la forza agente sulla area B .
- z : numero di denti.
- γ : fattore riduttivo solitamente pari a 0.25, considera il contatto non avvenire contemporaneamente su tutti i denti. Attribuisce l'ammontare momento torcente da trasmettere al solo contributo del 25% di denti.

Noto il momento M_t che si intende trasmettere si ricava la tensione tangenziale in corrispondenza del diametro medio e si verifica il rispetto della disegualianza:

$$\tau \leq \tau_{amm}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{1.5} = \frac{235}{1.5} = 156.6 MPa$$

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = \frac{156.6}{\sqrt{3}} = 90.41 MPa$$

$$\tau = \frac{16M_t}{(D + d)zBl}$$

$$= \frac{16 * 150}{(14 + 11)6 * 3 * 12}$$

$$= 0.44 MPa$$

$$\tau \leq \tau_{amm}$$

$$0.44 MPa \leq 90.41 MPa$$

Il profilo scanalato è quindi verificato a taglio, tale condizione era facilmente intuibile dato il valore esiguo della coppia trasmessa.

Infine, si verifica il fianco scanalato quando su questo insiste la massima pressione di contatto, a tal fine si considerano tutti i denti in presa questo perché è proprio per azione dell'usura che il contatto diviene più uniforme.

$$M_t = z p_0 h l r_m$$

$$= z p_0 \left(\frac{D - d}{2} \right) l \left(\frac{D + d}{4} \right)$$

In cui le grandezze che compaiono hanno il seguente significato:

- z : numero di denti del profilo scanalato.
- p_0 : pressione di contatto.
- h : altezza del dente in corrispondenza del quale agisce la pressione di contatto.
- l : estensione del dente.
- r_m : raggio medio del profilo.

Invertendo la relazione, noto il momento che si desidera trasmettere è possibile ricavare la pressione di contatto, la quale viene confrontata con il valore limite ammissibile per il materiale.

$$p_0 \leq p_{amm}$$

$$p_{amm} \approx 500 MPa$$

$$\begin{aligned}
 p_0 &= \frac{8M_t}{z l(D^2 - d^2)} \\
 &= \frac{8 * 150}{6 * 12(14^2 - 11^2)} \\
 &= 0.22 \text{MPa}
 \end{aligned}$$

Il profilo risulta quindi idoneo.

Mentre per la verifica a fatica dell'albero uno si ottiene:

tratto	L [mm]	Lc [mm]	Verifica a fatica													
			R	Kt	q	a	Kf	Kd	Kl	Kc	Kv	Ilkti	$\sigma_{\infty,-1}$	$\sigma_{\infty,-1}^*$	ν_f	
1	3,3	3,3	-1			0,366								180		
2	4,7	8,0	-1	1,6	0,970	0,366	1,58	1	1	1	1	1,58	180	113,76	18,53	
3	12,0	20,0	-1	2,05	0,978	0,366	2,03	1	1	1	1	2,03	180	88,82	33,38	
4	2,0	22,0	-1	2,05	0,970	0,366	2,02	1	1	1	1	2,02	180	89,16	14,03	
5	3,0	25,0	-1	1,6	0,978	0,366	1,59	1	1	1	1	1,59	180	113,45	41,83	
6	12,0	37,0	-1	1,6	0,986	0,366	1,59	1	1	1	1	1,59	180	113,11	149,63	
7	2,5	39,5	-1		0,990	0,366							180			
8	2,5	42,0	-1	1,65	0,990	0,366	1,64	1,1	1	1	1	1,81	180	99,57	926,03	
9	15,0	57,0	-1	2,2	0,989	0,366	2,19	1,1	1	1	1	2,41	180	74,81	2184,76	
10	5,5	62,5	-1		0,988	0,366						0,00	180			
11	5,5	68,0	-1		0,988	0,366							180			

Tabella 12: Verifica a fatica dell'albero uno.

Anche in questo caso i coefficienti di sicurezza a fatica evidenziano un valore di tensione al di sotto del limite di fatica, si può dichiarare l'albero uno verificato per una vita infinita.

3.3.4 Verifica di deformabilità degli alberi zero ed uno:

In questo paragrafo viene condotta la verifica a deformabilità degli alberi questa è particolarmente importante in quanto un eccessivo valore della freccia in corrispondenza del punto di applicazione del carico provoca un errato ingranamento delle ruote e un conseguente malfunzionamento.

Analogamente le rotazioni all'estremità devono essere contenute entro opportuni valori limite per garantire, da un lato il corretto ingranamento delle ruote dentate e dall'altro il corretto funzionamento dei cuscinetti e del giunto elastico di collegamento. Per determinare i valori degli spostamenti e delle rotazioni si suddivide l'albero (figura 3.17) in un numero di tratti pari al numero di discontinuità e si attribuisce a ciascun tratto il corrispondente valore di rigidezza.

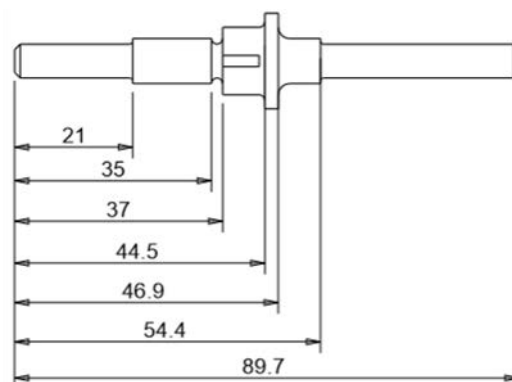


Figura 3.17: Schematizzazione dell'albero zero con relative quote delle discontinuità lungo la linea d'asse.

Nel caso in esame si è suddiviso l'albero in dieci tratti definendo undici keypoints per il posizionamento delle condizioni di vincolo di estremità e delle condizioni di carico, oltre alla definizione delle diverse sezioni dell'albero. Il codice APDL denominato: "APDL_albero_0" è disponibile in appendice.

Vincolo sinistro:

- $u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0, rot_x = 0.$

Vincolo destro:

- $u_y = 0, u_z = 0.$

Carico:

- $F_y = -4.911$ in corrispondenza dello spallamento dove viene collocata la ruota dentata.

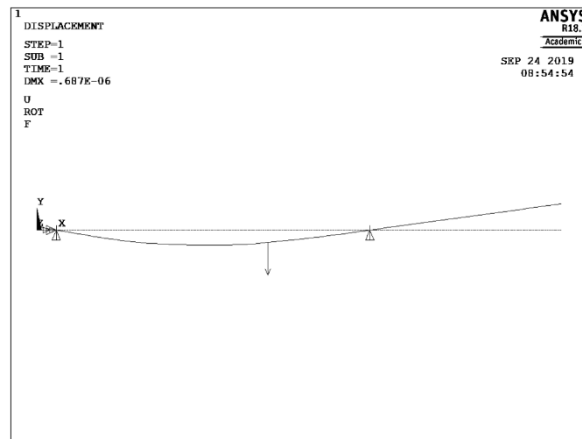


Figura 3.18: Configurazione deformata albero zero.

Da cui si ottengono i seguenti diagrammi della freccia e della rotazione, i cui valori verranno successivamente confrontati con i valori limite.

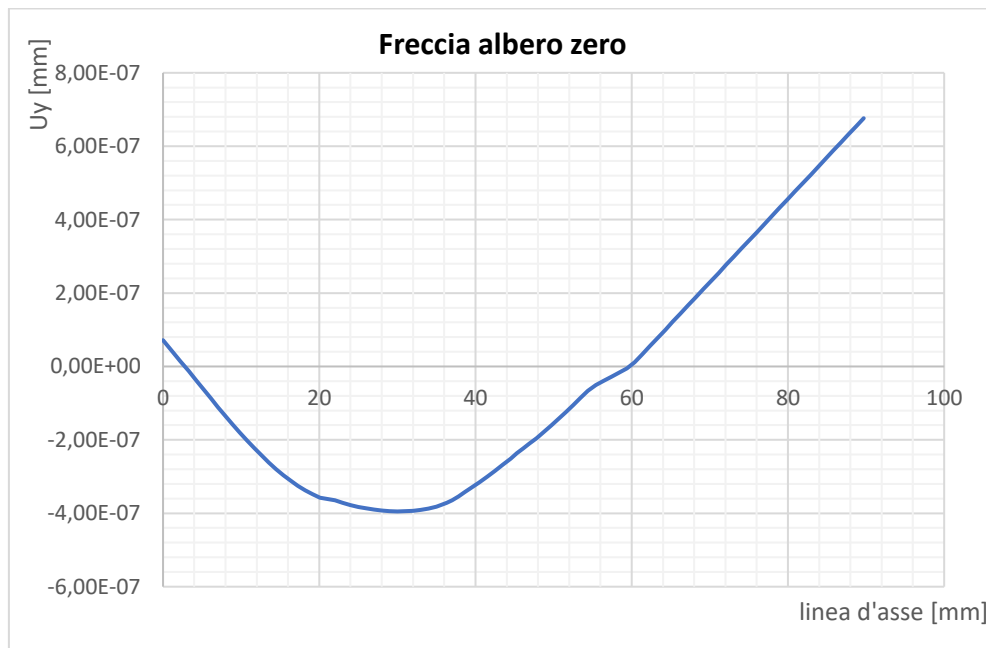


Figura 3.19: Freccia relativa all'albero zero.

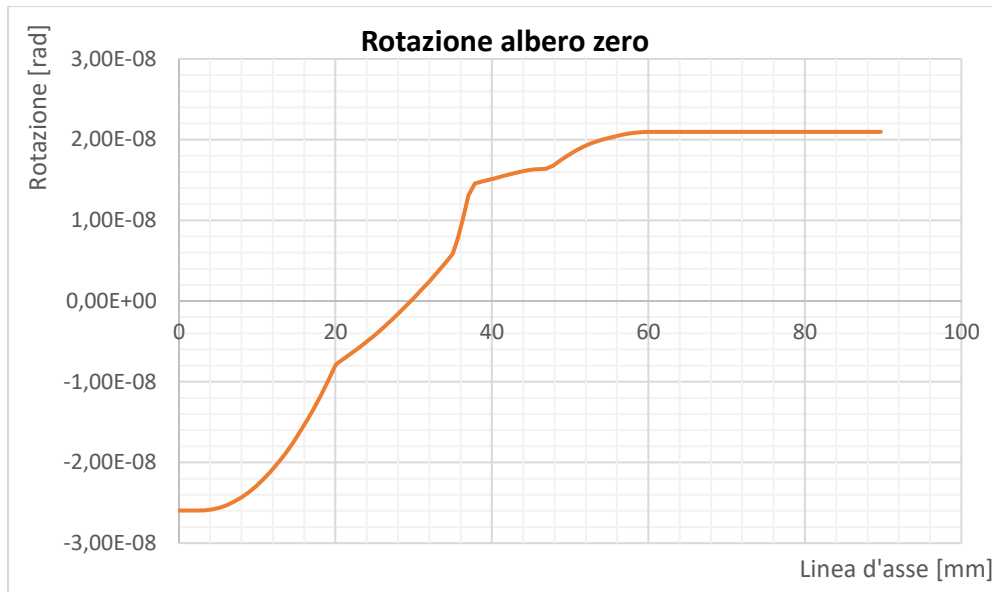


Figura 3.20: Rotazione relative all'albero zero.

Dall'analisi dei valori alle estremità si ottiene:

- $u_{y_{max}} = -3.95E - 07 \text{ mm}$ in corrispondenza ad $x = 31 \text{ mm}$.
- $\alpha = -2.60E - 08 \text{ rad}$ in corrispondenza del vincolo sinistro.
- $\beta = 2.10E - 08 \text{ rad}$ in corrispondenza del vincolo destro.

Mentre per l'albero uno:

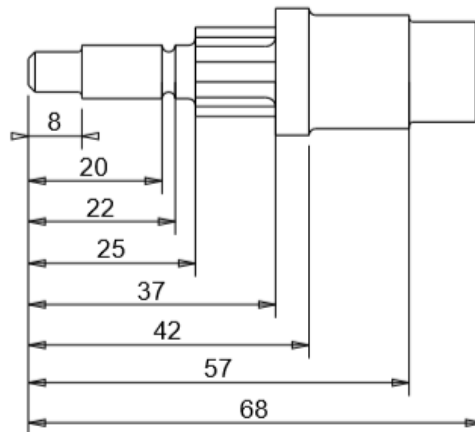


Figura 3.21: Schematizzazione dell'albero uno.

Vincolo sinistro:

- $u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0, rot_x = 0$.

Vincolo destro:

- $u_y = 0, u_z = 0$.

Carico:

- $F_y = -4.911$ in corrispondenza dello spallamento in cui viene collocata la ruota dentata.

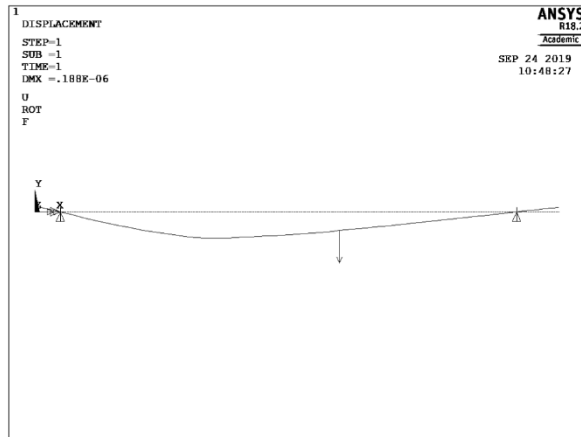


Figura 3.22: Configurazione deformata albero uno.

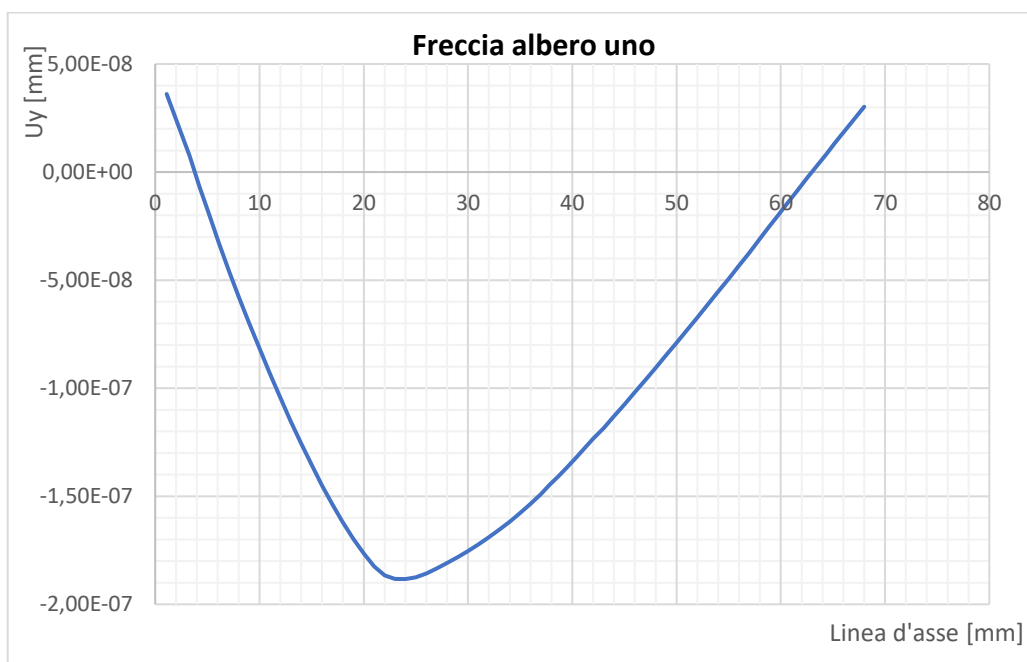


Figura 3.23: Freccia relativa all'albero uno.

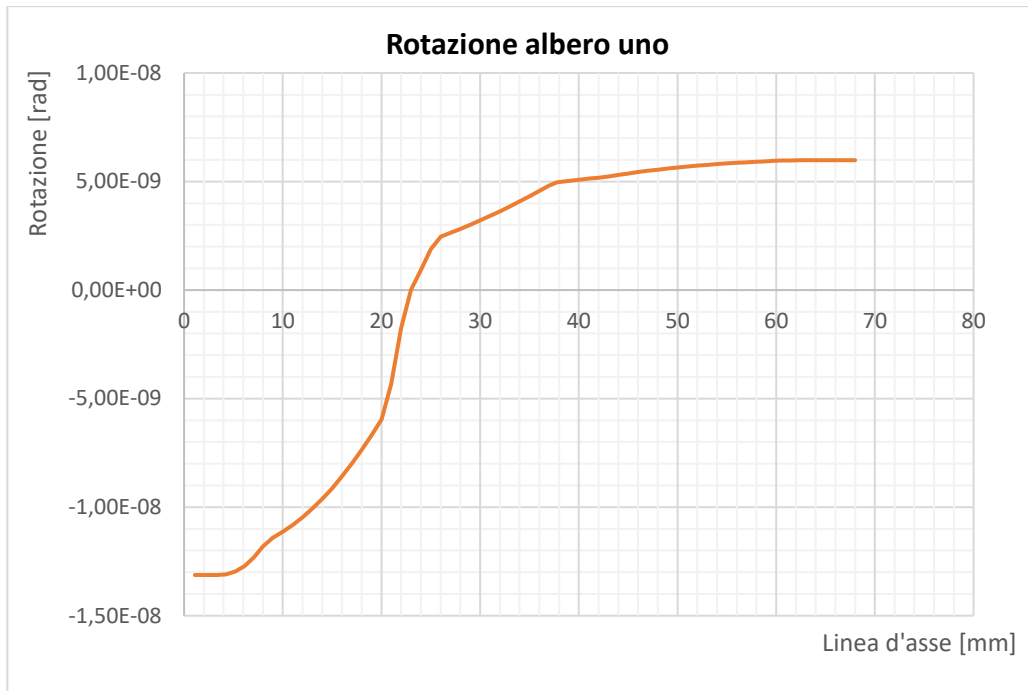


Figura 3.24: Rotazione relativa all'albero uno.

Dall'analisi dei valori si ottiene:

- $u_{y_max} = -1.88E - 07 \text{ mm}$ in corrispondenza ad $x = 23 \text{ mm}$, ossia nella sezione di gola.
- $\alpha = -1.31E - 08 \text{ rad}$ in corrispondenza del vincolo sinistro.
- $\beta = 5.98E - 09 \text{ rad}$ in corrispondenza del vincolo destro.

In mancanza di riferimenti particolari, è consuetudine confrontare le frecce alla distanza fra gli appoggi, la seguente tabella 13 definisce la freccia massima ammissibile in funzione del tipo di applicazione.

Freccia massima ammissibile			
Applicazioni grossolane	Applicazioni comuni	Riduttori	Macchine utensili
L/1000	L/2000	L/(3000-4000)	L/(5000-6000)

Tabella 13: Freccia massima ammissibile.

Nel caso in esame si ha per l'albero 0:

$$\frac{l}{3000 - 4000} = \frac{56.1}{3000 - 4000} = (0.018 - 0.014) \text{ mm}$$

Mentre per l'albero 1:

$$\frac{l}{3000 - 4000} = \frac{59.2}{3000 - 4000} = (0.020 - 0.015) \text{ mm}$$

I valori delle frecce determinati per gli alberi zero ed uno sono quindi idonei.

Ulteriore condizione viene posta in corrispondenza delle rotazioni d'estremità, le quali hanno valore limite in funzione del tipo di cuscinetto utilizzato, in tabella 14 vengono riportati alcuni valori limite.

Rotazione limite [rad]	Cuscinetto a sfere	Cuscinetto a rulli cilindrici	Cuscinetto a rulli conici	Cuscinetto orientabile a sfere
	0.003	0.0009	0.0006	1.5°-3°

Tabella 14: Rotazione massima ammissibile.

Si nota che in entrambi i casi i valori delle rotazioni di estremità dei due alberi sono inferiori al limite consigliato, inoltre la rotazione di estremità dell'albero zero è inferiore ai 3° definiti dal costruttore per il corretto funzionamento del giunto elastico.

Albero zero:

$$\alpha = -2.60E - 08 \text{ rad}$$

$$\beta = 2.10E - 08 \text{ rad}$$

Albero uno:

$$\alpha = -1.31E - 08 \text{ rad}$$

$$\beta = 5.98E - 09 \text{ rad}$$

3.3.5 Scelta dei cuscinetti:

In questo paragrafo vengono scelti i cuscinetti da impiegare, essi vengono determinati da catalogo in funzione dei seguenti parametri:

1. Tipologia di carico che devono supportare (radiale e/o assiale).
2. Temperatura di esercizio.
3. Durata.

Con riferimento allo schema statico dell'albero 1 (figura 3.22) in cui il valore massimo della reazione vincolare si ha in corrispondenza dell'estremità di destra, si sceglie di utilizzare un cuscinetto a rulli a destra mentre un cuscinetto a sfere sulla sinistra. Tale scelta permette di avere uno schema isostatico che accomoda eventuali deformazioni termiche. Mentre nel caso dell'albero zero si è scelto per motivi di ingombro di utilizzare due cuscinetti a sfere, la scelta dei cuscinetti avviene considerando la relazione:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

In cui i termini presenti corrispondono a:

- L_{10} : Durata espressa in milioni di giri ad una $PS = 90\%$.
- P : Carico dinamico equivalente (combina carico radiale ed assiale).
- C : Coefficiente di carico dinamico, proprietà del cuscinetto dichiarata dal costruttore.
- p : Dipende dal tipo di cuscinetto e vale:

$$p = \begin{cases} 3 & \text{per cuscinetti a sfere} \\ 10/3 & \text{per cuscinetti a rulli} \end{cases}$$

Al fine di scegliere il cuscinetto, si esplicita il coefficiente di carico dinamico C :

$$C = L_{10}^{1/p} P$$

L_{10h} , definito in ore di funzionamento, assume i seguenti valori a seconda delle applicazioni:

$$L_{10h} : \begin{cases} 400h & \text{per alberi di elettrodomestici} \\ 40000h & \text{per riduttori} \\ 100000h & \text{per alberi di navi} \end{cases}$$

Da cui si ricava il valore in milioni di giri moltiplicando per il numero di giri a cui ruota l'albero:

$$L_{10} = \frac{L_{10h} n 60}{10^6}$$

Per l'applicazione in esame si assume $L_{10h} = 40000h$.

	N [giri/min]	L ₁₀
Albero zero	0.915	2.196
Albero uno	0.458	1.09

Tabella 15: Valori in milioni di giri per i due alberi.

$$P = XF_R + YF_A$$

Con X ed Y coefficienti forniti dal costruttore e disponibili nel catalogo.

$$R_{sx,0} = F \frac{b}{l} = 4.911 * \frac{19.9}{56.1} = 1.74 \text{ N}$$

$$R_{dx,0} = F \frac{a}{l} = 4.911 * \frac{36.2}{56.1} = 3.17 \text{ N}$$

Come precedentemente definito, si utilizza per l'albero zero due cuscinetti a sfere, questo per motivi di ingombro ed inoltre perché l'utilizzo di un eventuale gabbia a rulli renderebbe meno accurato l'allineamento dell'albero essendo soggetto a giochi di natura costruttiva maggiori.

$$F_A = 0$$

$$X = 1$$

$$P = F_R = R_{dx,0} = 3.17 \text{ N}$$

$$C = L_{10}^{1/p} P = 2.196^{1/3} * 3.17 = 4.12 \text{ N}$$

Da catalogo SKF si sceglie:

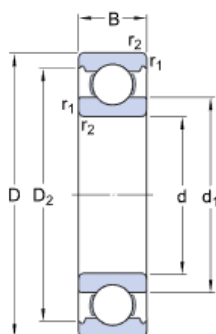


Figura 3.25: Cuscinetto SKF W619/6.

Codice Prodotto	Dimensioni principali [mm]			Coefficiente di carico dinamico C [kN]	Velocità limite [r/min]
	D	B	d		
SKF W619/6	15	5	6	0.761	63000

Tabella 16: Dati relativi al cuscinetto SKF W619/6.

Per il cuscinetto di sinistra:

$$F_A = 0$$

$$X = 1$$

$$P = F_R = R_{sx,0} = 1.74 \text{ N}$$

$$C = L_{10}^{1/p} P = 2.196^{1/3} * 1.88 = 2.26 \text{ N}$$

Da catalogo SKF si sceglie nuovamente il cuscinetto a sfere SKF W619/6 anche per l'estremo di sinistra. Mentre per l'albero uno si ottiene:

$$R_{sx,1} = F \frac{b}{l} = 4.911 * \frac{23}{59.2} = 1.91 \text{ N}$$

$$R_{dx,1} = F \frac{a}{l} = 4.911 * \frac{36.2}{59.2} = 3.0 \text{ N}$$

Si utilizza sulla destra un cuscinetto ad una corona rulli senza orletti che permetta lo spostamento assiale in entrambe le direzioni.

$$F_A = 0$$

$$X = 1$$

$$P = F_R = R_{dx,1} = 3 \text{ N}$$

$$C = L_{10}^{1/p} P = 1.09^{3/10} * 3 = 3.08 \text{ N}$$

Da catalogo SKF si sceglie:

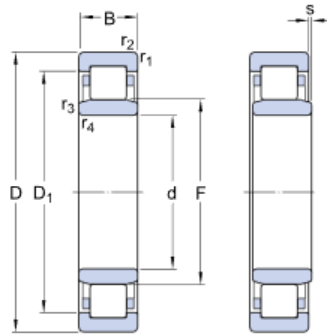


Figura 3.26: Cuscinetto a rulli SKF NU 202 ECP.

Codice Prodotto	Dimensioni principali [mm]			Coefficiente di carico dinamico C [kN]	Velocità limite [r/min]
	D	B	d		
SKF NU 202 ECP	35	11	15	12.5	26000

Tabella 17: Dati relativi al cuscinetto SKF NU 202 ECP.

Per la scelta del cuscinetto relativo all'estremo di sinistra, la soluzione ricade su un cuscinetto a sfere in maniera da rendere lo schema isostatico. Anche in questo caso non essendoci spinte assiali, si ha:

$$\begin{aligned}
 F_A &= 0 \\
 X &= 1 \\
 P &= F_R = R_{sx,1} = 1.91 \text{ N} \\
 C &= L_{10}^{1/p} P = 1.09^{1/3} * 1.91 = 1.97 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Da catalogo SKF si sceglie nuovamente SKF W619/6.

3.3.6 Dimensionamento e verifica della piastra posteriore:

La flangia posteriore (figura 3.9 e 3.10) è l'elemento che contiene al suo interno il sistema di movimentazione e permette al sistema di connettersi con la linea principale ed ha le seguenti dimensioni principali relative a diametro interno, esterno e spessore.

$$\begin{aligned}
 \phi_i &= 180 \text{ mm} \\
 \phi_e &= 200 \text{ mm} \\
 t &= \frac{\phi_e - \phi_i}{2} = \frac{200 - 180}{2} = 10 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

dove:

- ϕ_i : diametro interno.
- ϕ_e : diametro esterno.
- t : spessore.

Quindi il rapporto:

$$\frac{r_m}{t} = \frac{\left(\frac{\phi_e + \phi_i}{4}\right)}{t} = \frac{95}{10} = 9.5 < 10$$

Si utilizza per la verifica di tale elemento la teoria sui gusci spessi, si determinano i valori delle tensioni radiale $\sigma_r(r)$, tangenziale $\sigma_t(r)$ e longitudinale σ_l . Nel caso in esame la flangia è soggetta ad una pressione

esterna pari alla pressione atmosferica, in quanto trascurando la pressione interna pari a $p = 10^{-6}$ mbar, la linea può considerarsi perfettamente in vuoto. Per cui utilizzando la teoria sui gusci spessi si ricava:

$$\sigma_l = \frac{-p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r(r) = \frac{-p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_t(r) = \frac{-p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right)$$

$p_e = -0.1 \text{ MPa}$	r_i	r_e
$\sigma_r [\text{MPa}]$	0	-0.1
$\sigma_t [\text{MPa}]$	-1.05	-0.95
$\sigma_l [\text{MPa}]$	-1.05	

Tabella 19: Valori di tensione lungo lo spessore della piastra.

Diagrammando i valori di tensione lungo lo spessore t si ottiene:

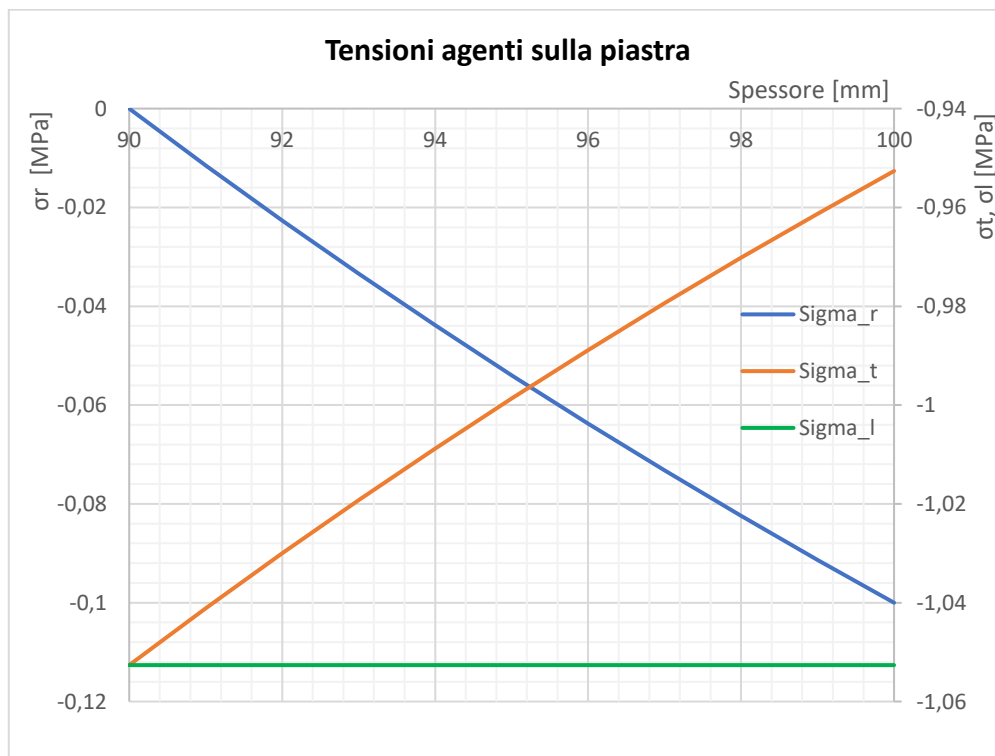


Figura 3.28: Valori di tensione lungo lo spessore del guscio.

Utilizzando come criterio di resistenza il criterio di Guest si determina come tensione equivalente:

$$\sigma_G = \sigma_1 - \sigma_3 = 0 - 1.05 = 1.05 \text{ MPa}$$

Quindi, essendo la tensione di snervamento dell'acciaio AISI 316L pari a $\sigma_s = 280 \text{ MPa}$ si ricava il coefficiente di sicurezza statico:

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_G} = \frac{280}{1.05} = 266$$

Infine, un'analisi condotta con gli elementi finiti permette di verificare il fondo della piastra, il valore di tensione si determina lungo il path circolare in corrispondenza dello spallamento interno della sede del cuscinetto a rulli. I valori di spostamento e sollecitazione sono i seguenti:

$$\sigma_G = \sigma_1 - \sigma_3 \approx 6 \text{ MPa}$$

$$u_z = 2.65 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

3.3.7 Dimensionamento e verifica del sistema di supporto:

Il sistema di supporto ha il compito di contenere i cuscinetti e di vincolare lo spostamento in direzione assiale degli alberi, i quali in assenza di questo sarebbero mal vincolati con la conseguente possibilità di movimento. Per la verifica si considera agente la pressione atmosferica sulla sezione posteriore dell'albero zero, la quale eserciterà un'azione di spinta verso l'interno.

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} 6^2 = 28.3 \text{ mm}^2$$

$$F = pA = 0.1 * 28.3 = 2.83 \text{ N}$$

Dato il valore contenuto di forza pensiamo al supporto come costituito da due travi indipendenti, vincolate in corrispondenza delle vite con un vincolo di incastro e caricate con F nell'estremo libero.

Gli spostamenti in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti sono dunque pari a:

$$u_0 = 1.07 * 10^{-4} \text{ mm}$$

$$u_1 = 5.88 * 10^{-3} \text{ mm}$$

3.3.8 Dimensionamento e verifica della connessione tra ruota dentata e porta disco:

La connessione tra la ruota dentata e il porta disco avviene per mezzo di tre viti M3 8.8. Tali viti mirano a rendere un corpo unico il sistema costituito dalla ruota e dai due porta dischi (figura 3.29) mentre il compito di trasmettere la coppia dal motore all'albero uno è affidato al profilo a fianchi paralleli realizzato su quest'ultimo (figura 3.6). Inoltre, tali viti essendo passanti attraverso i tre corpi si impegnano solo nel porta disco frontale su cui è stata realizzata la filettatura.

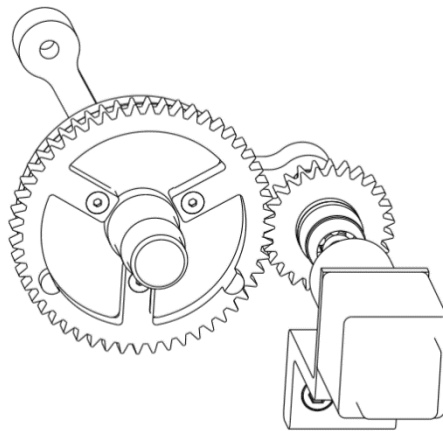


Figura 3.29: Dettaglio posteriore del sistema di connessione ruota dentata – porta disco.

Per queste ragioni la verifica della resistenza delle viti si eseguirà considerando le stesse come travi incastrate in corrispondenza del porta disco frontale (figura 3.4) e caricate all'estremo opposto. Infatti, come si nota dalla figura 3.30 la vite ha solo l'ultimo tratto in presa ed è dunque soggetta ad un regime di flessione e taglio. Si considera dunque come forza agente sulla vite quella che, applicata ad una distanza R pari alla distanza tra l'asse della vite ed il diametro primitivo della ruota, produce lo stesso momento esterno applicato. Quindi, adottando questo procedimento si riduce tutta la coppia ad una sola forza applicata alla singola vite, condizione senz'altro peggiorativa rispetto al caso reale.

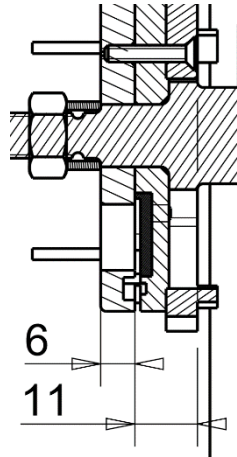


Figura 3.30: Sezione passante per l'asse della vite di collegamento.

$$F = \frac{M_T}{R} = \frac{150}{14.5} = 10.34 \text{ N}$$

$$A = 5.03 \text{ mm}^2$$

$$f_t = 8 * 100 = 800 \text{ MPa}$$

$$f_y = 8 * 8 * 10 = 640 \text{ MPa}$$

$$f_{kn} = \min(0.7f_t; f_y) = 560 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{f_{kn}}{v_s} = \frac{560}{1.5} = 373 \text{ MPa}$$

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = \frac{373}{\sqrt{3}} = 215 \text{ MPa}$$

Con:

- A : valore dell'area resistente della vite.
- f_t : valore della resistenza a rottura della vite.
- f_y : valore del limite di snervamento della vite.
- f_{kn} : valore della resistenza di progetto.
- σ_{amm} : valore della tensione ammissibile.
- τ_{amm} : valore della tensione tangenziale ammissibile.

$$\tau_{xy} = \frac{FS_{zz}}{J_{zz}b} = \frac{4}{3} * \frac{F}{A} = \frac{4}{3} * \frac{10.34}{5.03} = 2.74 \text{ MPa}$$

$$M_f = F * b = 10.34 * 11 = 113.74 \text{ Nmm} \approx 114 \text{ Nmm}$$

$$J_p = \frac{\pi}{64} d_{vite}^4 \approx 4 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_f = \frac{M_f d}{J_p 2} = \frac{114 * 3}{2 * 4} = 42.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_b^2} = \sqrt{42.75^2 + 3 * 2.74^2} \approx 43 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{VM}} = \frac{373}{43} = 8.6$$

La connessione meccanica mediante viti è dunque verificata.

3.3.9 Dimensionamento e verifica delle molle:

Il dimensionamento statico ed a fatica delle molle sarà condotto seguendo le linee guida dettate dalla normativa EN 13906-1:2013 "Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1: Compression springs".

Essa consiglia di definire inizialmente i requisiti da rispettare, definendo in particolare:

- La forza di richiamo elastico della molla e la relativa compressione o i valori di forza elastica in corrispondenza delle condizioni di estremità e la relativa corsa.
- Il tipo di carico come funzione del tempo, quindi definendo se il carico verrà applicato staticamente o dinamicamente.
- La temperatura di esercizio e l'entità del rilassamento permesso.
- La presenza di carico trasversale, buckling e forze impulsive.
- Altri effetti come fenomeni di risonanza, corrosione, ecc.

Al fine di progettare correttamente la molla da utilizzare è necessario individuare lo spazio disponibile in direzione circonferenziale in corrispondenza delle posizioni di completa chiusura ed apertura del vano (figura 3.31).

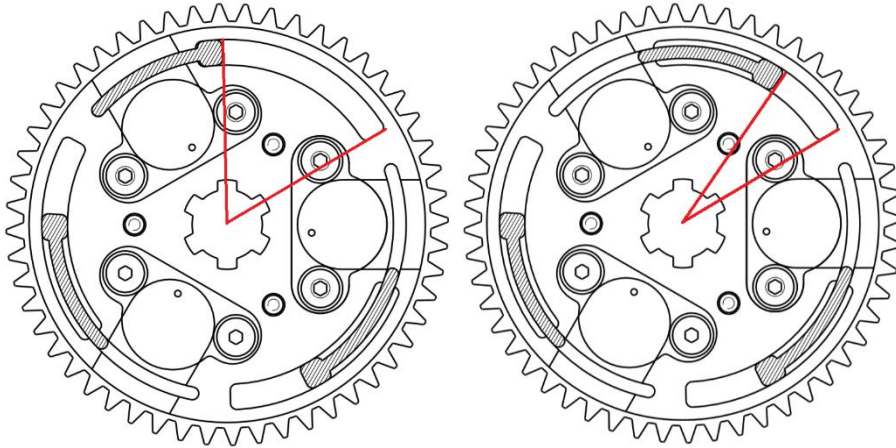


Figura 3.31: Configurazione di completa chiusura a sinistra e di completa apertura a destra.

Tali configurazioni evidenziano rispettivamente il massimo ed il minimo spazio a disposizione della molla, essi risultano pari a:

$$\alpha_{\text{completa_chiusura}} = 59.2^\circ$$

$$\alpha_{\text{completa_apertura}} = 25^\circ$$

Conseguentemente l'estensione circonferenziale disponibile ad una distanza pari a 27mm dall'asse di rotazione è:

$$C_{\text{completa_chiusura}} = \alpha * \frac{\pi}{180} * r_m = 59.206 * \frac{\pi}{180} * 27 = 27.90 \text{ mm}$$

$$C_{\text{completa_apertura}} = \alpha * \frac{\pi}{180} * r_m = 25 * \frac{\pi}{180} * 27 = 11.78 \text{ mm}$$

Al fine di garantire l'azione di normale chiusura della molla si adotta una lunghezza libera, L_l , pari a 35mm, di conseguenza la molla nelle condizioni operative risulta precompressa di un valore:

$$\delta_1 = L_l - C_{\text{completa_chiusura}} = 35 - 27.90 = 7.1 \text{ mm}$$

Nelle condizioni di completa apertura la molla avrà subito invece un accorciamento pari a:

$$\delta_2 = L_l - C_{\text{completa_apertura}} = 35 - 11.78 - 7.1 = 16.12 \text{ mm}$$

Si determina la costante elastica della molla al fine di garantire che a partire dalla posizione di completa chiusura il motore sia in grado di vincere la forza elastica esercitata dalla molla.

$$F_{\text{max}} = \frac{M_t}{vr} = \frac{150}{1.5 * 27} = 3.70 \text{ N}$$

Dove:

- M_t : rappresenta il valore del momento torcente in corrispondenza dell'albero uno.

- r : la distanza radiale dello sportellino rispetto all'asse di rotazione del porta disco.
- v : coefficiente di sicurezza.

Di conseguenza, si ricorda che deve essere verificata la relazione:

$$F_a = K \delta_2 < F_{max}$$

$$K < \frac{F_{max}}{\delta_2} = \frac{3.70}{16.12} = 0.229 \frac{N}{mm}$$

Nelle nelle condizioni di completa chiusura la molla eserciterà invece una forza elastica di:

$$F_c = K * \delta_1 = 0.229 * 7.1 = 1.63 N$$

Fatto ciò si sceglie quella che sarà la lunghezza a pacchetto della molla la quale dovrà essere inferiore alla lunghezza nelle condizioni di completa apertura, evitando così che la molla possa giungere a schiacciamento.

$$L_{pacchetto} < C_{compeltaapertura} = 11.78 mm$$

A tal fine si sceglie:

$$L_{pacchetto} = 9 mm$$

Data la dimensione trasversale delle guide pari a 4mm si sceglie un diametro esterno della molla pari a 3.8mm, garantendo così che la molla possa comprimersi.

$$D_e = 3.8mm$$

Definiti i valori relativi a $L_{pacchetto}$, K e D_e si sceglie un diametro del filo d che garantisca un rapporto:

$$6 < C = \frac{D}{d} < 12$$

Nel caso in esame, dopo diverse iterazioni e compatibilmente con i diametri disponibili in commercio, si sceglie un valore di:

$$d = 0.63mm$$

Per cui il diametro medio D risulta:

$$D = D_e - d = 3.8 - 0.63 = 3.17mm$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{3.17}{0.63} = 5.03$$

Si osserva che il rapporto C risultante è prossimo al valore limite inferiore.

Si passa quindi alla verifica di resistenza della molla che contempla il contributo delle tensioni tangenziali dovute alla torsione e in formula semplificata, come sforzo/area, il contributo dovuto al taglio.

Si introdurrà inoltre, per tenere conto della curvatura della linea d'asse e del non utilizzo della relazione di Jourawsky di un termine k di amplificazione solamente nella verifica a fatica. Infatti, la distribuzione di tensione nella sezione della spira non è uniforme (figura 3.32), ma i valori maggiori si localizzano in corrispondenza della superficie interna a causa della curvatura della linea d'asse.

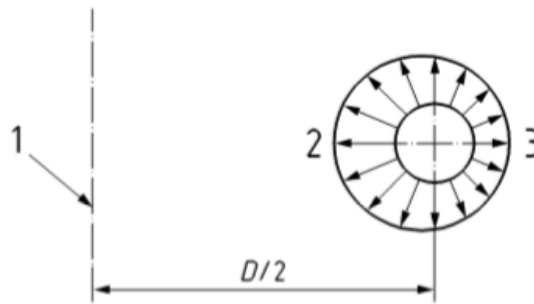


Figura 3.32: Distribuzione di tensione nella sezione del filo [16].

$$\tau = \frac{8F_a}{\pi d^2} C = \frac{8 * 3.70}{\pi * 0.63^2} * 5.03 = 119.5 \text{ MPa}$$

Per valutare l' idoneità della molla, si confronta il valore della tensione tangenziale con il valore limite del materiale fornito da normativa EN 10270-3:2011: "Steel wire for mechanical springs – Part 1: Patented cold drawn unalloyed spring steel wire" (allegato A.5) in funzione della tipologia di acciaio scelto. Nel caso in esame si sceglie di utilizzare l'acciaio per molle X10CrNi18 – 8 per esso la tensione di rottura è di:

$$R_m = 2000 \text{ MPa}$$

Dal valore di R_m , si ricava il valore della tensione tangenziale ammissibile non corretta quando la molla è a pacchetto, $\tau_{c\text{zul}}$, tale valore è generalmente pari ad:

$$\tau_{c\text{zul}} = 0.56 R_m = 0.56 * 2000 = 1120 \text{ MPa}$$

Nel caso di carichi applicati staticamente o quasi staticamente la tensione ammissibile è limitata dal fenomeno del rilassamento. Esso consiste in una perdita della forza esercitabile dalla molla quando questa è mantenuta ad una lunghezza costante e dipende dal valore di tensione, dal tempo e dalla temperatura e viene espressa in normativa come una riduzione percentuale a partire del valore iniziale (figura 3.33).

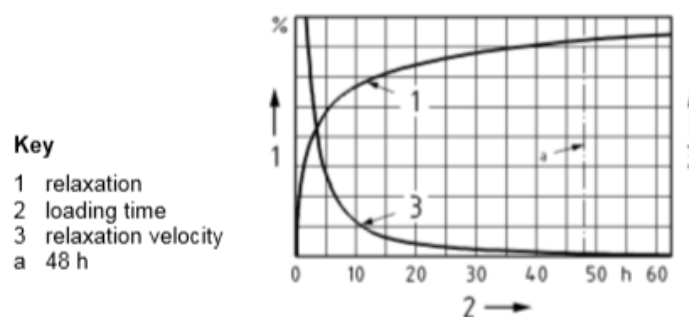


Figura 3.33: Relazione tra rilassamento e tempo [28].

Generalmente, in mancanza di altri riferimenti si utilizza il valore di riduzione corrispondente a 48h benché tale fenomeno non possa ritenersi concluso. L'entità della riduzione viene suggerita per molle avvolte a freddo in funzione della tensione τ , del diametro del filo e della temperatura (allegato A.5). Per il valore di $\tau = 119.5 \text{ MPa}$ e $d = 0.63 \text{ mm}$ una riduzione di un punto percentuale rappresenta un caso peggiorativo.

$$\tau_{zul} = 0.99 \tau_{c\text{zul}} = 0.99 * 1120 = 1108 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_{zul} = 119.45 < 1108 \text{ MPa}$$

Eseguita la verifica statica, si procede con la verifica a fatica in quanto la molla sperimenta valori di τ variabili in relazione alla corsa a cui è soggetta. Si definisce con:

- τ_{k1} : il valore di tensione corretto per mezzo di k in corrispondenza della forza F_1 .
- τ_{k2} : il valore di tensione corretto per mezzo di k in corrispondenza della forza F_2 .
- τ_{kh} : il valore del range di tensione che sperimenta la molla.
- τ_{k0} : valore massimo di tensione a fatica corretto per mezzo di k .
- τ_{kU} : valore minimo di tensione a fatica corretto per mezzo di k .

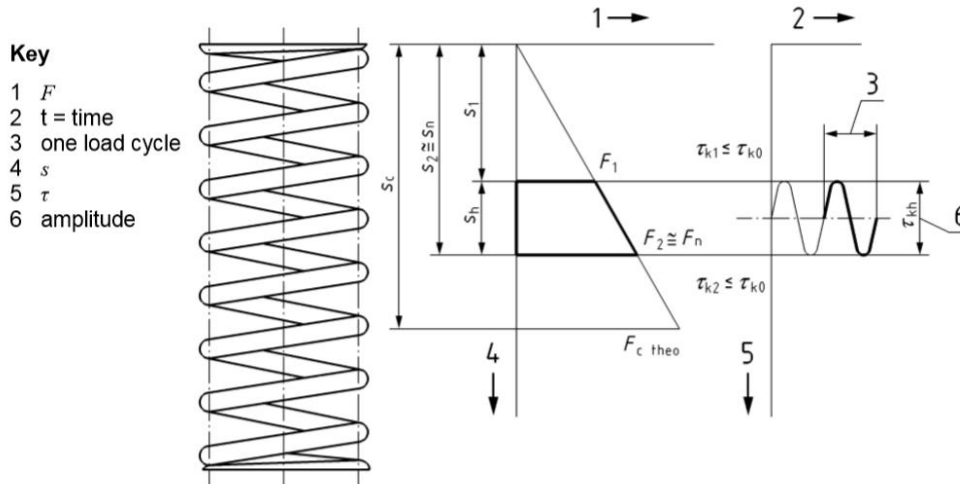


Figura 3.34: Diagramma di spostamento di una molla soggetta a carico variabile [30].

Il valore massimo della distribuzione di tensione viene determinato introducendo il fattore correttivo k :

$$w = \frac{D}{d} = \frac{3.17}{0.63} = 5.03$$

Con w rapporto della molla, mentre k viene determinato con la relazione di Bergstrasser:

$$k = \frac{w + 0.5}{w - 0.75} = 1.3$$

$$\tau_{k1} = \frac{8F_a}{\pi d^2} Ck = \frac{8 * 3.70}{\pi 0.63^2} * 5.03 * 1.3 = 155.2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k2} = \frac{8F_c}{\pi d^2} Ck = \frac{8 * 1.63}{\pi 0.63^2} * 5.03 * 1.3 = 68.4 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kh} = \tau_{k1} - \tau_{k2} = 155.2 - 68.4 \approx 87 \text{ MPa}$$

Si confrontano i valori ottenuti con quanto riportato nel diagramma di Goodman (figura 3.35) utilizzando i valori di τ_{k1} e τ_{k2} come valori massimi e minimi a fatica (τ_{k0} e τ_{kU}) in tal modo è possibile, in funzione del diametro della spira, dichiarare se si è a vita infinita o meno. La normativa non fornisce quindi indicazioni sul numero di cicli a rottura ma da un'indicazione più generale. Dati i valori di tensione si individua un punto nel piano che sta al di sotto della retta limite, possiamo quindi dichiarare che la molla ha vita infinita.

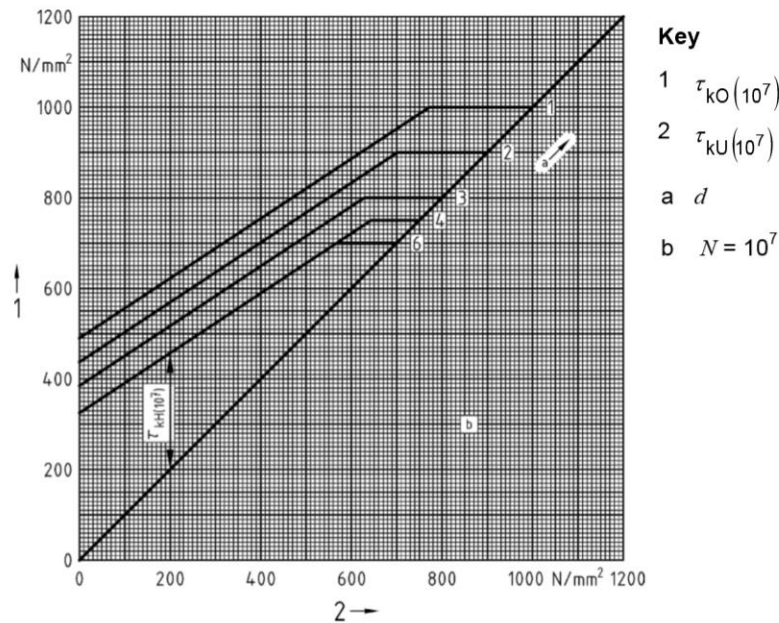


Figura 3.35: Tensione al limite di fatica (diagramma di Goodman) per molle avvolte a freddo, prodotte a partire da X10CrNi18-8 [31].

Utilizzando il diagramma di figura 3.35, si fa riferimento, in vantaggio di sicurezza, alla curva per $d=1$ mm in quanto il fenomeno della fatica è un fenomeno ad innesco generalmente superficiale ed avere una minor superficie ci permette di ridurre la probabilità che in questa siano presenti difetti.

Si determina infine il numero di spire della molla attraverso la relazione semplificata che parte dalla definizione di $L_{pacchetto}$.

$$L_{pacchetto} = d(N + N') + d'$$

Dove:

- d è il diametro del filo.
- N numero di spire attive.
- N' numero di spire di estremità avvolte con inclinazione nulla.
- d' che può essere pari a d o a 0 a seconda che le spire terminali siano integre o spianate.

Girando la relazione e assumendo N' pari a 2 (una spira ad inclinazione nulla per ciascuna estremità) e ponendo $d'=d$ quindi nessuna spianatura date anche le dimensioni contenute; si ricava:

$$L_{pacchetto} = d(N + 2) + d = d(N + 3)$$

$$N = \frac{L_{pacchetto}}{d} - 3 = \frac{9}{0.63} - 3 = 11.28 \text{ spire}$$

Dunque:

$$\frac{N}{L_l} = \frac{11.28}{35} = 0.322 \frac{\text{spire}}{\text{mm}}$$

3.4 Analisi dinamica: pulsazioni naturali

Si completa lo studio del sistema interno eseguendo l'analisi dinamica del sistema finalizzata alla determinazione della risposta del sistema alle sollecitazioni durante l'esercizio. Essa ci permette di ricavare, anche se in maniera approssimata, la pulsazione naturale del sistema, caratterizzando così il fenomeno vibratorio dato dalla torsione relativa che nasce dalla differenza tra la rotazione dell'albero zero ed uno. Si trascura infatti il moto rigido per il quale vale la relazione:

$$\dot{\theta}_1 = \tau \dot{\theta}_0$$

Si fa quindi riferimento alla coordinata generalizzata che descrive il moto relativo:

$$\psi = \theta_1 - \theta_0$$

E si determinano le grandezze ridotte al membro motore:

$$\begin{aligned} J'_1 &= J_1 \tau^2 \\ M'_1 &= M_1 \tau \\ &= -K_1 \theta_1 \tau \\ &= -K_1 \theta'_1 \tau^2 \\ &= -K'_1 \theta'_1 \end{aligned}$$

Gli alberi sono quindi in serie per cui si determina la rigidità equivalente come:

$$\begin{aligned} K_{eq} &= \left(\frac{1}{K_0} + \frac{1}{K'_1} \right)^{-1} \\ J'_1 \ddot{\theta}'_1 + K_{eq} (\theta'_1 - \theta_0) &= 0 \\ J_0 \ddot{\theta}_0 + K_{eq} (\theta_0 - \theta'_1) &= 0 \\ \ddot{\psi} &= \ddot{\theta}_0 - \ddot{\theta}'_1 \\ &= -K_{eq} \left(\frac{1}{J_0} + \frac{1}{J'_1} \right) \psi \end{aligned}$$

Da cui si ottiene che la pulsazione naturale del sistema è:

$$\begin{aligned} \omega_n &= \sqrt{\left(\frac{K_0 K'_1}{K_0 + K'_1} \right) \left(\frac{J_0 + J'_1}{J_0 J'_1} \right)} \\ &= 7.1 \frac{rad}{s} \\ T_n &= \frac{2\pi}{\omega_n} \\ &= 0.88s \end{aligned}$$

Lo studio del comportamento del sistema a regime si esegue considerando il sistema ad un grado di libertà soggetto ad un ingresso a rampa, questo perché la legge del moto imposta suggerisce un andamento di questo tipo:

$$M_t : \begin{cases} \frac{M_{t_0}}{t_0} t & \text{per } 0 < t \leq t_0 \\ M_{t_0} & \text{per } t > t_0 \end{cases}$$

La risposta di un sistema ad un ingresso di questo tipo dipende dal rapporto tra il tempo t_0 ed il periodo naturale di oscillazione T_n . Nel caso in cui t_0 sia molto minore di T_n il sistema vede la coppia esterna come applicata impulsivamente e la risposta è quella tipica di un sistema ad un grado di libertà con ingresso a gradino, nel caso contrario invece il sistema vede la forza esterna applicata quasi staticamente e ciò permette di avere una risposta a regime che tende al valore statico pari a M_t/K_{eq} .

In particolare, nel caso in esame t_0 è pari a 2s per cui superiore al periodo naturale di oscillazione, si può quindi dire che il sistema non solo lavora lontano dalla condizione di risonanza ma che nei transitori di accelerazione e decelerazione non risente di grandi spostamenti dinamici.

3.5 Conclusioni:

In questo capitolo si è illustrato nel dettaglio il sistema di movimentazione interno e le parti che lo costituiscono. Dalle verifiche condotte e dai risultati ottenuti il sistema risulta essere idoneo allo scopo che si propone, ossia di allineare i bersagli di deposizione con il fascio.

In particolare, il motore passo scelto anche se sovradimensionato, permette movimentare correttamente il carico e se comandato a full step limita l'errore di posizionamento a 0.47° , valore che può essere ulteriormente ridotto a 0.32° con avanzamento ad half step.

Infine, dallo studio del comportamento dinamico del sistema si evidenzia che la risposta alle sollecitazioni nominali di funzionamento è lontana dalle condizioni di risonanza e che a regime i valori di spostamento dinamico sono prossimi a quello statico.

CAPITOLO 4: SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE ESTERNO

4.1 Introduzione:

Nel capitolo precedente è stato presentato nel dettaglio il sistema di porta – disco, sviluppato per garantire il sostegno meccanico dei target secondari e il loro corretto allineamento con la linea di fascio. In questo capitolo si descrive il sistema di movimentazione esterno, che consentirà di accoppiare e disaccoppiare il sistema porta - dischi dalla linea di fascio, rendendo possibile la sostituzione dei bersagli nonché l'accesso al sistema interno per le regolari operazioni di manutenzione o per la rimozione manuale dello stesso.

Per effettuare la movimentazione di accoppiamento e disaccoppiamento si è scelto di utilizzare un attuatore lineare ad asse singolo e una vite senza fine a ricircolo di sfere posizionata al di sotto del piano di lavoro.

Per la scelta di questi dispositivi si definiscono quelli che sono i principali parametri dimensionanti, come il carico da movimentare, la corsa e la massima forza in spinta esercitabile dal motore.

Nelle figure 4.1 e 4.2 si mostra quello che sarà il sistema nel suo complesso al fine di rendere più chiara la posizione e la funzione di questi dispositivi, per la cui scelta si demanda a quanto riportato nei paragrafi successivi.

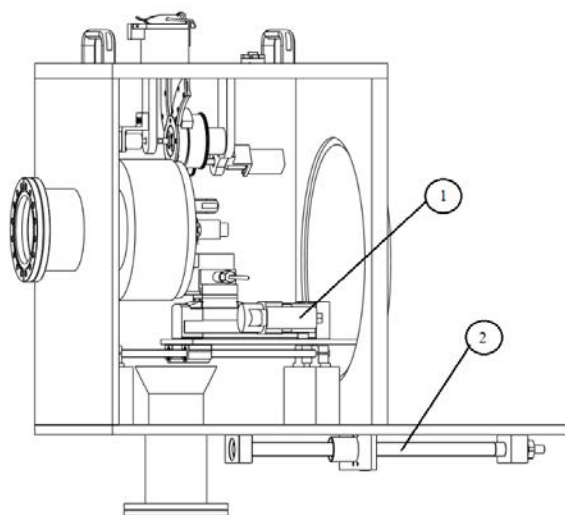


Figura 4.1: Complessivo in cui si evidenzia: l'attuatore lineare (1) e la vite senza fine a ricircolo di sfere (2).

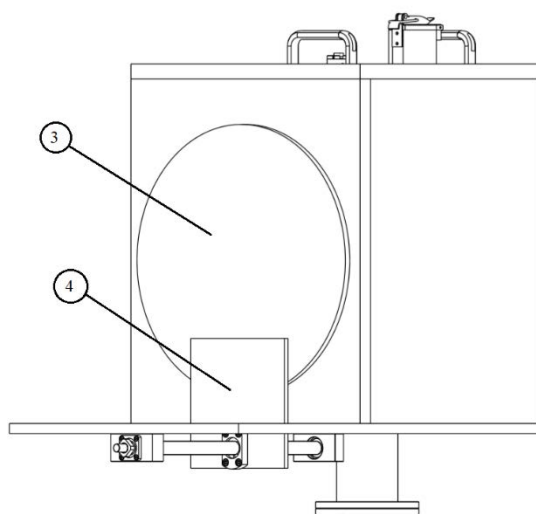


Figura 4.2: Complessivo in cui si evidenzia: il fondo della schermatura (3) ed il fazzoletto di collegamento (4).

4.2 Attuatore lineare e sistema di connessione rapida:

Nella tabella 20 si riassumono i principali elementi costituenti il sistema da movimentare ad eccezione di quelli preposti al collegamento dell'attuatore con il sistema interno, le cui caratteristiche si vedranno nel seguito. Queste dipendono infatti dai vincoli imposti dal costruttore dell'attuatore e riguardano il valore massimo del momento statico e dello sbalzo, determinati rispetto a tre assi mutuamente ortogonali aventi origine nel baricentro della piastra mobile dell'attuatore (figura 4.3).

Componente	Q.tà	Massa	U.M	Note
Motore passo - passo	1	0.12	[kg]	PKP223U09A2-R2EL
Giunto elastico	1	0,08	[kg]	Ruland PCMR19
Supporto motore	1	0,09	[kg]	/
Albero 0	1	0,03	[kg]	/
Ruota 0	1	0,03	[kg]	/
Cuscinetto a sfere	3	0,012	[kg]	SKF 619/6
Albero 1	1	0,07	[kg]	/
Ruota 1	1	0,07	[kg]	/
Porta disco	1	0,12	[kg]	posteriore
Porta disco	1	0,12	[kg]	anteriore
Sportello	3	0,006	[kg]	/
Cuscinetto a rulli	1	0,047	[kg]	SFK NU202ECP
Supporto anteriore	1	0,08	[kg]	braccio
Supporto anteriore	1	0,09	[kg]	colonna
Piastra posteriore	1	4,8	[kg]	/
Sgancio rapido	1		[kg]	/
Sistema interno		5,7	[kg]	massa complessiva

Tabella 20: Elementi componenti il sistema di movimentazione interno.

Al fine di scegliere l'attuatore lineare idoneo, si definiscono i seguenti parametri:

- La corsa, $c = 50\text{mm}$.
- Il carico sostenibile dal motore, $P = 5 - 10\text{ Kg}$.
- La massima forza esercitabile dall'attuatore.

La determinazione della massima forza esercitabile dal motore si ottiene, noto il valore della forza peso, dalla conoscenza del coefficiente d'attrito μ il quale viene fornito dal costruttore, e per il tipo di movimentazione assume valore pari a 0.05. Per cui si ottiene:

$$F_s = kWg\mu = 5.7 * 9.81 * 0.005 * 2 = 0.56N$$

Si definisce con k il coefficiente di sicurezza, esso tiene conto dell'assenza delle parti non ancora definite e degli attriti inevitabilmente presenti. Oltre a questi parametri è di fondamentale importanza individuare un motore che presenti un ridotto ingombro in direzione assiale, che abbia la possibilità di installare un modulo per il controllo della posizione e che sia capace di erogare la spinta necessaria. Si sceglie, tra i vari attuatori disponibili da catalogo Misumi®, il modello RS312B-L-C1-N-1-50 (figura 4.3) in quanto ha una lunghezza nella direzione di movimento pari a 212.5 mm, è dotato di encoder incrementale ed è capace di esercitare una forza in spinta di 60N. Tale scelta apparentemente sovradimensionata è in realtà obbligata in quanto rappresenta l'attuatore più piccolo tra quelli disponibili a catalogo.

Maggiori informazioni sull'attuatore lineare ad asse singolo sono riportate in appendice B.

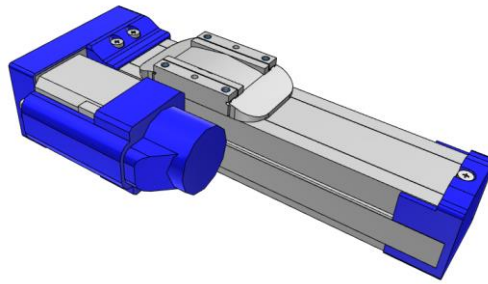


Figura 4.3: Misumi RS312B-L-C1-N-1-50 [33].

Nel progettare il dispositivo di connessione si considerano un lato i valori limite imposti dal costruttore (figura 4.4) e dall'altro la necessità di realizzare un sistema che permetta una facile e rapida estrazione del sistema interno in caso di necessità. A tal fine l'utilizzo di quattro viti di collegamento rappresenta una soluzione senz'altro semplice ma non ottimale, in quanto richiede troppo tempo per lo smontaggio, parametro da minimizzare se si considera che il sistema potrebbe richiedere interventi di manutenzione manuale dopo essere stato contaminato dalla presenza di radionuclidi provenienti dal fascio RIB. Si è quindi sviluppato un sistema a slitta (figura 4.5), in cui l'elemento centrale libero di muoversi in direzione assiale su un supporto, viene vincolato per mezzo di un otturatore meccanico a molla (figura 4.5).

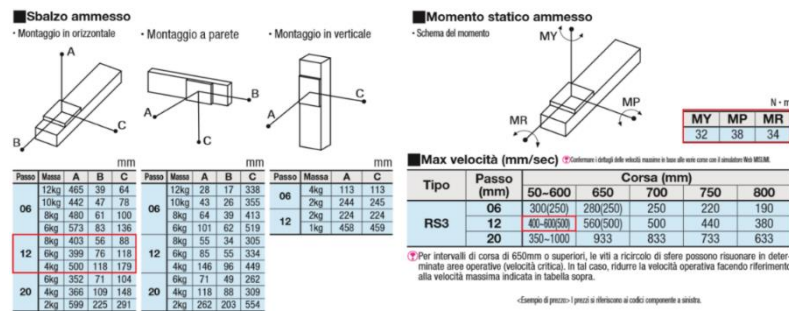


Figura 4.4: Valori massimi di sbalzo e momento statico ammessi [33].

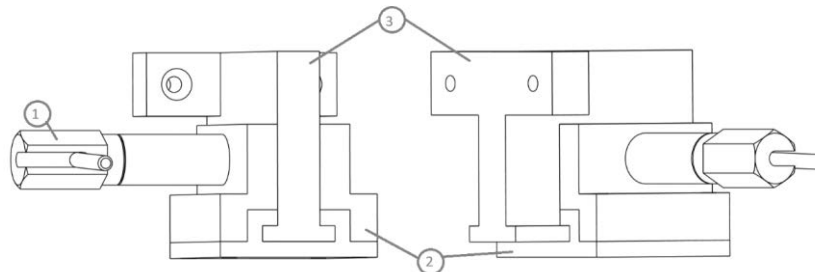


Figura 4.5: Vista d'assieme del sistema a slitta di connessione rapida: otturatore (1), guida (2) ed elemento scorrevole (3).

Si verifica che l'insieme così realizzato rispetti i limiti di sbalzo e momento statico ammessi dal costruttore, si fa quindi riferimento ai valori corrispondenti ad un motore con passo 12mm per una massa di 8kg. Dal CAD realizzato si ottengono i seguenti valori relativi della distanza baricentro – baricentro lungo le tre direzioni A, B e C:

- $A = 61.6 \text{ mm}$
- $B = 28.5 \text{ mm}$
- $C = -0.26 \text{ mm}$

Mentre per i valori di momento statico si ottengono rispettivamente attorno agli assi di yaw, pitch e roll i seguenti valori:

- $|M_y| = 0 \text{ Nmm}$
- $|M_p| = |P * B| = |6.9 * 9.81 * 28.5| = 1929 \text{ Nmm}$
- $|M_r| = |P * C| = |6.9 * 9.81 * 0.26| = 17.6 \text{ Nmm}$

L'attuatore lineare scelto ed il supporto sviluppato permettono di realizzare un sistema capace di movimentare il carico in esame permettendo al sistema interno di accoppiarsi alla linea di fascio. La soluzione relativa all'attacco rapido introdotto permette, attraverso un'estrazione e rotazione di 90° del l'otturatore di bloccare quest'ultimo nella posizione di apertura, consentendo una rapida estrazione del sistema interno attraverso l'apposita maniglia. Ciò permette di minimizzare il tempo richiesto all'operatore e conseguentemente riduce l'esposizione a cui è sottoposto.

4.3 Vite senza fine a ricircolo di sfere:

Il sistema sviluppato per movimentare il fondo della schermatura e la piastra interna (figure 4.1 e 4.2), che permette così di avere accesso al sistema interno, è costituito da una vite senza fine a ricircolo di sfere. La scelta di utilizzare un sistema manuale si giustifica considerando la frequenza degli interventi previsti, i quali saranno limitati all'ispezione visiva degli elementi costituenti. Si ricorda infatti, che i risultati delle verifiche strutturali mostrano come il sistema sia garantito per una vita infinita.

Per giungere ad una corretta scelta delle parti da utilizzare come: alberi lineari, boccole a ricircolo di sfere e vite senza fine, si determina la massa da movimentare. Nella tabella 21 sono riportati gli elementi che compongono il sistema e la relativa massa.

Sistema	Massa	U.M.	Note
Sistema interno	6,9	[kg]	Massa complessiva
Fondo schermatura	12	[kg]	/
Piano interno	2,7	[kg]	/
Attuatore lineare	1,7	[kg]	RS312B-L-C1-N-1-50
Massa complessiva	23,3	[kg]	

Tabella 21: Masse dei due sistemi.

Al fine di permettere una corretta movimentazione si sceglie di sviluppare un sistema costituito da due guide lineari (figura 4.6), composte da: alberi lineari, boccole e supporti.

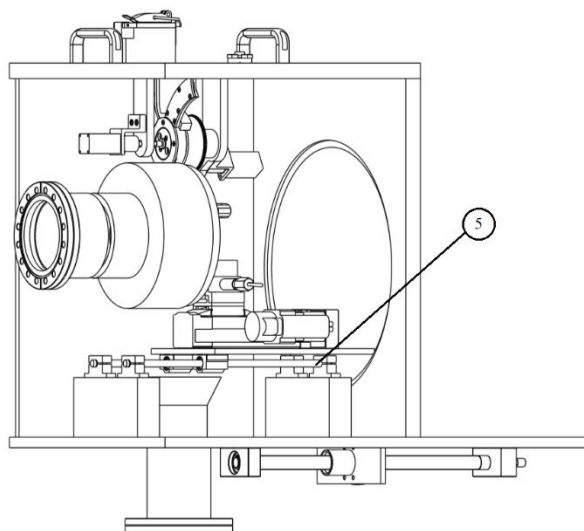


Figura 4.6 Complessivo in cui si evidenzia il sistema di guide lineari (5).

La scelta dell'albero lineare ricade tra quelli prodotti da Misumi® (figura 4.7), realizzati su specifica per quanto concerne le estremità, su cui sono ricavate le sedi per alloggiare due anelli elastici di sicurezza, sono realizzati in acciaio e presentano un trattamento superficiale di cromatura al fine di garantire un basso coefficiente d'attrito tra l'albero e la boccola. Le principali caratteristiche di quest'albero sono riportate in tabella 22.

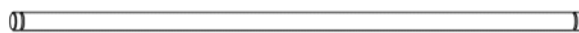


Figura 4.7: Albero lineare Misumi® - FPSSFJFF-D10-L328-H5-U5 [33].

Parametro	Valore	U.M	Note
Φ	10	[mm]	Diametro
l	328	[mm]	Lunghezza
Posizione sedi estremità	5	[mm]	Posizione della sede dall'estremo libero
Trattamento superficiale	Cromatura dura		
Trattamento termico	Tempra a induzione		

Tabella 22: Caratteristiche albero lineare Misumi® - FPSSFJFF-D10-L328-H5-U5.

La scelta delle boccole a ricircolo di sfere realizzate dalla Misumi® rappresentano una valida soluzione quando è necessario movimentare carichi nella direzione dell'asse della boccola. Nel caso in esame si sceglie di utilizzare la boccola a ricircolo di sfere avente codice SLHBBF10 (figura 4.8) in grado di supportare carichi statici fino a 549 N e dinamici pari a 372 N, aventi foro per l'albero pari a 10 mm. Il produttore oltre alle boccole singole dispone anche di boccole medie, aventi lunghezza variabile in funzione del carico. Nel caso in esame si ha una massa di 23.3kg, si utilizza dunque la boccola precedentemente definita.

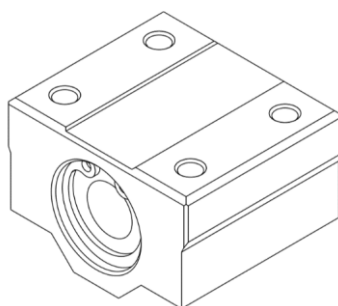


Figura 4.8: Boccola a ricircolo di sfere Misumi® SLHBBF10 [33].

Infine, gli alberi delle guide lineari sono vincolati e sostenuti alle estremità per mezzo di opportuni supporti a T, anch'essi prodotti da Misumi® (figura 4.9).

Realizzati in alluminio sono costituiti da due parti, che una volta connesse realizzano una chiusura a morsetto, presentano diametro per l'albero pari a 10 mm e sono individuate da catalogo con il codice SHPTAN10-20.

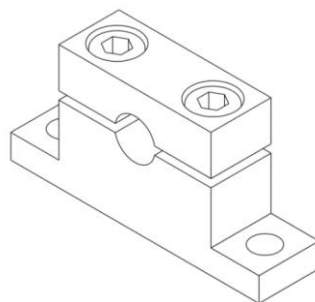


Figura 4.9: Supporto a T Misumi® SHPTAN10-20 [33].

Si esegue quindi la verifica della schermatura posteriore (figura 4.10), essa viene introdotta con un duplice scopo, da un lato garantire la radioprotezione al personale che opera lungo linea o in prossimità del dispositivo dall'altro isola il volume contenuto al suo interno evitando fughe. Il volume racchiuso tra il sistema interno e la schermatura è infatti controllato, all'interno si trova un'ambiente ricco in Argon, necessario per il mantenimento delle proprietà chimico – fisiche dei bersagli di deposizione. Inoltre, è leggermente in depressione rispetto all'ambiente esterno e ciò assicura che non vi siano fughe verso l'esterno.

Realizzata per schermare ed isolare gli ambienti, è connessa mediante un fazzoletto d'acciaio (figura 4.2) alla vite fine senza fine e né costituisce gran parte del carico.



Figura 4.10: Fondo schermatura.

La verifica di questo elemento si conduce valutando la differenza di pressione agente tra interno ed esterno della schermatura, che si considera uguale a quella esistente tra la linea in vuoto e l'ambiente esterno. Tale condizione sicuramente peggiorativa si introduce per valutare la possibilità che, a seguito di una tenuta non perfetta tra il sistema interno e la linea, si possa assoggettare la schermatura ad una differenza di pressione superiore rispetto a quella prevista.

Si modella dunque in Ansys® il fondo, utilizzando elementi Solid187 aventi tre gradi di libertà a nodo ed introducendo le proprietà di simmetria (figura 4.11). Le condizioni di vincolo sono quindi:

- Faccia superiore, vincolo di simmetria: $u_y = 0$, $rot_z = 0$.
- Faccia inferiore, vincolo di simmetria: $u_x = 0$, $rot_z = 0$.
- Corona frontale, vincolo $u_z = 0$.

Mentre quelle di carico:

- Faccia posteriore: $p = 0.1MPa$.

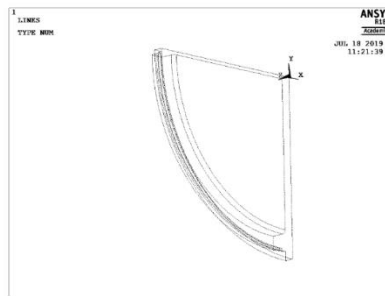


Figura 4.11: Fondo della schermatura in Ansys®.

Si verifica quindi che il valore massimo dello spostamento del fondo della schermatura sia compatibile con la funzione di tenuta che il componente deve realizzare. Valori eccessivi di deformazione potrebbero causare un mancato isolamento tra i due ambiente ed un conseguente malfunzionamento del sistema, seguito dal deterioramento dei target di deposizione e dal problema relativo all'inquinamento. Dai risultati delle analisi si evidenzia un valore di spostamento massimo registrato al centro (figura 4.12) pari a:

$$u_z = 0.08 \text{ mm}$$

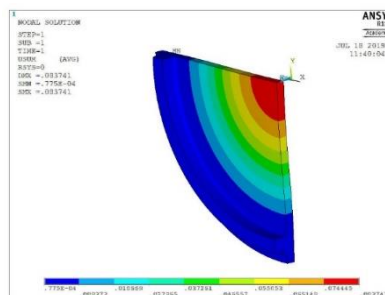


Figura 4.12: Spostamento in direzione z del fondo della schermatura.

Il valore ricavato è tale da scongiurare una possibile perdita dell'isolamento imputabile alla pressione esterna agente sul componente. Inoltre, il valore ottenuto si considera peggiorativo rispetto al caso reale in quanto si è fatto riferimento ad una differenza di pressione superiore a quella di lavoro.

Infine, si calcola il valore della tensione agente sul fondo della schermatura, essa viene determinata secondo il criterio di Guest realizzando due path, il primo localizzato in corrispondenza della discontinuità tra fondo e piatto mentre il secondo in corrispondenza della sede della tenuta. In entrambi i casi si ottiene un valore prossimo a 26 MPa come evidenziato dalla figura 4.13.

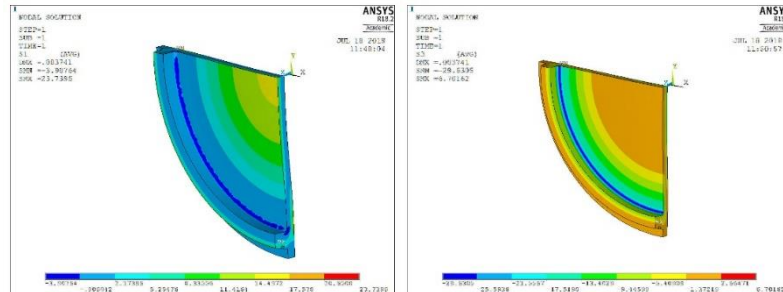


Figura 4.13: Tensione massima principale (a sinistra) e minima principale (a destra).

Di conseguenza realizzando il fondo in acciaio C40 avente $\sigma_s \approx 400 \text{ MPa}$, si ottiene:

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{400}{26} = 15$$

La scelta della vite senza fine si conduce definendo alcuni parametri o requisiti fondamentali come:

- Precisione di posizionamento.
- Corsa.
- Carico.

Definiti i requisiti, si identifica una soluzione di primo tentativo avente corsa, lunghezza complessiva e sezione desiderata. Si procede infine alla verifica:

- Del carico assiale di progetto rispetto al valore ammesso.
- Della velocità assiale rispetto al valore ammesso.
- Della durata rispetto a quella garantita dal costruttore.

Misumi® guida la scelta definendo due classi di prodotto, quelli destinati ad un posizionamento di precisione, definiti come “Componenti esistenti” e quelli destinati ad un posizionamento meno accurato, “Componente”. La classe di precisione viene definita assegnando un valore da C3 a C10, con grado di precisione decrescente, le principali differenze si evidenziano nei valori del carico supportabile e del gioco assiale (figure 4.14 e 4.15).

Differenza tra componenti esistenti e Componenti								
■ Viti a ricircolo di sfere			Prodotto esistente			Componente		
Grado di precisione	D.E.	Passo	Coefficiente di carico		Gioco assiale (mm)	Coefficiente di carico		Gioco assiale (mm)
			C (dinamico) kN	Co (statico) kN		C (dinamico) kN	Co (statico) kN	
Di precisione C5	15	10	4.4	7.9	0.005 o inf.	2.3	4.1	0.015 o inf.
Rullate C10	15	20	5.8	13.3	0.10 o inf.	4.1	9.3	0.10 o inf.
■ Unità di supporto			Prodotto esistente			Componente		
Codice componente cuscinetto			Coefficiente di carico dinamico (kN)	Carico assiale ammesso (kN)		Coefficiente di carico dinamico (kN)		Carico assiale ammesso (kN)
7001DF			6.65	3.04		4.66	2.12	

Figura 4.14: Differenza tra le due classi di prodotto [33].



Figura 4.15: Classe di precisione delle viti senza fine a ricircolo di sfere [33].

Nel caso in esame si utilizza una vite senza fine rullata con classe di precisione C10, questo perché si richiede ad essa solamente la possibilità di avere accesso al sistema interno, non si prevede dunque che essa venga utilizzata per garantire posizionamenti di precisione compresi tra le due posizioni estreme.

Si determina la corsa dell'albero, ossia il tratto utile di traslazione, esso dev'essere almeno pari alla distanza tra la faccia posteriore della boccola lineare, nella posizione di tutto chiuso, e la faccia anteriore del supporto a T. Si assume dunque come valore:

$$c = 162 \text{ mm}$$

Il valore della lunghezza complessiva si determina mediante la relazione fornita dal costruttore:

$$L = 2c + y + h_c$$

Dove:

- c : corsa utile.
- y : termine costante che il costruttore impone uguale ad 87mm e comprende i tratti necessari all'accoppiamento con le unità di supporto.
- h_c : altezza della chiocciola.

Sostituendo si ottiene:

$$L = 2c + y + h_c \approx 470 \text{ mm}$$

Da catalogo Misumi® si sceglie la vite senza fine BSSC2010-470 avente sezione pari a 20mm e passo 10mm e relative unità di estremità Misumi® BUV15 e BSV15, maggiori dettagli sono disponibile in appendice B. Infine, il carico assiale che essa è in grado di movimentare è di 1393 kg.

Scelta la vite senza fine si esegue la verifica statica ed a fatica della stessa, considerando le due condizioni limite di utilizzo corrispondenti alle configurazioni di totale chiusura ed apertura del sistema. Si definisce con:

- L : lunghezza complessiva della vite, da supporto a supporto.
- a : semi lunghezza: dal supporto di sinistra al punto di applicazione del carico.
- b : semi lunghezza: dal punto di applicazione del carico al supporto di destra.
- P : carico applicato sulla vite.

Si considera inoltre, come condizione di analisi quella in cui tutto il carico viene trasmesso interamente alla vite. Questa ipotesi identifica una condizione peggiorativa perché viene volutamente ignorato il contributo dei supporti, i quali sgravano parte del carico che in questa condizione viene considerato come applicato interamente alla vite. Essa sarà schematizzata come una trave ad asse rettilineo, vincolata alle estremità con un appoggio ed una cerniera e sollecitata da una forza concentrata pari al peso del sistema.

$$L = 392 \text{ mm}$$

$$m = 23.3 \text{ kg}$$

$$P = mg = 23.3 * 9.81 \approx 230 \text{ N}$$

Si schematizza la vite a ricircolo di sfere utilizzando l'elemento Beam188 avente sei gradi di libertà a nodo, le condizioni di vincolo imposte sono le seguenti:

- A sinistra: $u_y = 0, u_z = 0, rot_x = 0, rot_y = 0$ e $rot_z = 0$.
- A destra: $u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0, rot_x = 0, rot_y = 0$ e $rot_z = 0$.

Infine, il carico concentrato in corrispondenza della chiocciola si muoverà lungo la linea d'asse a seconda della posizione istantaneamente occupata dal sistema, tale spostamento genera una variazione della flessione lungo la linea d'asse ed una conseguente sollecitazione di flessione a fatica sulla vite.

Si valuta inizialmente il caso statico relativo alle posizioni di completa chiusura ed apertura secondo quanto riportato nelle immagini di figura 4.16 e 4.20. I valori degli spostamenti, delle rotazioni e del momento flettente sono riportati nelle figure 4.17, 4.18 e 4.19 per la condizione di completa chiusura, mentre nelle figure 4.21, 4.22 e 4.23 per la condizione di completa apertura.

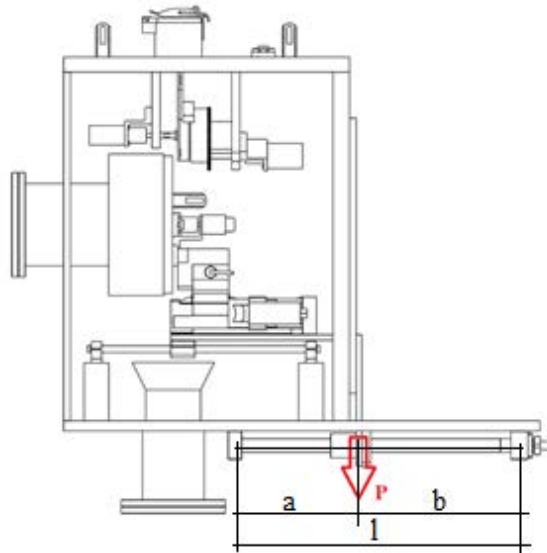


Figura 4.16: Condizione di completa chiusura.

Nelle condizioni di completa chiusura il fondo della schermatura è accoppiato con il resto del sistema per cui:

$$\begin{aligned}
 L &= 392 \text{ mm} \\
 a &= 166 \text{ mm} \\
 b &= 226 \text{ mm} \\
 P &= 230 \text{ N} \\
 R_{sx} &= 133 \text{ N} \\
 R_{dx} &= 97 \text{ N}
 \end{aligned}$$

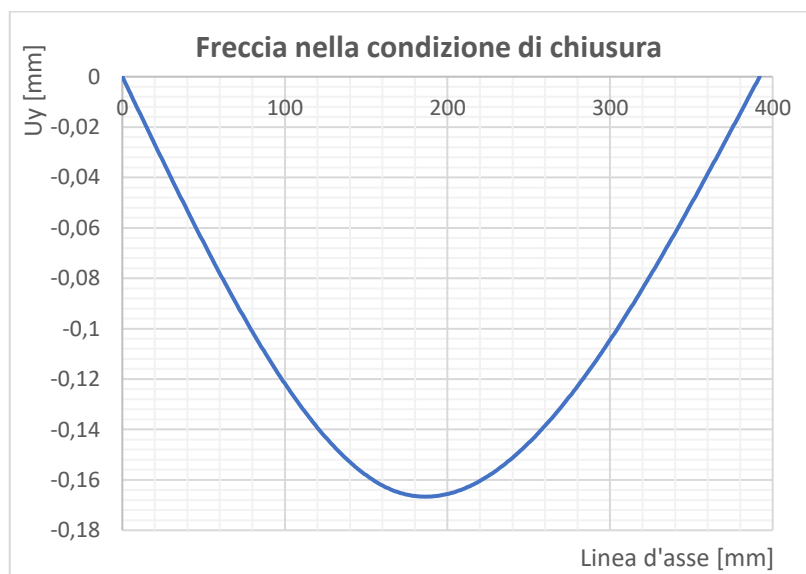


Figura 4.17: Freccia nelle condizioni di completa chiusura.

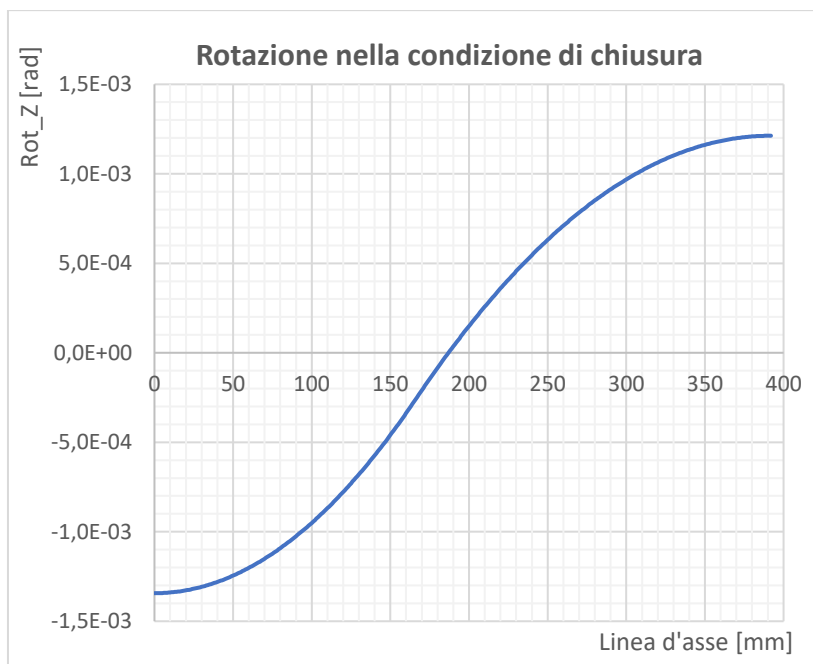


Figura 4.18: Rotazione nelle condizioni di completa chiusura.

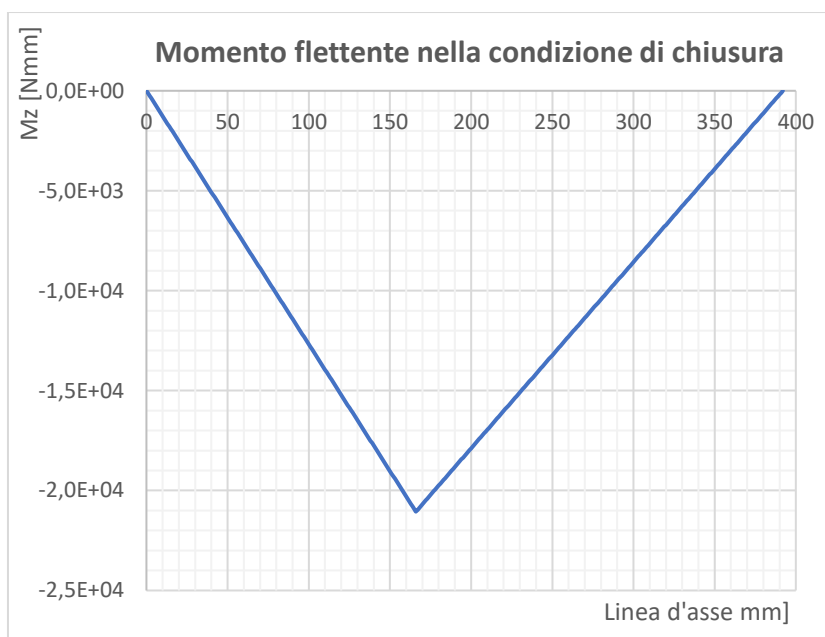


Figura 4.19: Momento flettente lato fibre tese nelle condizioni di completa chiusura.

Mentre con la condizione di massima apertura si individua quella per la quale il fondo della schermatura è completamente disaccoppiato dal sistema.

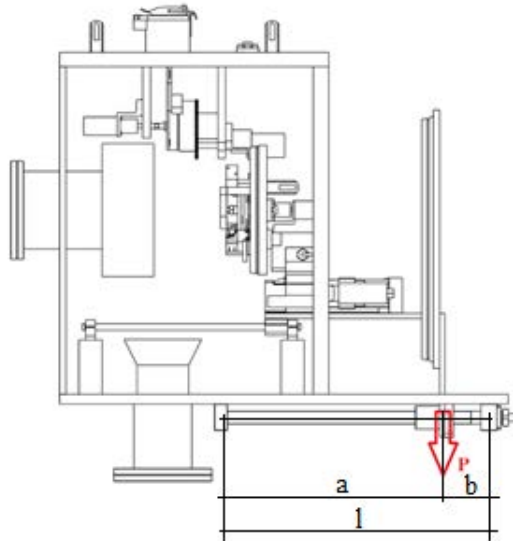


Figura 4.20: Condizione di completa apertura.

$$\begin{aligned}
 L &= 392 \text{ mm} \\
 a &= 327 \text{ mm} \\
 b &= 65 \text{ mm} \\
 P &= 230 \text{ N} \\
 R_{sx} &= 38 \text{ N} \\
 R_{dx} &= 192 \text{ N}
 \end{aligned}$$

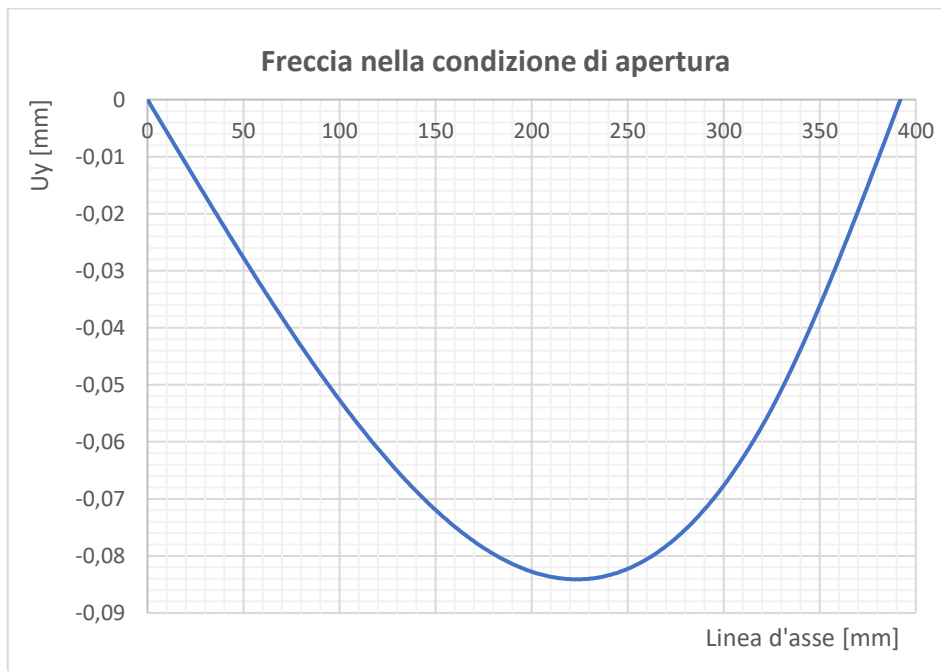


Figura 4.21: Freccia nelle condizioni di completa apertura.

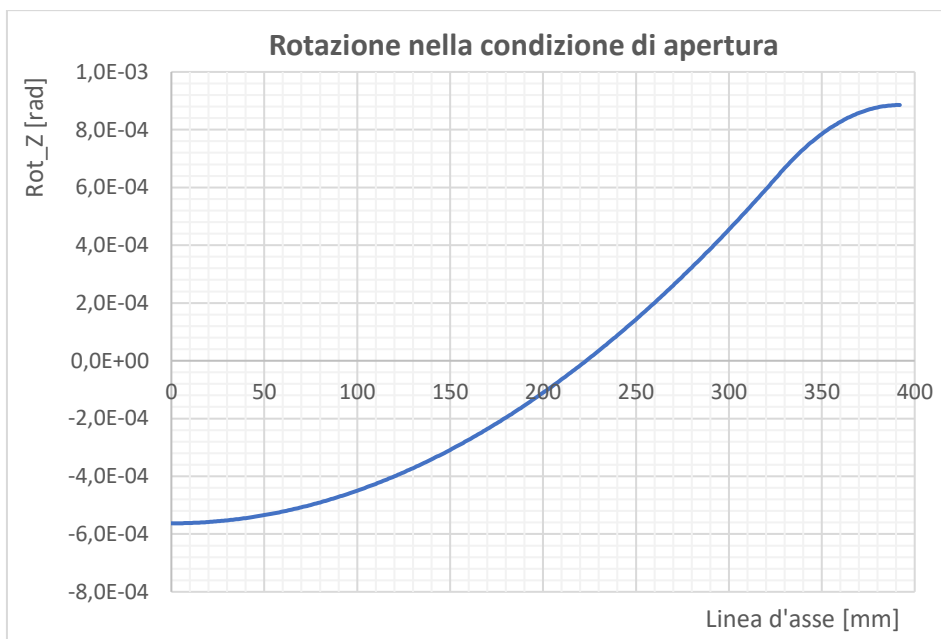


Figura 4.22: Rotazione nelle condizioni di completa apertura.

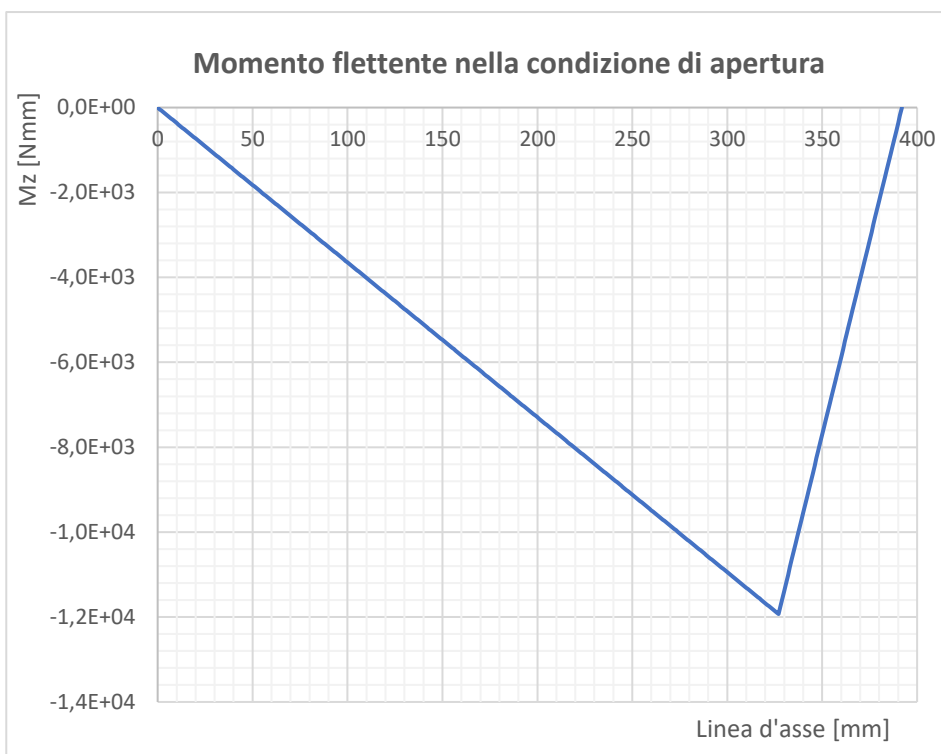


Figura 4.23: Momento flettente lato fibre tese nelle condizioni di completa apertura.

I valori di σ_f più elevati si ottengono nella condizione di completa chiusura, dove il valore della forza concentrata si scarica in posizione più centrale rispetto al secondo caso, in cui ci si avvicina al vincolo di destra. Si riporta nel seguito l'andamento di σ_f lungo la linea d'asse relativamente al caso più critico (figura 4.24).

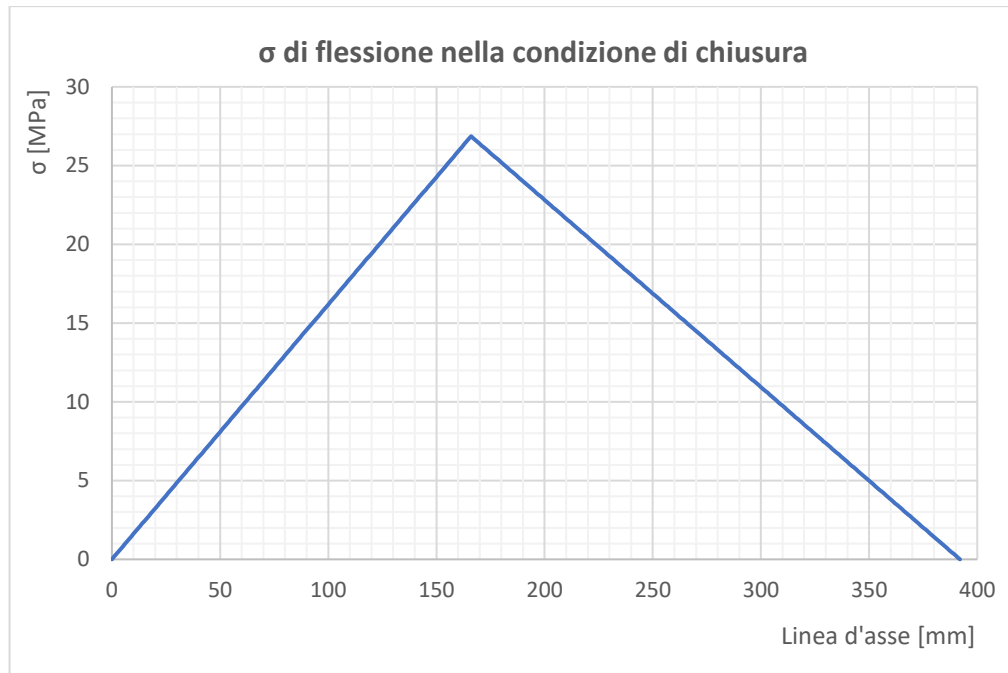


Figura 4.24: Distribuzione di σ_f nelle condizioni di completa chiusura.

$$\sigma_f \approx 27 \text{ MPa}$$

La vite a ricircolo di sfere è realizzata in acciaio EN 1.1203 Equiv. corrispondente ad un C55 avente $\sigma_s = 480 \text{ MPa}$ per cui si ottiene:

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_f} = \frac{480}{27} = 17$$

Nella determinazione della tensione equivalente si è trascurato il contributo dato dal taglio in quanto minoritario rispetto a quello prodotto dal regime di flessione.

Infine, si determina la sollecitazione di fatica considerando la differenza tra la distribuzione di flessione nelle condizioni di completa chiusura e di completa apertura, l'andamento della tensione viene riportato in figura 4.25.

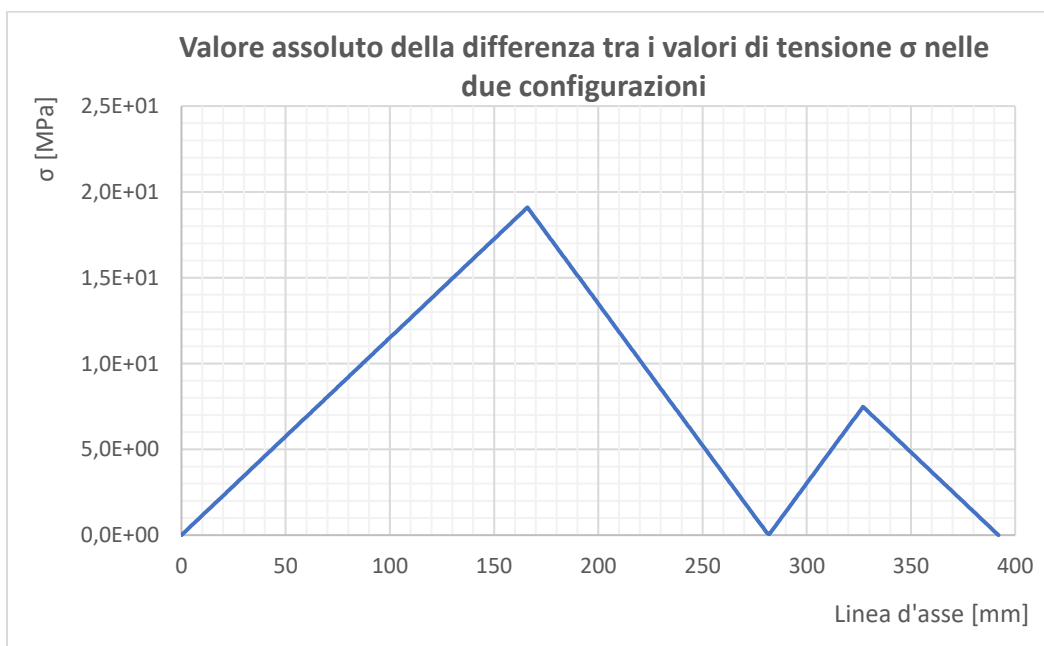


Figura 4.25: Valore assoluto della variazione della tensione σ_f .

Si considera come ampiezza di sollecitazione a fatica quella corrispondente alla massima variazione di tensione letta lungo la linea d'asse, per cui in corrispondenza ad $x = 166\text{mm}$ si ha:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{a_close} - \sigma_{a_open}}{2} = \frac{27 - 8}{2} = 9.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{a_close} + \sigma_{a_open}}{2} = \frac{27 + 8}{2} = 17.5 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{\sigma_{a_open}}{\sigma_{a_close}} = \frac{8}{27} = 0.29$$

Il limite di fatica del materiale base per $N = 10^6$ cicli si assume pari a:

$$\sigma_{a\infty,-1} = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{600}{2} = 300 \text{ MPa}$$

Tenendo conto degli effetti dovuti ai parametri interni ed esterni:

Dati curva di Wohler			
Grandezza	Valore	U.M.	Note
K_d	1.1	/	f(dimensioni)
K_v	1	/	f(tipo di sollecitazione)
K_f	2.45	/	f(forma)

Tabella 23: Coefficienti di abbattimento del limite di fatica.

Il valore del coefficiente di abbattimento del limite di fatica per effetto della forma viene valutato considerando la filettatura come un intaglio ad U acuto. Tale approssimazione, introduce senz'altro un certo errore, in quanto la sequenza dei filetti mitiga l'effetto dell'intaglio perché tende a deviare meno le linee di tensione con un minor effetto di concentrazione. Considerando un raggio all'apice pari a:

$$r = 0.2 \text{ mm}$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

Si ottiene dal diagramma del Peterson® il valore di:

$$K_t = 4$$

Considerando la non piena sensibilità:

$$a = 0.212$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0.212}{0.2}} = 0.49$$

Si ottiene:

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 0.49(4 - 1) + 1 = 2.45$$

$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_f K_d K_v} = \frac{300}{2.45 * 1.1 * 1} = 111 \text{ MPa}$$

$$\text{tg}(\theta) = \frac{1 - R}{1 + R} = 0.55$$

$$\sigma_{a\infty,R} = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{1 + \left(\frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\text{tg}(\theta)\sigma_r}\right)} = \frac{111}{1 + \left(\frac{111}{0.55*600}\right)} = 83 \text{ MPa}$$

Dal confronto tra il valore di ampiezza di tensione $\sigma_a = 9.5 \text{ MPa}$ ed il limite di fatica si nota che la vite a ricircolo di sfere è garantita per una vita infinita. Il valore del coefficiente di sicurezza è di:

$$v_{\sigma} = \frac{\sigma_{a\infty,R}}{\sigma_a} = \frac{83}{9.5} = 8.7$$

4.4 Conclusioni:

In conclusione, in questo capitolo è stato presentato il sistema di movimentazione esterno costituito da un attuatore lineare ad asse singolo (Misumi *RS312B-L-C1-N-1-50*) e da una vite senza fine a ricircolo di sfere (Misumi *BSSC2010-470*). Tale sistema è stato pensato da un lato per garantire il corretto accoppiamento del sistema porta – disco con la linea di fascio mediante l'attuatore lineare, dall'altro la presenza della vite senza fine permette di avere facile accesso al sistema interno per le regolari operazioni di manutenzione o per facilitarne l'estrazione in caso di guasto, riducendo così i tempi di intervento e la dose a cui è sottoposto l'operatore. Inoltre, l'attuatore lineare scelto è dotato di encoder che ne consentirà il monitoraggio della posizione, informazione importante nell'ottica di sviluppare un sistema di controllo automatizzato dell'intera stazione del target secondario.

CAPITOLO 5: SISTEMA DI RIFORNIMENTO E DI SCARICO DEL BERSAGLIO IRRAGGIATO

5.1 Introduzione:

In questo capitolo si vedrà la parte relativa ai sistemi di rifornimento e di scarico del disco bersaglio o target secondario con i quali si risponde alle richieste del terzo ed ultimo obiettivo del progetto. Essi hanno il compito di automatizzare il processo di sostituzione del bersaglio, di fornire in uscita il solo target irraggiato, di circoscrivere l'intervento umano alla sola fase di approvvigionamento dei dischi in un opportuno serbatoio. È inoltre preferibile che tale sistema sia completamente indipendente rispetto agli altri apparati che compongono la stazione target secondario, per facilitare le operazioni di manutenzione. Per adempiere alle richieste relative alla sostituzione automatica del target si è progettato e sviluppato un sistema di ricarica costituito da tre elementi fondamentali: una corona fissa, una corona mobile ed un disco interno (figura 5.1 e 5.2).

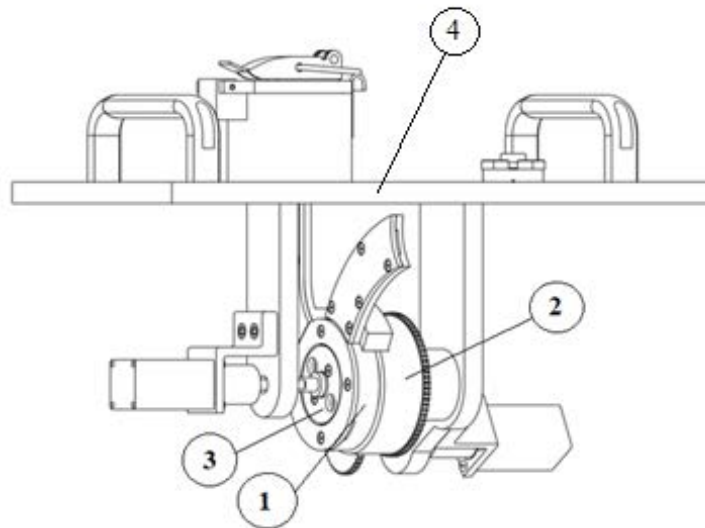


Figura 5.1: Complessivo del sistema di rifornimento: (1) corona fissa, (2) corona mobile, (3) disco interno e (4) piastra rimovibile su cui è assemblato.

Il principio di funzionamento del sistema si basa sulla possibilità di realizzare una guida mobile dal serbatoio verso il sistema interno, in cui un disco target possa scorrere per gravità. La traiettoria dello scorrimento viene all'occorrenza creata mediante l'utilizzo di due elementi in moto rotatorio relativo (corona mobile e disco interno). Su tali elementi sono ricavate due asole, aventi larghezza leggermente superiore al diametro del disco e sviluppo radiale tale da permettere l'alloggiamento di un solo disco di deposizione alla volta. Conseguentemente, quando le asole sono allineate è possibile, mediante la rotazione del disco interno, trasferire il target dal serbatoio di raccolta al sistema interno per la successiva fase di deposizione.

Al fine di garantire un forte grado di automazione, limitando al minimo le movimentazioni manuali, si è scelto di introdurre due motori passo, i quali agendo sulla corona mobile (2) e sul disco interno (3) permettono il trasferimento del bersaglio di deposizione dal serbatoio verso il sistema interno. Inoltre, la presenza di fine corsa meccanici e degli encoder presenti sui motori permette, previo azzeramento iniziale, di conoscere la posizione del motore e quindi delle parti ad esso rigidamente connesse.

Il sistema di scarico invece, è composto da tre componenti fondamentali: la coppia di solenoidi posizionati nel sistema interno, uno scivolo ed infine lo scarico che termina con una flangia CF largamente utilizzata nel progetto SPES (figura 5.2).

La coppia di solenoidi, rigidamente vincolata sulla piastra di connessione (figura 3.9), viene introdotta in maniera tale che quando l'albero del solenoide si trova nella posizione di massima estensione si impegni sul pin sporgente dello sportellino (figura 3.3). Quest'ultimo libero di scorrere all'interno di un'asola a sviluppo circolare viene trascinato in apertura vincendo la forza di richiamo elastico per effetto della rotazione

del porta disco. In tal modo è possibile mettere in comunicazione la sede che contiene il disco con l'esterno, permettendo lo svolgimento delle fasi di carico e scarico del target.

Generalmente queste fasi, di carico e scarico, avvengono una volta ogni tre deposizioni eseguendo preventivamente il rientro in atmosfera controllata. Esso si esegue isolando, mediante l'utilizzo di una valvola da vuoto, l'ultimo tratto di linea e servendosi successivamente dell'attuatore lineare Misumi® si disaccoppierà il sistema interno dalla linea di fascio, quindi si allineerà lo scivolo del sistema interno con lo scarico oppure il porta disco con il sistema di rifornimento.

Si introduce dunque lo scivolo per accompagnare il disco irraggiato verso lo scarico, circoscrivendo da un lato il contatto con altri componenti ed i relativi problemi di inquinamento, e dall'altro si evita che possa incepparsi durante la caduta.

Conseguentemente, in corrispondenza della flangia CF si avrà in uscita il solo disco irraggiato senza un orientamento preferenziale che verrà raccolto all'interno di un opportuno contenitore schermato. Per lo sviluppo di quest'ultima parte, e la realizzazione di un sistema di posta pneumatica per la spedizione del disco alle stazioni dedicate ai processi di radiochimica, si sono avviati rapporti di collaborazione con aziende esterne, per cui la trattazione di tale parte sarà limitata alla definizione delle linee guida ed ai requisiti da fornire a terzi. Infine, si è scelto di rendere completamente indipendente il sistema di rifornimento rispetto al resto, ciò è possibile mediante l'utilizzo di un circuito elettronico di controllo dedicato e vincolando il sistema ad una piastra rimovibile che consente di estrarre facilmente e velocemente il solo dispositivo di rifornimento, per svolgere le regolati operazioni di manutenzione (figura 5.1 e 5.2).

In conclusione, analogamente a quanto si è visto nel capitolo 3 e 4, anche lo sviluppo del sistema di rifornimento e scarico è frutto di diverse revisioni, le quali hanno portato a definire i dispositivi di figura 5.1 e 5.2, nei paragrafi successivi si mostreranno e giustificheranno tali scelte progettuali.

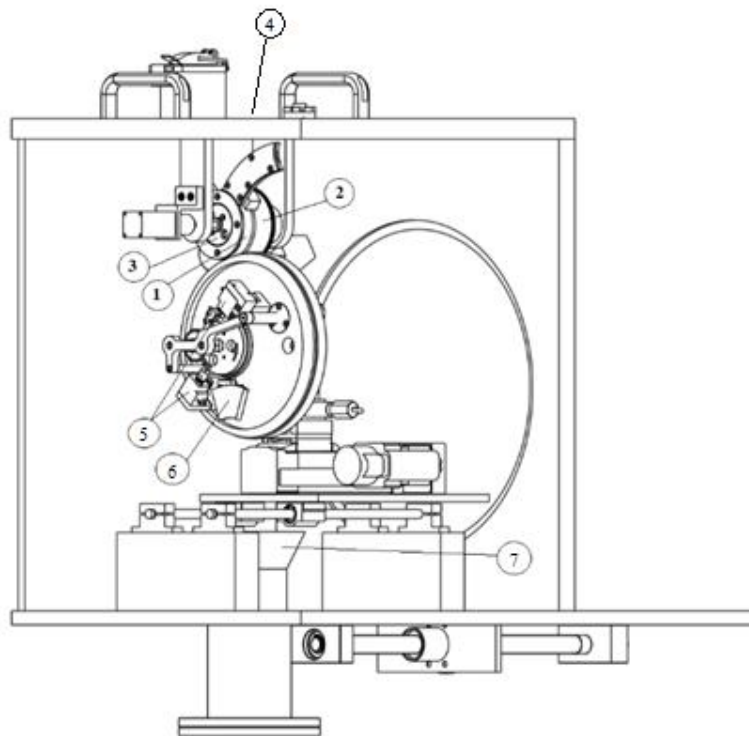


Figura 5.2: Complessivo del sistema, si evidenziano le parti: (1) corona fissa, (2) corona mobile, (3) disco interno, (4) piastra rimovibile, (5) coppia di solenoidi, (6) scivolo e (7) scarico.

5.2: Il sistema di rifornimento:

Il sistema di rifornimento, sviluppato e progettato al fine di soddisfare i requisiti illustrati nel paragrafo precedente, è composto da diversi elementi tra i quali il disco selettore di figura 5.3. Realizzato in acciaio presenta due asole posizionate a 180° l'una rispetto all'altra in corrispondenza delle quali si inserisce il target che proviene dal serbatoio. La disposizione geometrica scelta permette di trasferire i tre dischi di interesse in una rotazione e mezza del selettore.

Infine, lo spostamento fuori piano del target secondario viene ostacolato dalla presenza di un disco frontale che sovrapposto al primo e connesso meccanicamente ad esso mediante una coppia di viti M3 permette di realizzare una sacca, in comunicazione con l'esterno solamente sulla superficie esterna del selettore (figura 5.4).

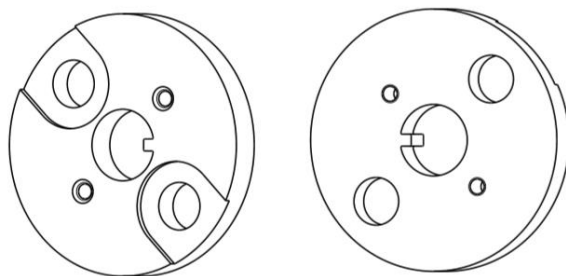


Figura 5.3: Disco selettore, vista anteriore (a sinistra) e posteriore (a destra).

Per trasferire il moto rotatorio dal motore passo – passo al selettore si caletta il disco selettore sull'albero di figura 5.4, anch'esso realizzato in acciaio viene meccanicamente connesso al motore passo mediante l'utilizzo di un giunto elastico Ruland® PCMR19-6-5-A, mentre il disco selettore viene vincolato assialmente per mezzo di un dado autobloccante M8.

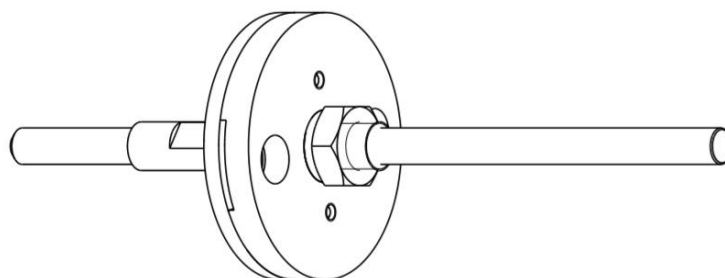


Figura 5.4: Assieme selettore composto da albero due e disco selettore.

Si ha dunque che la rotazione generata dal motore passo permette di allineare le asole del selettore con quelle realizzate in corrispondenza della corona fissa (figura 5.5) consentendo un primo spostamento del disco dal serbatoio al canale di uscita della corona fissa.

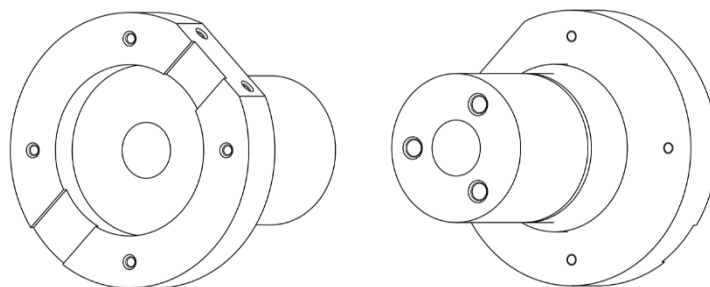


Figura 5.5: Corona fissa, vista anteriore (a sinistra) e posteriore (a destra).

Quest'ultima presenta due asole diametralmente opposte aventi larghezza leggermente superiore al diametro del disco di deposizione e viene rigidamente connessa al carter di destra (figura 5.1) mediante tre viti M5. Nella vista posteriore si nota la presenza di uno spallamento realizzato sulla superficie esterna in corrispondenza del quale va in battuta il cuscinetto a sfere, sul quale si posiziona la corona mobile di figura 5.6.

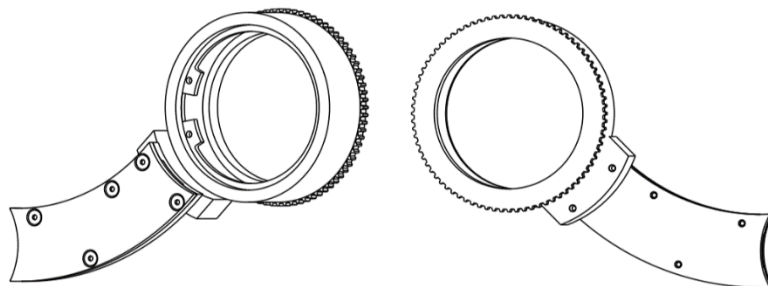


Figura 5.6: Corona mobile, vista anteriore (a sinistra) e posteriore (a destra).

Essa è calettata in corrispondenza del cuscinetto a sfere ed è libera di ruotare attorno all'asse della corona stessa mentre lo spostamento assiale viene ostacolato mediante l'inserimento di un anello elastico la cui sede si realizza in corrispondenza della superficie esterna della corona fissa.

Quest'ultima viene movimentata mediante l'utilizzo di un motore passo e di una seconda ruota dentata che realizza unitamente alla prima, ricavata sulla corona mobile (figura 5.6), un riduttore con rapporto di riduzione pari a due (figura 5.7). In tal modo è possibile ruotare la corona mobile e prolungare il cammino libero fino alla superficie esterna del porta disco (figura 3.1, 3.4 e 3.5).

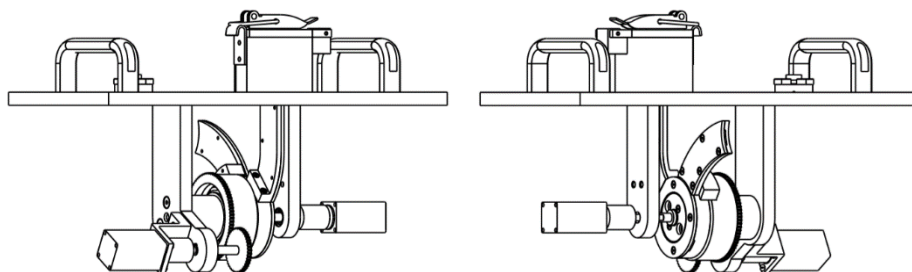


Figura 5.7: Complessivo del sistema di rifornimento: vista del riduttore.

Mentre l'approvvigionamento dei target di deposizione avviene per mezzo di un serbatoio a sviluppo verticale connesso rigidamente alla corona fissa, nel quale i dischi vengono inseriti manualmente e con un determinato orientamento (figura 5.8). La ricarica dei dischi può avvenire in qualsiasi momento anche quando la linea ed il sistema interno sono in vuoto.

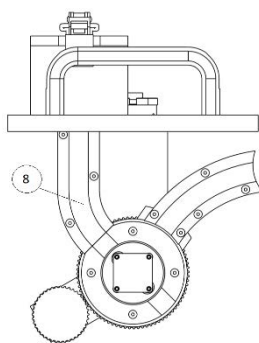


Figura 5.8: Dettaglio del serbatoio a sviluppo verticale.

Infine, si può rimuovere il sistema interno in quanto quest'ultimo è vincolato alla piastra superiore (figura 5.1) sulla quale sono installate due maniglie per facilitarne la movimentazione. La tenuta tra l'ambiente esterno e quello interno, ricco in Argon, viene garantita mediante l'introduzione della guarnizione HiMod FlatSeal 30 prodotta dalla Trelleborg® che abbina ottime proprietà di isolamento a quelle meccaniche. Per maggiori informazioni sulle caratteristiche tecniche della guarnizione si consulti l'appendice C – HiMod FlatSeal 30.

5.2.1 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Scelta dei motori passo - passo

Definiti inizialmente la geometria ed i materiali da adottare si determinano la massa ed il momento di inerzia di massa. Ciò permette, unitamente alla definizione della legge del moto, di scegliere il motore passo - passo idoneo. Dal modello CAD sviluppato si ottiene per il sistema di figura 5.4 i seguenti valori:

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{selettore} \approx 0.18 kg$$

$$J_{selettore} \approx 23.5 kgmm^2$$

A tale sistema si impone la seguente legge del moto:

$$\theta_{tot} = 180^\circ$$

$$\theta_{cost} = 120^\circ$$

$$\theta_{acc} = 30^\circ$$

$$\theta_{dec} = 30^\circ$$

$$t = 5s$$

$$t_{cost} = 3s$$

$$t_{acc} = 1s$$

$$t_{dec} = 1s$$

Con essa si impone una rotazione di 180° del disco interno in un tempo complessivo di 5s, di cui tre spesi a velocità costante per coprire un angolo di 120° mentre i restanti sono equamente ripartiti per le fasi di accelerazione e decelerazione.

Da cui:

$$\omega_f = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{120}{3} \frac{\pi}{180} \approx 0.70 \frac{rad}{s}$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t} = \frac{0.7 - 0}{1} = 0.70 \frac{rad}{s^2}$$

Si considera per la scelta del motore di adottare un coefficiente k, di sicurezza, pari a due.

$$M = kJ\alpha = 2 * 23.5 * 0.7 \approx 33 Nmm$$

Si sceglie dunque, il motore prodotto dalla Sanyo Denki® SH2285-5271 in grado di fornire un valore di coppia pari a 115Nmm le cui principali caratteristiche sono riportate in tabella 24. Maggiori informazioni sul motore utilizzato sono disponibili in appendice C.

Parametro	Dim.	U.M.	Note
Ingombro	28x28	[mm]	Sanyo Denki SH2285-5271
M_m	115	[Nmm]	Coppia del motore
J_m	22E-07	[Kg*m ²]	Inerzia rotore
Φ_m	4,5	[mm]	Diametro albero motore
Passo	1.8	[°]	Angolo di passo
A	1000	[mA/phase]	Corrente di fase
m	0.2	[kg]	Massa complessiva del motore

Tabella 24: Riassunto delle principali caratteristiche del motore passo – passo installato.

Seppur tale scelta possa sembrare sovradimensionata per l'applicazione in esame, il motore scelto è uno dei più piccoli realizzati dalla Sanyo Denki® per cui l'entità del sovradimensionamento è limitata. Inoltre, la scelta di un motore con un valore di coppia superiore rispetto a quello previsto dalla legge del moto, dà la possibilità di modificare la legge stessa consentendo di variare la velocità di ricarica del sistema in funzione delle esigenze, permettendo così di perfezionare il funzionamento del sistema. Rappresenta inoltre una scelta in vantaggio di

sicurezza, in quanto nel dimensionamento non sono stati considerati gli attriti inevitabilmente presenti e difficilmente stimabili.

Mentre per il riduttore, ossia per il sistema costituito dalla corona mobile e dalla ruota dentata (figura 5.6 e 5.7) si individua il motore da utilizzare calcolando il momento di inerzia di massa ridotto al membro motore e definendo la legge del moto desiderata.

Si ottiene:

$$\begin{aligned} m_{corona} &\approx 0.50 \text{ kg} \\ J_{corona} &\approx 1400 \text{ kgmm}^2 \\ m_{alb_ruota} &\approx 0.06 \text{ kg} \\ J_{alb_ruota} &\approx 8 \text{ kgmm}^2 \\ \tau &= 2 \end{aligned}$$

Dove con:

- m_{corona} : si indica la massa della corona mobile.
- J_{corona} : si indica il momento d'inerzia di massa della corona rispetto all'asse di rotazione.
- m_{alb_ruota} : si indica la massa del sistema albero più ruota.
- J_{alb_ruota} : si indica il momento d'inerzia di massa del sistema albero più ruota rispetto all'asse di rotazione.
- τ : si indica il rapporto di trasmissione.

Da cui si ottiene il valore del momento d'inerzia ridotto al membro motore:

$$\begin{aligned} J_{corona}' &= \frac{J_{corona}}{\tau^2} = \frac{1400}{4} = 350 \text{ kgmm}^2 \\ J_{alb_ruota} &\approx 8 \text{ kgmm}^2 \\ J_{tot} &= J_{alb_ruota} + J_{corona}' = 358 \text{ kgmm}^2 \end{aligned}$$

Per la legge del moto si pone:

$$\begin{aligned} \theta_{tot} &= 100^\circ \\ \theta_{cost} &= 80^\circ \\ \theta_{acc} &= 10^\circ \\ \theta_{dec} &= 10^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t &= 20s \\ t_{cost} &= 16s \\ t_{acc} &= 2s \\ t_{dec} &= 2s \end{aligned}$$

Per cui si ottiene:

$$\begin{aligned} \omega_f &= \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{100}{16} \frac{\pi}{180} \approx 0.09 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ \alpha &= \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_f - \omega_i}{2} = \frac{0.09 - 0}{2} \approx 0.045 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \\ M &= kJ\alpha = 2 * 358 * 0.045 \approx 33 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Si utilizza anche in questo caso il medesimo motore Sanyo Denki SH2285-5271 definito precedentemente e ricavato introducendo un coefficiente di sicurezza pari a due. Con esso si garantisce un'ottima flessibilità nella definizione della legge del moto ed inoltre permette di vincere gli attriti presenti e non considerati in questa fase.

5.2.2 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Dimensionamento e verifica delle ruote dentate

In questo paragrafo si vedranno le scelte progettuali che hanno portato al dimensionamento ed alla verifica delle ruote dentate utilizzate nel sistema di rifornimento (figura 5.6 e 5.7). Per il loro dimensionamento si farà riferimento alla relazione di Lewis per la verifica statica, mentre alla normativa ISO 6336 per la progettazione a fatica. Per il significato dei simboli utilizzati dalla normativa si rimanda a quanto già riportato nel paragrafo 3.3.2 e successivi ed a quanto presente in appendice A e C.

Si esegue il dimensionamento statico delle ruote dentate introducendo lo schema di figura 5.8 e le seguenti ipotesi di lavoro:

- Si consideri un solo dente in presa.
- Si consideri la forza tangenziale F_T applicata in corrispondenza dell'apice del dente.
- Si trascuri l'azione della componente radiale della forza F_R , in quanto il suo contributo flessionale è nullo.
- Si calcoli la componente di tensione di flessione in corrispondenza della base del dente che identifica la sezione resistente.

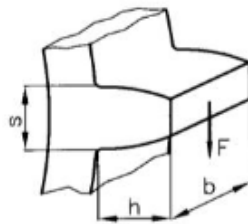


Figura 5.8: Schematizzazione del dente.

Analogamente a quanto sviluppato nel capitolo tre, correlando le dimensioni caratteristiche del dente al modulo e sostituendo nella relazione di Navier per la distribuzione delle tensioni di flessione, si ottiene:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_T}{\lambda Z Y \sigma_{amm,d}}}$$

Dalla quale si ricava, considerando le seguenti condizioni al contorno, quanto riassunto nella tabella 25.

- Il numero di denti del pignone deve essere non inferiore a 17.
- Il diametro primitivo della corona sia pari a 80mm.
- Il modulo scelto per le ruote dentate sia un multiplo intero del passo del motore con un errore massimo sul modulo pari al 2%.

Parametro	U.M.	Corona mobile	Albero e ruota
M_T	[Nmm]	230	115
ω	[rad/s]	0.045	0.09
m	[mm]	1	1
Z	/	80	40
λ	/	4	4
b	[mm]	4	4
Y	/	0.436	0.388
V_p	[mm/s]	1.8	1.8
$\sigma_{amm,d}$	[MPa]	105	105

Tabella 25: Valori caratteristici del riduttore.

In cui con:

- M_T : si indica il valore del momento torcente trasmesso.
- ω : si indica la velocità angolare.
- m : si indica il valore del modulo.
- Z : si indica il numero di denti della ruota.
- λ : si indica il rapporto tra lo spessore della ruota ed il valore del modulo.

- b : si indica il valore dello spessore.
- Y : si indica la cifra di Lewis.
- V_p : si indica la velocità periferica in corrispondenza del diametro primitivo.
- $\sigma_{amm,d}$: si indica il valore della tensione ammissibile dinamica.

Per la determinazione del valore minimo dello spessore delle ruote si sceglie di esplicitare tale valore in funzione della tensione ammissibile dinamica, utilizzando la relazione già introdotta nel paragrafo 3.3.2.1.

$$b \geq \frac{2M_T \operatorname{tg}(\theta)s + 12M_T h}{s(D_p s) \sigma_{amm,d}} = \frac{2 * 115 * \operatorname{tg}(20^\circ) * 1.57 + 12 * 115 * 2.16}{1.57^2 * 40 * 105} = 0.3 \text{ mm}$$

In conclusione, si pone un valore di b pari a 4mm a cui corrisponde un valore di λ pari a 4.

Si procede dunque a verificare che il valore del modulo adottato sia un multiplo interno del passo del motore, tale condizione permette al dente della ruota di posizionarsi, a seguito di una rotazione pari ad n volte il numero di passi del motore, in corrispondenza del vano. Nel caso in esame il valore del passo del motore è di 1.8° come definito in tabella 24.

L'avanzamento in direzione circonferenziale, corrispondente ad n volte il passo del motore si ottiene dalla seguente relazione:

$$n\alpha_0 \frac{\pi}{180} r_p$$

Dove:

- n : è il numero interno di passi del motore.
- α_0 : è l'angolo di passo del motore.
- r_p : è il raggio primitivo della ruota dentata.

Affinché sia vero quanto richiesto, ossia che l'avanzamento di n volte il passo del motore sia uguale al passo della ruota dentata è necessario che:

$$p = \pi m = n\alpha_0 \frac{\pi}{180} r_p$$

Da cui si ricava il valore della molteplicità n corrispondente ad un passo pari a quello della ruota:

$$n = \frac{180m}{\alpha_0 r_p} = \frac{180 * 1}{1.8 * 20} = 5$$

Per cui a seguito di cinque rotazioni del motore, la ruota avanza in direzione circonferenziale di una quantità pari al passo p . In tal caso l'errore che si commette sul posizionamento è nullo o considerato tale a meno dei possibili giochi presenti.

La verifica a fatica delle ruote dentata si esegue facendo riferimento a quanto riportato nella normativa ISO 6336, essa è composta da sei parti ed affronta il problema della resistenza a fatica della ruota soggetta a pitting e flessione. In questa tesi si affronta solo il problema della resistenza a flessione della ruota, analogamente a quanto sviluppato nel capitolo 3.

Si considera per la verifica della ruota la sezione resistenza individuata alla base del dente (figura 5.8), essa sperimenta un valore di tensione dato dal regime di flessione pari a:

$$\sigma_F = \frac{M_F s}{J 2}$$

Tale relazione definisce quella che viene indicata come tensione nominale, cioè non rappresenta l'effettiva distribuzione di tensione alla radice del dente che dipende da diversi fattori, legati ad esempio: alle dimensioni, alla finitura superficiale ed ai trattamenti termici. Nell'eseguire la verifica a fatica si tiene conto della reale distribuzione di tensione alla radice introducendo diversi fattori correttivi, questi vengono riportati in normativa e permettono di correggere il valore di tensione nominale dato dal regime di flessione alla Navier.

La verifica a fatica si riconduce dunque, alla verifica della seguente disequaglianza:

$$\sigma_F^* \leq \sigma_{F,LIM}^*$$

In cui:

- σ_F^* : è il valore di tensione alla base del dente corretto per mezzo di una serie di fattori di amplificazione.
- $\sigma_{F,LIM}^*$: è il valore limite di fatica del materiale base, anch'esso corretto per mezzo di una serie di fattori che permettono di ricondurre il valore riferito al provino di test al caso reale oggetto di studio.

Esplicitando i fattori di correzione si ottiene la seguente disequaglianza:

$$\frac{F}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_B Y_\beta Y_{DT} (K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}) \leq \frac{\sigma_{F,LIM} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

Nella tabella seguente si riportano i valori correttivi utilizzati per la verifica a fatica delle ruote dentate posizionate in corrispondenza della corona mobile e dell'albero. Per maggiori informazioni sul significato dei simboli utilizzati si rimanda a quanto precedentemente discusso nel capitolo tre e a quanto riportato in Appendice A e C.

Coefficiente	Valore
Y_{Fa}	2.43
Y_{Sa}	2.15
Y_B	1
Y_β	1
Y_{DT}	1
K_A	1
K_V	1.1
$K_{F\beta}$	1
$K_{F\alpha}$	1
Y_{ST}	2
Y_{NT}	1
$Y_{\delta relT}$	1
Y_{RrelT}	1
Y_X	1
S_{Fmin}	2

Tabella 26: Valori correttivi per la resistenza a fatica.

Da cui si ottiene per sostituzione:

$$\frac{F}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_B Y_\beta Y_{DT} (K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}) \leq \frac{\sigma_{F,LIM} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

$$\frac{5.75}{4 * 1} 2.43 * 2.15 * 1 * 1 * 1 * 1 * (1 * 1.1 * 1 * 1) \leq \frac{73.5 * 2 * 1}{2} * 1 * 1 * 1$$

$$8.26 \text{ MPa} \leq 73.5 \text{ MPa}$$

La scelta dei fattori correttivi è descritta brevemente in Appendice C limitatamente a quei fattori che differiscono rispetto a quanto ricavato nel capitolo tre. Per una descrizione dettagliata della procedura seguita per la loro determinazione, e per conoscere i valori di quelli non riportati in Appendice C, si consiglia la lettura di quanto riportato in Appendice A.

5.2.3 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Verifica statica degli alberi.

In questo paragrafo si esegue la verifica statica degli alberi due e tre rappresentati in figura 5.9 e della linguetta di connessione tra albero due e disco selettore (figura 5.3). Essi sono realizzati in acciaio C40 e sono

meccanicamente connessi ai rispettivi motori passo – passo mediante un giunto elastico Ruland® PCMR19-6-5-A che permette di recuperare eventuali disallineamenti.

La verifica dell'albero due si esegue considerando solamente l'azione delle tensioni tangenziali dovute alla torsione in quando il valore del carico P costituito dal peso proprio del disco selettore, è trascurabile nello sviluppo di un regime di flessione e taglio.

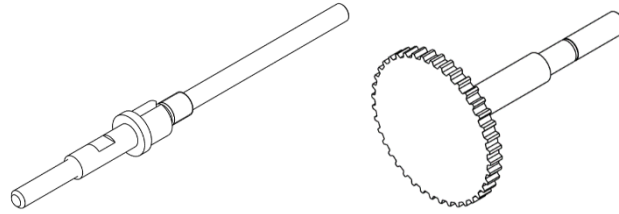


Figura 5.9: Albero due (a sinistra), albero tre (a destra).

Con riferimento al valore limite di tensione τ_{amm} , si verifica che il valore assunto per il diametro dell'albero sia tale da sostenere il carico massimo esercitabile dal motore. Per un acciaio C40 si ha:

$$\begin{aligned} \sigma_s &= 460 \text{ MPa} \\ \sigma_{amm} &= 306 \text{ MPa} \\ \tau_{amm} &= 176 \text{ MPa} \\ p_0 &= 50 \text{ MPa} \\ M_T &= 115 \text{ Nmm} \\ d &> \sqrt[3]{\frac{16M_T}{\pi\tau_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 115}{\pi * 176}} = 1.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nel caso in esame l'albero due presenta diametro minimo pari a 6mm, si può quindi dichiarare che esso è staticamente idoneo alla trasmissione del carico generato dal motore.

La verifica della linguetta, ricavata direttamente sul corpo del selettore (figura 5.3), prevede la determinazione del massimo valore della pressione di contatto e delle tensioni dovute al taglio come risultato dell'applicazione del massimo momento esercitabile dal motore. Si procede alla verifica della linguetta avente le dimensioni riportate in tabella.

Dimensione linguetta			
Parametro	Dimensione	U.M.	Note
d	8	[mm]	Diametro albero
b	2	[mm]	Larghezza
h	2	[mm]	Altezza
L	6	[mm]	Lunghezza
t ₁	1,2	[mm]	Profondità nell'albero
t ₂	1	[mm]	Profondità nel mozzo

Tabella 27: Dimensioni della linguetta.

Per cui a seguito dell'applicazione di $M_T = 115 \text{ Nmm}$ si verifica che il valore della pressione sul fianco della linguetta ed il valore della tensione dovuta al taglio sono inferiori rispetto ai rispettivi valori limite.

$$\begin{aligned} p &= \frac{M_T}{\frac{d}{2} L t_1} = 4 \text{ MPa} \\ \tau &= \frac{M_T}{\frac{d}{2} L b} = 2.4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Analogamente l'albero tre è staticamente verificato in quanto, il valore di coppia trasmesso ed il materiale impiegato sono i medesimi, e presenta un diametro minimo pari a 5.7mm in corrispondenza della sede dell'anello elastico. Infine, si determina lo spostamento in corrispondenza della ruota dentata d'estremità

(figura 5.9) come conseguenza dell'applicazione della forza F_R che si scambiano le due ruote, esso risulta pari a:

$$u = 0.004 \text{ mm}$$

Mentre il valore massimo della distribuzione di flessione è pari a:

$$\sigma_f \approx 6 \text{ MPa}$$

L'albero tre o albero – corona di figura 5.9 è dunque staticamente verificato.

5.2.4 Progettazione e sviluppo del sistema di rifornimento: Analisi dinamica.

In questo paragrafo si esegue l'analisi dinamica del sistema disco selettore e del riduttore al fine di determinarne le pulsazioni naturali, verificando che le velocità di movimentazione attese siano inferiori al valore che porta in risonanza il sistema. Infine, si esegue l'analisi a regime per verificare l'entità dello spostamento generalizzato dopo l'applicazione di un ingresso a rampa associabile alla legge di azionamento del motore passo. In entrambi il sistema viene schematizzato come a parametri concentrati in cui ai dischi vengono attribuite le caratteristiche di inerzia mentre agli alberi le caratteristiche di rigidezza.

Con riferimento al sistema costituito dall'albero due e dal disco selettore di figura 5.3 e 5.4 si passa ad uno schema a parametri concentrati, nel quale le caratteristiche di inerzia vengono associate al disco mentre le caratteristiche di rigidezza all'albero. Si ottiene dunque un sistema ad un grado di libertà: la rotazione θ attorno all'asse dell'albero con rapporto di smorzamento ζ nullo. Il sistema sarà caratterizzato dai seguenti valori:

$$\begin{aligned}\bar{\Phi} &= 9 \text{ mm} \\ G &= 70000 \text{ GPa} \\ a &= 49 \text{ mm} \\ b &= 93 \text{ mm} \\ I &= 23.5 \text{ kgmm}^2\end{aligned}$$

Dove:

- Φ : indica il valore del diametro medio dell'albero due.
- a : indica la distanza tra il vincolo di sinistra e il disco.
- b : indica la distanza tra il disco ed il vincolo di destra.
- G : modulo di elasticità tangenziale.
- J : momento d'inerzia di massa del disco.

Si determinano i seguenti valori di rigidezza K_θ relativi ai tratti a e b :

$$\begin{aligned}K_{\theta a} &= \frac{GJ_p}{a} = \frac{70000}{49} \frac{\pi 9^4}{32} = 920000 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} \\ K_{\theta b} &= \frac{GJ_p}{b} = \frac{70000}{93} \frac{\pi 9^4}{32} = 484731 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} \\ K_{eq} &= \left(\frac{1}{K_{\theta a}} + \frac{1}{K_{\theta b}} \right)^{-1} = 317464 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} \\ J\ddot{\theta} + K_{eq}\theta &= M_T\end{aligned}$$

Da cui si ricava il valore della pulsazione naturale del sistema:

$$\begin{aligned}\omega_n &= \sqrt{\frac{K_{eq}}{I}} = 3.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ T_n &= \frac{2\pi}{\omega_n} = 1.71 \text{ s}\end{aligned}$$

La velocità imposta al sistema è di 0.7 rad/s , inferiore rispetto al valore a cui si verifica il fenomeno della risonanza.

A regime invece, si assoggetta il sistema ad un ingresso a rampa per cui l'evoluzione libera del sistema alla fine della fase forzata dipende dal rapporto tra t_0 e il periodo naturale del sistema T_n . La relazione che descrive il tipo di ingresso è la seguente:

$$M_t: \begin{cases} \frac{M_{t_0}}{t_0} t & \text{per } 0 < t \leq t_0 \\ M_{t_0} & \text{per } t > t_0 \end{cases}$$

Nel caso in esame il valore di t_0 è minore di T_n per cui si ha nell'evoluzione libera un valore maggiore o uguale a quello alla fine della fase forzata. Tale condizione seppur possa sembrare critica è da associare ad un valore di coppia e quindi di angolo di torsione modesto che non produce quindi neppure in queste condizioni un valore di tensione critico.

Infine, si determina la pulsazione naturale del riduttore considerando un sistema ad un grado di libertà, la rotazione attorno all'asse dell'albero tre. In cui si riduce il valore dell'inerzia della corona mobile al membro motore trascurando quella che è la sua rigidità. Tale ipotesi si introduce considerando che la corona mobile ruota su un cuscinetto a sfera, per cui esso non si oppone alla rotazione. Si definisce quindi il grado di libertà rotazionale θ e si determinano le grandezze ridotte al membro motore:

$$J'_{corona} = J_{corona} \tau^2 \\ J'_{tot} = J_{alb_ruota} + J'_{corona} \approx 358 \text{ kgmm}^2$$

Si considera quindi il solo contributo di rigidità offerto dall'albero tre, per la cui determinazione si fa riferimento ad: il valore medio del diametro dell'albero ed alla lunghezza assunta pari alla distanza tra la faccia d'estremità della ruota ed il motore passo.

$$K_3 = \frac{GJ_p}{l} = \frac{70000 * \frac{\pi}{32} * 7^4}{81.5} = 202459 \frac{Nmm}{rad}$$

$$J'_{tot} \ddot{\theta} + K_3 \theta = M_T$$

Da cui si ottiene che la pulsazione naturale del sistema è:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_3}{J'_{tot}}} = 0.75 \frac{rad}{s} \\ T_n = \frac{2\pi}{\omega_n} = 8.37 \text{ s}$$

Si nota che la velocità di rotazione imposta pari a 0.09 rad/s è inferiore al valore che porta in risonanza il sistema, per cui nelle condizioni di progetto si opera in sicurezza. Infine, il valore di t_0 è minore di T_n , per cui il sistema vede la coppia esterna come applicata impulsivamente. Tale condizione seppur possa apparire critica, viene ridimensionata considerando gli esegui valori di coppia trasmessi. Infatti, considerando un valore dell'angolo di torsione in condizioni dinamiche doppio rispetto al valore statico, e quindi un valore del momento a parità di rigidità, doppio, si ottiene un valore di tensione ancora esiguo ed inferiore ai 2MPa. Tale condizione che si verifica quando t_0 è inferiore al periodo naturale del sistema può essere corretta agendo sulla legge del moto, in particolare è sufficiente aumentare il valore di t_0 senza modifica alcuna delle scelte dimensionanti.

5.3 Sistema di scarico del bersaglio irraggiato:

Il sistema di scarico sviluppato per soddisfare i requisiti esposti nel paragrafo 5.1 è composto da diversi elementi tra i quali la coppia di solenoidi prodotti dalla Magnet-Schultz®. Si individua come modello il GBKP017 in quanto presenta: piccole dimensioni, dispone di due posizioni bistabili ovvero due posizioni finali della corsa stabili in assenza di eccitazione e richiede un breve impulso elettrico per essere attivato, ciò permette, anche nelle applicazioni in vuoto, di ridurre l'entità del riscaldamento a cui è sottoposto e di limitare il consumo energetico.

Posizionati in corrispondenza del sistema interno (figura 5.9), se eccitati, hanno il compito di impegnarsi sul perno sporgente dello sportellino di figura 3.3. In tal modo si rende possibile, ruotando il porta disco attraverso il motore passo - passo, scoprire l'asola e mettere in comunicazione la sede del porta disco con l'esterno per le successive fasi di carico o scarico. In particolare, si affida al solenoide superiore la fase di carico mentre a quello inferiore si demanda la fase di scarico.

Si assume come posizione di stabilità quella corrisponde alla corsa nulla, ciò permette di ruotare il porta disco durante le fasi di deposizione senza dover comandare i solenoidi, in quanto in corrispondenza di un valore nullo della corsa non si verificano contatti tra l'albero del solenoide ed il perno dello sportello.

Mentre durante le fasi di scarico e carico si inviano una serie di impulsi di durata finita per permettere all'albero del solenoide di impegnarsi sul perno dello sportello (figura 5.9).

Maggiori dettagli sulle caratteristiche del solenoide sono disponibili in Appendice C.

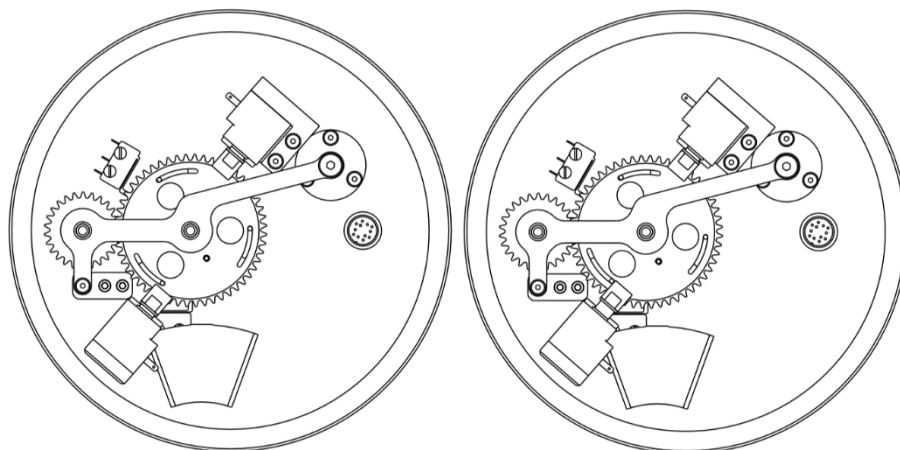


Figura 5.9: Dettaglio della posizione assunta dal solenoide inferiore, a destra durante la fase di deposizione e a sinistra durante lo scarico del bersaglio irraggiato.

Infine, lo scivolo posto inferiormente permette al target irraggiato di essere guidato verso lo scarico circoscrivendo i possibili contatti con altri elementi e limitando le possibilità di inceppamento. In corrispondenza della flangia CF andrà posizionato il contenitore schermato per il contenimento e per la successiva fase di trasporto.

I requisiti progettuali che il sistema dovrà avere, al fine di garantire la piena compatibilità sono: la possibilità di connessione mediante flangia CF del diametro di 100mm, la possibilità di muoversi in direzione verticale per avvicinarsi allo scivolo ed utilizzare un contenitore preferibilmente di sezione circolare con diametro compreso tra 35mm e 75mm.

5.4 Conclusioni:

In questo capitolo si è sviluppato il sistema di rifornimento e scarico del target secondario caratterizzato da un elevato grado di automazione e che circoscrive l'intervento umano alle sole fasi di ricarica del disco nel serbatoio e all'estrazione del sistema per le operazioni di manutenzione. Permette dunque, di trasportare un singolo disco dal serbatoio verso il sistema interno mediante una prima coppia disco – corona in moto rotatorio relativo e una seconda guida circolare connessa alla corona mobile. Le scelte relative ai motori passo – passo ed il modulo delle ruote permettono di realizzare un sistema caratterizzato da un'estrema accuratezza nel posizionamento, limitata esclusivamente dal valore dei giochi definiti negli accoppiamenti.

Le fasi di carico e scarico invece sono automatizzate mediante la presenza di due solenoidi bistabili che permettono di aprire le asole durante le fasi di carico e scarico per la sostituzione dei bersagli di deposizione. Infine, si rende il sistema completamente indipendente e rimovibile dal resto, mediante la realizzazione di un circuito elettronico di controllo disgiunto e attraverso una connessione meccanica su piastra mobile, tali scelte limitano il peso complessivo del sistema a circa 11kg.

CAPITOLO 6: MANUALE D'USO E MANUTENZIONE

6.1 Introduzione:

Nei capitoli precedenti sono stati progettati e sviluppati nel dettaglio i componenti che nel loro insieme costituiscono il sistema di movimentazione del target per la raccolta di isotopi radioattivi di interesse medico (figura 6.1), oggetto di studio di questa tesi. Nel seguente capitolo si procede a descrivere le fasi di assemblaggio dei principali sistemi di movimentazione al fine di garantirne il corretto montaggio per le successive fasi di test e collaudo.

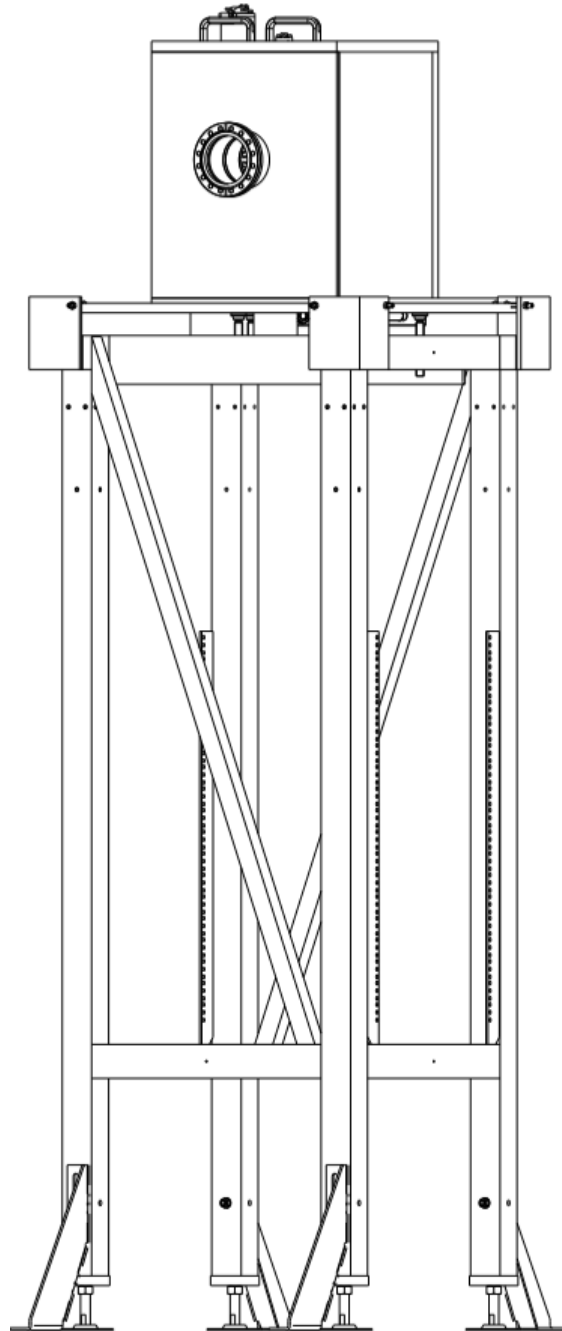


Figura 6.1: Assieme complessivo della stazione dedicata al target secondario o di deposizione.

6.2 Assemblaggio del sistema di movimentazione del target secondario:

Il sistema di movimentazione del target secondario è costituito dai seguenti componenti, riassunti in tabella 28 e rappresentati nella vista esplosa di figura 6.2.

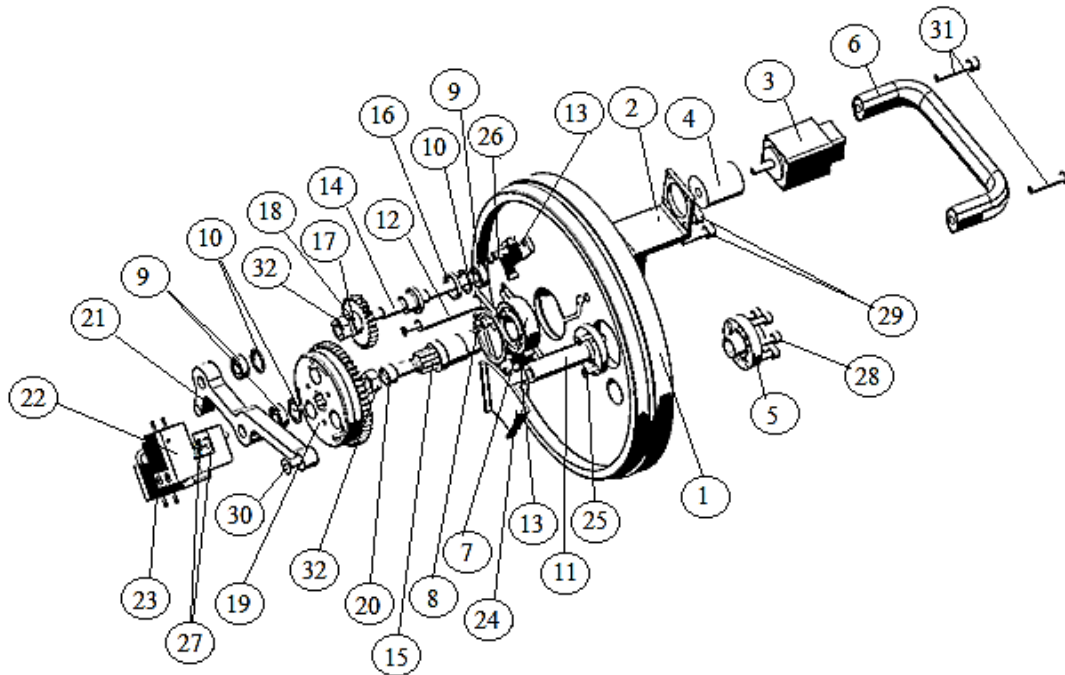
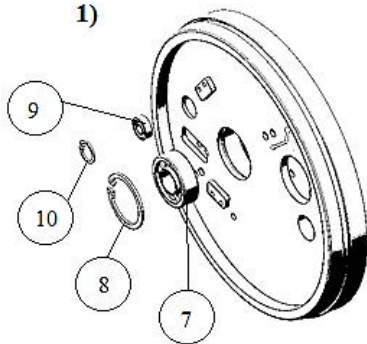
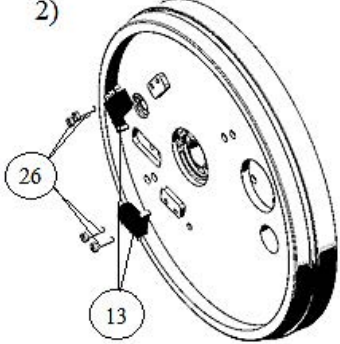
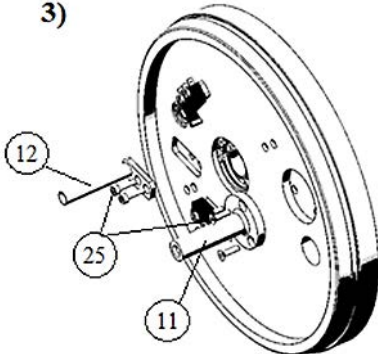
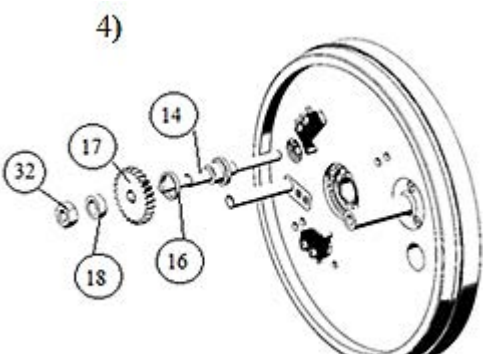


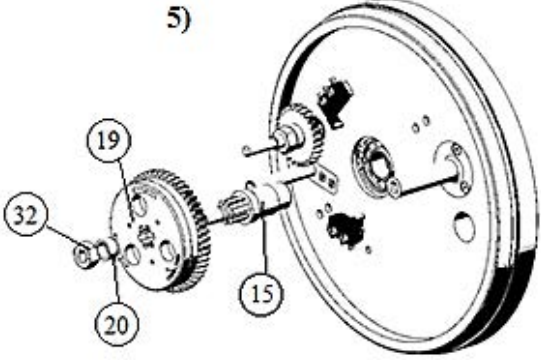
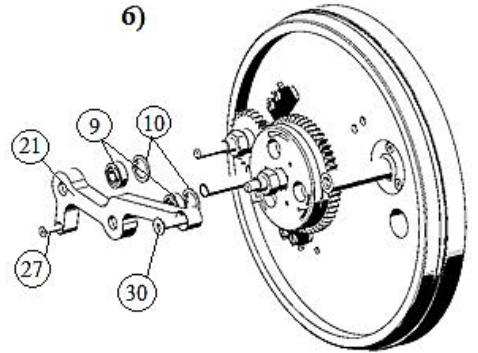
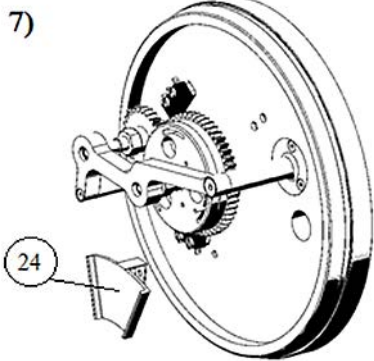
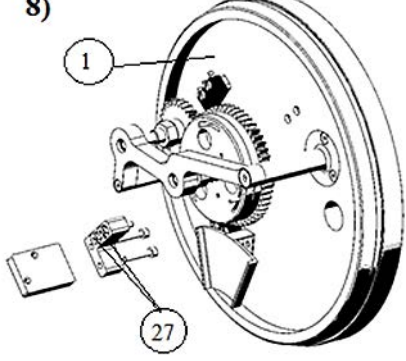
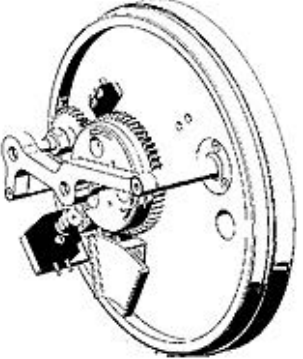
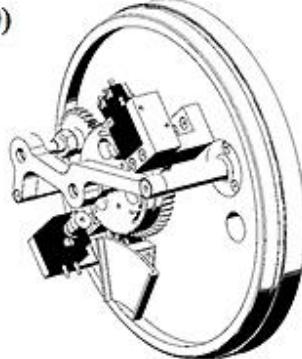
Figura 6.2: Vista esplosa del sistema interno.

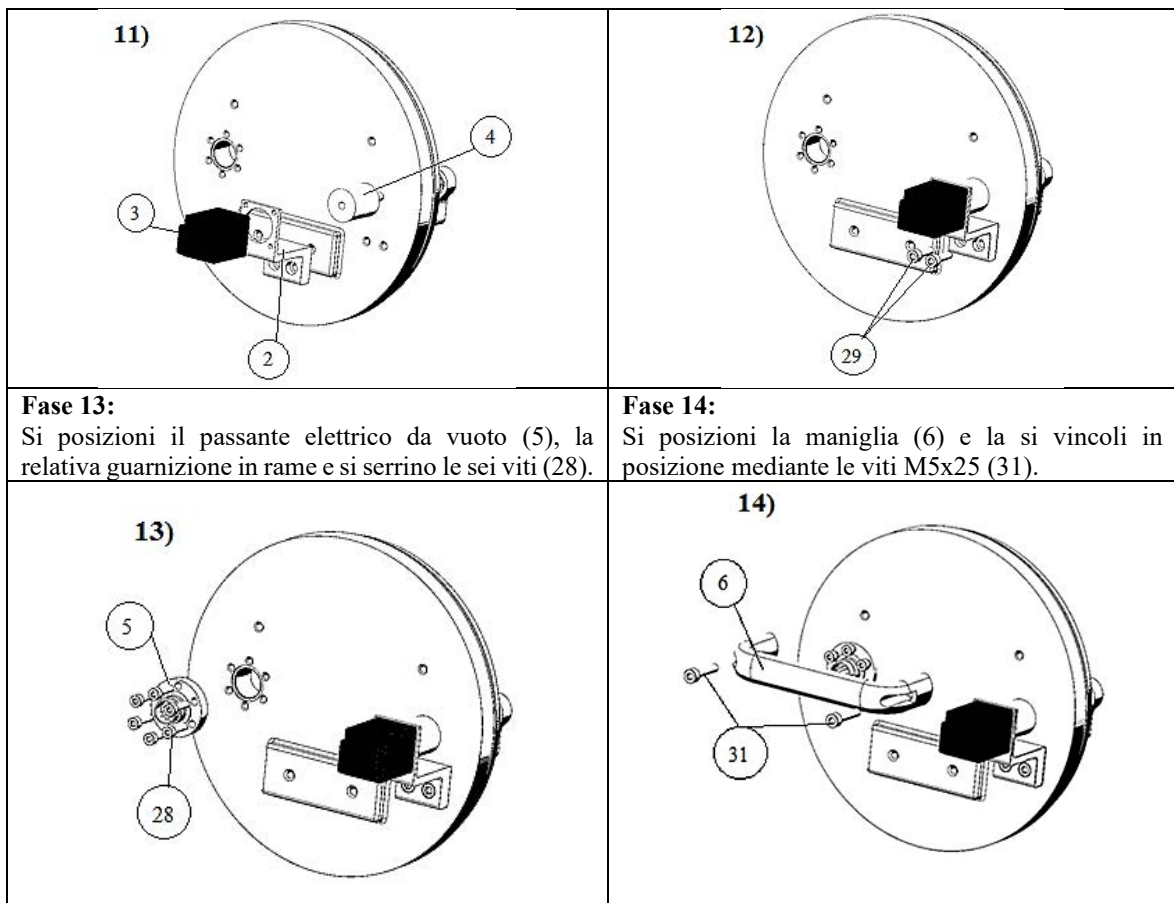
Codice	Componente	Q.tà	Note
1	Piastra di connessione linea	1	/
2	Staffa motore passo	1	/
3	Motore passo	1	/
4	Giunto elastico	1	Ruland PCMR19-6-5-A
5	Passante da vuoto	1	Allectra 220-CM19-C16
6	Maniglia	1	Elesa GN.27432
7	Cuscinetto a rulli	1	SKF NU202ECP
8	Seeger per cuscinetto a rulli	1	Seeger DIN 472-35
9	Cuscinetto a sfere	3	SKF 619/6
10	Seeger per cuscinetto a sfere	3	Seeger DIN 472-15
11	Colonna superiore	1	/
12	Colonna inferiore	1	/
13	Microswitch	2	Omron Basic switch SS-10GL2
14	Albero 0	1	/
15	Albero 1	1	/
16	Rasamento ruota 0 posteriore	1	/
17	Ruota 0	1	/
18	Rasamento ruota 0 anteriore	1	/
19	Assieme porta disco	1	/
20	Rasamento albero 1 anteriore	1	/
21	Supporto cuscinetti	1	/
22	Assieme solenoide superiore	1	/
23	Assieme solenoide inferiore	1	/
24	Scivolo	1	/
25	M3x12	5	Vite di connessione a testa svasata tra 11-1 e 12-1
26	M3x12	4	Viti di connessione a testa bombata a taglio tra 13-1

27	M3x20	5	Viti di connessione a testa svasata tra 21-12, 22-1 e 23-1
28	M4x16	6	Viti di connessione a testa cava esagonale tra 5-1
29	M5x18	2	Viti di connessione a testa cava esagonale tra 2-1
30	M5x20	1	Vite di connessione a testa svasata tra 21-11
31	M5x25	2	Vite di connessione a testa cava esagonale tra 6-1
32	Dado M8 autobloccante	2	/

Tabella 28: Componenti del sistema interno di movimentazione.

Fasi di assemblaggio del sistema di movimentazione del target secondario	
<p>Fase 1: Si posizionino i cuscenti a rulli ed a sfere nelle rispettive sedi fino al raggiungimento della battuta (codice componenti 7 e 9). Assicurarsi che l'anello interno ruoti liberamente ed infine, bloccare la posizione del cusciotto installando gli anelli elastici 8 e 10.</p>	<p>Fase 2: Si posizionino i microswitch in corrispondenza delle rispettive sedi (codice componente 13), assicurare la posizione utilizzando le viti a taglio (codice componente 26).</p>
	
<p>Fase 3: Si posizionino le colonne superiore ed inferiore (codice componente 11 e 12), si assuri la posizione mediante le viti a testa svasata (codice componente 25).</p>	<p>Fase 4: Si prepari il primo sottoassieme costituito dall'albero zero, dal rasamento ruota zero anteriore, ruota zero, rasamento ruota zero posteriore e dal dado (codice componenti 14, 18, 17, 16 e 32). Si chiuda tutto a pacchetto e si inserisca l'albero nella rispettiva sede assicurandosi che ruti liberamente.</p>
	
<p>Fase 5: Si caletti il sotto assieme "porta disco" nell'albero uno e si serri tutto a pacchetto mediante dado autobloccante (codice componenti 15, 19, 20 e 32). Si</p>	<p>Fase 6: Si posizionino i cuscinetti a sfere ed i relativi Seeger nel supporto cuscinetti (codice componenti 9, 10 e 21). Si posizioni il sotto assieme così</p>

<p>inserisca il sotto assieme così ottenuto in corrispondenza della sede del cuscinetto uno.</p>	<p>ottenuto sugli alberi zero ed uno mediante le viti (27) e (30).</p>
<p>5)</p> 	<p>6)</p> 
<p>Fase 7: Si posizioni lo scivolo (codice componente 24), l'angolo che dovrà avere può essere aggiustato manualmente in seguito a delle prove di scarico. Bloccare lo scivolo sulla piastra mediante M3x5.</p>	<p>Fase 8: Si connetta il supporto ad L del solenoide inferiore alla piastrina mediante viti M3x18. Successivamente si connetta il sottoassieme così ottenuto alla piastra (1) attraverso le viti (27).</p>
<p>7)</p> 	<p>8)</p> 
<p>Fase 9: Si posizioni il solenoide inferiore sulla piastrina montata nella fase otto mediante una coppia di viti a taglio M3x25.</p>	<p>Fase 10: Ripetere le fasi otto e nove per posizionare il solenoide superiore.</p>
<p>9)</p> 	<p>10)</p> 
<p>Fase 11: Si ruoti la piastra di connessione linea (1) di 180° e si inserisca il giunto elastico nella estremità dell'albero zero. Assemblare il motore passo (3) sulla staffa motore passo (2) mediante 4 viti M2.5.</p>	<p>Fase 12: Si inserisca l'albero del motore passo in corrispondenza del giunto elastico e successivamente di serri il morsetto avendo cura di preposizionare le viti di connessione (29) tra staffa del motore e piastra di connessione linea.</p>



Si consideri inoltre, la necessità di dover tagliare una porzione delle creste delle filettature per tutte le viti ad eccezione di quelle aventi codice 28, 29 e 31. Ciò consente per le viti che lavorano in vuoto, di scaricare la sacca d'aria contenuta tra vite e madrevite permettendo il raggiungimento delle condizioni operative di pressione.

6.3 Assemblaggio sistema di movimentazione esterno:

Si consideri il sistema di movimentazione esterno relativo all'attuatore lineare di figura 6.3 i cui elementi sono riportati in tabella 29.

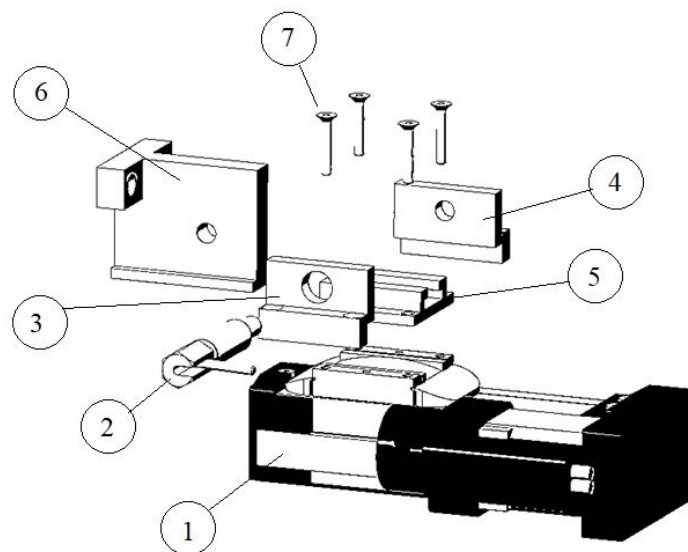
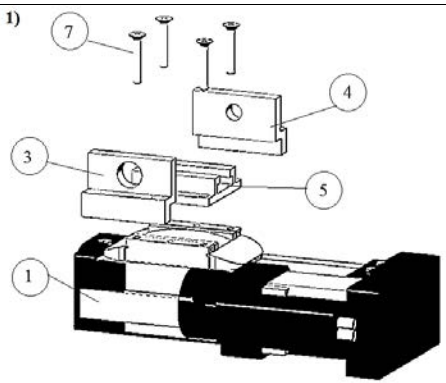
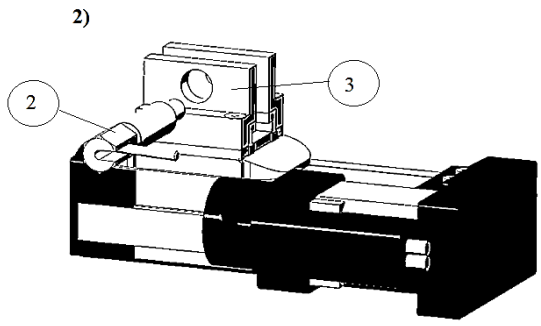
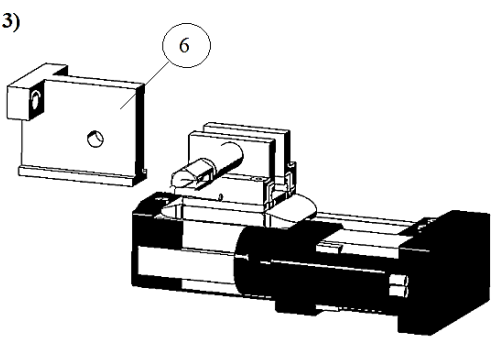
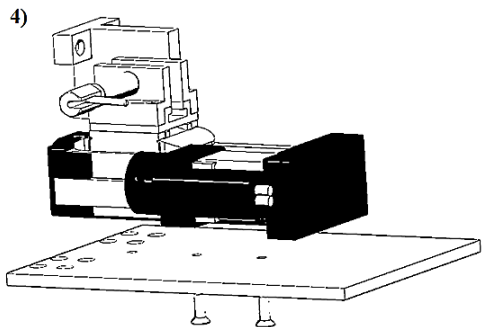


Figura 6.3: Sistema di movimentazione esterno: dettaglio dell'attuatore lineare e dell'attacco rapido.

Codice	Componente	Q.tà	Note
1	Attuatore lineare	1	Misumi RS312B-L-C1-N-1-50
2	Otturatore meccanico	1	Halder EH22121
3	Fianco sinistro	1	/
4	Fianco destro	1	/
5	Slitta	1	/
6	Elemento scorrevole	1	/
7	M5x30	4	Viti di connessione a testa svasata tra 3-5-1 e 4-5-1

Tabella 29: Costituenti il sistema esterno: dettaglio dell'attuatore lineare.

Fasi di assemblaggio del sistema di movimentazione esterno: dettaglio dell'attuatore lineare	
<p>Fase 1: Si allineino il fianco destro (4) e sinistro (3) sulla slitta (5) in corrispondenza dei fori presenti sulla piastra superiore dell'attuatore lineare (1). Si vincoli il sistema costituito da (3), (4) e (5) su (1) mediante le viti (7). Prestare attenzione a non invertire (3) con (4).</p>	<p>Fase 2: Si avviti l'otturatore meccanico (2) in corrispondenza del foro praticato sul fianco sinistro (3). Si posizioni l'asta dell'otturatore nella posizione di apertura tirandola verso di sé e ruotando di 90° in senso antiorario.</p>
	
<p>Fase 3: Si inserisca l'elemento scorrevole (6) in corrispondenza dell'attacco rapido assemblato al punto precedente. Si verifichi che entri senza interferenze e che al rilascio dell'otturatore sia vicolato in direzione assiale.</p>	<p>Fase 4: Si connetta l'attuatore lineare alla piastra interna dell'assieme schermatura mediante due viti a testa svasata M6x20.</p>
	

6.4 Assemblaggio del sistema di rifornimento e di scarico del disco:

Il sistema di rifornimento e di scarico del bersaglio è costituito dalle seguenti parti, le quali vengono riassunte nella tabella 30 e nella vista esplosa di figura 6.4.

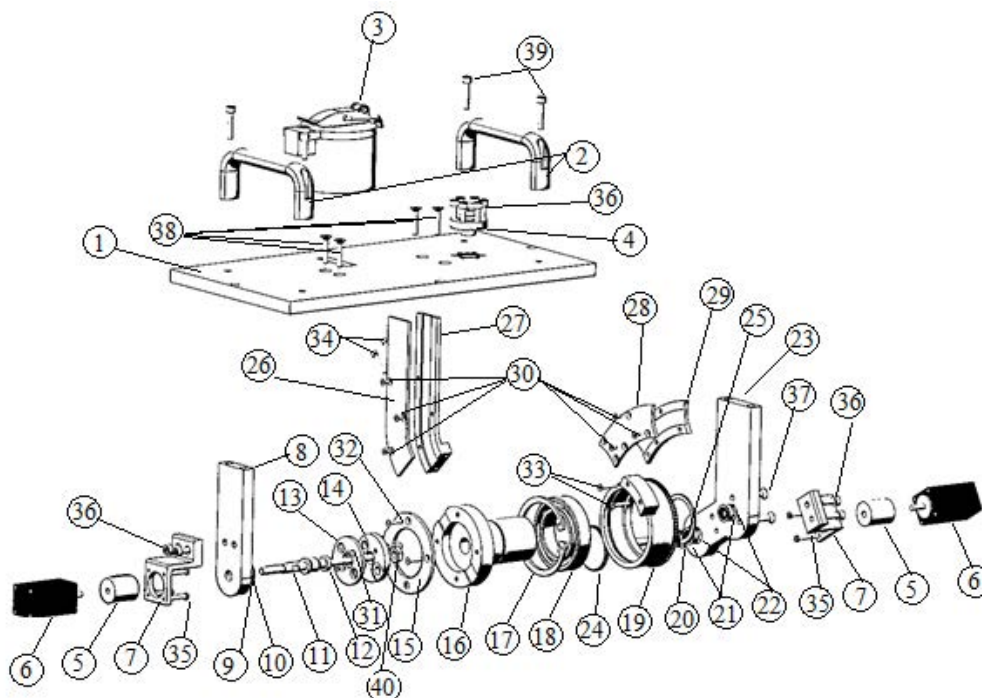
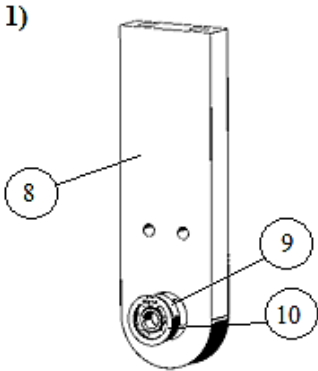
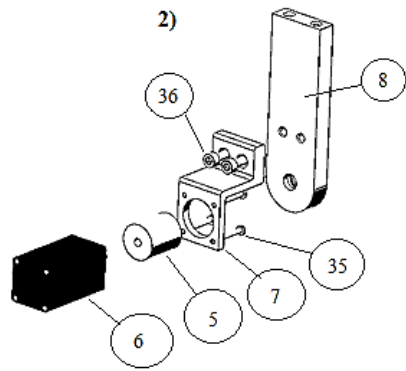


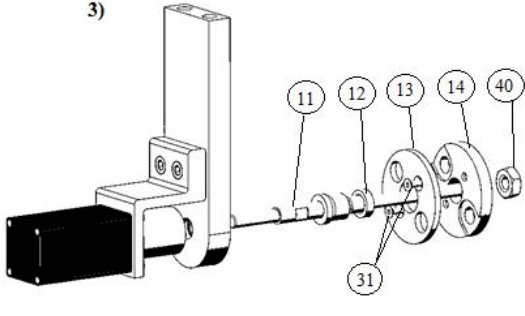
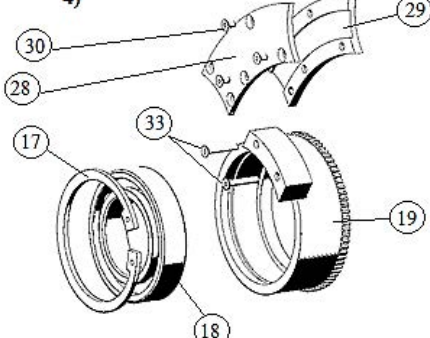
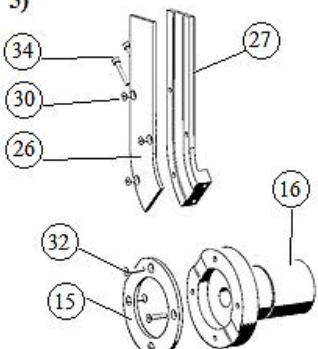
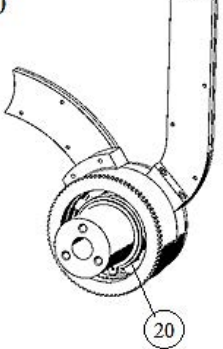
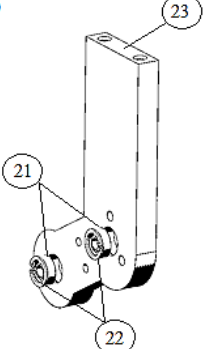
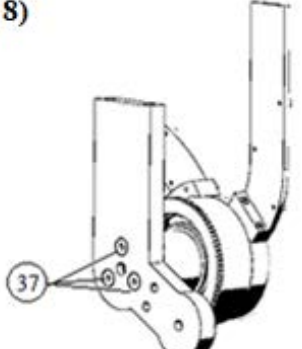
Figura 6.4: Esplosa del sistema di rifornimento e sostituzione del disco.

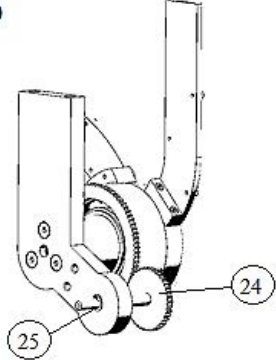
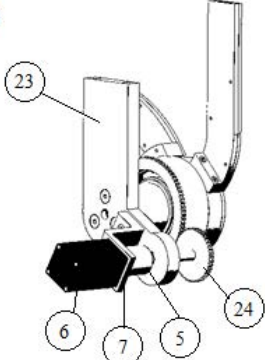
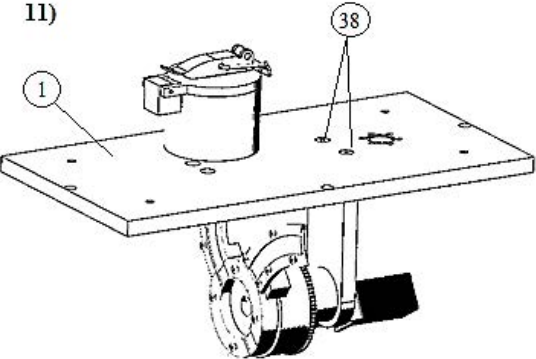
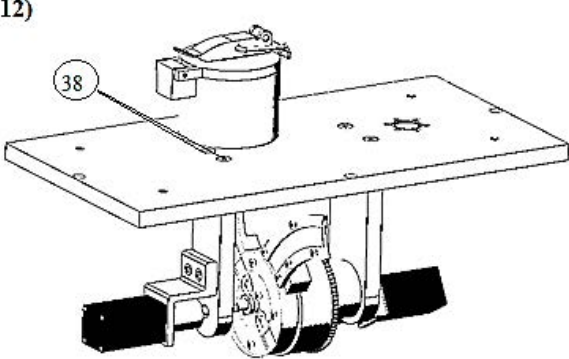
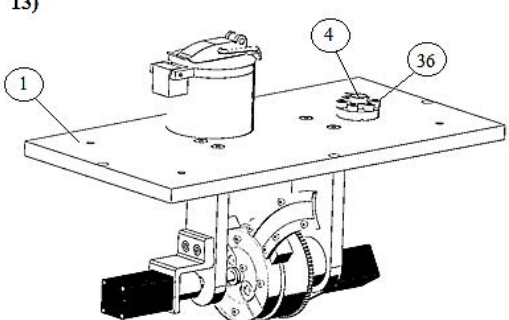
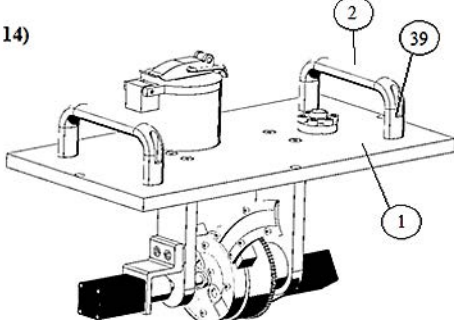
Codice	Componente	Q.tà	Note
1	Piastra superiore	1	/
2	Maniglia	2	Elesa GN.27432
3	Assieme cilindro ricarica	1	/
4	Passante da vuoto	1	Allectra 220-CM19-C16
5	Giunto elastico	2	Ruland PCMR19-6-5-A
6	Motore passo – passo	2	Sanyo Denki SH2285-5271
7	Staffa motore passo- passo	2	/
8	Carter sinistro	1	/
9	Cuscinetto a sfere	1	SKF W606
10	Seeger per cuscinetto a sfere	1	Seeger DIN 472-17
11	Albero selettore	1	/
12	Rasamento albero selettore	1	/
13	Copri disco selettore	1	/
14	Disco selettore	1	/
15	Copri corona fissa	1	/
16	Corona fissa	1	/
17	Seeger cuscinetto a sfere	1	Seeger DIN 472-68
18	Cuscinetto a sfere	1	SKF W6008
19	Corona mobile	1	/
20	Seeger di bloccaggio	1	Seeger DIN 471-40
21	Cuscinetto a sfere	2	SKF 619/6
22	Seeger per cuscinetto a sfere	1	Seeger DIN 472-15
23	Carter destro	1	/
24	Albero – corona	1	/
25	Seeger di bloccaggio	1	DIN 471-6
26	Copri guida superiore di ricarica	1	/

27	Guida superiore di ricarica	1	/
28	Copri guida inferiore di ricarica	1	/
29	Guida inferiore di ricarica	1	/
30	M3x6	6	Viti connessione a testa svasata tra 26-27 e 28-29
31	M3x8	2	Viti connessione a testa svasata 13-14
32	M3x16	4	Viti connessione a testa svasata 15-16
33	M3x20	2	Viti connessione testa svasata tra 29-19
34	M3x20	2	Viti di connessione a testa cava esagonale tra 27-16
35	M3x25	8	Viti connessione a testa bombata a taglio tra 6-7
36	M5x15	10	Viti connessione a testa cava esagonale tra 7-8, 7-23 e 1-4
37	M5x22	3	Viti connessione 16-23
38	M5x25	4	Viti connessione a testa svasata tra 1-8 e 1-23
39	M5x25	4	Viti di connessione a testa cava esagonale tra 2-1
40	Dado M8 autobloccante	1	Serraggio a pacchetto di 13 e 14 su 11

Tabella 30: Componenti del sistema di riferimento e sostituzione del disco.

Fasi di assemblaggio del sistema di rifornimento e sostituzione del disco	
<p>Fase 1: Si posizioni il cuscinetto a sfere (9) e il relativo anello elastico (10) nel carter di sinistra (8). Si verifichi che l'anello interno ruoti senza alcun impedimento.</p>	<p>Fase 2: Si posizioni il motore passo – passo (6) nel supporto di sinistra (7) vincolandolo con le quattro viti (35). Successivamente connettere il giunto elastico (5) al motore passo, ed infine il sottostima così ottenuto al carter (8) mediante le viti (36).</p>
	
<p>Fase 3: Si assembli il sistema copri disco selettore (13) e disco selettore (14) mediante le viti (31). Si caletti il sottoassieme così ottenuto sull'albero selettore (11) interponendo il rasamento (12) e serrando a pacchetto mediante un dado M8 autobloccante (40).</p>	<p>Fase 4: Si assembli il sistema copri guida inferiore (28) e guida inferiore (29) mediante le viti a testa svasata (30). Successivamente si inserisca il cuscinetto a sfere (18) nella corona mobile (19) assicurandosi che la corona interna sia libera di ruotare, quindi posizionare l'anello elastico (17) nella rispettiva sede. Successivamente si unisca il primo sottosistema con il secondo mediante le viti (33).</p>

	
<p>Fase 5: Si connetta mediante le viti (32) il copri corona fissa (15) con la corona fissa (16). Si assembli il copri guida superiore di ricarica (26) con la guida superiore di ricarica (27) mediante tre viti (30). Si verifichi manualmente che non vi siano discontinuità rilevanti tra il piano della guida superiore di ricarica ed il piano della corona fissa.</p>	<p>Fase 6: Si caletti il sistema sviluppato nella fase quattro sul sistema precedentemente assemblato. Si blocchi la possibilità di movimento assiale mediante l'anello elastico (20). Si verifichi infine che il sistema quattro sia libero di scorrere attorno all'asse del cuscinetto senza costrizioni.</p>
	
<p>Fase 7: Si posizionino i cuscinetti a sfere (21) nelle rispettive sedi del carter di destra (23). Si verifichi che l'anello interno sia libero di ruotare, quindi applicare gli anelli elastici (22).</p>	<p>Fase 8: Si connetta il sistema della fase sei con il carter di destra mediante l'utilizzo delle viti (37).</p>
	
<p>Fase 9: Si posiziona l'albero - corona (24) in corrispondenza della sede del cuscinetto e si vincoli il movimento assiale introducendo l'anello elastico (25). Verificare manualmente che la trasmissione tra corona mobile e albero sia esente da evidenti costrizioni.</p>	<p>Fase 10: Si connetta il motore passo - passo (6) alla staffa motore passo (7) ed il giunto elastico (5) all'albero - corona (24). Quindi connettere il supporto motore al carter di destra (23) e serrare energicamente il giunto elastico sull'estremità dell'albero motore.</p>

<p>9)</p> 	<p>10)</p> 
<p>Fase 11: Si connetta il sistema vincolato al carter di destra (fase 10) alla piastra superiore (1) mediante l'introduzione delle viti (38). Porre attenzione al passaggio attraverso la piastra superiore della guida superiore.</p>	<p>Fase 12: Si connetta il sistema collegato al carter di sinistra con il sistema ottenuto alla fase 11, avendo cura di centrare l'albero selettore con il cuscinetto del carter di destra. Quindi serrare il carter sinistro sulla piastra superiore mediante le viti (38).</p>
<p>11)</p> 	<p>12)</p> 
<p>Fase 13: Si posizioni il passante da vuoto (4) in corrispondenza della superficie superiore di (1) e si vincoli in posizione mediante l'introduzione delle viti (36).</p>	<p>Fase 14: Si posizionino le due maniglie (2) sulla superficie superiore di (1) e si provveda al fissaggio delle stesse mediante le viti (39).</p>
<p>13)</p> 	<p>14)</p> 

6.5 Conclusioni:

In questo capitolo si è steso un breve manuale d'uso e manutenzione destinato alla definizione delle fasi di assemblaggio delle principali parti meccaniche che compongono il sistema oggetto di studio.

Le connessioni delle parti elettroniche alla rete ed ai controlli si eseguono attraverso i passanti da vuoto riportati nelle tabelle 28, 30 e nelle rispettive guide illustrate. I cavi comuni relativi ai motori passo e ai microswitch possono essere avvolti assieme a formare delle trecce, quest'ultime possono essere disposte lungo i carter sinistro, destro o passare al di sopra della colonna superiore e bloccate mediante dei piccoli ferma cavi. Inoltre, per la scelta delle schede di controllo è possibile utilizzare quelle fornite dal costruttore dei motori passo, che unitamente ad essi fornisce anche i vari moduli di controllo, oppure è possibile utilizzare quelle sviluppate dai tecnici del progetto SPES in un'ottica di standardizzazione dei controlli. Infatti, la scelta dei motori è stata condotta considerando le esigenze di quest'ultimi in termini di tensioni di alimentazione e di massima corrente per fase del motore. Inoltre, la scelta nel posizionamento di alcuni microswitch andrà definita quando sarà disponibile un primo prototipo e sarà possibile compensare la presenza di eventuali giochi.

Infine, l'assemblaggio della schermatura avverrà all'interno dell'officina del Laboratorio mediante saldature a cordone d'angolo mentre mediante l'utilizzo di un piccolo paranco sarà possibile installare la schermatura sul piano superiore del telaio.

CONCLUSIONI

Nel lavoro di tesi svolto presso i Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL) dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN), si è progettato e sviluppato ex-novo un dispositivo capace di operare in alto vuoto alla pressione di 10^{-6} mbar, preposto alla raccolta di isotopi radioattivi di interesse medico destinati alla cura ed alla diagnosi di patologie tumorali. Nel periodo di tesi si è quindi sviluppato un device capace di ospitare tre bersagli di deposizione i quali verranno irraggiati in maniera sequenziale da un fascio RIB (Radioactive Ion Beam) prodotto dalla reazione nucleare di fissione tra un bersaglio fissile in Carburo di Uranio (UC_x) ed un fascio di protoni proveniente dal ciclotrone.

Nel primo capitolo di questo elaborato si è introdotto il radiofarmaco, definendo l'evoluzione che esso ha avuto nella storia della medica, le caratteristiche che possiede e le applicazioni che ricopre in ambito diagnostico e terapeutico come prezioso alleato della medica tradizionale. Nel secondo capitolo si introduce il progetto SPES (Selective Production of Exotic Species) ai Laboratori Nazionali di Legnaro, le fasi del progetto, le caratteristiche di multidisciplinarietà ed in particolare si descrive l'innovativa tecnica ISOL e gli elementi che la compongono con particolare attenzione al progetto ISOLPHARM, che sfrutta tale tecnologia per la produzione di radionuclidi di interesse medico di elevatissima purezza. Nell'ambito di questo progetto si sviluppa il lavoro di tesi, che inizia definendo con i responsabili del progetto SPES gli obiettivi e i requisiti che un dispositivo di questo tipo deve possedere. Si individuano inizialmente diverse soluzioni progettuali, le quali portano a scegliere una geometria ed una soluzione di movimentazione di riferimento. Tale soluzione viene quindi sviluppata, progettata e subisce nel corso del tempo diverse revisioni di natura geometrica e costitutiva, fino alla definizione di una soluzione ottimale chiamata "Sistema di movimentazione del target secondario o di deposizione", di cui si tratta in maniera dettagliata nel capitolo tre.

Il suddetto sistema è costituito da una coppia di ruote dentate movimentate per mezzo di un motore passo, in particolare in corrispondenza della corona si posiziona un porta target capace di contenere tre dischi, che a seguito della rotazione trasmessa rende possibile allineare i dischi con il fascio RIB (figura 7.1).

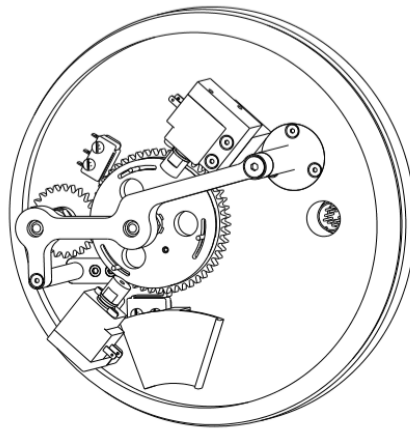


Figura 7.1: Sistema di movimentazione del target secondario o di deposizione.

Nel quarto capitolo si sviluppa e progetta il "Sistema di movimentazione esterno" in grado di accoppiare e disaccoppiare il "Sistema di movimentazione del target secondario" con la linea principale di fascio. Tale sistema è costituito da un attuatore lineare ad asse singolo posizionato su un piano interno libero di scorrere lungo due guide lineari. In corrispondenza dell'attuatore viene rigidamente connesso mediante un supporto ad attacco rapido, il sistema di figura 7.1. mentre l'estrazione del sistema contenuto all'interno della schermatura è garantita dalla presenza di una vite senza a ricircolo di sfere (figura 7.2)

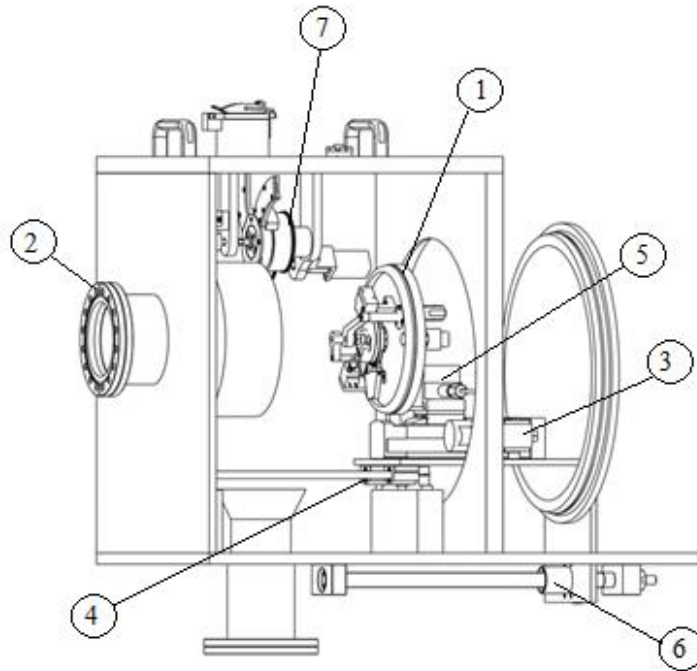


Figura 7.2: Vista d'assieme del sistema sviluppato: (1) Sistema di movimentazione del target secondario o di deposizione, (2) flangia di connessione alla linea di fascio, (3) attuatore lineare, (4) sistema di guide lineari, (5) attacco rapido, (6) vite senza fine a ricircolo di sfere e (7) sistema di rifornimento e di scarico del bersaglio irraggiato.

Nel capitolo cinque invece, si progetta e sviluppa il “Sistema di rifornimento e di scarico del bersaglio irraggiato”. Tale soluzione frutto di diverse revisioni è composta da un serbatoio verticale al quale è possibile accedere anche quando la linea è in vuoto, da un disco selettore sul quale sono ricavate due asole, da una corona fissa e da una corona mobile. Il disco selettore permette di trasferire un singolo target alla volta dal serbatoio alla corona mobile passando per la quella fissa, in tal modo è possibile realizzare un unico percorso mobile che all’occorrenza porta il disco dal serbatoio al sistema porta - disco. L’inserimento del disco nel porta target è reso possibile mediante la presenza di un solenoide, il cui albero impegnandosi sul perno dello sportellino permette di trascinarlo in apertura e di inserire il disco nell’opportuna sede. In maniera analoga si esegue la fase di scarico, in cui per mezzo del solenoide inferiore è possibile far scorrere lo sportellino nell’asola inferiore permettendo così al disco di cadere per gravità. L’uscita del disco viene infine guidata dalla presenza di uno scivolo evitando così contatti con altri componenti presenti nel sistema.

Infine, vengono forniti i requisiti che il futuro sistema di trasporto del disco deve possedere, ossia la possibilità di accoppiarsi mediante flangia CF e di movimentare capsule cilindriche in direzione verticale, in maniera da avvicinarsi al porta - disco, del diametro compreso tra 35mm e 70mm.

Nel capitolo sei viene riportato il manuale che contiene le principali fasi che portano all’assemblaggio delle parti meccaniche che costituiscono i principali sistemi sviluppati, nonché indicazioni generali relative alle connessioni elettriche ed ai controlli.

Infine, per la raccolta del disco irraggiato e del suo trasporto verso le stazioni di radiochimica si è avviato un rapporto di collaborazione con aziende esterne, l’obiettivo sarà quello di raccogliere il disco in un opportuno contenitore schermato e di inviarlo per mezzo di un sistema di posta pneumatica alle successive stazioni per l’estrazione del radionuclide.

Infine, gli sviluppi a breve termine prevedono la realizzazione presso l’officina della sezione di Bologna dell’INFN delle parti progettate, l’acquisto dei motori e degli attuatori ed infine la realizzazione di un primo prototipo che verrà installato in corrispondenza del front end e sul quale si depositeranno fasci di ioni stabili durante le fasi di test e collaudo.

In conclusione, il dispositivo sviluppato permette di aprire nuove strade per la deposizione innovativa e automatizzata di un radionuclide a fini farmaceutici, limitando l’intervento umano alla sola fase di inserimento dei dischi nel sistema di ricarica. Inoltre, gli ingombri contenuti e la leggerezza del sistema ($\approx 190\text{kg}$) lo rendono particolarmente flessibile e capace di seguire le modifiche future a cui sarà soggetta la linea di fascio.

APPENDICE A

A.1 – Estratto dal catalogo Orientalmotor: motore passo – passo PKP223U09A2-R2EL

In questa parte d'appendice vengono riportate molteplici informazioni relative al motore passo – passo scelto. L'immagine di seguito riportata è stata estratta dal catalogo del produttore e riguarda il solo motore PKP223U09A2-R2EL, tale catalogo è disponibile gratuitamente online.

Stepper Motors

A-371

Standard Type with Encoder Frame Size 28 mm (Unipolar 6 lead wires)

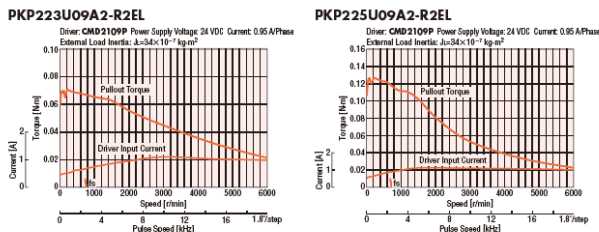
Specifications

Product Name	Maximum Holding Torque N·m	Rotor Inertia J: kg·m ²	Rated Current A/Phase	Voltage VDC	Winding Resistance Ω/Phase	Inductance mH/Phase	Basic Step Angle	Recommended Driver Product Name*
PKP223U09A2-R2EL	0.075	9×10^{-7}	0.95	2.95	3.11	1.44	1.8°	CMD2109P
PKP225U09A2-R2EL	0.135	18×10^{-7}		4.4	4.6	2.11		

* Refer to page A-430 for encoder specifications.

* Refer to page A-445 for details on the recommended driver.

Speed – Torque Characteristics (Reference values)



Note

- Data for the speed – torque characteristics is based on Oriental Motor's internal measurement conditions. If the conditions are changed, the characteristics may also change as a result.
- The data in the speed – torque characteristics represents the use of an external load inertia.
- Depending on the driving conditions, a considerable amount of heat may be generated by the motor. To protect the encoder, be sure to keep the motor case temperature at 85°C max.

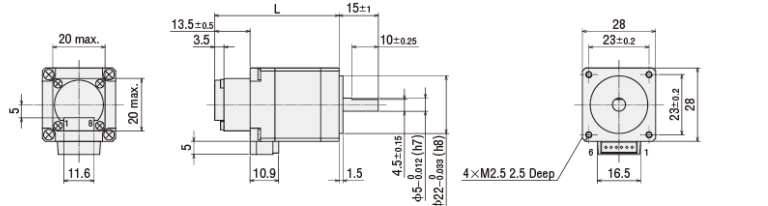
Dimensions (Unit = mm)

Motor

Product Name	L	Mass kg
PKP223U09A2-R2EL	47.5	0.12
PKP225U09A2-R2EL	67	0.21

● Applicable Connector (Molex)

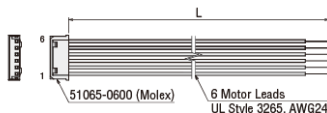
	Motor	Encoder
Connector Housing	51065-0600	51021-0800
Contact	50212-8100	50079-8100
Crimp Tool	57176-5000	57067-3000



Connection Cable (Sold separately)

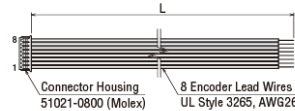
◇ For Motor

Product Name	Length L (m)
LC2U06A	0.6
LC2U10A	1



◇ For Encoder

Product Name	Length L (m)
LCE08A-006	0.6



CAD Data Manuals

www.orientalmotor.eu

Contact TEL

Germany/Others: 00800 22 55 66 22 | UK/Ireland: 01256-347090
France: 01 47 86 97 50 | Italy: 02-93906346 | Switzerland: 056 560 5045

A-371

Figura A.1.1: Caratteristiche tecniche del motore passo – passo Orientalmotor PKP223U09A2-R2EL [13].

A.2 – Progettazione e sviluppo delle ruote dentate utilizzate nel sistema di movimentazione interno:

Nella prima parte di questa appendice vengono riportati i valori della cifra di Lewis, i moduli unificati secondo normativa UNI 6587 e lo sviluppo dei passaggi che hanno portato alla definizione del valore minimo dello spessore b della ruota.

Nella seconda parte invece, si discute relativamente alla possibilità di azionare il motore a mezzo passo piuttosto che a passo intero.

Valori normalizzati della cifra di Lewis e del modulo:

z	$\theta = 15^\circ$	$\theta = 20^\circ$
12	0.210	0.245
13	0.220	0.261
14	0.226	0.276
15	0.236	0.289
16	0.242	0.295
17	0.251	0.302
18	0.261	0.308
19	0.273	0.314
20	0.283	0.320
21	0.289	0.327
22	0.292	0.330
24	0.298	0.336
26	0.307	0.346
28	0.314	0.352
30	0.320	0.358
34	0.327	0.371
38	0.336	0.383
43	0.346	0.396
50	0.352	0.408
60	0.358	0.421
75	0.364	0.434
100	0.371	0.446
150	0.377	0.459
300	0.383	0.471
∞	0.390	0.484

Tabella A.2.1: Valori della cifra di Lewis in funzione del numero di denti e dell'angolo di pressione.

0.5	2.5	6
0.75	2.75	6.5
1	3	7
1.125	3.25	8
1.25	3.5	9
1.375	3.75	10
1.5	4	11
1.75	4.5	12
2	5	14
2.25	5.5	16

Tabella A.2.2: Valori normalizzati del modulo secondo UNI 6587, i valori in grassetto rappresentano le scelte consigliate.

Lo spessore minimo b della ruota viene determinato in funzione della tensione ammissibile dinamica considerando sia il regime di flessione dato da F_t sia quello di sforzo normale dato da F_r .

$$\begin{aligned}
\sigma_C &= \sigma_N + \sigma_F \\
&= \frac{2M_T t g(\theta)}{D_p b s} + \frac{2M_T h s}{J D_p^2} \\
&= \frac{2M_T t g(\theta)}{D_p b s} + \frac{12M_T h s}{b s^3 D_p} \\
&= \frac{2M_T t g(\theta)}{D_p b s} + \frac{12M_T h}{b s^2 D_p} \\
&= \frac{2M_T t g(\theta) s + 12M_T h}{s(D_p b s)}
\end{aligned}$$

Ponendo:

$$\frac{2M_T t g(\theta) s + 12M_T h}{s(D_p b s)} \leq \sigma_{amm,d}$$

Ricavo:

$$b \geq \frac{2M_T t g(\theta) s + 12M_T h}{s(D_p s) \sigma_{amm,d}}$$

Avanzamento del motore a mezzo passo o half step:

Per quanto descritto nel paragrafo 3.2.2.1 “Dimensionamento e verifica statica delle ruote dentate” è possibile comandare il motore oltre che a passo intero a mezzo passo o half step.

Tale azionamento permette di ridurre l’errore che si commette nel posizionamento del target di deposizione rispetto al fascio RIBs (Radioactive Ion Beams).

Infatti, ricordando quella che è la relazione che permette al passo della ruota di essere un multiplo intero del passo del motore.

$$p = \pi m = n \alpha_0 \frac{\pi}{180} r_p$$

Per $n = 7.5$ passi si ottiene:

$$\begin{aligned}
m_{7.5} &= n \alpha_0 \frac{r_p}{180} = 7.5 * 1.8 * \frac{32.5}{2 * 180} = 1.22 \\
e_{\%_{7.5}} &= \frac{m_{7.5} - m}{m} * 100 = \frac{1.22 - 1.25}{1.25} * 100 = -2.4\% \\
p &= \pi m = \pi * 1.25 = 3.93mm \\
p_{7.5} &= \pi m_8 = \pi * 1.22 = 3.83mm \\
\Delta p &= p - p_{7.5} = 3.93 - 3.83 = 0.10mm \\
\Delta \alpha &= \frac{180 \Delta p}{\pi d} = \frac{180 * 0.10}{\pi * 18} = 0.32^\circ
\end{aligned}$$

A.3 – Progettazione a fatica delle ruote dentate utilizzate nel sistema di movimentazione interno secondo la normativa ISO 6336:

I fattori di correzione legati alla resistenza a fatica vengono determinati secondo quanto riportato in normativa, essi sono determinabili a partire dalla geometria del dente, dalle equazioni suggerite e sulla base di test condotti. Di seguito vengono riportati i valori utilizzati.

$\sigma_{F,LIM}$:

Le curve di danno σ -N vengono determinate sperimentalmente e fornite dalla normativa per un numero limitato di materiali e di trattamenti termici, i valori così ottenuti vengono poi riferiti alla ruota in esame utilizzando i fattori correttivi $Y_{\delta_{rel,T}}$, $Y_{R_{rel,T}}$, Y_x che tengono conto rispettivamente della sensibilità all'intaglio, della finitura superficiale e delle dimensioni. Tali valori sono riferiti alle condizioni operative riportate in figura A.3.1.

— Helix angle	$\beta = 0$ ($Y_{\beta} = 1$)
— Module	$m = 3$ mm to 5 mm ($Y_x = 1$)
— Stress correction factor	$Y_{ST} = 2,0$
— Notch parameter	$q_{ST} = 2,5$ ($Y_{\delta_{rel-T}} = 1$)
— Mean peak-to-valley roughness of the tooth fillets	$Rz = 10$ μ m ($Y_{R_{rel-T}} = 1$)
— Gearing accuracy grades	4 to 7 according to ISO 1328-1
— Basic rack	according to ISO 53
— Face width	$b = 10$ mm to 50 mm
— Load factors	$K_A = K_V = K_{F\beta} = K_{F\alpha} = 1$

Figura A.3.1: Condizioni operative per la ruota standard.

I valori determinati dalla normativa sono riferiti a carichi esercitati sul dente, ripetitivi e unidirezionali, se invece il carico viene applicato in maniera bidirezionale è necessario ridurre il valore determinato fino 0,7 volte.

Il valore limite di fatica può dunque essere determinato utilizzando la relazione:

$$\sigma_{F,LIM} = Ax + B$$

Dove:

- x : è la durezza superficiale HBW o HV.
- A e B sono le costanti fornite in figura A.3.2 in funzione del tipo di materiale.

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness
1	Normalized low carbon steels/cast steels ^a	Contact	Wrought normalized low carbon steels	St	1 a)	ML/MQ	1,000	190	HBW	110	210
2				ME	1,520	250	110	210			
3			Cast steels	St	1 b)	ML/MQ	0,986	131	HBW	140	210
4			(cast)	ME	1,143	237	140	210			
5		Bending	Wrought normalized low carbon steels	St	2 a)	ML/MQ	0,455	69	HBW	110	210
6				ME	0,386	147	110	210			
7			Cast steels	St	2 b)	ML/MQ	0,313	62	HBW	140	210
8			(cast)	ME	0,254	137	140	210			

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
9	Cast iron materials	Contact	Black malleable cast iron	GTS (perl.)	3 a)	ML/MQ ME	1,371	143	HBW	135	250	
10							1,333	267		175	250	
11							1,434	211		175	300	
12		Nodular cast iron	GGG	3 b)	ML/MQ ME	1,500	250	HBW	200	300		
13						1,033	132		150	240		
14						1,465	122		175	275		
15		Bending	Black malleable cast iron	GTS (perl.)	4 a)	ML/MQ ME	0,345	77	HBW	135	250	
16							0,403	128		175	250	
17							0,350	119		175	300	
18	0,380						134	200		300		
19	Grey cast iron	GG	4 c)	ML/MQ ME	0,256	8	HBW	150	240			
20					0,200	53		175	275			
21					Through hardened wrought steels ^b	Contact		Carbon steels	V	5	ML MQ ME	0,963
22	0,925	360	135	210								
23	0,838	432	135	210								
24	Alloy steels	V	5	ML MQ ME		1,313	188	HV	200	360		
25						1,313	373		200	360		
26						2,213	260		200	390		
27	Bending	Carbon steels	V	6		ML MQ ME	0,250	108	HV	115	215	
28							0,240	163		115	215	
29							0,283	202		115	215	
30	Alloy steels	V	6	ML MQ ME		0,423	104	HV	200	360		
31						0,425	187		200	360		
32						0,358	231		200	390		
33	Through hardened cast steels	Contact	Carbon steels	V	7	ML/MQ ME	0,831	300	HV	130	215	
34							(cast)	0,951		345	130	215
35		Alloy steels	V	7	ML/MQ ME	1,276	298	HV	200	360		
36						(cast)	1,350		356	200	360	
37		Bending	Carbon steels	V	8	ML/MQ ME	0,224	117	HV	130	215	
38							(cast)	0,286		167	130	215
39							Alloy steels	V		8	ML/MQ ME	0,364
40		(cast)	0,356	186	200	360						

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
41	Case hardened wrought steels ^c	Contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800	
42						MQ	0,000	1 500		660	800	
43						ME	0,000	1 650		660	800	
44		Bending	Core hardness: ≥25 HRC, lower ≥25 HRC, upper ≥30 HRC	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800	
45						MQ	0,000	425		660	800	
46							0,000	461		660	800	
47							0,000	500		660	800	
48						ME	0,000	525		660	800	
49	Flame- or induction-hardened wrought and cast steels	Contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615	
50						MQ	0,541	882		500	615	
51						ME	0,505	1 013		500	615	
52		Bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615	
53						MQ	0,138	290		500	570	
54							0,000	369		570	615	
55												
55						ME	0,271	237		500	615	
56	Nitrided wrought steels/nitriding steels ^d / through hardening steels ^b nitride	Contact	Nitriding steels	NT (nitr.)	13 a)	ML	0,000	1 125	HV	650	900	
57						MQ	0,000	1 250		650	900	
58						ME	0,000	1 450		650	900	
59			Through hardening steels	NV (nitr.)	13 b)	ML	0,000	788	HV	450	650	
60						MQ	0,000	998		450	650	
61						ME	0,000	1 217		450	650	
62		Bending	Nitriding steels	NT (nitr.)	14 a)	ML	0,000	270	HV	650	900	
63						MQ	0,000	420		650	900	
64						ME	0,000	468		650	900	
65				Through hardening steels	NV (nitr.)	14 b)	ML	0,000	258	HV	450	650
66							MQ	0,000	363		450	650
67	ME						0,000	432	450		650	
68	Wrought steels nitro-carburized ^e	Contact	Through hardening steels	NV (nitro-car.)	15	ML	0,000	650	HV	300	650	
69						MQ/ME	1,167	425		300	450	
70							0,000	950		450	650	
71		Bending	Through hardening steels	NV (nitro-car.)	16	ML	0,000	224	HV	300	650	
72						MQ/ME	0,653	94		300	450	
73							0,000	388		450	650	

NOTE [Table 1](#) shall be used together with footnotes from the corresponding [Figures 1 to 16](#).

^a In accordance with ISO 4948-2.

^b In accordance with ISO 683-1 and ISO 683-2.

^c In accordance with ISO 683-3.

^d In accordance with ISO 683-5.

^e In accordance with ISO 683-1, ISO 683-2, ISO 683-3 or ISO 683-5.

Figura A.3.2: Calcolo del valore limite di fatica [20].

Nel caso in esame le ruote vengono realizzate in C40 bonificato, conseguentemente i valori di riferimento sono quelli della riga sette (figura A.3.2) e considerando che il carico viene applicato in maniera bidirezionale è necessario moltiplicare per un fattore 0.7, come suggerito dalla normativa.

$$\sigma_{F,LIM} = 0.7 * (Ax + B) = 0.7 * (0.313 * 140 + 62) = 0.7 * 105 = 73.5 \text{ MPa}$$

Y_{Fa}:

Esso viene determinato partendo dalla geometria costruttiva del dente, in particolare la normativa considera come sezione resistente quella individuata da due rette inclinate di 30° rispetto all'asse di simmetria verticale, aventi origine del punto di intersezione fra l'asse di simmetria e la retta dei contatti, e tangenti al profilo ad evolvente (figura A.3.3).

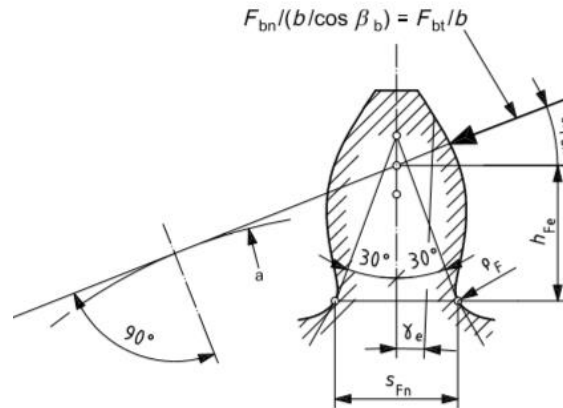


Figura A.3.3: Determinazione della sezione resistente alla base del dente secondo la normativa UNI 6336 [18].

$$Y_F = \frac{6h_{Fe} \cos(\alpha_{Fen})}{m_n \left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos(\alpha_n)}$$

Dove:

- h_{Fe} : braccio relativo al momento flettente nel punto esterno di contatto.
- α_{Fen} : angolo che individua la direzione di applicazione del carico.
- s_{Fn} : dimensione della corda che individua la sezione resistente del dente.
- α_n : angolo di pressione.

Dal file CAD realizzato si ottengono i seguenti valori:

	Ruota 0	Ruota 1
s_{Fn}	3.08	3.05
α_n	20	20
α_{Fen}	20	20
m_n	1.25	1.25
Y_F	2.10	2.13

Tabella A.3.1: Fattore Y_F per le ruote dentate 0 ed 1.

Y_{Sa}:

Tale fattore tiene conto dell'influenza della forma del dente sul valore di tensione di flessione esistente alla base e correla il valore nominale agente al valore di tensione locale.

La normativa inoltre precisa che questo valore tiene conto:

- dell'effetto di concentrazione della tensione in corrispondenza della radice del dente per effetto del raggio alla base.
- che la valutazione del valore di tensione alla radice è più complessa rispetto alla soluzione proposta, in quanto l'evidenza sperimentale mostra che l'intensità del valore locale di tensione è dovuta a due azioni, da un lato è direttamente influenzata dall'azione del momento flettente dall'altra aumenta con la vicinanza del carico alla sezione critica [19].

La normativa permette di ricavare il valore di Y_s utilizzando le seguenti relazioni:

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s \left[\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}} \right]$$

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}}$$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

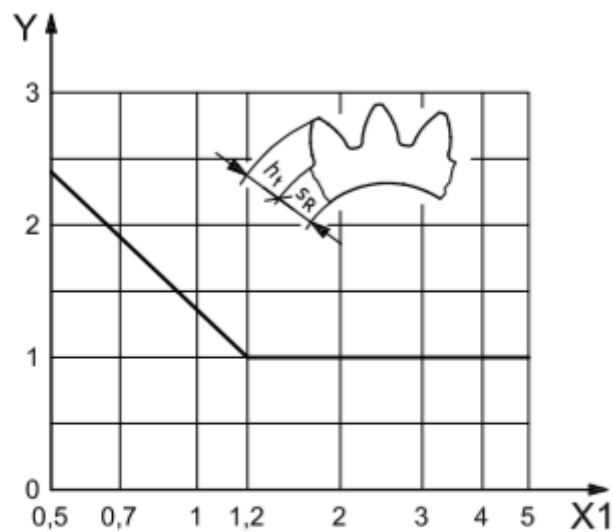
Da cui si ottiene:

	Ruota 0	Ruota 1
L	1.155	1.158
q_s	6.10	6.16
Y_s	2.38	2.38

Tabella A.3.2: Fattore Y_s per le ruote dentate 0 ed 1.

Y_B:

Quando lo spessore della ruota non è sufficiente per fornire un pieno supporto al dente la rottura per flessione dello stesso si può localizzare lungo lo spessore della corona piuttosto che in corrispondenza della radice. Per tener conto di ciò la normativa fornisce un diagramma, figura A.3.4, che mette in luce i parametri dimensionali della ruota con tale fattore.



Key

X1 backup ratio, s_r/h_t

X2 rim thickness, s_r/m_n

Y rim thickness factor, Y_B

Figura A.3.4: Fattore correlato allo spessore [21].

Dove:

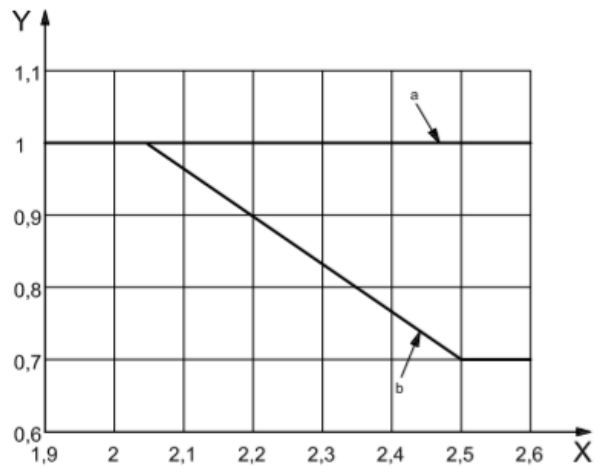
- h_i : è l'altezza del dente.
- S_r : spessore della corona.

	Ruota 0	Ruota 1
s_r/h_t	>2	1.8
Y_B	1	1

Tabella A.3.3: Fattore Y_B per le ruote dentate.

Y_{DT}:

Per le ruote aventi un grado di accuratezza minore di 4, con lunghezza di contatto compresa tra 2 e 2,5 e per le quali il profilo è realizzato al fine di ottenere una distribuzione di carico di tipo trapezoidale lungo la linea di contatto, la normativa suggerisce di correggere il valore di tensione secondo quanto riportato in figura A.3.5.



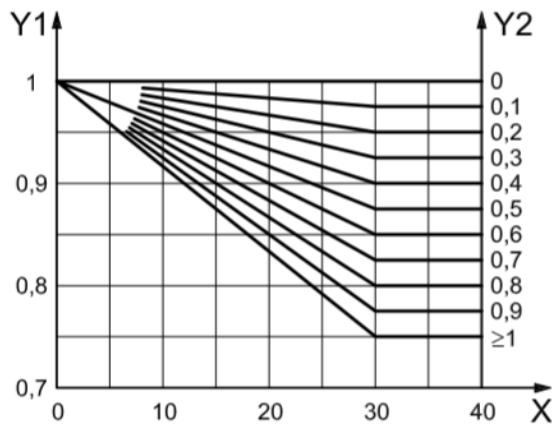
Key
 X virtual contact ratio, ε_{an}
 Y deep tooth factor, Y_{DT}
 a Accuracy grade > 4 .
 b Accuracy grade ≤ 4 .

Figura A.3.5: Fattore Y_{DT} [22].

Nel caso in esame le ruote vengono ricavate per elettroerosione per cui il grado di accuratezza si suppone essere superiore a quattro, per tale ragione tale fattore è unitario.

Y_{β} :

Il valore di tensione alla base del dente viene corretto da normativa considerando l'angolo di avvolgimento β , esso tiene conto della maggior estensione di contatto che avviene lungo la linea obliqua del profilo. A tal fine la normativa fornisce il seguente diagramma estratto da normativa (figura A.3.6) in cui viene correlato il valore di Y_{β} all'angolo di avvolgimento.



Key
 X reference helix angle, β , degrees
 Y1 helix factor, Y_{β}
 Y2 overlap ratio, ε_{β}

Helix factors $Y_{\beta} > 25^{\circ}$ shall be confirmed by experience.

Figura A.3.6: Andamento di Y_{β} in funzione di β [17].

Nel caso in esame le ruote sono a denti dritti per cui il valore di $\beta=0$ restituisce $Y_{\beta}=1$.

K_A:

Per ricavare il primo fattore K_A si fa riferimento a quanto riportato nella normativa UNI 6336-6:2006 “*Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 6: Calculation of service life under variable load*”. Tale fattore fa riferimento alla possibilità che durante la vita la ruota sia soggetta a sovraccarichi dovuti ad agenti esterni ed assume valori in funzione delle caratteristiche di funzionamento, cioè delle variazioni rispetto al valore desiderato, del motore e della macchina azionata.

Il metodo A, più rigoroso impone di ricavare o assumere una storia di carico in ampiezza di tensione, di confrontarla con la relativa curva limite di Wohler e di ricavare la coppia equivalente T_{eq} . T_{eq} rappresenta la coppia equivalente, ossia la coppia che spesa per un numero di cicli pari al numero di cicli totale produce lo stesso danno.

$$T_{eq} = \left(\frac{n_1 T_1^p + n_2 T_2^p + \dots + n_n T_n^p}{n_1 + n_2 + \dots + n_n} \right)^{1/p}$$

In cui:

- n_i : rappresentano il numero di cicli spesi al valore di coppia T_i .
- T_i : il valore di coppia i-esimo.
- p : pendenza della curva di Wohler.

E di ricavare:

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_n}$$

Dove:

- T_{eq} : è la coppia equivalente.
- T_n : è la coppia nominale.

Il metodo C fornisce dei valori guida che vengono riportati in tabella A.3.4, tali valori fanno riferimento alle caratteristiche di funzionamento del motore e della macchina azionata.

Caratteristiche di funzionamento del motore	Caratteristiche di funzionamento della macchina azionata			
	Uniforme	Sovraccarichi leggeri	Sovraccarichi moderati	Sovraccarichi pesanti
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Sovraccarichi leggeri	1.10	1.35	1.60	1.85
Sovraccarichi moderati	1.25	1.50	1.75	2.00
Sovraccarichi pesanti	1.50	1.75	2.00	≥2.25

Tabella A.3.4: Valori per il fattore K_A [23].

Per orientarsi nella scelta del tipo di sovraccarico la normativa fornisce le tabelle A.3.5, A.3.6 e A.3.7, in cui vengono riportati alcuni esempi per le caratteristiche di funzionamento dei motori.

Caratteristiche di funzionamento	Motore
Uniforme	Motori elettrici (Motori D.C.), turbine a gas o a vapore.
Sovraccarichi leggeri	Turbine a vapore, turbine a gas, motori idraulici o elettrici (sottoposti a coppie di avvio frequenti).
Sovraccarichi moderati	Motori a combustione interna pluricilindrici.
Sovraccarichi pesanti	Motori a combustione interna monocilindrici.

Tabella A.3.5: Esempi per la scelta del tipo di sovraccarico dei motori [23].

Inoltre, fornisce anche degli esempi per le caratteristiche di funzionamento della macchina azionata, sia per ingranaggi industriali sia per ingranaggi ad alta velocità di rotazione.

Caratteristiche di funzionamento	Macchina azionata
Uniforme	Generatore di corrente continua; nastro trasportatore o nastro trasportatore con carico uniforme; trasportatore con sistema a vite senza fine; sollevatori di piccola taglia; macchine per imballaggio; alimentazione di azionamenti per macchine utensili; ventilatori; pompe centrifughe; agitatori e miscelatori per liquidi a bassa densità o materiali a densità uniforme; cesoie; presse.
Sovraccarichi leggeri	Nastri trasportatori o trasportatori a piattaforma con carico non uniforme; azionamenti principali per macchine utensili; sollevatori di grande taglia; ingranaggio di rotazione delle gru; ventilatori industriali; pompe centrifughe; agitatori e miscelatori per liquidi viscosi o sostanze a densità non uniforme; pompe a pistoni; pompe di distribuzione; estrusori (generali); forni rotanti; supporti per laminatoi.
Sovraccarichi moderati	Miscelatori a funzionamento continuo per gomma e plastica; macchine per la lavorazione del legno (seghe a motore, torni); laminatoi per billette; dispositivi di sollevamento; pompe a pistone a singolo cilindro.
Sovraccarichi pesanti	Escavatori; trasmissione a catena; setacci; pale di potenza; mulini a biglie per macinazione; impastatrici di gomma; frantoi; macchine per fonderia; pompe per distribuzione pesante; trapani; presse; scortecciatori; sbucciatrici; frantumatori.

Tabella A3.6: Ingranaggi industriali – Esempi di caratteristiche di funzionamento delle macchine azionate [23].

Caratteristiche di funzionamento	Macchina azionata
Uniforme	Compressori centrifughi per impianti di condizionamento dell'aria; banchi prova.
Sovraccarichi leggeri	Compressori centrifughi per l'aria o le pipelines; compressori assiali; ventilatori; pompe centrifughe; pompe assiali; stampanti.
Sovraccarichi moderati	Soffiante a lobi; compressore rotativo a lobi; compressore a pistoni (3 o più cilindri); ventilatori industriali per l'aspirazione (grandi, frequenti cicli di avviamento); pompe centrifughe di alimentazione della caldaia; pompe a lobi, pompe a pistoni (3 o più cilindri).
Sovraccarichi pesanti	Compressore a pistone (2 cilindri); pompa centrifuga (con serbatoio dell'acqua); pompa per fanghi; pompa a pistone (2 cilindri).

Tabella A.3.7: Ingranaggi ad alta velocità – Esempi di caratteristiche di funzionamento delle macchine azionate [23].

Nel caso in esame si considera tale fattore come unitario.

K_V :

Tale fattore valuta i sovraccarichi dinamici del carico $F_T K_A$ dovuti a cause interne, ed è influenzato da una moltitudine di fattori come il grado di precisione del dente, la rigidità dello stesso, le inerzie e le rigidità

degli elementi in rotazione. Così ad esempio un ingranaggio con grado di precisione superiore richiede una minor riduzione della tensione rispetto allo stesso realizzato con una precisione minore.

$$K_v = \frac{\text{Coppia alla velocità di progetto}}{\text{Coppia della ruota perfetta}}$$

Per ruota perfetta si intende quella ruota che trasmette in carico da una coppia di denti alla successiva in maniera quasi statica senza nessun tipo di effetto dinamico. In realtà a seguito del passo non perfetto, dell'inerzia e della rigidità degli elementi rotanti e della cedevolezza di albero e cuscinetti la trasmissione non può essere perfetta.

Tale fattore viene determinato utilizzando il Metodo C, derivato dal B introducendo le seguenti semplificazioni.

1. La velocità di rotazione è inferiore rispetto a quella critica.
2. Le ruote sono realizzate in acciaio.
3. L'angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$.
4. Rigidezza del dente $c' = 14N/(mm * \mu m)$ e rigidità media di tutti i denti $c_{\gamma\alpha} = 20N/(mm * \mu m)$.
5. Pignone con un numero di denti minore di $Z_1 < 50$.

Verifichiamo in primo luogo che la velocità di rotazione sia inferiore rispetto a quella critica valutata da normativa con la relazione:

$$\frac{vZ_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \text{ m/s}$$

In cui:

- v : velocità tangenziale in corrispondenza della circonferenza primitiva [m/s].
- u : rapporto di trasmissione z_2/z_1 .

Per sostituzione si ottiene:

$$\begin{aligned} & \frac{vZ_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \\ &= \frac{\omega_1 D_{p1}}{2} \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \\ &= \frac{0.096 * 32.5}{2} \frac{26}{100} \sqrt{\frac{2^2}{1+2^2}} \\ &= 0.36 * 10^{-3} \text{ m/s} \end{aligned}$$

Condizione che risulta essere verificata.

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_T}{b}} + K_2 \right) \frac{vZ_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

In cui i valori di K_1 e K_2 sono specificati in tabella A.3.8 mentre $K_3 = 2.0$.

	K_1										K_2 per tutti i gradi di accuratezza
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Ruote a denti dritti	2.1	3.9	7.5	14.9	26.8	39.1	52.8	76.6	102.6	146.3	0.0193
Ruote elicoidali	1.9	3.5	6.7	13.3	23.9	34.8	47.0	68.2	91.4	130.3	0.0087

Tabella A.3.8: Valori delle costanti K in funzione del tipo di ruota e del grado di accuratezza [24].

Inoltre, per valori del carico specifico $\frac{F_T K_A}{b} < 100 \frac{N}{mm}$, questo viene assunto pari a $100 \frac{N}{mm}$.

Nel caso in esame si considera un grado di accuratezza piuttosto basso in quanto le ruote vengono realizzate mediante elettroerosione a filo.

$$\begin{aligned}
 K_1 &= 76.6 \\
 K_2 &= 0.0193 \\
 \frac{F_T K_A}{b} &= 100 \frac{N}{mm} \\
 K_V &= 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_T}{b}} + K_2 \right) \frac{v Z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \\
 &= 1 + \left(\frac{76.6}{100} + 0.0193 \right) * 2 * 0.36 * 10^{-3} \\
 &= 1.0
 \end{aligned}$$

Si nota in particolare che a seguito delle modeste velocità di rotazione della ruota il valore di K_V legato agli effetti dinamici è sostanzialmente indipendente dal grado di accuratezza utilizzato.

Y_{ST} :

Tale valore corregge il limite di fatica proprietà del materiale, esso è correlato alle ruote standard utilizzate nelle prove sperimentali e per i valori limite di fatica proposti da normativa vale 2.

Y_{NT} :

Definisce il fattore di durata o fattore della curva di Wohler ed è funzione del materiale utilizzato per la realizzazione delle ruote dentate. Per la maggior parte dei materiali utilizzati la normativa suggerisce di adottare valori compresi tra 0.85 e 2.5 in funzione del materiale utilizzato e del numero di cicli.

Tale valore può essere determinato graficamente (figura A.3.6) osservando le curve di danno ad innesco di cricca di un gran numero di prove, oppure mediante la tabella A.3.9.

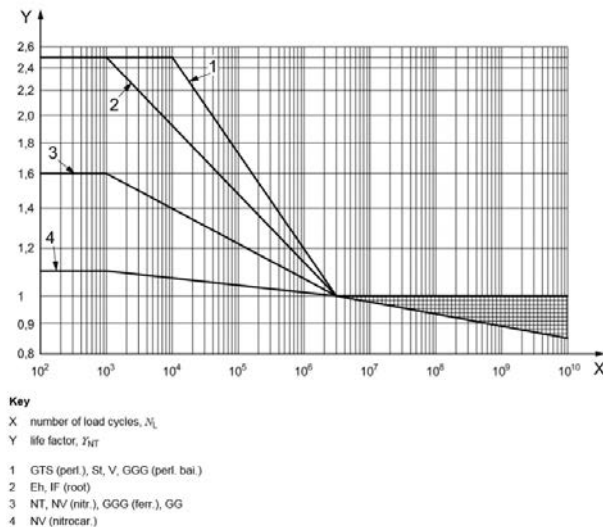


Figura A.3.6: Fattore Y_{NT} [17].

Table 1 — Life factor, Y_{NT}

Material ^a	Number of load cycles, N_L	Life Factor, Y_{NT}
St, V,GGG (perl. bai.), GTS (perl.)	$N_L \leq 10^4$, static	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
Eh, IF (root)	$N_L \leq 10^3$, static	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
GG, GGG (ferr.), NT, NV (nitr.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b

^a See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used
^b The lower value of Z_{NT} may be used for critical service, where pitting must be minimal. Values between 0,85 and 1,0 may be used for general purpose gearing. With optimum lubrication, material, manufacturing and experience 1,0 may be used.

Tabella A.3.9: Fattore Y_{NT} [17].

Nel caso in esame il materiale scelto per la realizzazione delle ruote dentate è un acciaio al carbonio C40 che non ha subito alcun trattamento termico, per cui dato che il valore del carico è senz'altro basso è lecito posizionarsi nel tratto inclinato assumendo il valore di $Y_{NT}=1$.

$Y_{\delta relT}$:

Esso rappresenta il valore di sensibilità all'intaglio e viene definito come il rapporto tra la sensibilità all'intaglio della ruota in esame rispetto ad una ruota standard presa come test.

$$Y_{\delta relT} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta T}}$$

Viene determinato utilizzando il metodo B proposto dalla normativa, noti dunque i valori del parametro d'intaglio q_s (tabella A.3.2) ed il tipo di materiale si ricava il valore del fattore dalla figura A.3.7.

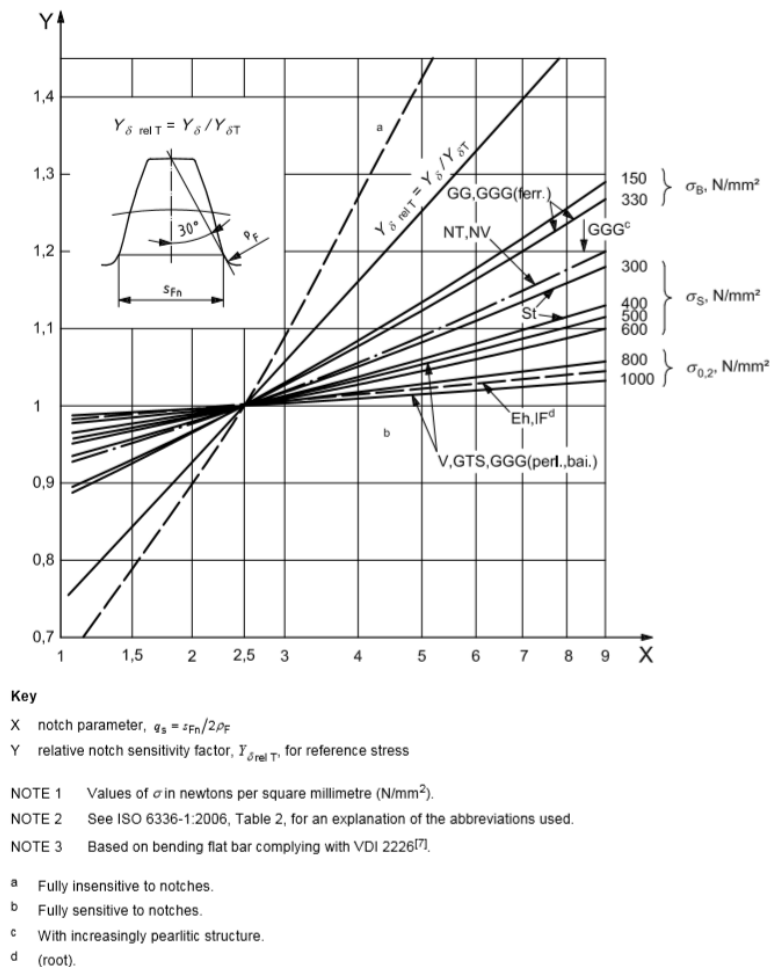


Figura A.3.7: Valore di $Y_{\delta rel T}$ in funzione del parametro di intaglio e del materiale [25].

Dall'osservazione dell'immagine si ottiene un valore pari a 1.1.

Y_{RrelT} :

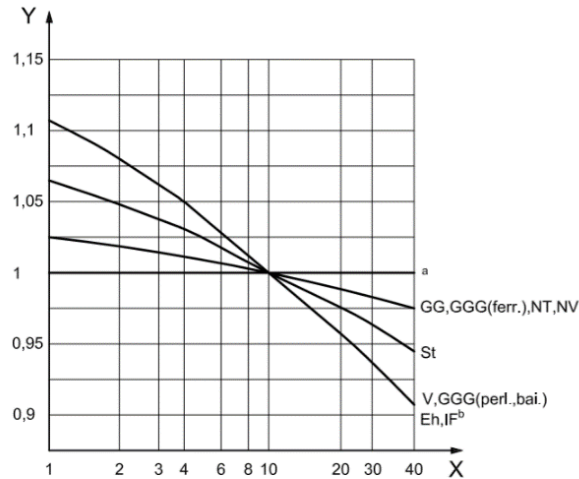
Tale coefficiente racchiude l'influenza della finitura superficiale del dente nella sua resistenza a fatica, esso è definito, come il rapporto tra il valore corrispondente alla ruota in esame e quello di una ruota di prova lucidata.

$$Y_{RrelT} = \frac{Y_R}{Y_{RT}}$$

Oltre alla finitura superficiale, altri sono i parametri che influenzano la resistenza a fatica del dente come tensioni residue di compressione (dovute a pallinatura), ossidazione dei bordi grano ed effetti chimici. Per tener conto di tali effetti la normativa suggerisce, nel primo caso, di incrementare leggermente il valore ricavabile graficamente mentre di ridurre tale valore negli altri due casi.

La normativa consiglia di determinare tale parametro secondo uno dei due metodi, il primo prevede di testare la ruota in esame o una ruota molto simile a quella che si intende utilizzare e di ricavare sperimentalmente il valore di resistenza, questo metodo è definito come Metodo A. Tale valore prima di poter essere utilizzato deve essere attentamente analizzato al fine di escludere l'influenza di altri parametri.

Il Metodo B invece, permette di ricavare il valore di tale parametro graficamente in funzione della rugosità superficiale R_z e del tipo di materiale.



Key

X roughness, R_z , μm
 Y relative surface factor, $Y_{R \text{ rel } T}$

NOTE See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

^a For static stress and all materials.

^b (root).

Figura A.3.8: Fattore di finitura superficiale relativo [26].

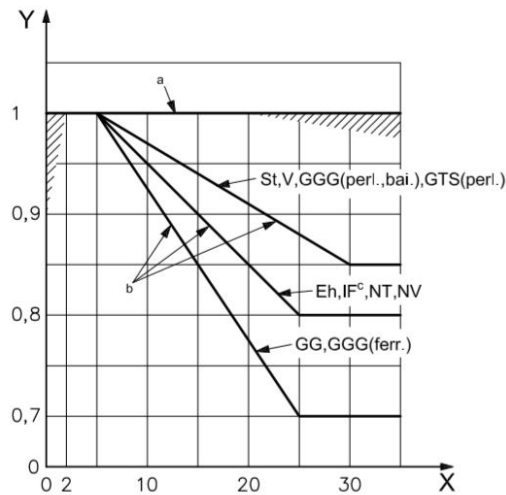
Nel caso in esame le ruote vengono realizzate con il processo di elettroerosione a filo, dall'esperienza dei tecnici presenti in officina il valore di rugosità ottenibile è di $3.2\mu\text{m}$ senza dover spingersi in superfinitura. Per cui il valore di tale fattore viene considerato pari ad uno.

Y_X :

Tale coefficiente racchiude l'influenza delle dimensioni della ruota sul picco di tensione alla base del dente per la determinazione di tale parametro la normativa consiglia di riferirsi ad uno dei due metodi.

Il primo prevede di ricavare tale coefficiente o da una consolidata esperienza oppure di eseguire diversi test su ruote con dimensioni diverse prodotte con il materiale di interesse. Tale metodo costituisce il metodo A.

Il Metodo B invece, permette di ricavare tale valore per via grafica (figura A.3.9) come funzione del modulo, del materiale e del trattamento termico.



Key

X normal module, m_n , mm

Y size factor, Y_x

NOTE 1 See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

NOTE 2 Shaded area is in the range of scatter for static stress.

a Static stress (all materials).

b Reference stress.

c (root).

Figura A.3.9: Fattore relativo alle dimensioni del pezzo Y_x [27].

Nel caso in esame le ruote dentate hanno modulo $m=1.25\text{mm}$ per cui il valore di Y_x è unitario.

S_{Fmin} :

Esso definisce il valore del coefficiente di sicurezza da adottare, la normativa UNI 6336-1:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: basic principles, introduction and general influence factors” distingue il coefficiente di sicurezza relativo al pitting S_H ed alla flessione S_F ma non suggerisce che valore adottare. Consiglia dunque al progettista di utilizzare un coefficiente di sicurezza che contempli un’appropriata probabilità di rottura ma che allo stesso tempo sia economicamente sostenibile. Essa consiglia di seguire le seguenti linee guida che considerano:

- Affidabilità dei dati relativi alle proprietà del materiale: in particolare rimanda alla lettura della UNI 6336-5 in cui vengono tabulate le proprietà di resistenza dei principali materiali da costruzione con una probabilità di rottura del 1%.
- Affidabilità dei valori del carico: la normativa suggerisce di incrementare il valore del coefficiente di sicurezza se i valori del carico sono incerti.
- Variazione della geometria della ruota rispetto alle condizioni nominali a seguito del processo produttivo.
- Variazione nell’allineamento delle ruote in esercizio.
- Variazione delle proprietà chimiche e microstrutturali.
- Variabilità delle condizioni di lubrificazione durante la vita in esercizio della ruota.

In mancanza di una consolidata esperienza in merito si adotta un coefficiente di sicurezza pari a 2.

A.4 – Estratto dal catalogo Ruland: Giunto elastico PCMR19

In questa parte d'appendice vengono riportate molteplici informazioni relative al giunto elastico scelto. L'immagine di seguito riportata è stata estratta dal catalogo del produttore e riguarda i soli giunti della serie PCMR, tale catalogo è disponibile gratuitamente online.

PCMR/PSMR FOUR BEAM FLEXIBLE COUPLINGS METRIC DIMENSION SERIES • ALUMINUM

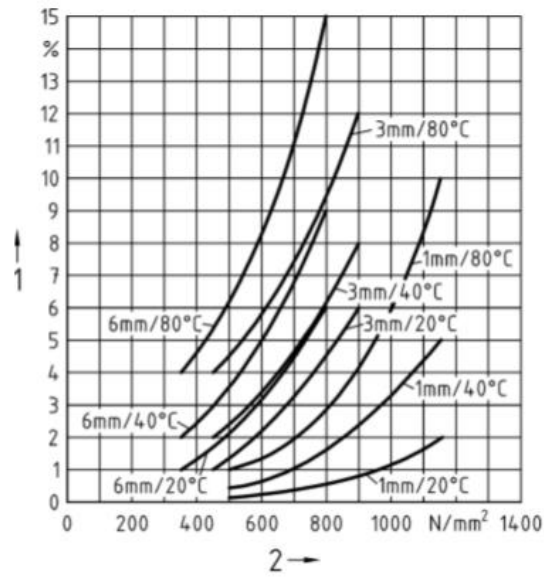


PART NUMBER		SPECIFICATIONS						PERFORMANCE				
CLAMP STYLE	SET SCREW STYLE	BORES B1, B2 (mm)	OUTER DIAM OD (mm)	LENGTH L (mm) (PCMR/PSMR)	CAP SCREW (PCMR)	SET SCREW (PSMR)	SHAFT PENETRATION (in)	STATIC TORQUE (Nm)	TORSIONAL STIFFNESS (Deg/Nm)	MISALIGNMENT PARALLEL (mm)	AXIAL MOTION (mm)	MOMENT OF INERTIA (x10 ⁶ kg·m ²)
PCMR10	PSMR10	3	9.5	14.3	M1.6	M2	6.73	0.62	11.83	0.203	0.127	0.029
PCMR13	PSMR13	3	12.7	19.1	M2	M2	9.05	0.90	6.66	0.203	0.127	0.117
		3						1.70	3.21			
PCMR16	PSMR16	4	15.9	20.3	M2	M3	9.57	1.36	4.78	0.203	0.127	0.322
		5						1.36	4.78			
		3						2.94	1.57			
PCMR19	PSMR19	4	19.1	22.9	M2.5	M4	10.73	1.92	2.27	0.203	0.127	0.731
		5						1.92	2.27			
		6						1.58	2.90			
		5						2.26	1.49			
PCMR22	PSMR22	6	22.2	27.0	M3	M4	12.69	2.03	1.88	0.203	0.127	1.639
		7						1.81	2.43			
		8						1.81	2.43			
		6						4.07	1.41			
PCMR25	PSMR25	7	25.4	31.8	M4	M4	14.69	4.07	1.41	0.381	0.254	3.394
		8						3.73	1.57			
		9						3.39	1.80			
		6						5.31	0.86			
		7						5.31	0.86			
		8						4.97	0.94			
PCMR29	PSMR29	9	28.6	38.1	M4	M5	17.65	4.52	1.25	0.381	0.254	6.349
		10						4.52	1.25			
		11						3.84	1.96			
		12						3.84	1.96			
		6						7.68	0.53			
		7						7.68	0.53			
		8						7.23	0.53			
PCMR32	PSMR32	9	31.8	38.1	M4	M6	17.65	6.78	0.53	0.381	0.254	9.948
		10						6.78	0.62			
		11						5.88	1.10			
		12						5.88	1.10			

- Note 1** Static torque ratings are at maximum misalignment. To obtain dynamic rating, static ratings should be divided by 2 for non-reversing applications and by 4 for reversing applications.
- Note 2** Hardware is alloy steel with black oxide finish. PCMR series parts have socket head cap screws on each end. Parts PS MR10 through PS MR19 have one set screw on each end. PS MR22 through PS MR32 have two set screws 120° apart.
- Note 3** Performance ratings are for guidance only. The user must determine suitability for a particular application.
- Note 4** Coupling torque and torsional stiffness are determined by the largest bore selected.
- Note 5** Angular misalignment on all couplings is 3°.
- Note 6** Shafts may penetrate up to 0.5 x L. Be certain shafts do not touch.
- Note 7** Maximum speed 6,000 RPM.

FOR WARRANTY/DISCLAIMER OF UNSTATED WARRANTIES/LIMITATION OF LIABILITY SEE PAGE 3 OR WWW.RULAND.COM

A.5 – Progettazione delle molle:



Key

- 1 relaxation $\frac{\Delta F}{F(\tau)} \times 100$
- 2 shear stress τ prior to relaxation

Figura A.5.1: Fattore di rilassamento percentuale per molle avvolte a freddo [29].

Table 1 — Chemical composition — Heat analysis^a (% by mass)

Steel grade		C	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	Cr	Mo	Ni	Other elements
Name ^b	Number ^b									
X10CrNi18-8	1.4310	0,05 to 0,15	2,00	2,00	0,045	0,015	16,0 to 19,0	≤ 0,80	6,0 to 9,5	N ≤ 0,11
X5CrNiMo17-12-2	1.4401 ^c	≤ 0,07	1,00	2,00	0,045	0,015	16,5 to 18,5	2,00 to 2,50	10,0 to 13,0	N ≤ 0,11
X7CrNiAl17-7	1.4568 ^d	≤ 0,09	0,70	1,00	0,040	0,015	16,0 to 18,0	-	6,5 to 7,8	Al: 0,70 to 1,50
X5CrNi18-10	1.4301	≤ 0,07	1,00	2,00	0,045	0,015	17,5 to 19,5	-	8,0 to 10,5	N ≤ 0,11
X1NiCrMoCu25-20-5	1.4539	≤ 0,020	0,70	2,00	0,030	0,010	19,0 to 21,0	4,0 to 5,0	24,0 to 26,0	N ≤ 0,15 Cu: 1,20 to 2,00
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462 ^e	≤ 0,030	1,00	2,00	0,035	0,015	21,0 to 23,0	2,50 to 3,5	4,5 to 6,5	N: 0,10 to 0,22

^a Alternative compositions may be used by agreement.
^b "Name" and "Number" are derived in accordance with EN 10027-1 and -2 respectively.
^c Steel 1.4436 may be used to provide increased corrosion resistance compared with 1.4401, with the specification of this part of EN 10270 applicable for steel 1.4401.
^d For better cold formability the upper limit of nickel content may be increased up to 8,30 %.
^e Duplex grades.

Figura A.5.2: Composizione chimica dell'acciaio X10CrNi18 – 8, indicato come 1.4310 [32].

Table 2 — Tensile strength in the drawn condition

Nominal diameter mm ^a	Tensile strength (MPa) ^{a b c d e f} for the following steel grades																												
	1.4310				1.4401				1.4568				1.4301				1.4539				1.4462								
	Normal tensile strength (NS) -		High tensile strength (HS) -		min.		max.		min.		max.		Normal tensile strength (NS) min.		High tensile strength (HS) min.		min.		max.		min.		max.		Normal tensile strength (NS) -		High tensile strength (HS) -		
$d \leq 0,20$	2 200	2 530	2 350	2 710	1 725	1 990	1 975	2 280	2 000	2 150	2 300	1 600	1 840	2 150	2 480	2 370	2 730	2 150	2 480	2 370	2 730	2 150	2 480	2 370	2 730	2 150	2 480	2 370	2 730
$0,20 < d \leq 0,30$	2 150	2 480	2 300	2 650	1 700	1 960	1 950	2 250	1 975	2 050	2 280	1 550	1 790	2 100	2 420	2 370	2 730	2 100	2 420	2 370	2 730	2 100	2 420	2 370	2 730	2 100	2 420	2 370	2 730
$0,30 < d \leq 0,40$	2 100	2 420	2 250	2 590	1 675	1 930	1 925	2 220	1 925	2 050	2 220	1 550	1 790	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730
$0,40 < d \leq 0,50$	2 050	2 360	2 200	2 530	1 650	1 900	1 900	2 190	1 900	1 950	2 190	1 500	1 750	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730	2 000	2 300	2 370	2 730
$0,50 < d \leq 0,65$	2 000	2 300	2 150	2 480	1 625	1 870	1 850	2 130	1 850	1 950	2 130	1 450	1 670	1 900	2 190	2 370	2 730	1 900	2 190	2 370	2 730	1 900	2 190	2 370	2 730	1 900	2 190	2 370	2 730
$0,65 < d \leq 0,80$	1 950	2 250	2 100	2 420	1 600	1 840	1 825	2 100	1 800	1 850	2 070	1 450	1 670	1 900	2 190	2 370	2 570	1 900	2 190	2 370	2 570	1 900	2 190	2 370	2 570	1 900	2 190	2 370	2 570
$0,80 < d \leq 1,00$	1 900	2 190	2 050	2 360	1 575	1 820	1 800	2 070	1 775	1 850	2 050	1 400	1 610	1 800	2 070	2 140	2 470	1 800	2 070	2 140	2 470	1 800	2 070	2 140	2 470	1 800	2 070	2 140	2 470
$1,00 < d \leq 1,25$	1 850	2 130	2 000	2 300	1 550	1 790	1 750	2 020	1 725	1 750	1 990	1 350	1 560	1 800	2 070	2 090	2 410	1 800	2 070	2 090	2 410	1 800	2 070	2 090	2 410	1 800	2 070	2 090	2 410
$1,25 < d \leq 1,50$	1 800	2 070	1 950	2 250	1 500	1 730	1 700	1 960	1 675	1 750	1 930	1 350	1 560	1 700	1 960	2 090	2 410	1 700	1 960	2 090	2 410	1 700	1 960	2 090	2 410	1 700	1 960	2 090	2 410
$1,50 < d \leq 1,75$	1 750	2 020	1 900	2 190	1 450	1 670	1 650	1 900	1 625	1 650	1 870	1 300	1 500	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300
$1,75 < d \leq 2,00$	1 700	1 960	1 850	2 130	1 400	1 610	1 600	1 840	1 575	1 650	1 820	1 300	1 500	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300	1 700	1 960	2 000	2 300
$2,00 < d \leq 2,50$	1 650	1 900	1 750	2 020	1 350	1 560	1 550	1 790	1 525	1 550	1 760	1 300	1 500	1 550	1 790	1 900	2 190	1 550	1 790	1 900	2 190	1 550	1 790	1 900	2 190	1 550	1 790	1 900	2 190
$2,50 < d \leq 3,00$	1 600	1 840	1 700	1 960	1 300	1 500	1 500	1 730	1 475	1 550	1 700	1 300	1 500	1 550	1 790	1 860	2 140	1 500	1 790	1 860	2 140	1 500	1 790	1 860	2 140	1 500	1 790	1 860	2 140
$3,00 < d \leq 3,50$	1 550	1 790	1 650	1 900	1 250	1 440	1 450	1 670	1 425	1 450	1 640	1 300	1 500	1 550	1 790	—	—	1 500	1 790	—	—	1 500	1 790	—	—	1 500	1 790	—	—
$3,50 < d \leq 4,25$	1 500	1 730	1 600	1 840	1 225	1 410	1 400	1 610	1 400	1 450	1 610	1 250	1 440	1 450	1 670	—	—	1 500	1 670	—	—	1 500	1 670	—	—	1 500	1 670	—	—
$4,25 < d \leq 5,00$	1 450	1 670	1 550	1 790	1 200	1 380	1 350	1 560	1 350	1 350	1 560	1 250	1 440	1 450	1 670	—	—	1 450	1 670	—	—	1 450	1 670	—	—	1 450	1 670	—	—
$5,00 < d \leq 6,00$	1 400	1 610	1 500	1 730	1 150	1 330	1 300	1 500	1 300	1 350	1 500	1 250	1 440	1 350	1 560	—	—	1 400	1 560	—	—	1 400	1 560	—	—	1 400	1 560	—	—
$6,00 < d \leq 7,00$	1 350	1 560	1 450	1 670	1 125	1 300	1 250	1 440	1 250	1 300	1 440	1 200	1 380	1 350	1 560	—	—	1 350	1 560	—	—	1 350	1 560	—	—	1 350	1 560	—	—
$7,00 < d \leq 8,50$	1 300	1 500	1 400	1 610	1 075	1 240	1 250	1 440	1 200	1 300	1 380	1 150	1 330	—	—	—	—	1 300	1 500	—	—	1 300	1 500	—	—	1 300	1 500	—	—
$8,50 < d \leq 10,00$	1 250	1 440	1 350	1 560	1 050	1 210	1 250	1 440	1 175	1 250	1 360	—	—	—	—	—	—	1 250	1 440	—	—	1 250	1 440	—	—	1 250	1 440	—	—

^a Tensile strength calculated on actual diameter.
^b The range of tensile strength values within a production batch of the same heat shall be a maximum of 9 % of the minimum values in this table.
^c After straightening, it is recognized that the tensile strength may reduce by up to 10 % but the minimum values of this Table have to be fulfilled.
^d When better formability is required, lower tensile strength values may be agreed upon.
^e The wire is supplied in the cold drawn condition. The tensile strength in the finished spring may be substantially influenced by a heat treatment, particularly precipitation hardening of grade 1.4568 results in substantially higher tensile strength (see A.5.2 and Table A.3).
^f 1 MPa = 1 N/mm².
^g Larger diameters may be specified in which case the parties shall agree the tensile strength at the time of enquiry and order.

NOTE 1 Grade 1.4310 and 1.4462 can be delivered in normal tensile strength (NS) or high tensile strength (HS).
NOTE 2 For steel 1.4568 the characteristics of the springs are not only determined by the characteristics of the drawn wire but also by the heat-treatment of the spring (see A.2). Therefore the steel should be of such quality so that by the heat treatment after drawing the mechanical properties are met.

Figura A.5.3: Valori della tensione di rottura in funzione del diametro del filo [32].

A.6 – Codici APDL utilizzati per la determinazione della linea elastica degli alberi zero ed uno:

APDL relativo all'albero zero:

!!APDL per il calcolo delle componenti di spostamento e sollecitazione dell'albero_0!!

```
/CLEAR,ALL  
/PREP7
```

!!Definizione tipologia di elemento e proprietà del materiale!!

```
ET,1,BEAM188,,1,3,,,,,,,,,  
MP,EX,1,206E6  
MP,PRXY,1,0.3  
SECTYPE,1,BEAM,CSOLID,  
SECDATA,3,,  
SECTYPE,2,BEAM,CSOLID,  
SECDATA,4,,  
SECTYPE,3,BEAM,CSOLID,  
SECDATA,6,,  
SECTYPE,4,BEAM,CSOLID,  
SECDATA,8.5,,
```

!!Creazione della linea d'asse!!

!!Definizione keypoints!!

```
K,1,0,0,0  
K,2,3.3,0,0      !Punto di applicazione del vincolo coincidenza con il vincolo cuscinetto a sfere  
K,3,21,0,0  
K,4,35,0,0  
K,5,37,0,0  
K,6,39.5,0,0    !Punto di applicazione del carico  
K,7,44.5,0,0  
K,8,46.9,0,0  
K,9,54.4,0,0  
K,10,56.9,0,0   !punto di applicazione del vincolo coincidenza con vincolo cuscinetto a rulli  
K,11,89.7,0,0
```

```
LSTR,1,2  
LSTR,2,3  
LSTR,3,4  
LSTR,4,5  
LSTR,5,6  
LSTR,6,7  
LSTR,7,8  
LSTR,8,9  
LSTR,9,10  
LSTR,10,11
```

!!Mesh!!

```
LATT,1,,,,,1  
LSEL,S,LINE,,1,  
LESIZE,ALL,,,3
```

LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,2,,
LESIZE,ALL,,19
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,2
LSEL,S,LINE,,3,,
LESIZE,ALL,,14
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,4,,
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,3
LSEL,S,LINE,,5,,
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,3
LSEL,S,LINE,,6,,
LESIZE,ALL,,5
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,4
LSEL,S,LINE,,7,,
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,2
LSEL,S,LINE,,8,,
LESIZE,ALL,,8
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,9,,
LESIZE,ALL,,5
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,10,,
LESIZE,ALL,,31
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

!!Vincoli e carichi!!

```
DK,2,UX,0
DK,2,UY,0
DK,2,UZ,0
DK,2,ROTX,0
DK,10,UY,0
DK,10,UZ,0
FK,6,FY,-4.911
```

!!Soluzione!!

```
/SOLU
SOLVE
```

```
FINISH
```

!!Post-Processing!!

```
/POST1
NLIST,ALL
ETABLE,,U,Y
ETABLE,,ROT,Z
ETABLE,,SMISC,33      !sigma di flessione lato y- nodo i
ETABLE,,SMISC,38      !sigma di flessione lato y- nodo j
ETABLE,,SMISC,3       !Momento flettente di asse z valutato al nodo i
ETABLE,,SMISC,16      !Momento flettente di asse z valutato al nodo j
PRETAB,,
```

```
FINISH
```

APDL relativo all'albero uno:

!!APDL per il calcolo delle componenti di spostamento e sollecitazione dell'albero_1!!

```
/CLEAR,ALL
/PREP7
```

!!Definizione tipologia di elemento e proprietà del materiale!!

```
ET,1,BEAM188,,1,3,,,,,,,,,
MP,EX,1,206E6
MP,PRXY,1,0.3
SECTYPE,1,BEAM,CSOLID,
SECDATA,3,,
SECTYPE,2,BEAM,CSOLID,
SECDATA,4,,
SECTYPE,3,BEAM,CSOLID,
SECDATA,6.25,,
SECTYPE,4,BEAM,CSOLID,
SECDATA,9.5,,
SECTYPE,5,BEAM,CSOLID,
SECDATA,8.5,,
SECTYPE,6,BEAM,CSOLID,
SECDATA,7.5,,
```

!!Creazione della linea d'asse!!
!!Definizione keypoints!!

K,1,0,0,0
K,2,3.3,0,0 !Punto di applicazione del vincolo coincidenza con il vincolo cuscinetto a sfere
K,3,8,0,0
K,4,20,0,0
K,5,22,0,0
K,6,25,0,0
K,7,37,0,0
K,8,39.5,0,0 !Punto di applicazione del carico
K,9,42,0,0
K,10,57,0,0
K,11,62.5,0,0 !punto di applicazione del vincolo coincidenza con vincolo cuscinetto a rulli
K,12,68,0,0

LSTR,1,2
LSTR,2,3
LSTR,3,4
LSTR,4,5
LSTR,5,6
LSTR,6,7
LSTR,7,8
LSTR,8,9
LSTR,9,10
LSTR,10,11
LSTR,11,12

!!Mesh!!

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,1,,
LESIZE,ALL,,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,2,,
LESIZE,ALL,,,5
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,2
LSEL,S,LINE,,3,,
LESIZE,ALL,,,12
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,1
LSEL,S,LINE,,4,,
LESIZE,ALL,,,2
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,

LATT,1,,,,,2
LSEL,S,LINE,,5,,


```
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,3
LSEL,S,LINE,,6,,
LESIZE,ALL,,12
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,4
LSEL,S,LINE,,7,,
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,4
LSEL,S,LINE,,8,,
LESIZE,ALL,,3
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,5
LSEL,S,LINE,,9,,
LESIZE,ALL,,15
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,6
LSEL,S,LINE,,10,,
LESIZE,ALL,,6
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

```
LATT,1,,,,,6
LSEL,S,LINE,,11,,
LESIZE,ALL,,6
LMESH,ALL
LSEL,ALL,,,,,
```

!!Vincoli e carichi!!

```
DK,2,UX,0
DK,2,UY,0
DK,2,UZ,0
DK,2,ROTX,0
DK,11,UY,0
DK,11,UZ,0
FK,8,FY,-4.911
```

!!Soluzione!!

```
/SOLU
SOLVE
```

```
FINISH
```

```
!!Post-Processing!!  
/POST1  
NLIST,ALL  
ETABLE,,U,Y  
ETABLE,,ROT,Z  
ETABLE,,SMISC,33      !sigma di flessione lato y- nodo i  
ETABLE,,SMISC,38      !sigma di flessione lato y- nodo j  
ETABLE,,SMISC,3       !Momento flettente di asse z valutato al nodo i  
ETABLE,,SMISC,16      !Momento flettente di asse z valutato al nodo j  
PRETAB,,  
  
FINISH
```

APPENDICE B

B.1 – Attuatore lineare Misumi®.

In questo paragrafo vengono riportate le principali caratteristiche dell'attuatore Misumi® RS312B-L-C1-N-1-50.

Componenti: Attuatore, controller, cavo

Accessori

Specifiche I/O del controller			
Accessori	NPN, PNP	CC-Link	DeviceNet
	Modulo I/O (P1, N1), cavo di alimentazione, cavo di controllo	Controller CC-Link	Controller DeviceNet

Materiale robot/trattamento superficiale

Componenti	Rotella	Cursore	Capitola laterale
Materiale	Acciaio	Alluminio	Alluminio
Trattamento superficiale	-	-	Anodizzato

Specifiche generali

Vite a ricircolo di sfere	Motore	Rilevatore di posizione	Temperatura ambiente e umidità di esercizio
Ø12 (C10 rullata)	A passo	Indice (potenziale)	0-40°C, 35-85%RH (senza condensa)

Specifiche del controller G2R P497-506

Domande frequenti (v. P568)

Specifiche standard

Tipo	Passo (mm)	Spettabilità di posizionamento (mm)	Max capacità di carico (kg)	Max forza di spinta (N)	Corsa (mm)	Max velocità (Nota)	Durata in esercizio nominale	Alimentazione di ingresso	N. max punti posizionam.
RS3	12	+0.02	8	60	50-800 (Passo 50)	300-190 600-380 1000-633	10,000km o sup.	DC24V ±10%	255 punti

(Nota) Le velocità massima ammessi possono variare a seconda della lunghezza corsa selezionata. Fare riferimento alle tabelle "Velocità massima raccomandata".

Dimensioni/Massa

Tipo	Dimensioni/Massa	Corsa (mm)															
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
RS3	L (mm)	212.5	262.5	312.5	362.5	412.5	462.5	512.5	562.5	612.5	662.5	712.5	762.5	812.5	862.5	912.5	962.5
	A (mm)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	B (mm)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	C (mm)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	500	500	500	500	500	500	500
	Massa (kg)	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.7	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6

Nota 1: Refezione tra esternalità e funzione necessaria.
 Nota 2: caso di carico eccessivo locale entro 10mm dalle estremità dell'unità per evitare sollecitazioni.
 Nota 3: il raggio di curvatura massimo del cavo è 20mm.
 Nota 4: La massima corsa per la guida senza freno. Con il freno, il valore massimo è di 0.2kg.
 Nota 5: Quando la corsa è 600mm o superiore, la vite a ricircolo di sfere possono essere a seconda dell'uso operativo (adatto critico).
 In tal caso, vedere la velocità operativa programmando facendo riferimento alle velocità maxime indicate in tabelle a sinistra.
 Nota 6: La copertura della cinghia non è necessariamente tra destra e sinistra. Se si cambia l'orientamento di attacco del motore, non sarà possibile rinviare la copertura della cinghia.

Codice componente			Selezione				
Tipo	Passo (mm)	Con o senza freno (☑1)	Direzione di attacco motore	Controller (☑2)	Modulo I/O	Lungh. cavo (m)	Corsa (mm)
RS3	06						
	12	Assente : Lasciare in bianco Incluso : B	Attacco a destra: R Attacco a sinistra: L	Controllo a punti: C1 Controllo a impulsi: P1 (DC24V ±10%)	NPN: N PNP: P CC-Link: C DeviceNet: D	1 3 5 10 (Cavo flessibile)	50mm 50-800 (Incrementi di 50mm)
	20						

(☑1) Scegliere l'opzione "Freno" per applicazioni in verticale. (Opzione freno non disponibile per Passo 20) (☑2) Quando è selezionato il controller a treno di impulsi, la selezione del tipo di I/O non è richiesta.

Figura B.1: Specifiche tecniche dell'attuatore utilizzato [33].

B.2 – Vite senza fine a ricircolo di sfere Misumi®:

In questo paragrafo si riportano le principali caratteristiche tecniche della vite senza fine a ricircolo di sfere scelta.

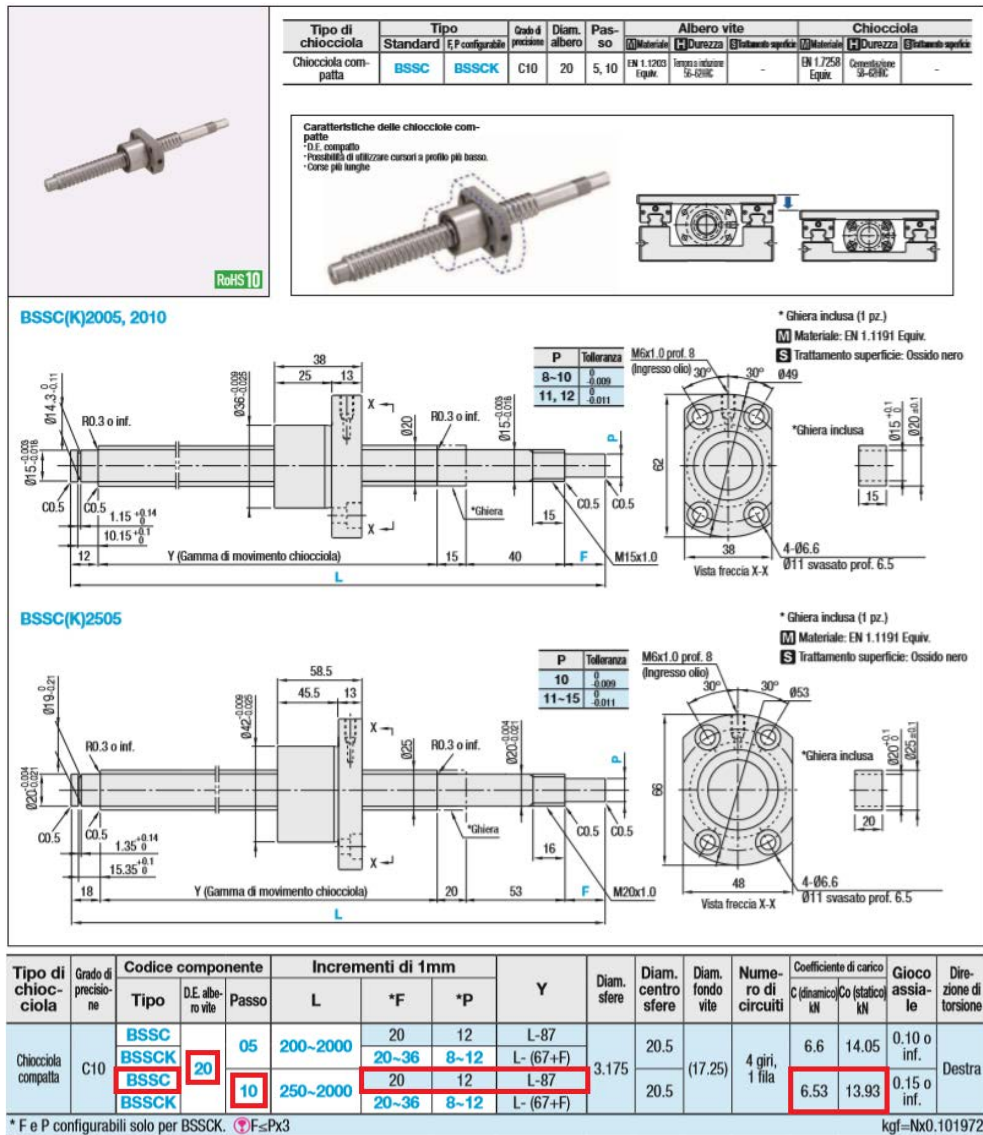


Figura B.2: Viti senza fine a ricircolo di sfere Misumi – BSSC2010-470 [33].

■ Accessori: sono disponibili combinazioni dei componenti seguenti.



■ Combinazione con unità di supporto

Tipo	D.E. albero vite	Passo	Unità di supporto raccomandate				
			Codice componente	Profilo	Lato fisso	Lato supporto	
BSSC	20	05 10	BSV	15	Quadrata	○	P771
			BUV	15	Profilo basso	○	P772
			BRW	15	Rotonde	○	P767
			BUR	15	Rotonde	○	P768

■ Combinazione con staffe per chiocciola

Tipo	D.E. albero vite	Passo	Staffa per chiocciola consigliata		
			Codice componente	Tipologia	Pagina
BSSC	20	05	BNFB BNFM BNFR BNFA	2005C	P780
		10		2010C	P780

Figura B.2.1: Unità di supporto per la vite senza fine [33].

Unità di supporto	Modello	Coeff. di carico statico base [N]	Coeff. di carico dinamico base [N]
Lato fisso	BSV15	6300	9400
Lato di supporto	BUV15	2830	5600

Tabella B.1: Coefficienti di carico per le unità di supporto utilizzate [33].

APPENDICE C

C.1 - Motore passo – passo SH2285-5271:



28 mm sq.

1.8°/step RoHS
 Unipolar winding, Lead wire type
 Bipolar winding, Lead wire type ▶ p. 40

Customizing

Hollow Shaft modification
Decelerator Encoder

Varies depending on the model number and quantity. Contact us for details.

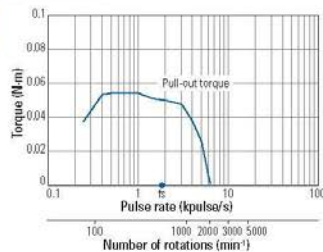
Unipolar winding, Lead wire type

Model no.		Holding torque at 2-phase energization N·m min.	Rated current A/phase	Wiring resistance Ω/phase	Winding inductance mH/phase	Rotor inertia ×10 ⁻⁴ kg·m ²	Mass kg	Motor length (L) mm
Single shaft	Dual shaft							
SH2281-5171	SH2281-5131	0.055	0.5	10.5	3.7	0.01	0.11	32
SH2281-5271	SH2281-5231	0.055	1	2.85	1	0.01	0.11	32
SH2285-5171	SH2285-5131	0.115	0.5	17	7	0.022	0.2	51.5
SH2285-5271	SH2285-5231	0.115	1	4.1	1.9	0.022	0.2	51.5

Characteristics diagram

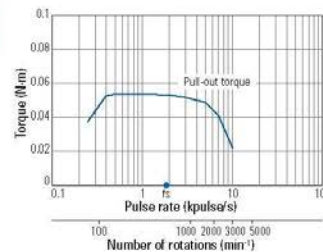
SH2281-5171 SH2281-5131

Constant current circuit
 Source voltage: 24 VDC
 Operating current:
 0.5 A/phase, 2-phase
 energization (full-step)
 Pull-out torque:
 $J_s=0.01 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ (pulley
 balancer method)
 f_s : Maximum self-start
 frequency when not
 loaded



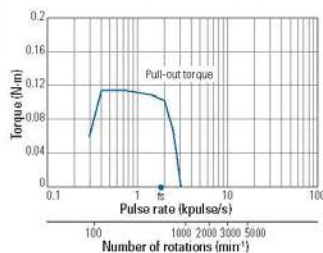
SH2281-5271 SH2281-5231

Constant current circuit
 Source voltage: 24 VDC
 Operating current:
 1 A/phase, 2-phase
 energization (full-step)
 Pull-out torque:
 $J_s=0.01 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ (pulley
 balancer method)
 f_s : Maximum self-start
 frequency when not
 loaded



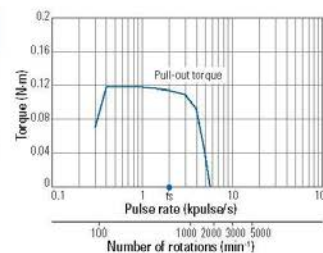
SH2285-5171 SH2285-5131

Constant current circuit
 Source voltage: 24 VDC
 Operating current:
 0.5 A/phase, 2-phase
 energization (full-step)
 Pull-out torque:
 $J_s=0.01 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ (pulley
 balancer method)
 f_s : Maximum self-start
 frequency when not
 loaded

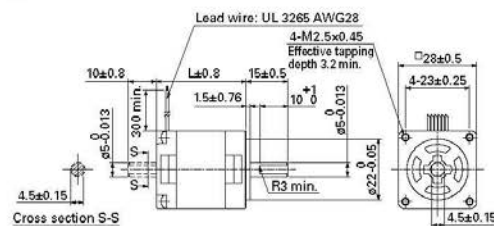


SH2285-5271 SH2285-5231

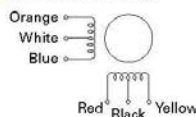
Constant current circuit
 Source voltage: 24 VDC
 Operating current:
 1 A/phase, 2-phase
 energization (full-step)
 Pull-out torque:
 $J_s=0.01 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ (pulley
 balancer method)
 f_s : Maximum self-start
 frequency when not
 loaded



Dimensions (Unit: mm)



Internal wiring



Compatible drivers

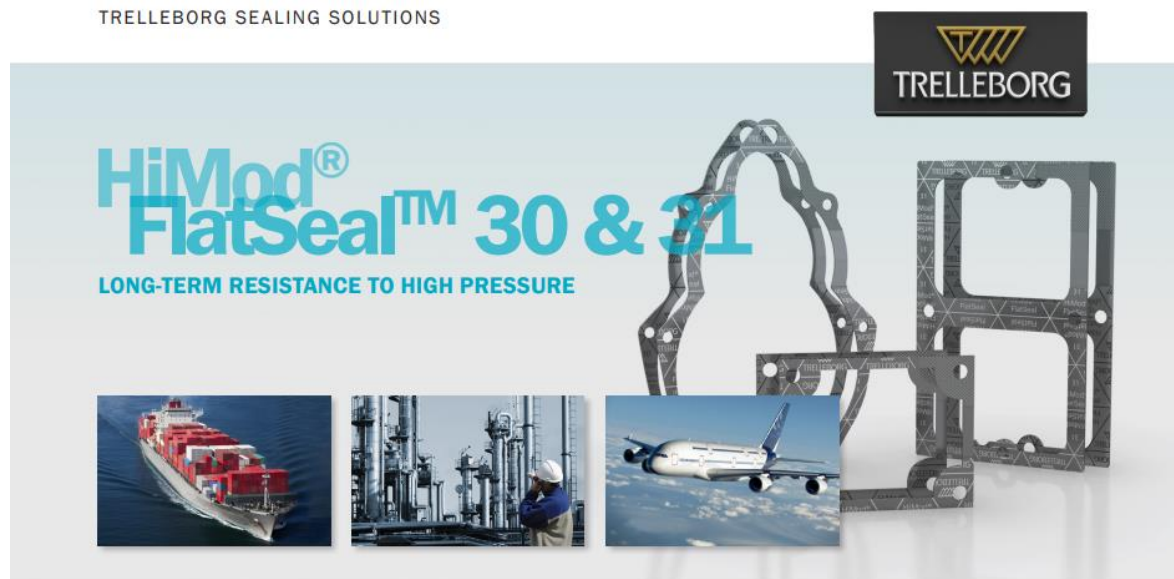
- For motor model no. SH228 □ -51 □ 1 (0.5 A/phase)
 Driver is not included.
 If you require assistance finding a driver, contact us for details.
- For model no. SH228 □ -52 □ 1 (1 A/phase)
 Model no.: BS1D200P10 (DC input)
 Operating current select switch setting: A
 The characteristics diagram shown above is from our experimental circuit.

Allowable Load ▶ p. 71 Rotation Direction ▶ p. 72 General Specifications ▶ p. 73
 Data is measured under the trial conditions of SANYO DENKI. Driving torque may vary according to actual machine precision.

Figura C.1: Scheda tecnica del motore passo – passo Sanyo Denki [34].

C.2 – Trelleborg® HiMod FlatSeal 30:

Nel seguito si riportano le caratteristiche tecniche della guarnizione scelta per garantire l'isolamento tra il sistema di ricarica e l'ambiente esterno.



A range of gaskets to meet market needs

The HiMod® flat gasket range consists of products that will satisfy the requirements of the majority of gasket applications within aerospace, chemical and processing industries. It offers compliance with virtually all relevant standards including FDA, blowout and fugitive emissions.

HiMod® FlatSeal™ 30 and 31

A combination of expanded graphite and expanded flat metal inlay makes these seals intelligent problem solvers, adapting to any flanges they are fitted to.

Applications

- Saturated and superheated steam
- Systems using heat transfer fluids
- Chemical and petrochemical industry
- Power generation
- Corrugating machines
- Large diesel engines
- Marine equipment

Standards

HiMod® FlatSeal™ 30: DVGW, Firesafe, BAM
HiMod® FlatSeal™ 31: DVGW, TA Luft, Firesafe, BAM

Features and benefits

- Manufactured from expanded graphite with an expanded metal inlay
- Available in very slim profiles
- Outstanding oxidation values
- High resistance to superheated steam
- Practically no creep at high temperatures
- Insensitive to changing loads
- Optimal surface pressure distribution
- Suitable for temperatures between -200 °C and +550 °C
- Universal chemical resistance
- Maximum adaptability to flange unevenness
- Can be used at internal pressure levels up to 250 bar
- HMF31 complies with TA Luft

Good for people and the environment

HiMod® FlatSeal™ 30 and 31 are manufactured in facilities that comply with ISO/TS 16949 and ISO 14001. This means complete transparency in all areas of production and a high degree of security for our customers.

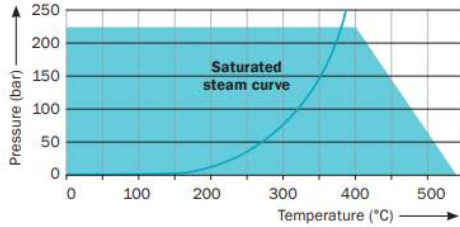
YOUR PARTNER FOR SEALING TECHNOLOGY

TECHNICAL INFORMATION ABOUT HIMOD® FLATSEAL™ 30 & 31

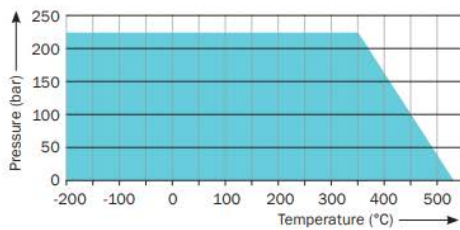
Recommendations for use

HiMod® FlatSea™ 30 & 31

Water/steam



Other Media



The temperature and pressure recommendations in the graphs apply to gaskets with a thickness of 2.0 mm and smooth flanges. Higher stresses are possible when thinner gaskets are used.

Material data

General data	HMF30	HMF31
Elements	Expanded graphite (purity of at least 99%) with an insert from acid-proof stainless and expanded steel (1.4404, AISI 316L)	Expanded graphite (purity of at least 99%) with an internal impregnation and an insert from acid-proof stainless and expanded steel (1.4404, AISI 316L)
Approvals	DVGW, Firesafe, BAM	DVGW, TA Luft, Firesafe, BAM
Color	graphite gray with black label	graphite gray with platinum gray label
Thickness in mm	Thicknesses available HMF30: 1.0/ 1.5/ 2.0/ 3.0 HMF31: 1.0/ 1.5/ 2.0/ 3.0 Other thicknesses are available on request	

Physical parameters	Test standard	Unit	Value** HMF30	Value** HMF31
Sample thickness 2.0 mm				
Identification	DIN 28 091-4		GR-10+ 1M-Cr	GR-10+ 1M-Cr
Density	DIN 28 090-2	[g/cm ³]	1.35	1.30
Tensile strength	DIN 52 910	[N/mm ²]	17	20
Residual stress $\sigma_{0.02/16}$ at 300°C	DIN 52 913	[N/mm ²]	≥45	≥45
Compressibility	ASTM F 36 J	[%]	40	35
Recovery	ASTM F 36 J	[%]	15	18
Cold compressibility ϵ_{KSW}	DIN 28 090-2	[%]	39	35
Cold recovery ϵ_{KRW}	DIN 28 090-2	[%]	4.0	4.0
Hot creep $\epsilon_{WSW/150}$	DIN 28 090-2	[%]	2.0	3.0
Hot recovery $\epsilon_{WRW/150}$	DIN 28 090-2	[%]	3.5	3.0
Leakage	DIN 3535-6	[mg/(m·s)]	≤ 0.100	≤ 0.010
Leakage TA Luft Component testing 30 MPa, 300°C, 1 bar Helium	VDI 2200	[mbar/(ms)]	—	≤ 0.0001

* Mode (typical value)

© 2016 Trelleborg Group. At time of publication the information contained in this literature is believed to be correct and accurate.

99GBDCBROEE11.11-30.31

WWW.TSS.TRELLEBORG.COM

Figura C.2: Caratteristiche tecniche Trelleborg® HiMod FlatSeal 30 [35].

C.3 - Progettazione a fatica delle ruote dentate utilizzate nel sistema di rifornimento secondo la normativa ISO 6336:

In questa appendice si riportano i principali passaggi che hanno portato alla determinazione dei fattori correttivi per la progettazione a fatica delle ruote dentate secondo quanto riportato dalla normativa ISO 6336.

Alcuni fattori verranno volutamente omessi in quando il processo per ricavarli ed i valori ottenuti sono analoghi a quanto già riportato in Appendice A, a cui si rimanda.

Y_{Fa} :

Con riferimento alla figura A.3.3 si determina:

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos(\alpha_{Fen})}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos(\alpha_n)}$$

Dove:

- h_{Fe} : braccio relativo al momento flettente nel punto esterno di contatto.
- α_{Fen} : angolo che individua la direzione di applicazione del carico.
- s_{Fn} : dimensione della corda che individua la sezione resistente del dente.
- α_n : angolo di pressione.

Dal file CAD realizzato si ottengono i seguenti valori:

	Corona mobile	Albero e ruota
s_{Fn}	1.57	1.57
α_n	20	20
α_{Fen}	20	20
m_n	1	1
Y_F	2.43	2.43

Tabella A.3.1: Fattore Y_F per la corona mobile e per l'albero ruota.

Y_{Sa} :

Con riferimento a quanto riportati in Appendice A si ottiene per la corona mobile e l'albero e ruota:

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s \left[\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}} \right]$$

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}}$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$$

Da cui si ottiene:

	Corona mobile	Albero e ruota
L	1.57	1.57
q_s	3.14	3.14
Y_S	2.15	2.15

Tabella A.3.2: Fattore Y_S per la corona mobile e per l'albero ruota.

Y_B :

Con riferimento a quanto riportato in Appendice A si ottiene:

	Corona mobile	Albero e ruota
s_r/ht	>2	>2
Y_B	1	1

Tabella A.3.3: Fattore Y_B per la corona mobile e per l'albero ruota.

$Y_{\delta relT}$:

Dall'immagine riportata in Appendice A.3.7 si ottiene un valore unitario.

C.4 Magnet – Schultz Solenoide polarizzato GBKP017:

Nel seguito si riportano le schede tecniche relative al solenoide utilizzato per le fasi di sostituzione del bersaglio per le fasi di deposizione.

MAGNETSCHULTZ

Your Specialists for electromagnetic Actuators and Sensors

QUALITY SINCE 1912



Polarized solenoid in small design

10

Product group

G B K P 017

- According to DIN VDE 0580
- Small dimensions
- Pull type
- Bistable function
Two stable, de-energized armature positions
- Higher holding force through integrated permanent solenoid
- Pulse operation, low heating,
low energy consumption
- Short attraction time
- Long life
- Insulation materials of the excitation winding correspond to thermal class B
- Electrical connection and protection class when properly installed:
 - Plug connection by spade connectors according to DIN 46247
Protection class according to DIN VDE 0470-1/
DIN EN 60529 - IP 00
 - Plug connection via plug connector according to DIN EN 175301-803 design CI 9,4 mm with flat seal
Protection class according to DIN VDE 0470-1/
DIN EN 60529 - IP 20
- Fastening with bore holes in the magnetic body
- Please contact us for application related solutions
- Application:
Textile and packaging machines, office machines, control technology, general locking applications



Fig. 1: Type G B K P 017 K00 A01

Technical data

G BK P 017 K00		A01	A02
Operating mode		S3 5 %	S3 5 %
Rated Voltage	(V)	24	24
Drop-out voltage *	(A)	0,3 ... 0,45	0,4 ... 0,6
Rated power P_{20}	(W)	36,5	36,5
Rated stroke s	(mm)	3	3
Magnetic force	(N)	1,0	2,1
Permanent holding force	(N)	3,0	2,0
Rated work A_N	(Ncm)	0,39	0,63
Actuating time t_1 *	(ms)	4,4	3,6
Armature weight m_A	(kg)	0,004	0,004
Solenoid weight m_M	(kg)	0,032	0,032

* Function of counter-load and pulse duration

Notes on the tables

The force values indicated in the diagram refer to the rated voltage (UN = 24 V, for other voltages deviations of magnetic force may occur) and to the cold condition.

Due to natural dispersion the magnetic force values may deviate by approx. $\pm 10\%$ from the table values.

The actuation times and the fall times are a function of counter-load and pulse duration. The values of actuation time indicated in the table have been determined at rated voltage, R20 with return spring.

The normal operating temperature is based on:

- Rated voltage = 24 V DC
- Operating mode S3 5 %
- Reference temperature 35° C
- Mounting on heat-insulating base

The technical data were taken from sample solenoids, they are reference values. In the production deviations may occur due to natural dispersion.

Rated voltage

Rated voltage is 24 V. An adaptation of the exciter coil to a rated voltage less than 60 V is possible on request.

The devices correspond to protection class III. Electrical equipment of protection class III may be only connected to low voltage systems (PELV, SELV)(IEC 60364-4-41).

Function

The solenoid type G BK P 017 K00 A01 has a bistable behaviour. In the starting position, in which the stroke has to be limited externally, the armature is held by a return spring.


In case of electrical pulse-like excitation the armature is moving into its final position. In this position the armature is held by the holding force of the permanent solenoid.

By the application of a counter-pulse, the armature may be returned into its initial position. The value of the counter-pulse depends on the counter-load and the pulse duration.

Information and remarks concerning European directives can be taken from the correspondent information sheet which is available under *Produktinfo.Magnet-Schultz.com*.

Note on the RoHS Directive

According to our current state of knowledge the devices pictured in this document do not contain any substances in concentration values or applications for which putting into circulation with products manufactured from them is prohibited in accordance to RoHS.

Please make sure that the described devices are suitable for your application. Our offers for these devices are based on the assumption of maximal 8 in a FMEA gravity table, i. e. in case of malfunction of the device model as offered, there is, amongst others, no jeopardy of life or limb. Supplementary information concerning its proper installation can be taken also from the  -Technical Explanation, the effective DIN VDE0580 as well as the relevant specifications.

This part list is a document for technically qualified personnel.

The present publication is for informational purposes only and shall not be construed as mandatory illustration of the products unless otherwise confirmed expressively.

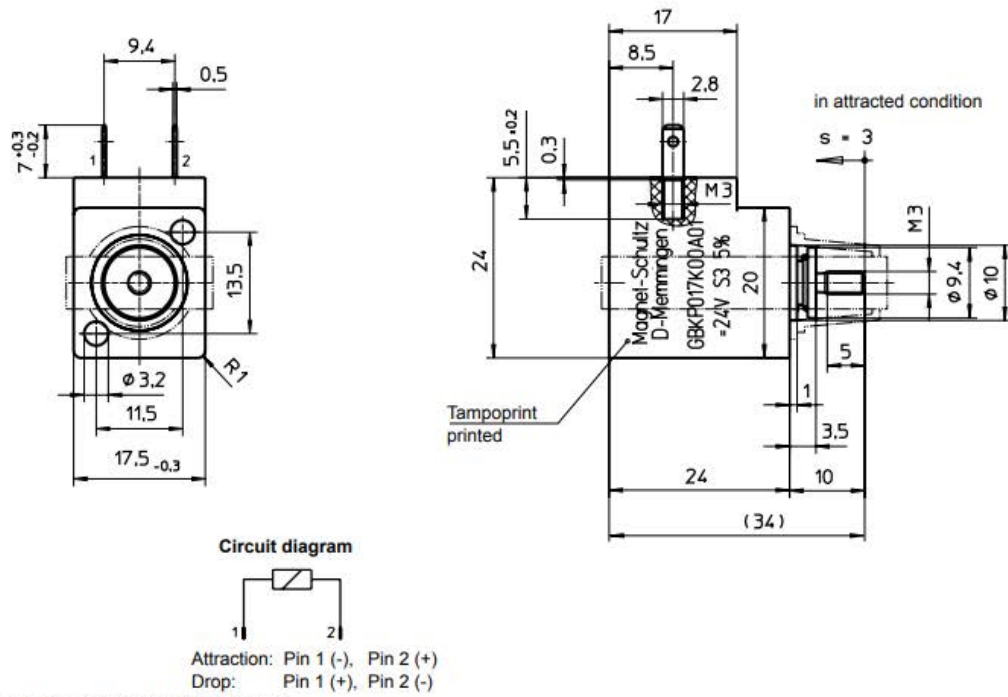


Fig. 2: Type G BK P 017 K00 A01 / A02

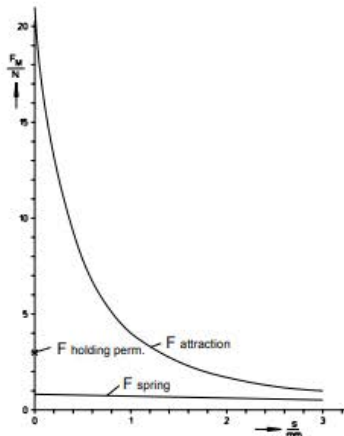


Fig. 3: force vs. stroke characteristic G BK P 017 K00 A01

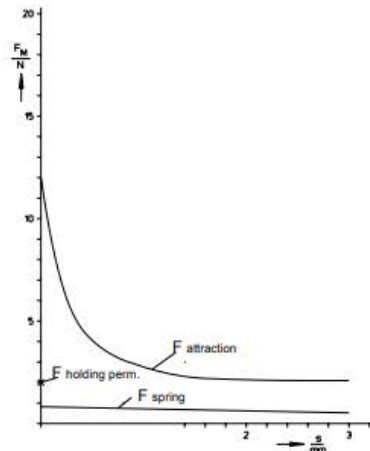


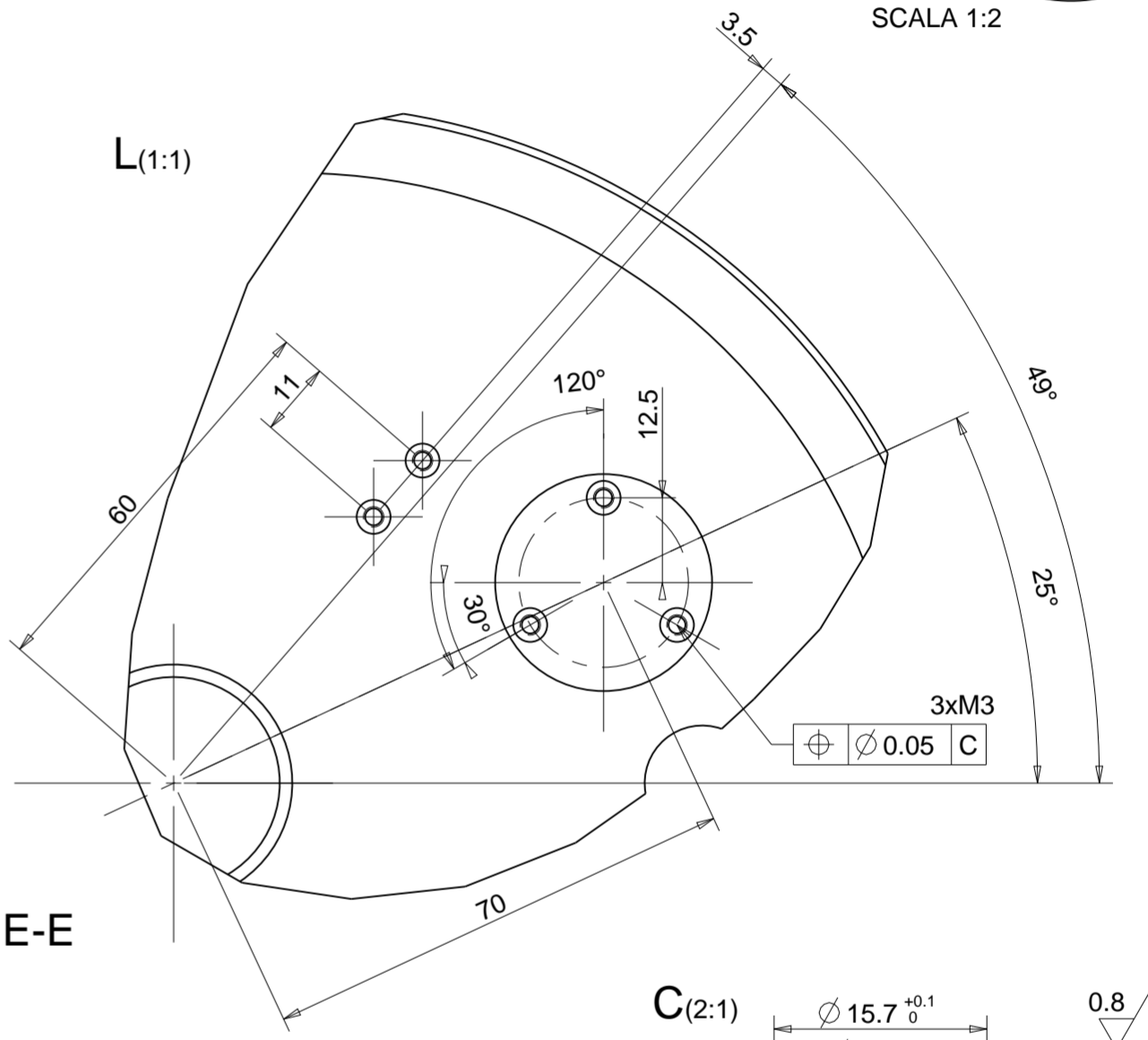
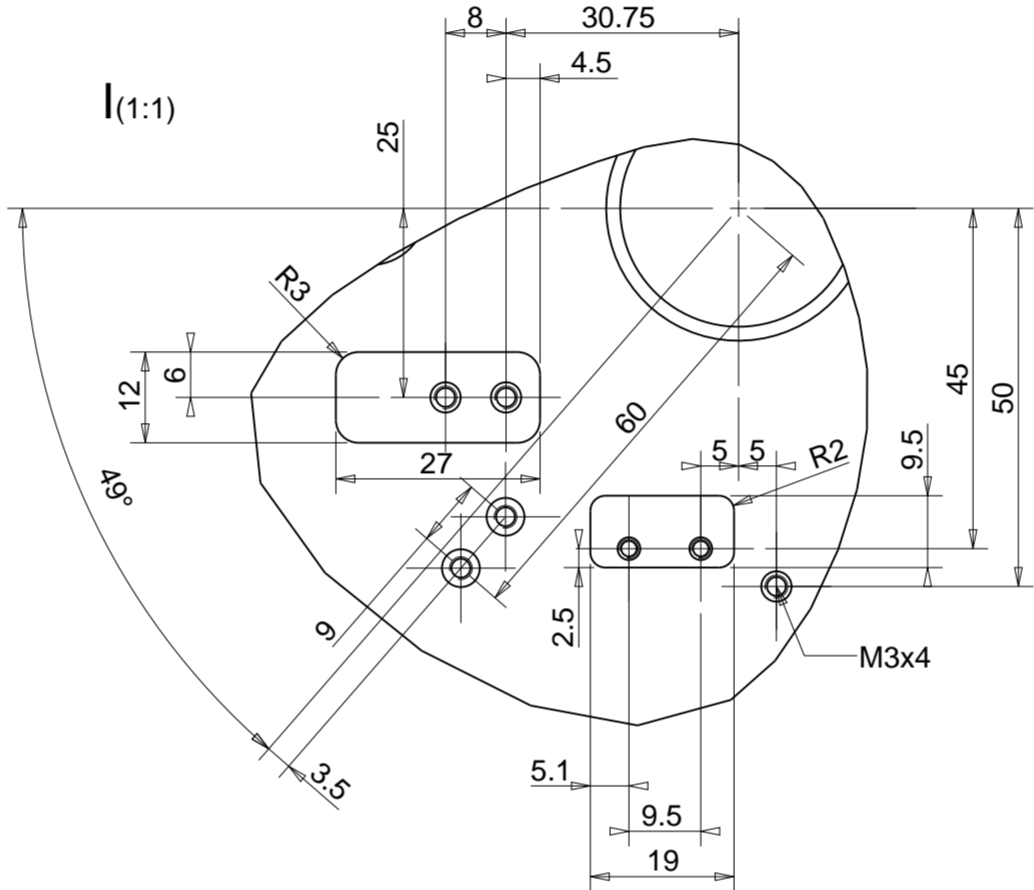
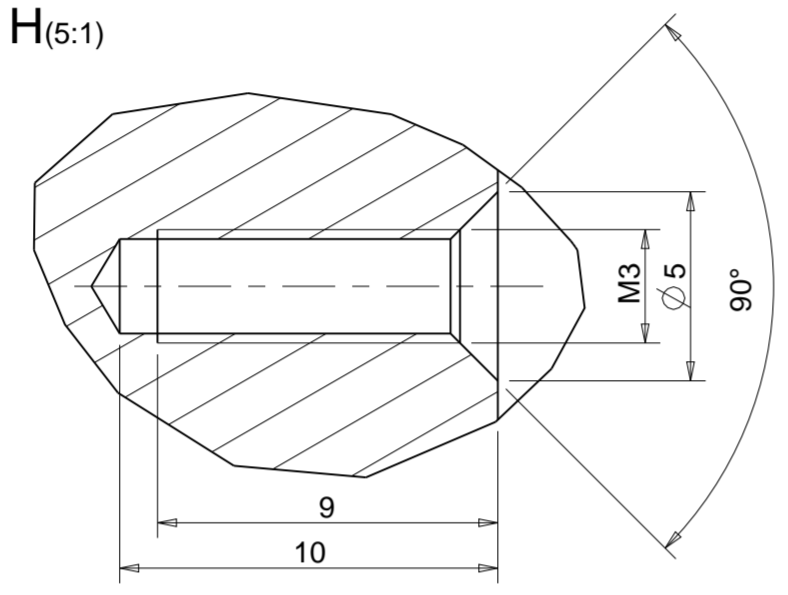
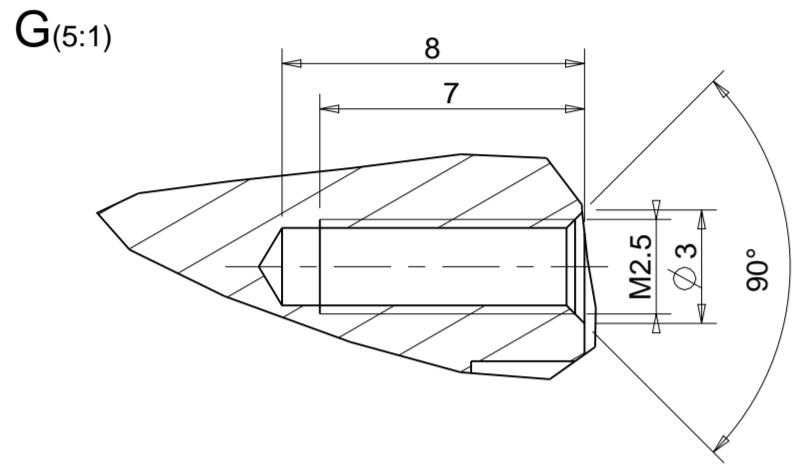
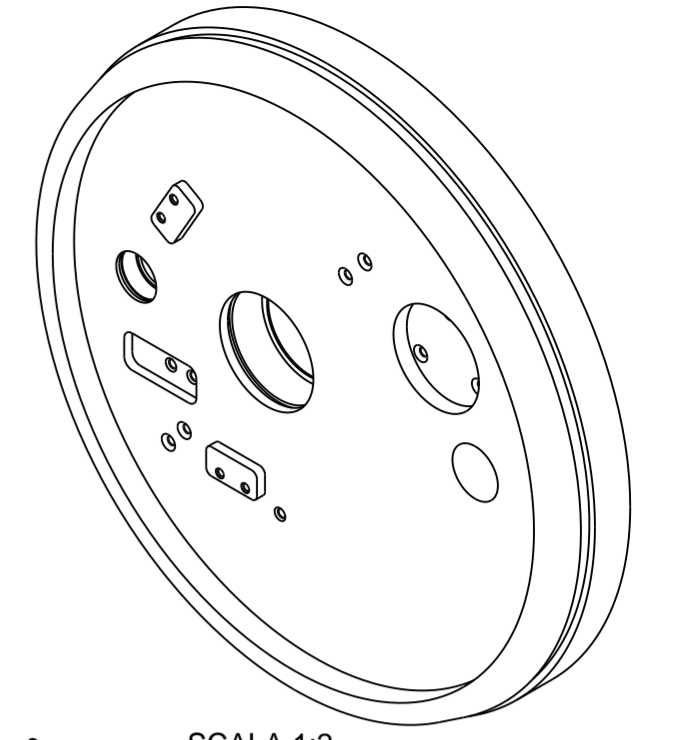
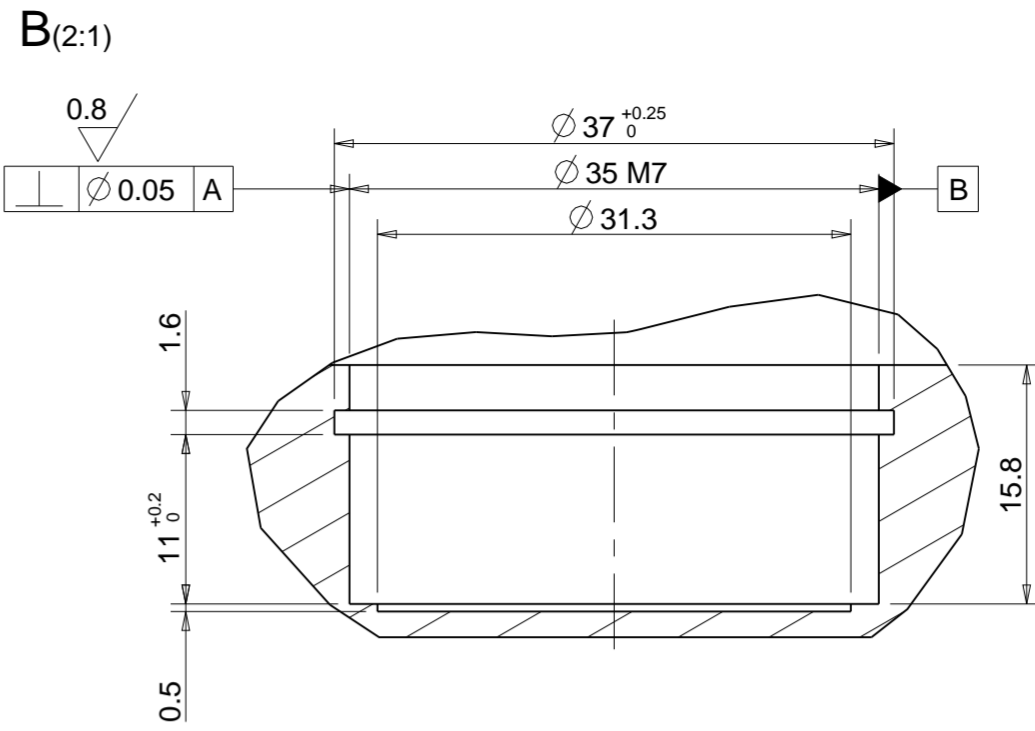
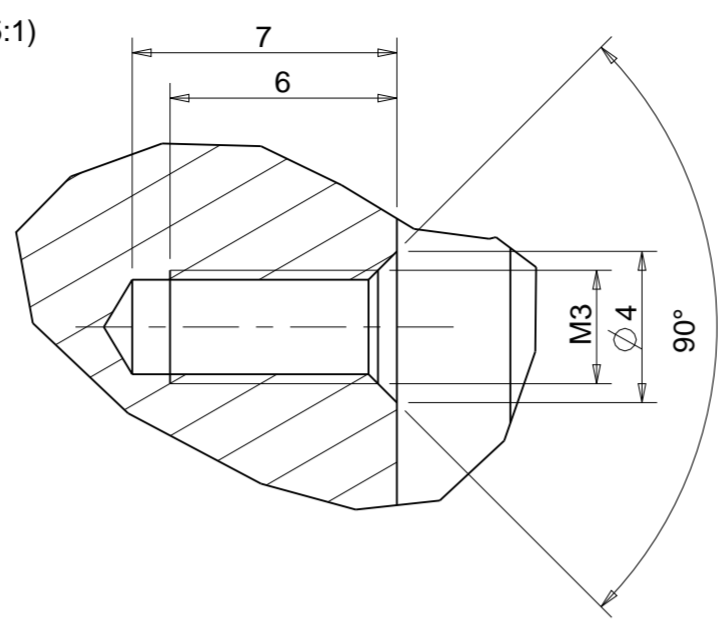
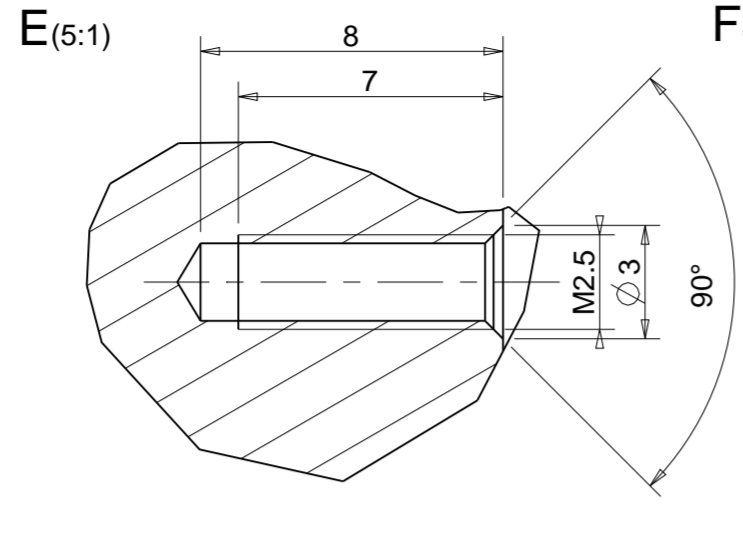
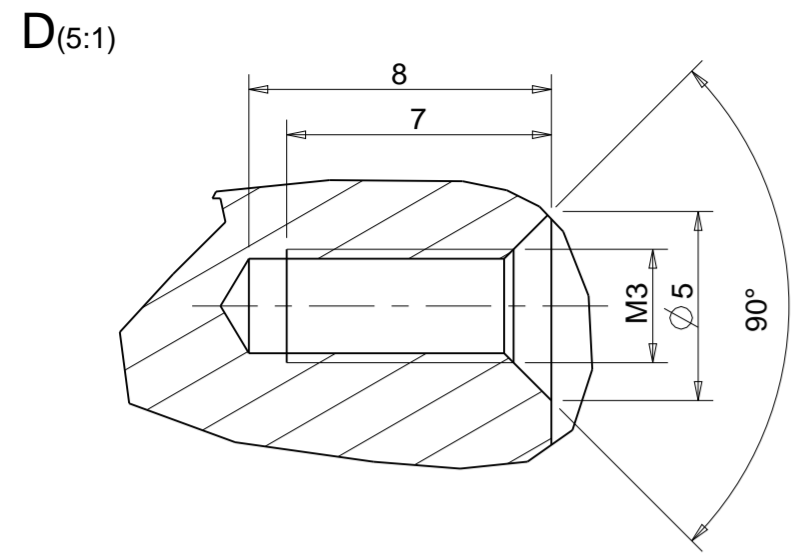
Fig. 4: force vs. stroke characteristic G BK P 017 K00 A02

By edition of the present list, all former unit lists lose their validity especially. Illustrations without guarantee – modifications and supply availability reserved

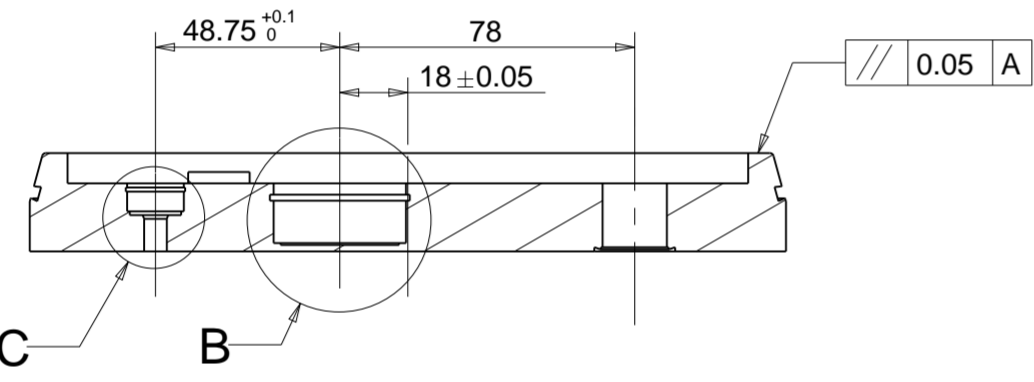
Figura C.4: Caratteristiche tecniche del solenoide Magnet – Schulz GBKP017 [36].

APPENDICE D: DISEGNI TECNICI

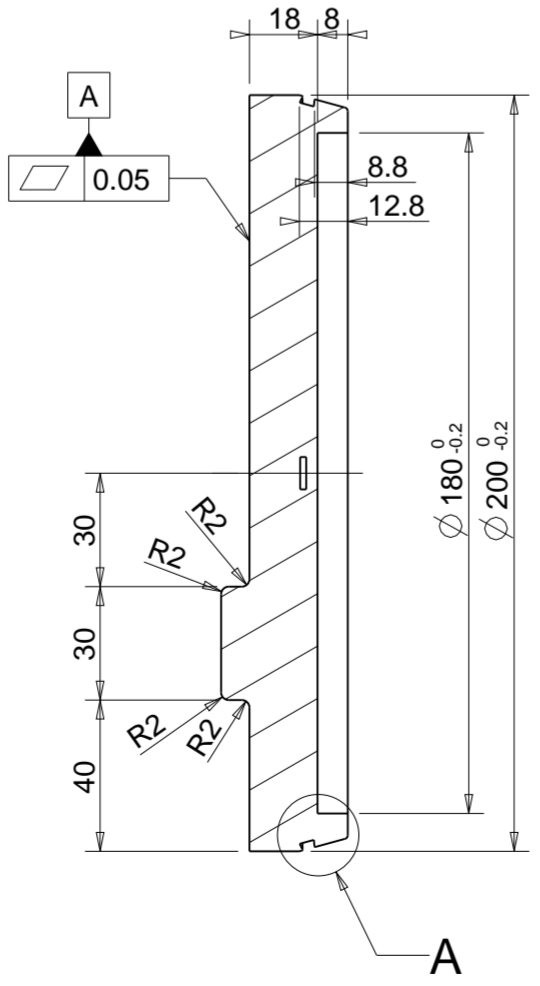
UNI-EN 22768/2-mK	Dimensiones for linear and angular
individual tolerance indicators	mechanical designs
≤ 6	± 0.1
> 6	± 0.2
> 30	± 0.3
> 120	± 0.5



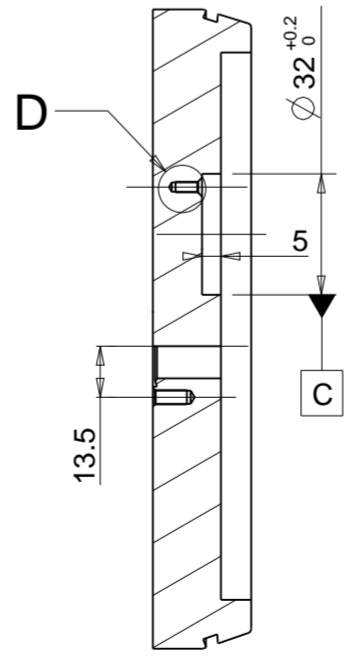
SEZIONE B-B



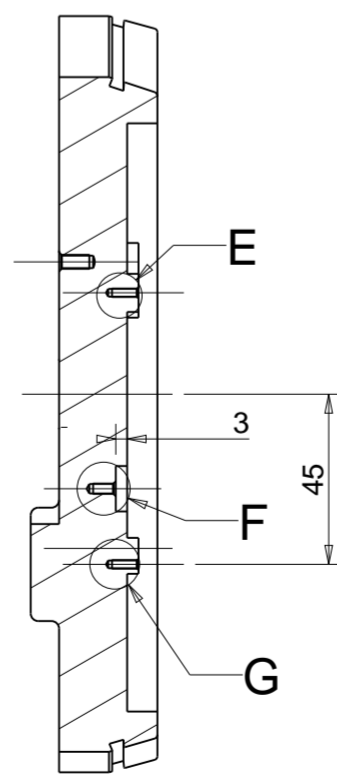
SEZIONE A-A



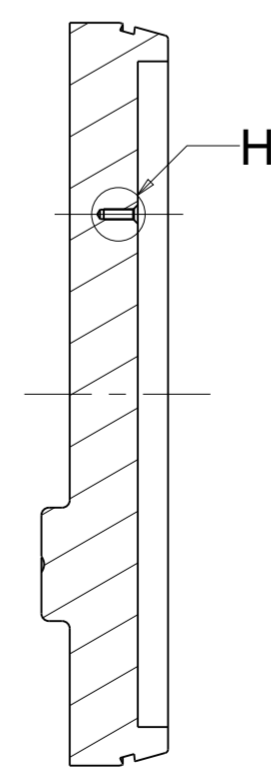
SEZIONE C-C



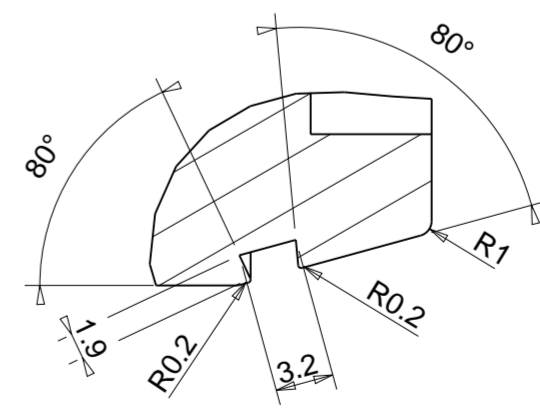
SEZIONE D-D



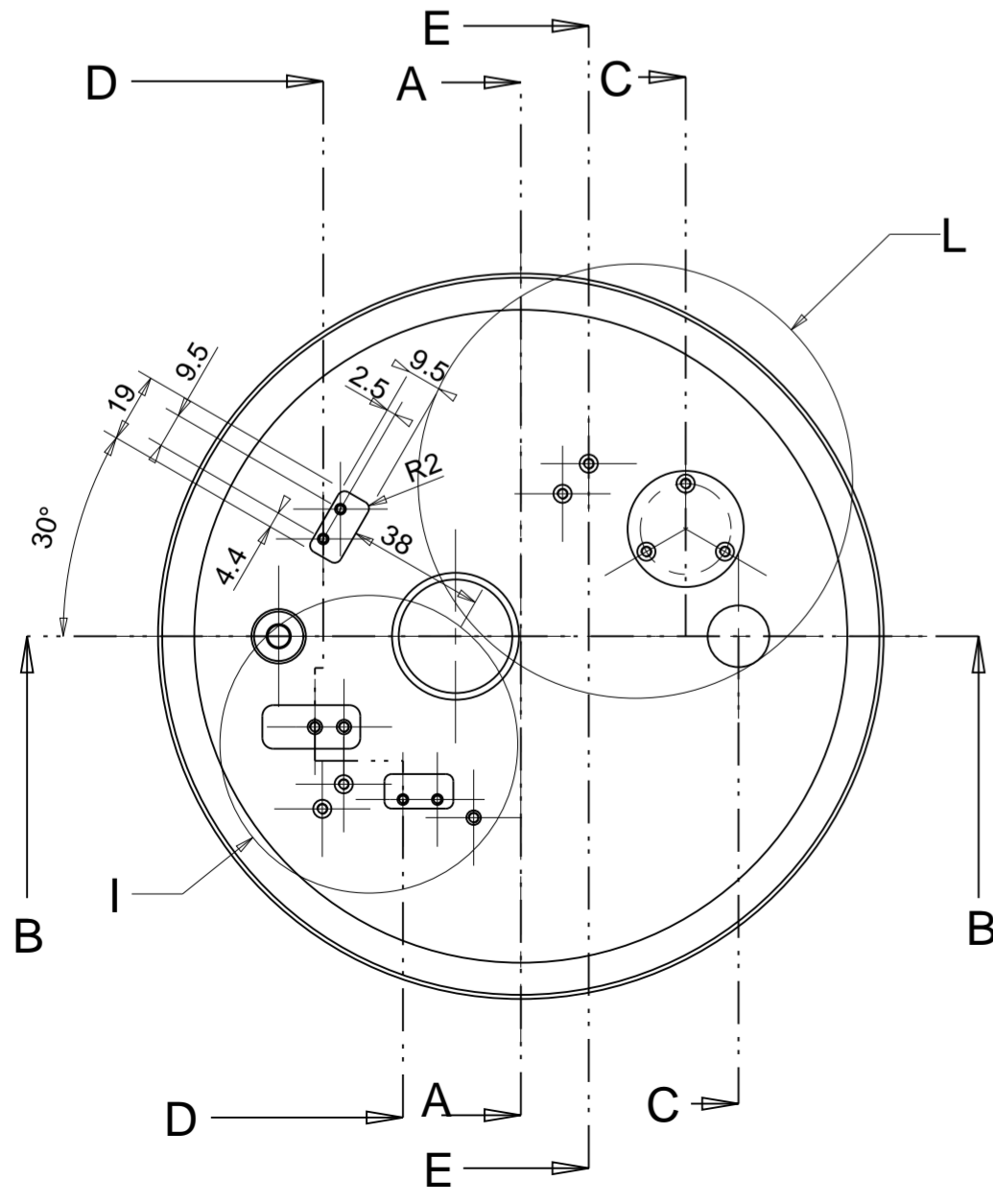
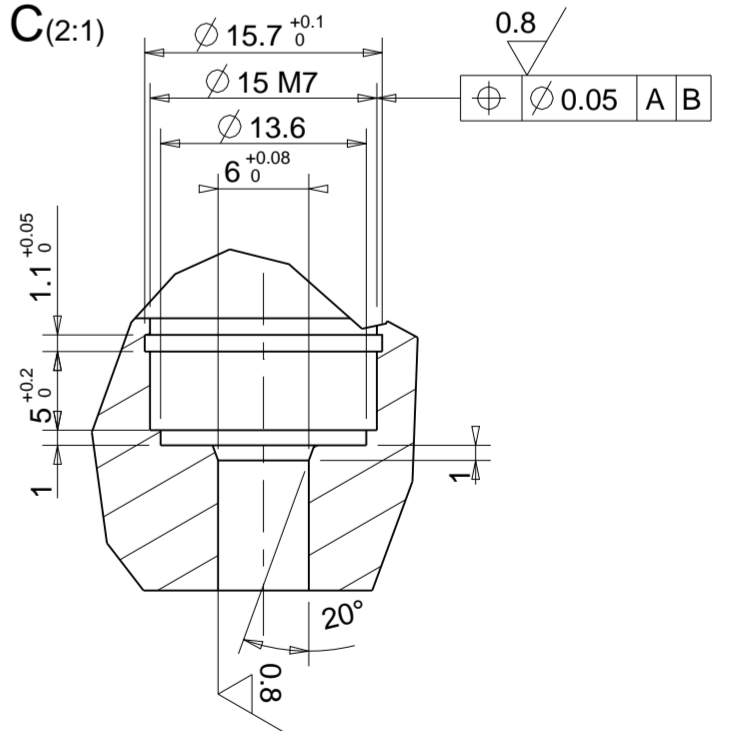
SEZIONE E-E




A(2:1)



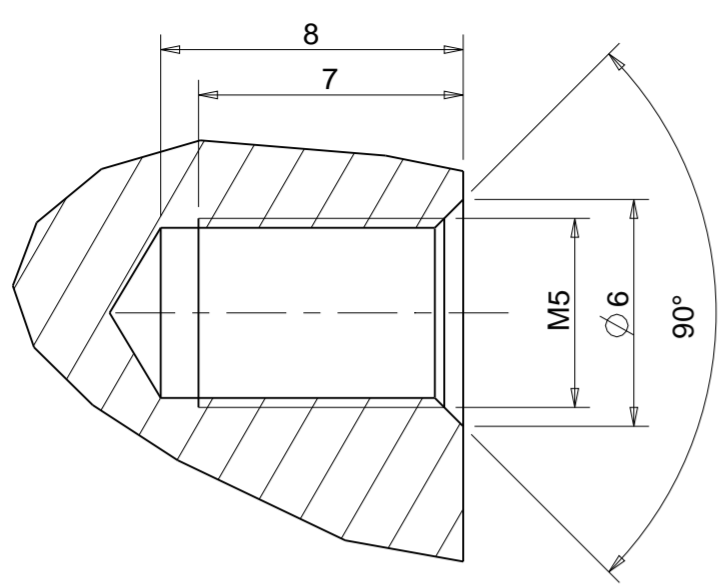
C(2:1)



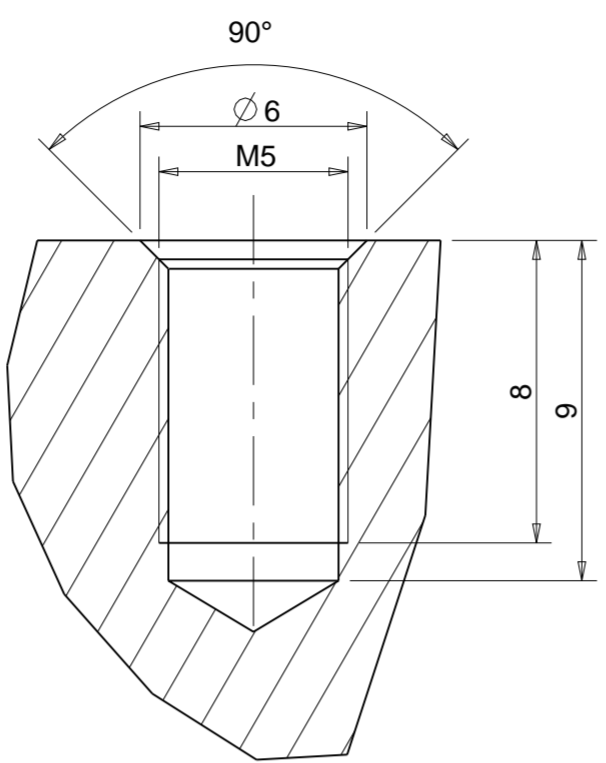
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Piastra di connessione TAV. 1/2
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Quantity FALSO
		Material SS
Treatment Nessuno		Gen. surf. finish
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Scale 1:2
Draft code: Piastra di connessione		Mass [kg] 4.53
		Frm. A2
		Rev. 0

UNI-EN 22768/1-m	Tolerances for linear and angular	
individual tolerance indicators	mechanical drawings	technical designs
≤ 6	± 0.1	± 0.2
> 6	± 0.2	± 0.3
≤ 30	± 0.3	± 0.5
> 30	± 0.5	± 0.7

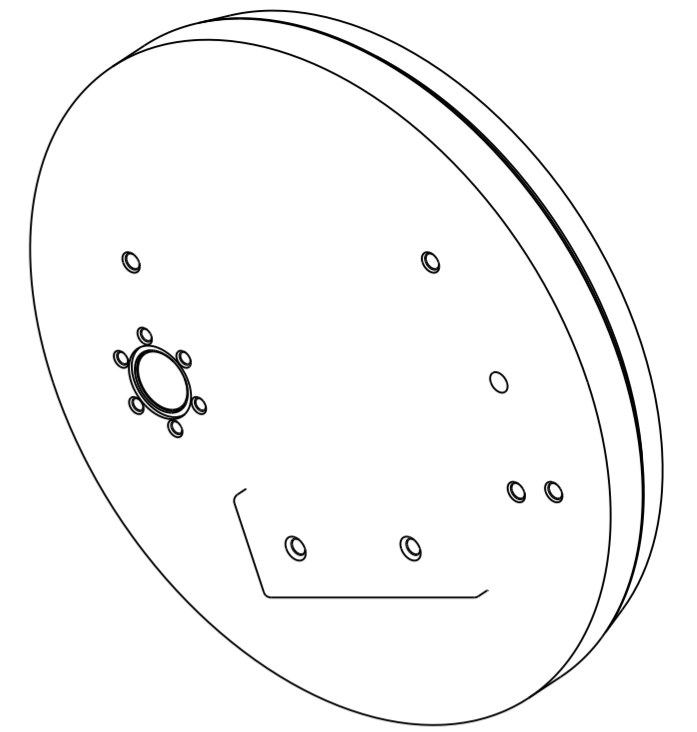
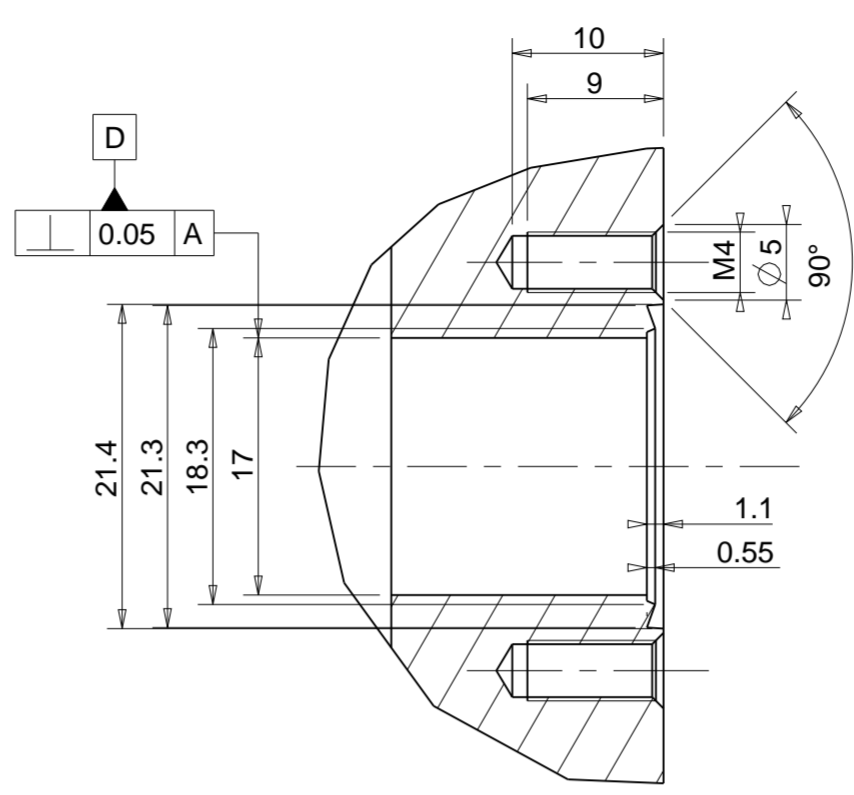
M(5:1)



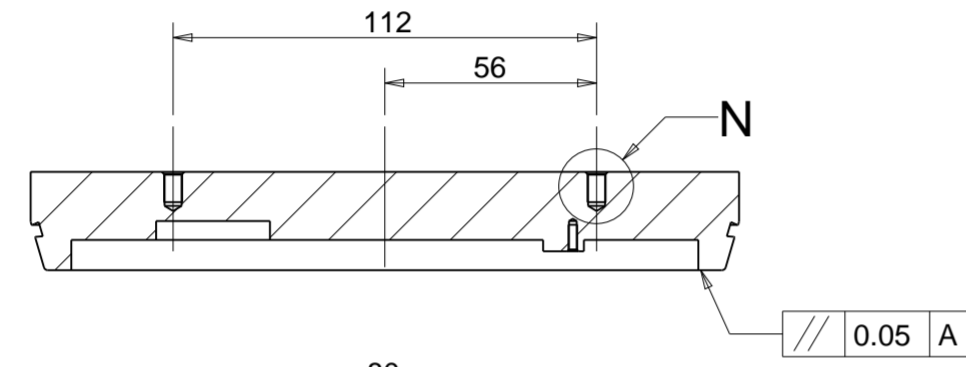
N(5:1)



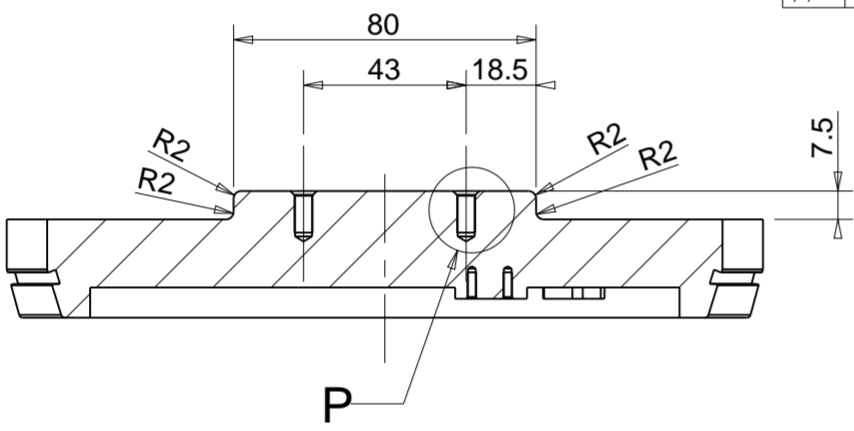
Q(2:1)



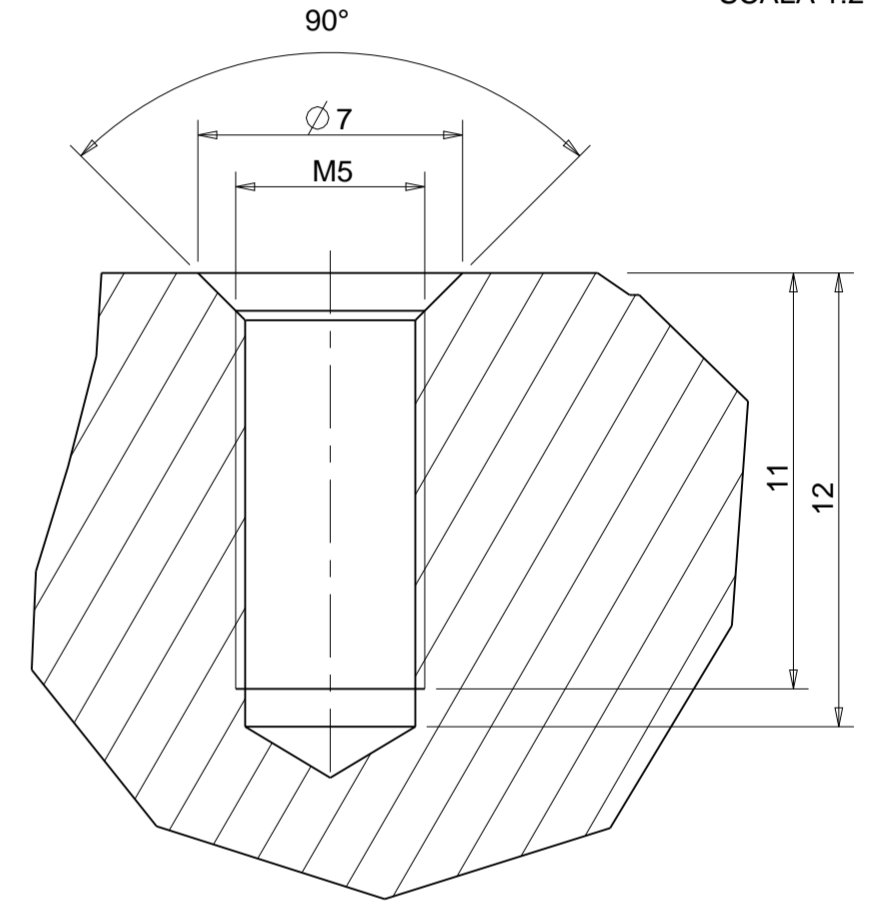
SEZIONE G-G



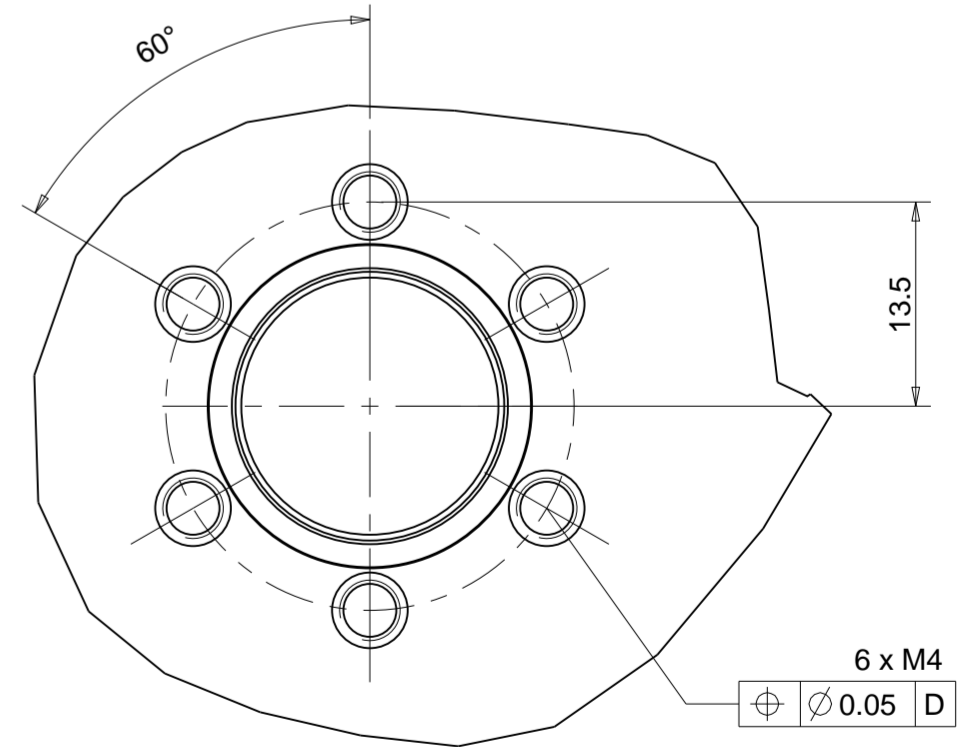
SEZIONE F-F



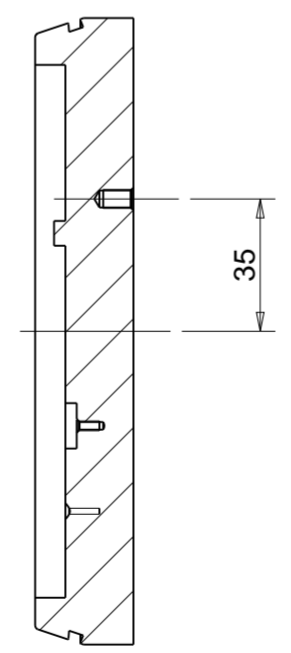
P(5:1)



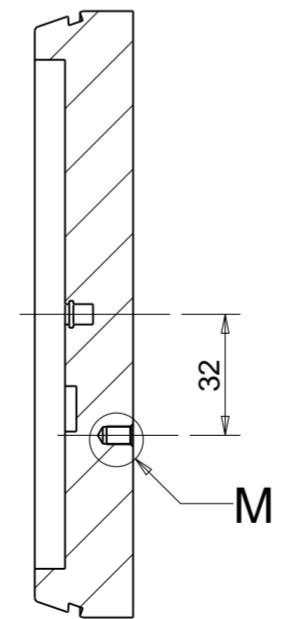
O(2:1)



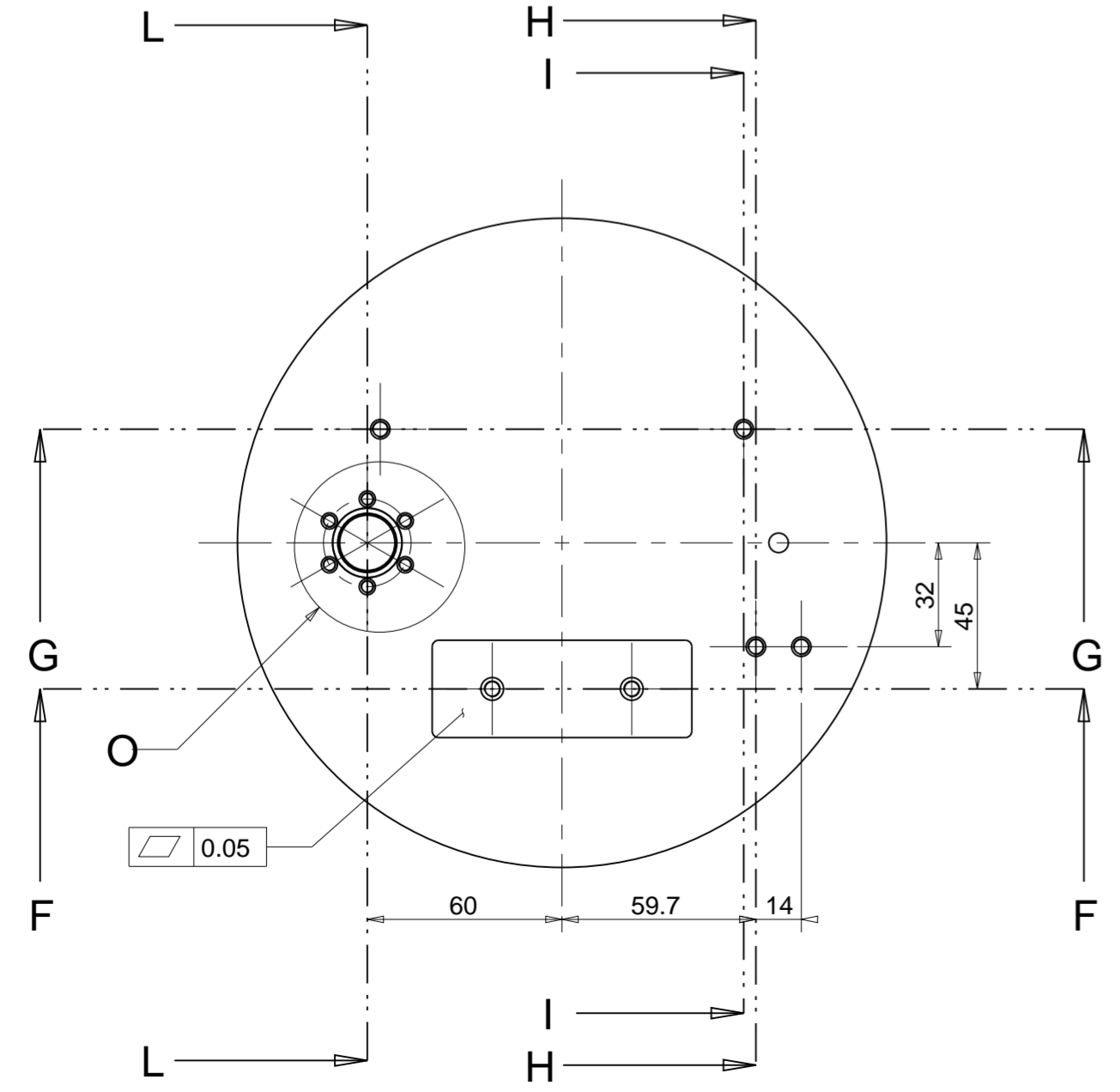
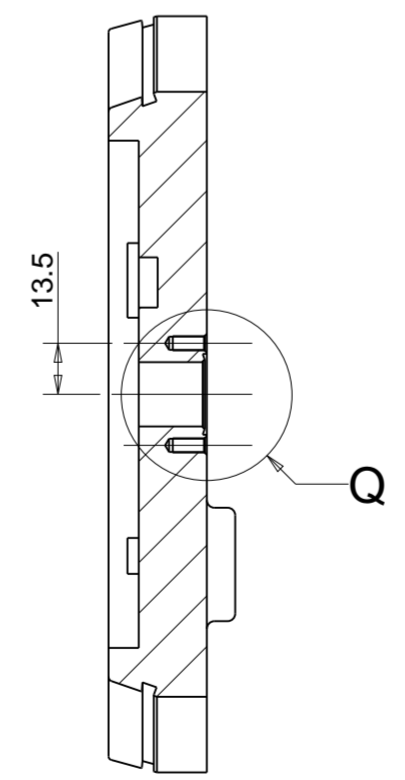
SEZIONE I-I




SEZIONE H-H



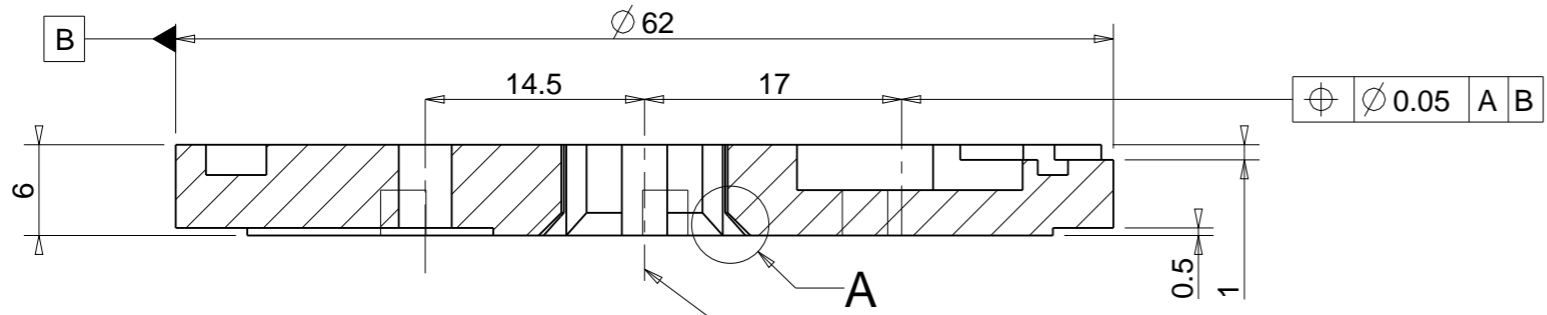
SEZIONE L-L



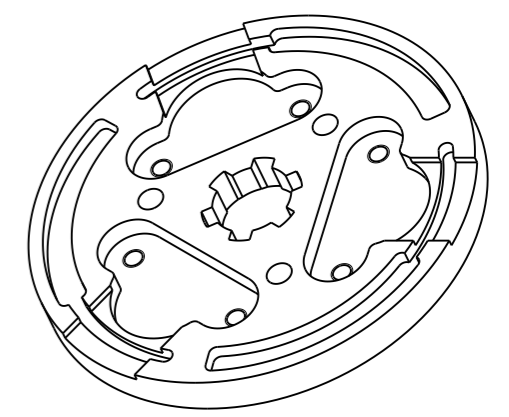
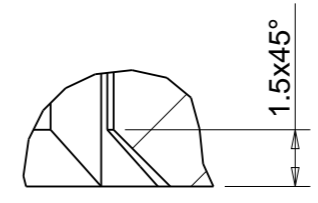
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario	
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Piastra di connessione TAV. 1/2	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Quantity FALSO	
	Treatment Nessuno	Gen. surf. finish	
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Scale 1:2	Mass [kg] 4.53
	Draft code: Connessione linea	Frm. A2	Rev. 0

UNI-EN 22768/1-m	Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical designs"	>120	± 0.5
>30 <=120		± 0.3	
>6 <=30		± 0.2	
<=6		± 0.1	

SEZIONE A-A



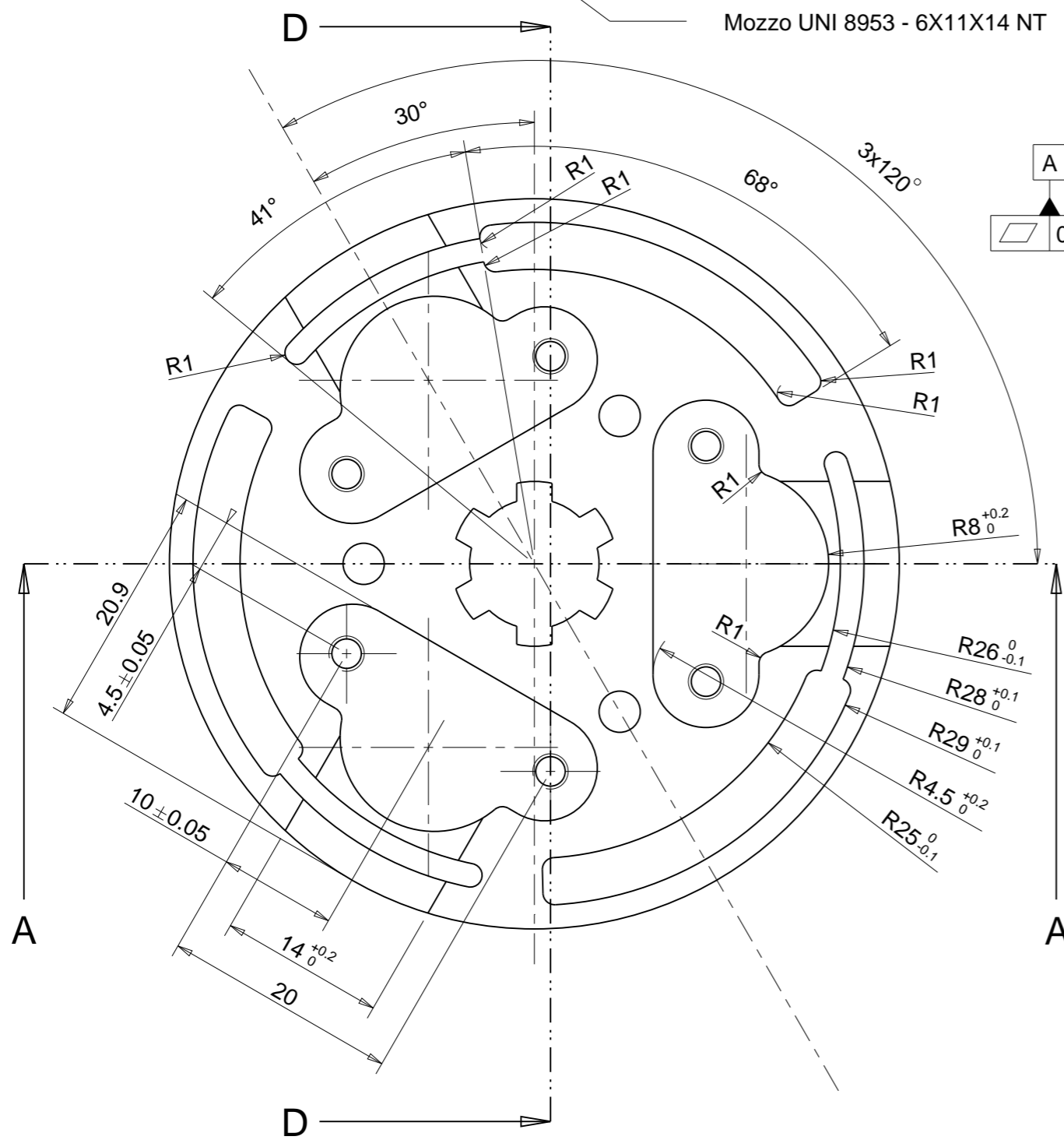
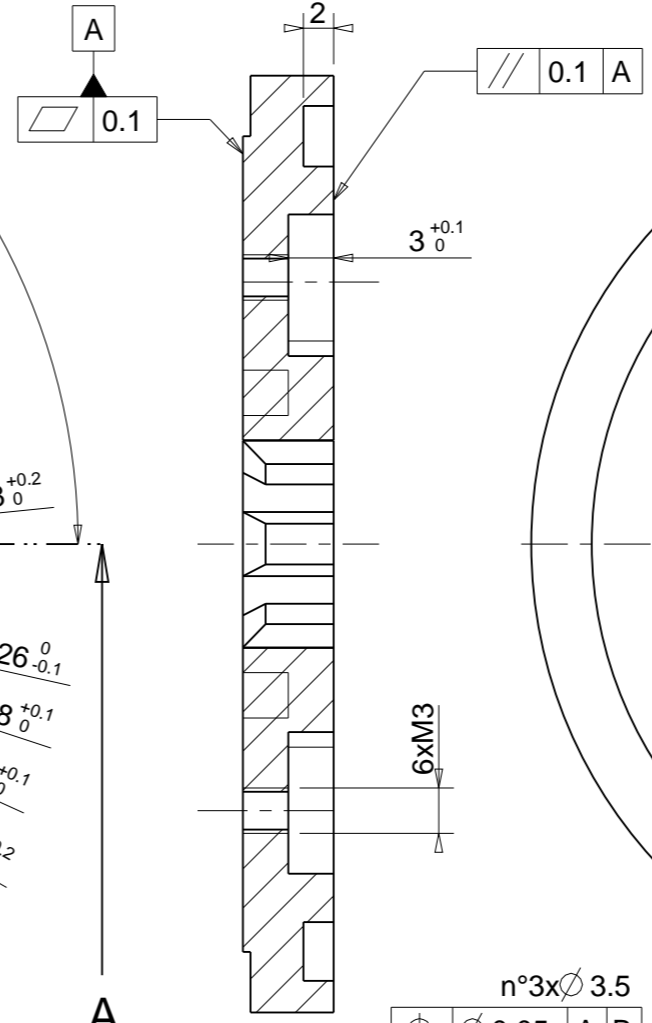
A(5:1)




SCALA 1:1

Mozzo UNI 8953 - 6X11X14 NT

SEZIONE D-D

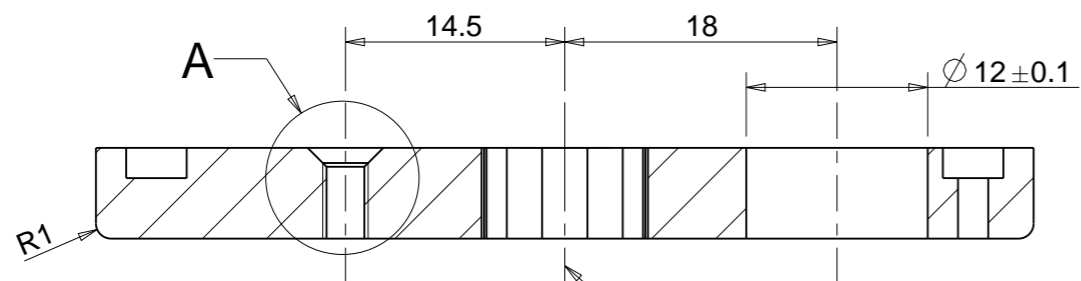


n°3x∅ 3.5
 ⊕ ∅ 0.05 A B

Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date 04.06.19	Description Mozzo porta target
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Quantity FALSO
	Treatment Nessuno	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Scale 2:1	Mass [kg] 0.10
	Drawing N° Mozzo porta target	Frm. A3
		Rev. 0

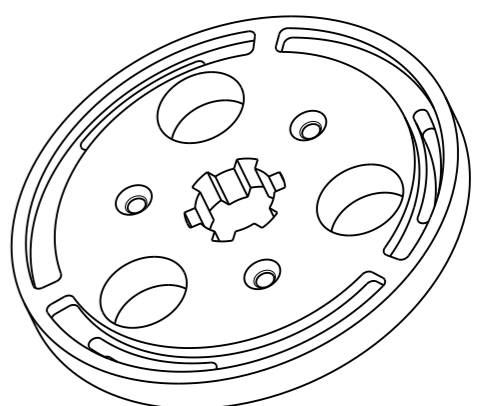
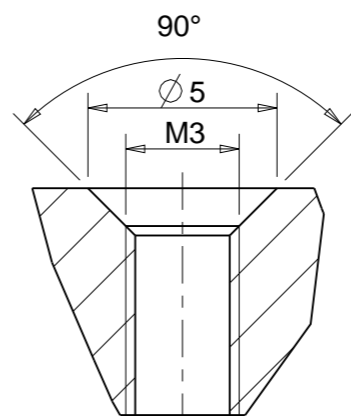
UNI-EN 22768/2-m individual tolerance indicators "mechanical organs technical designs"	>120	± 0.5
	>30 <= 120	± 0.3
	>6 <= 30	± 0.2
	<= 6	± 0.1

SEZIONE A-A



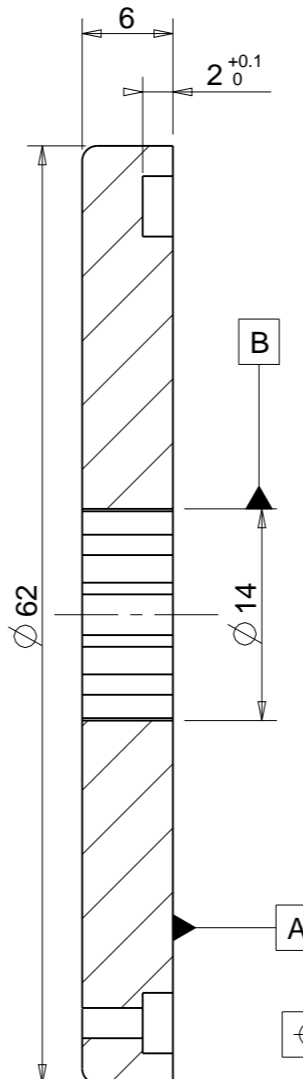
Mozzo UNI 8953 - 6X11X14 NT

A(5:1)

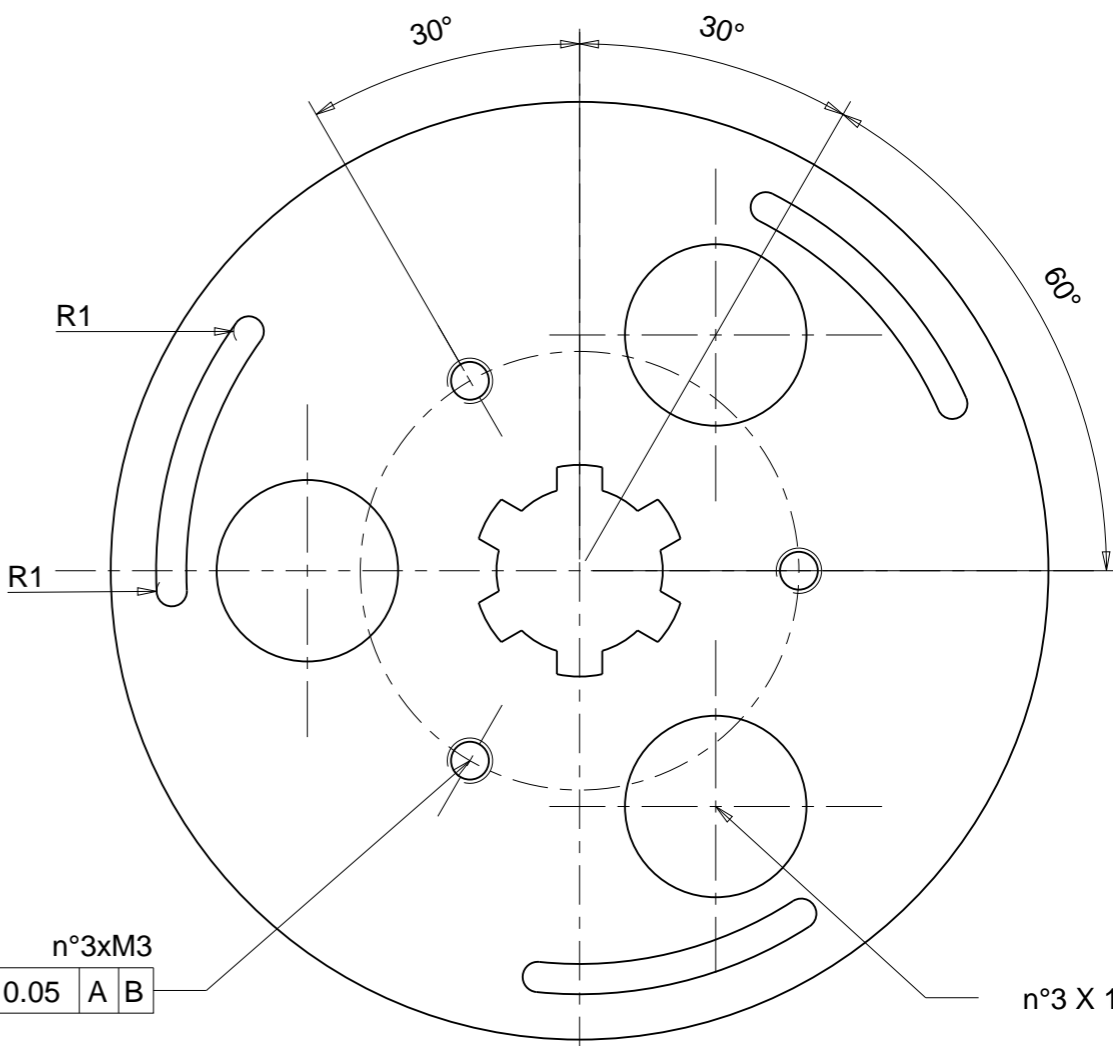


SCALA 1:1

SEZIONE B-B



n°3xM3
⊕ 0.05 A B



n°3 X 120°

1 2 3 4 5 6

1 2 3 4 5 6

C

B

A

A

R29 +0.1/0
R28 +0.1/0
R26 0/-0.1
R25 0/-0.1

B


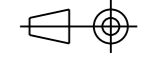
D

C

B

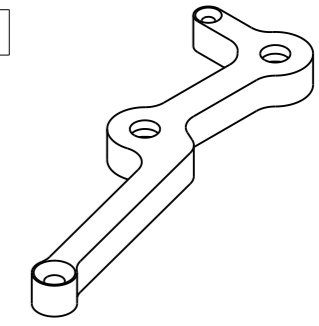
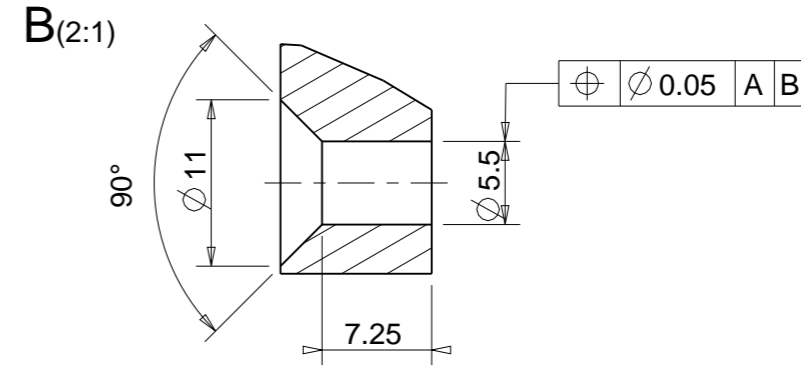
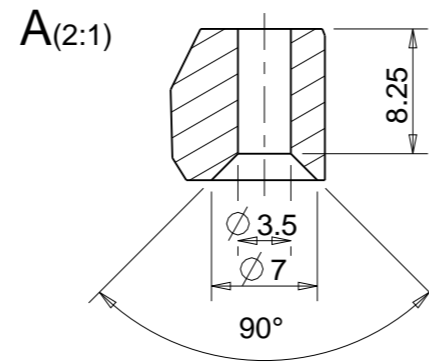
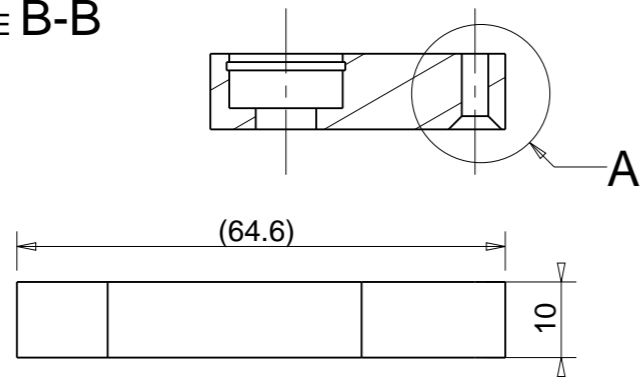
A

A3

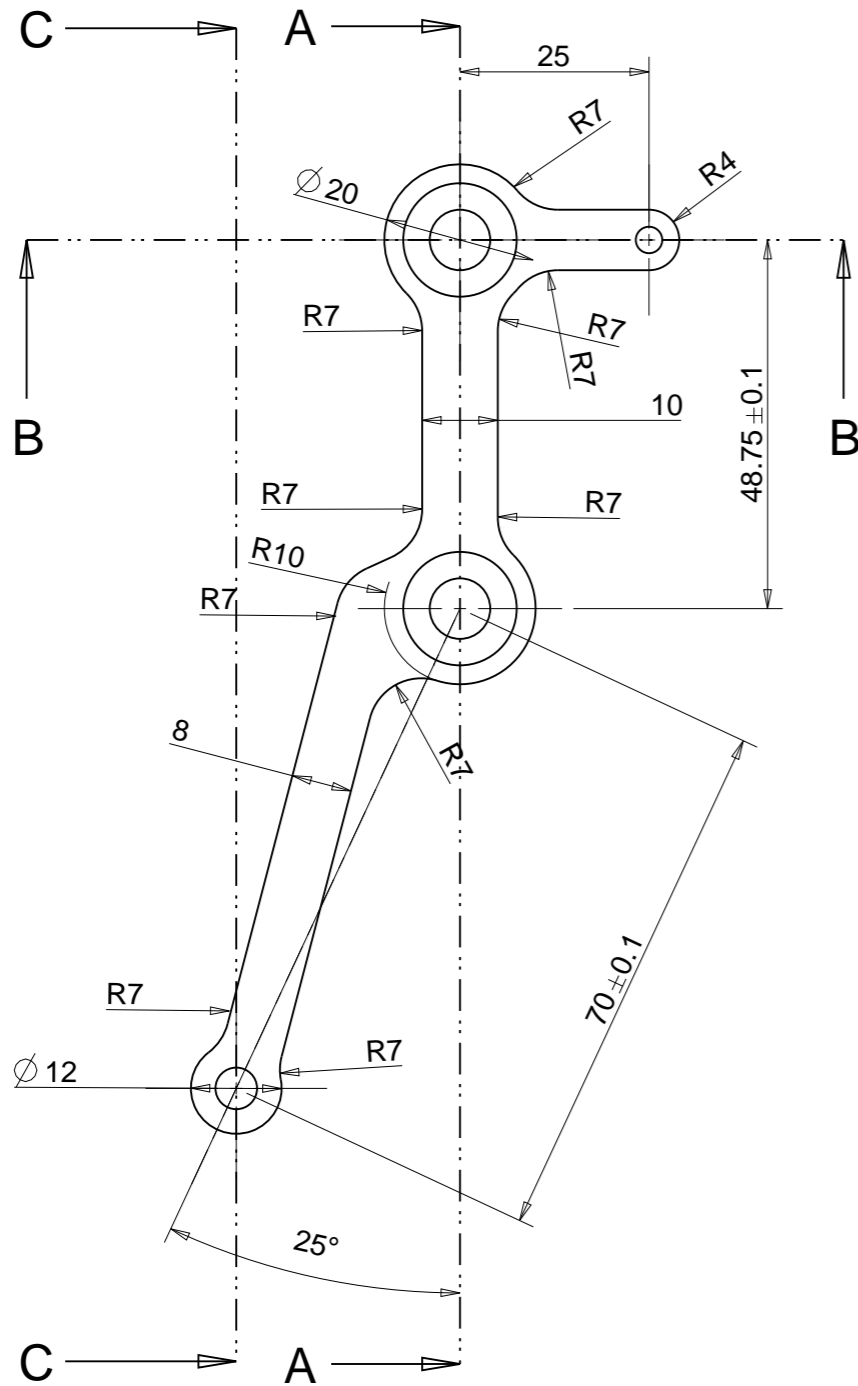
Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Mozzo porta target frontale	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>	
		Treatment Nesuno	Scale 2:1	Mass [kg] 0.10
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Drawing N° Porta target frontale		Rev. 0

UNI-EN 22768/1 m	Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical designs"	>120	± 0.5	± 2
>30 <=120			± 0.3	
>6 <=30			± 0.2	
<=6			± 0.1	

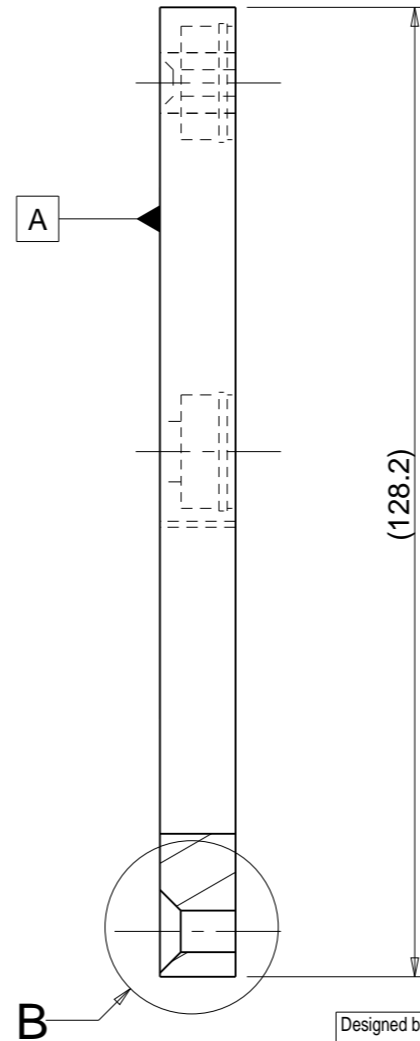
SEZIONE B-B



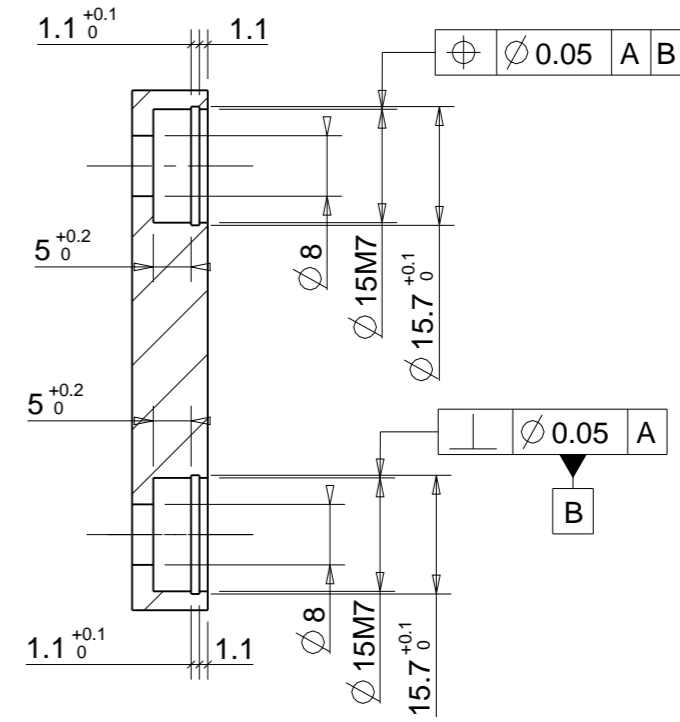
SCALA 1:2


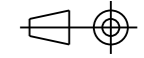


SEZIONE C-C



SEZIONE A-A



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Braccio di supporto interno	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	Mass [kg] 0.11
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Drawing N° Braccio di supporto interno	Rev. 0	

1

2

3

4

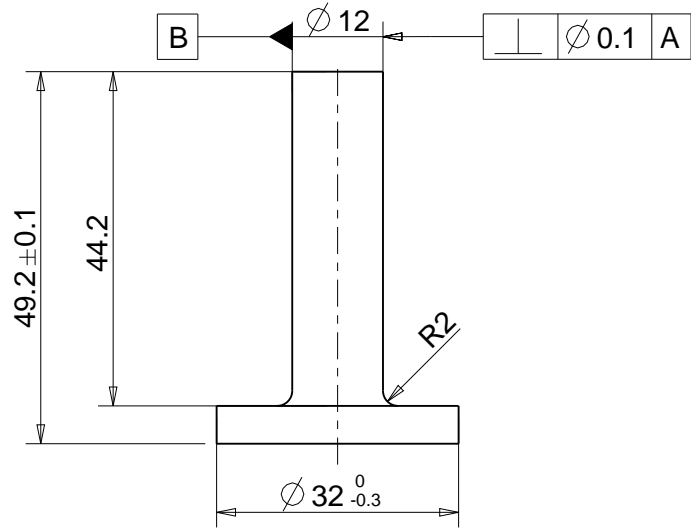
5

6

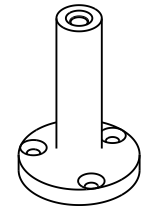
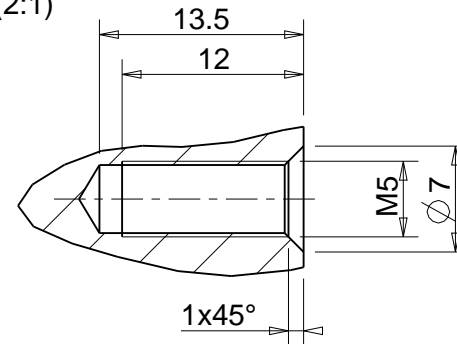
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B



A(2:1)



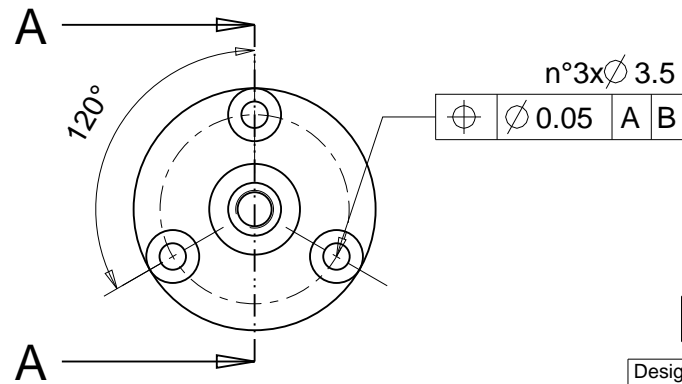
SCALA 1:2

1

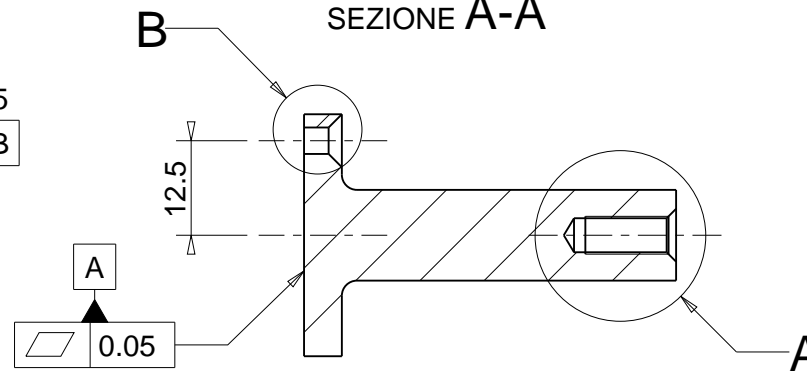
1

2

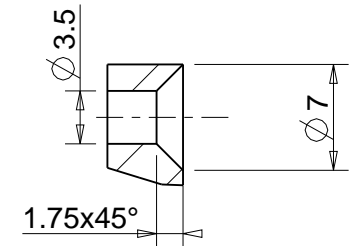
2



SEZIONE A-A



B(2:1)



3

3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Colonna superiore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Colonna superiore

A

B

C

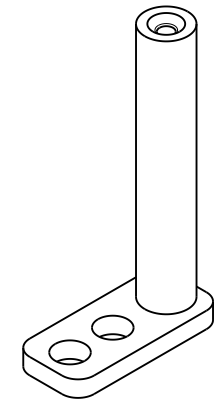
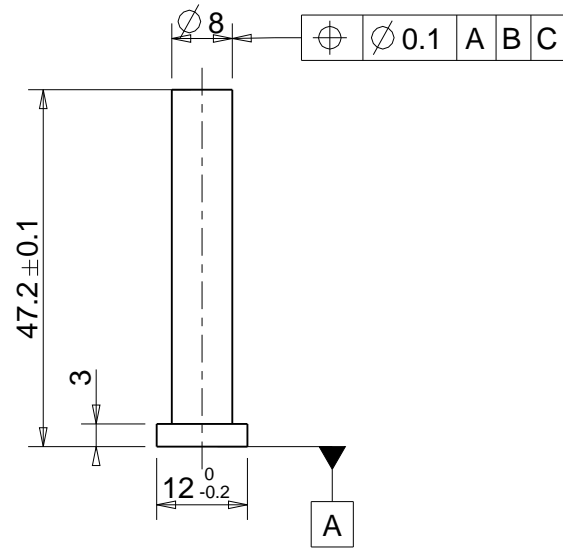
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B

1

1



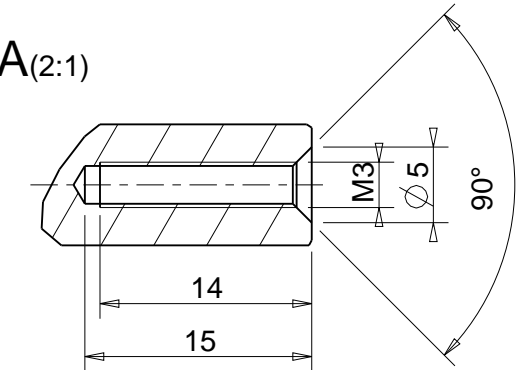
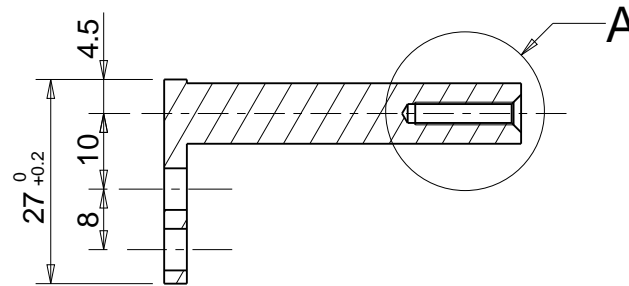
SCALA 1:1

2

2

SEZIONE A-A

A(2:1)



A

B

n°2x∅ 3.5

⊕ ∅ 0.1 A B C

A

C

3

3

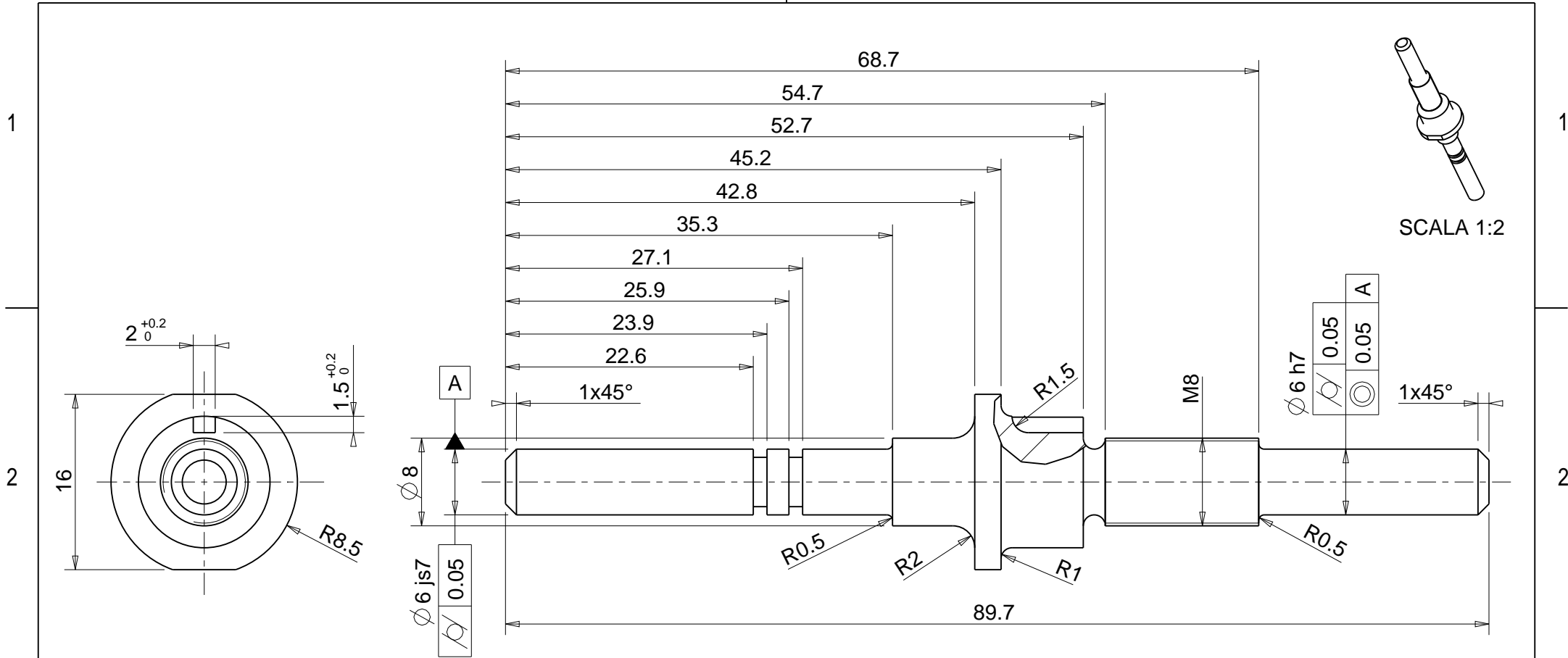
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Colonna inferiore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Colonna inferiore

A

B

C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± ?



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Albero 0	Quantity FALSO	
INFN Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	 Mass [kg] 0.03 Frm. A4
		Treatment Nessuno	Scale 2:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Albero zero

3

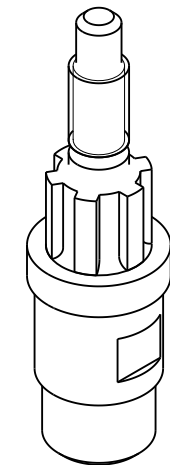
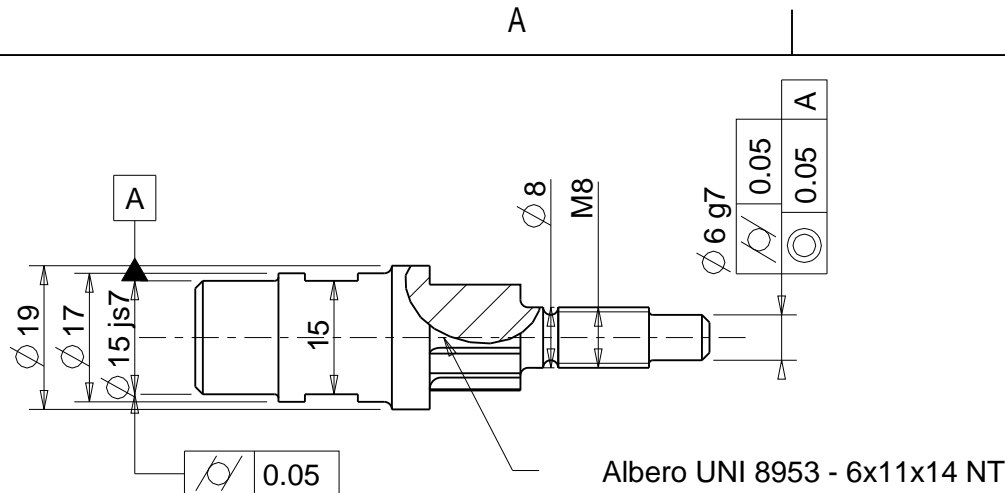
3

A

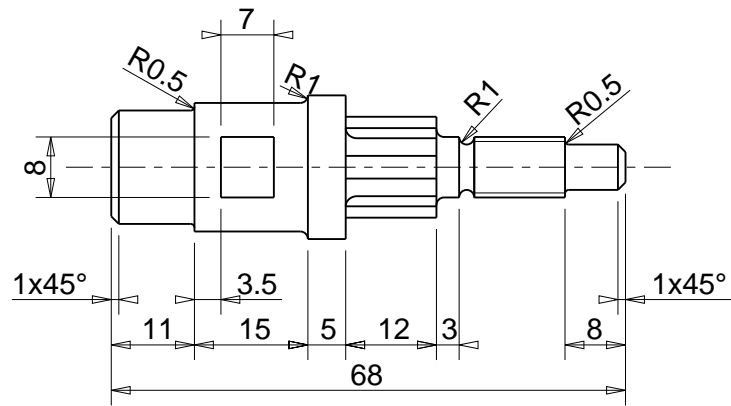
B

C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



SCALA 1:1



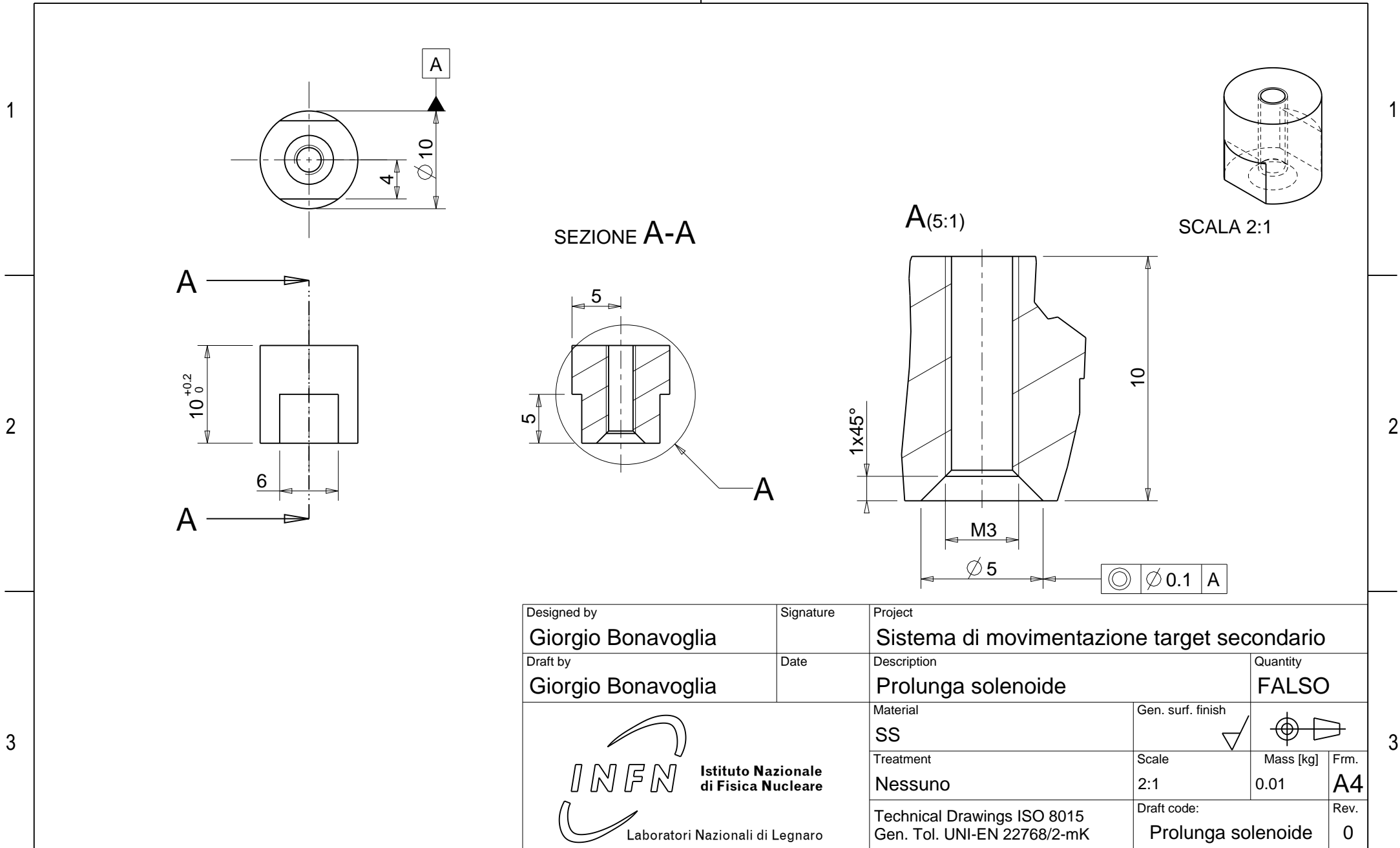
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Albero uno	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Albero uno

A

B

C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



A

B

C

1

2

3

1

2

3

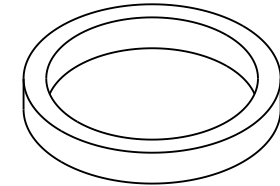
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B

1

1

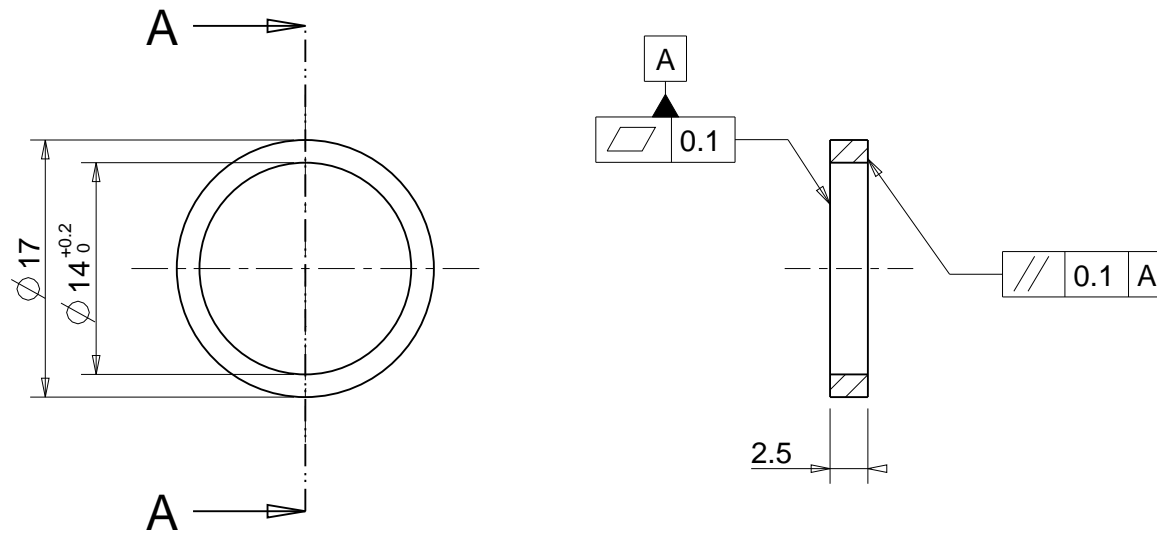


SCALA 2:1

SEZIONE A-A

2

2



3

3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Rasamento ruota zero	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 2:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Rasamento ruota

A

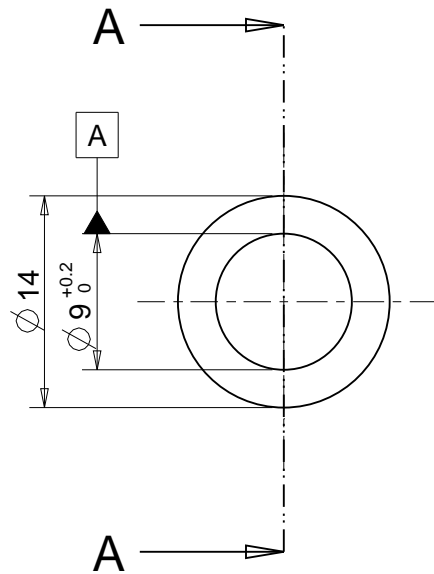
B

C

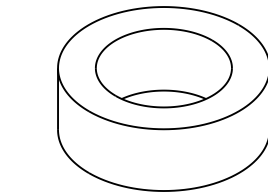
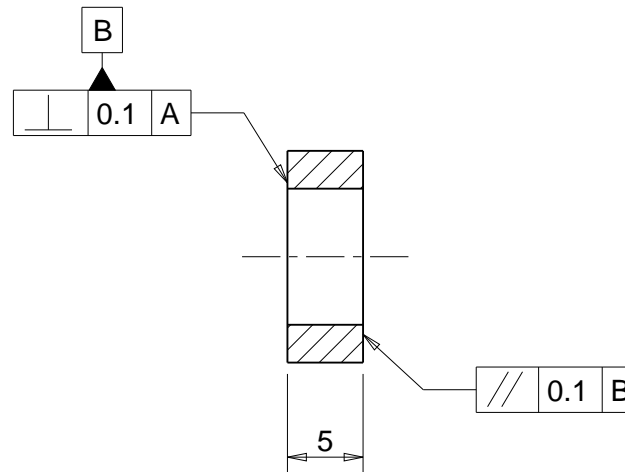
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B



SEZIONE A-A



SCALA 2:1

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Spessore albero uno post.	Quantity FALSO	
		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 2:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Spessore

A

B

C

1

1

2

2

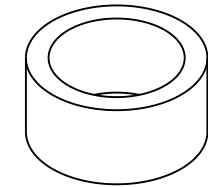
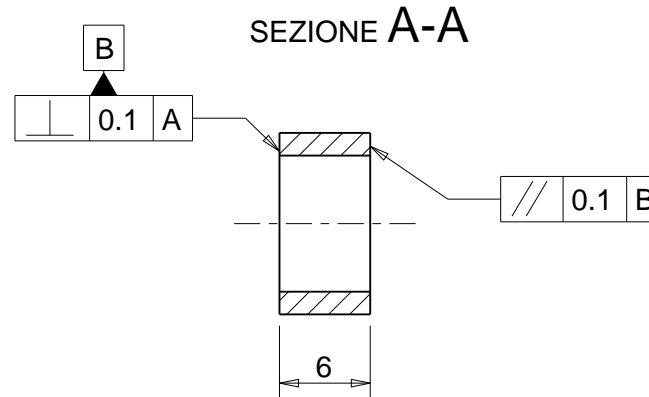
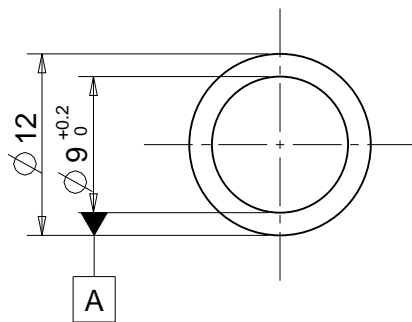
3

3

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B



SCALA 2:1

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario			
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Spessore albero uno ant.	Quantity FALSO		
		Material SS	Gen. surf. finish 		
		Treatment Nessuno	Scale 2:1		Mass [kg] 0.00
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Spessore	

A

B

C

1

1

2

2

3

3

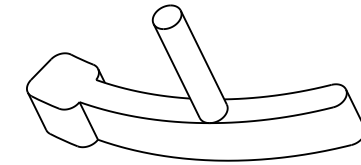
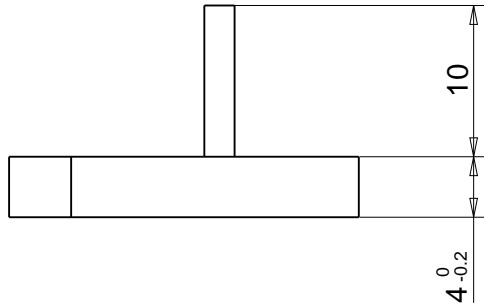
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B

1

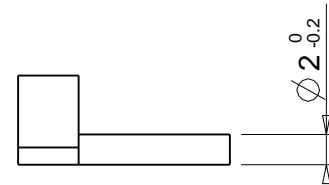
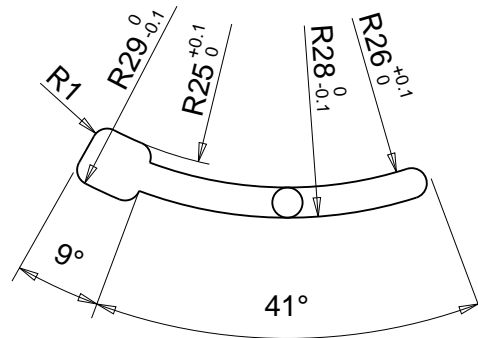
1



SCALA 2:1

2

2



Raggi non quotati R=1

3

3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Sportello	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 2:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Sportello

A

B

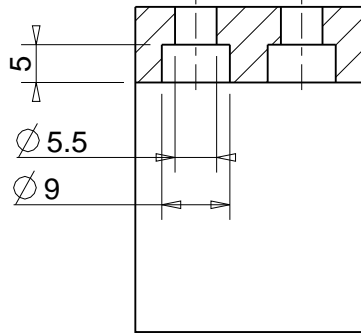
C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

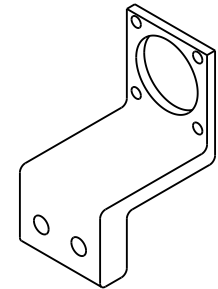
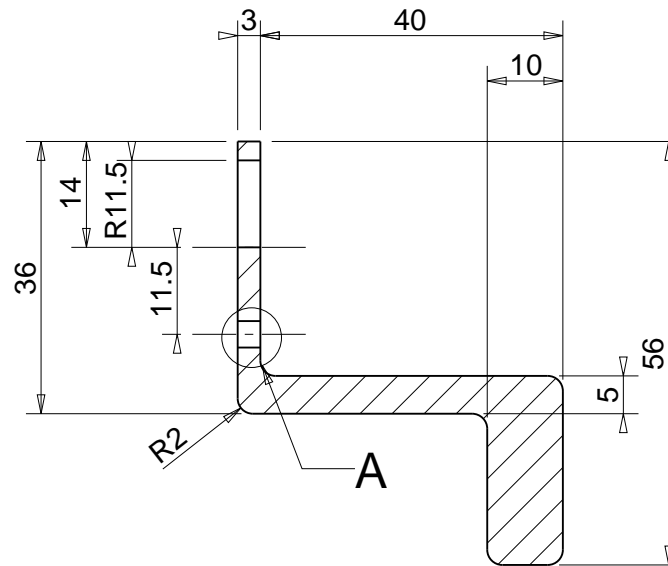
A

B

SEZIONE A-A

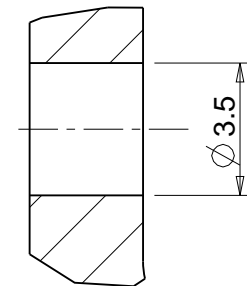


SEZIONE B-B



SCALA 1:2

A(5:1)



Raggi non quotati R=2

1

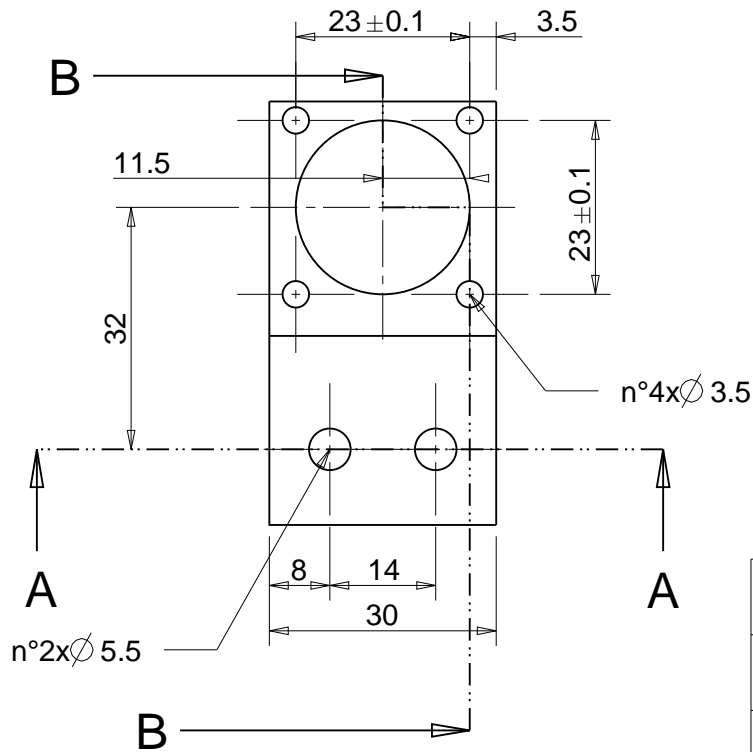
1

2

2

3

3



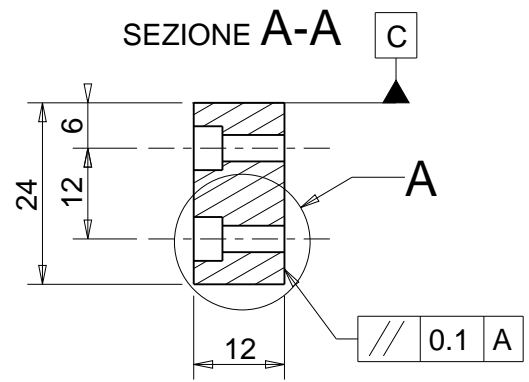
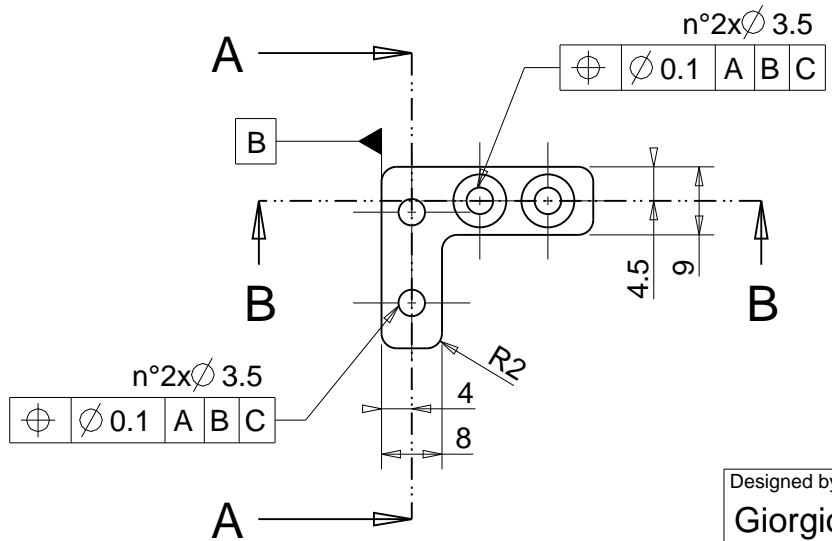
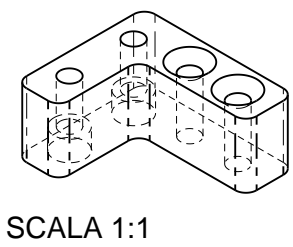
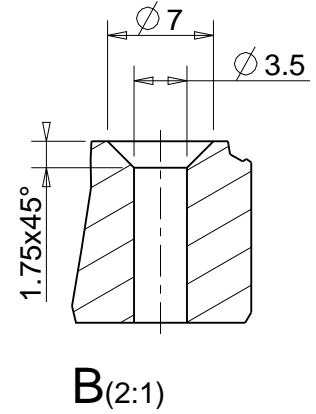
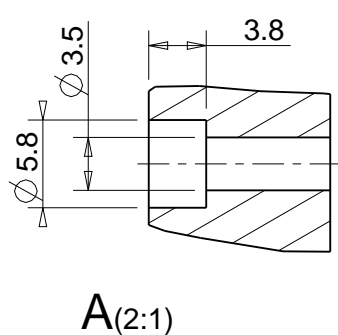
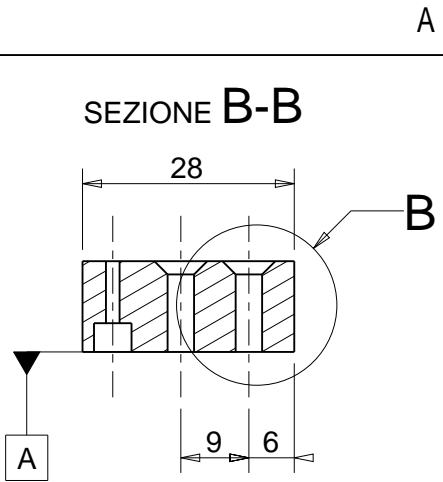
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Staffa motore sistema int.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Staffa motore

A

B

C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



Raggi non quotati R=2

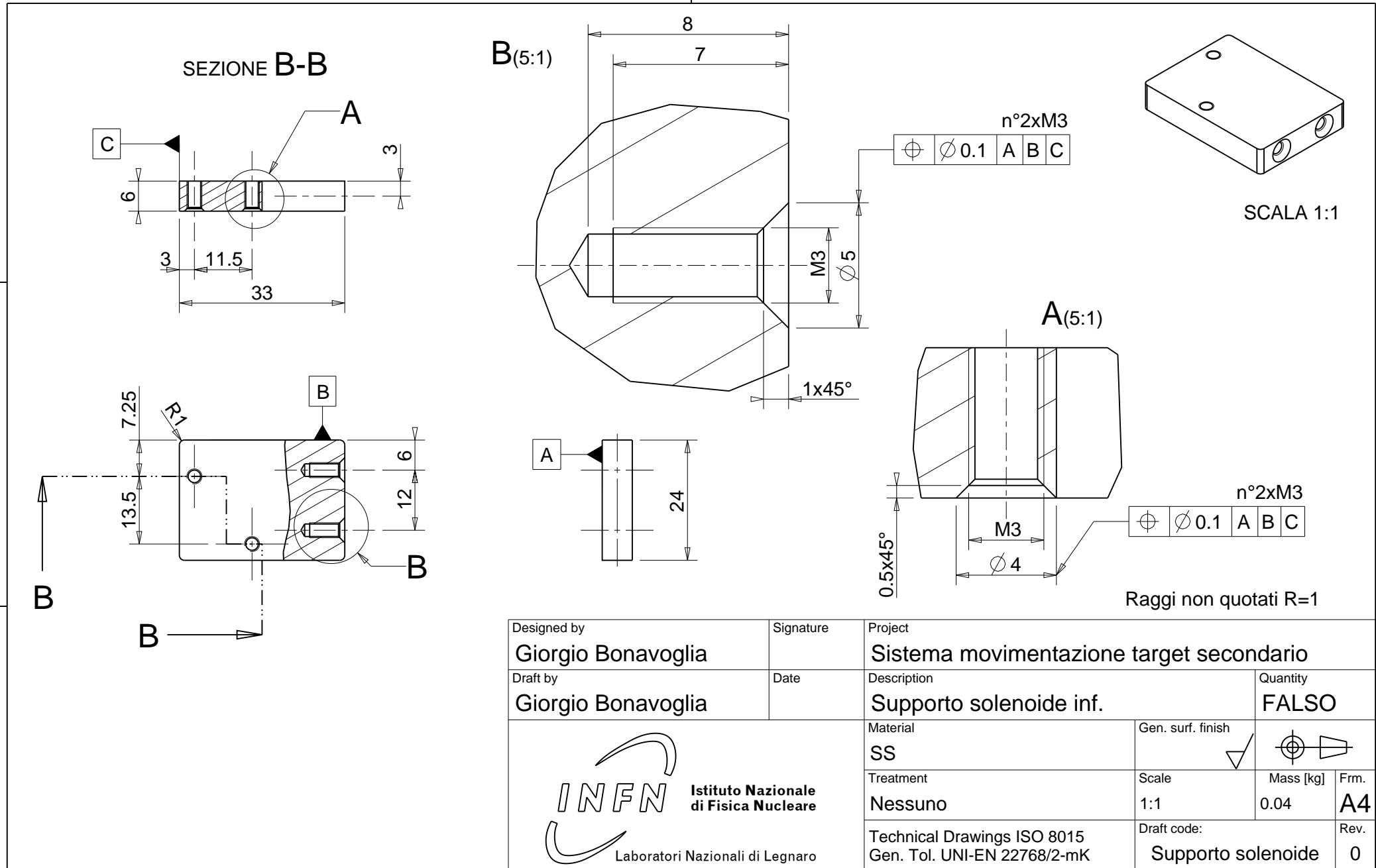
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Supporto solenoide inf.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Supporto solenoide

A

B

C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



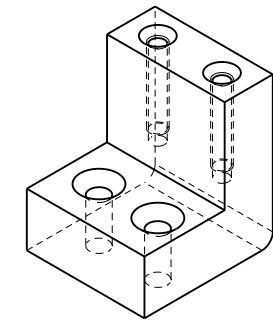
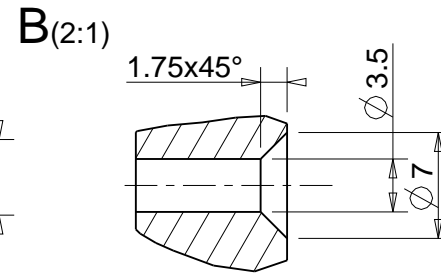
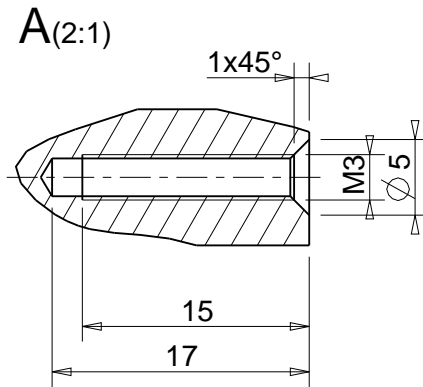
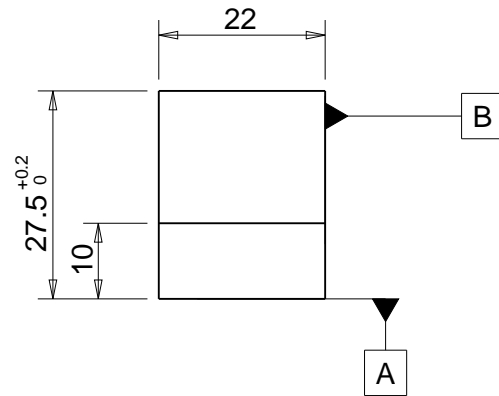
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Supporto solenoide inf.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Supporto solenoide

A

B

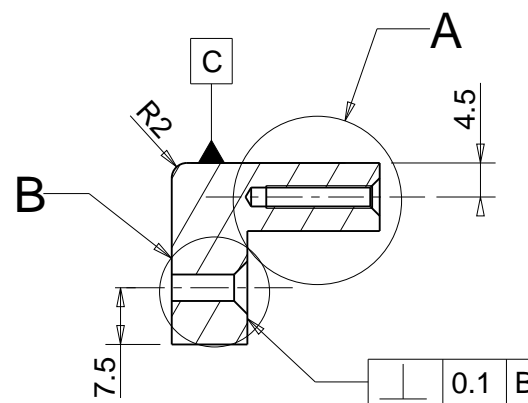
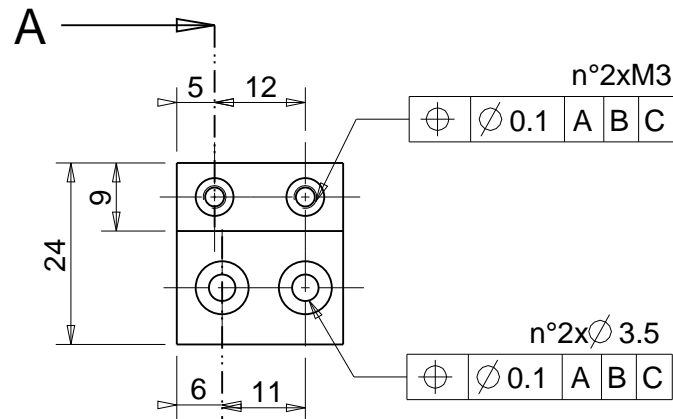
C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



SCALA 1:1

SEZIONE A-A



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Supporto solenoide sup.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Supporto solenoide

A

B

C

1

2

3

1

2

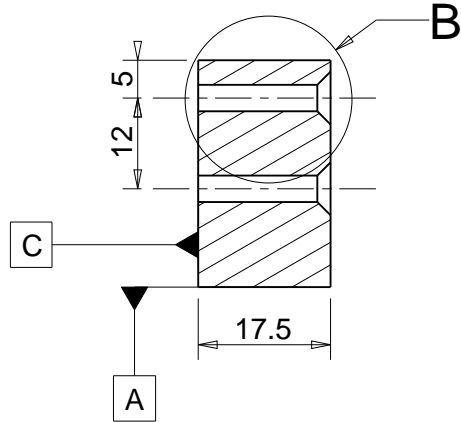
3

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

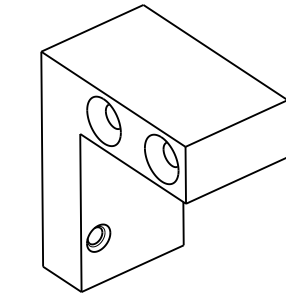
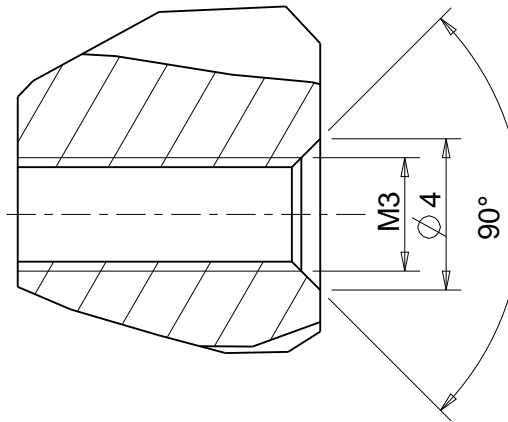
A

B

SEZIONE A-A



A(5:1)



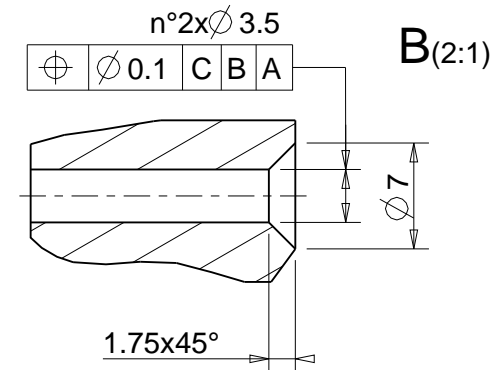
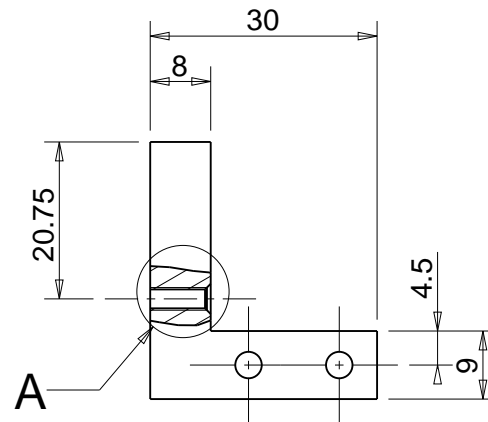
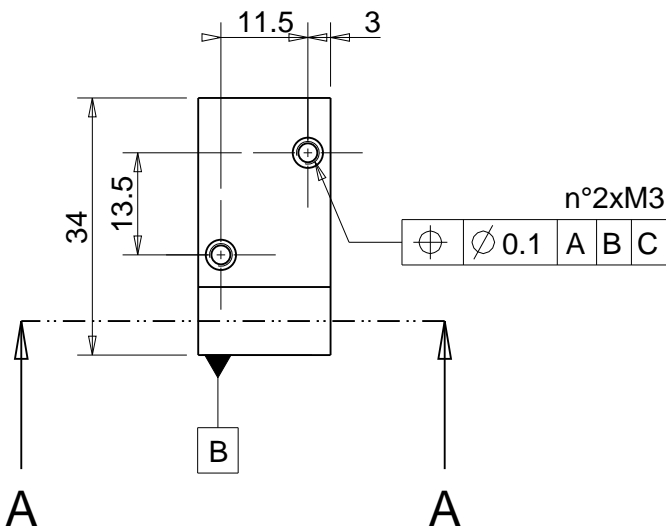
SCALA 1:1

1

1

2

2



3

3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Supporto solenoide sup.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Supporto solenoide

A

B

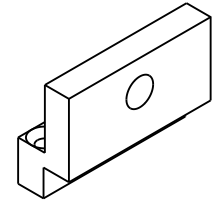
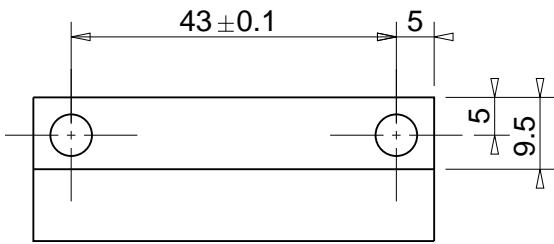
C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

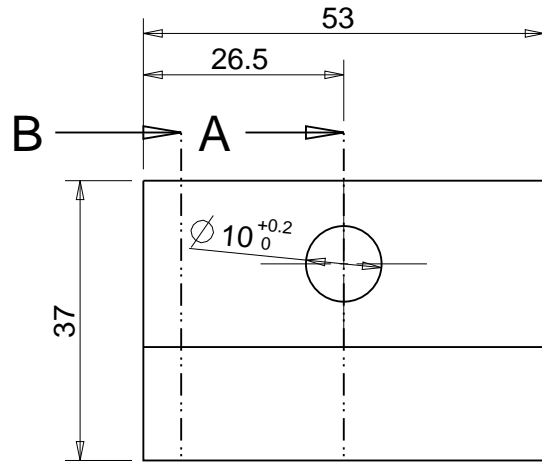
B

1



SCALA 1:2

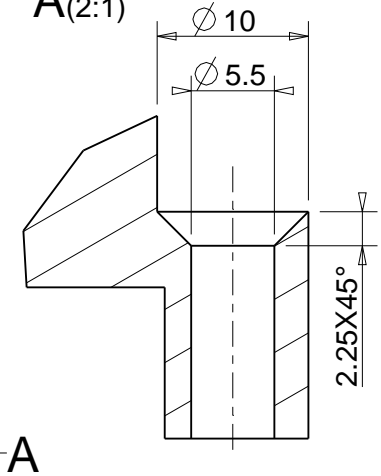
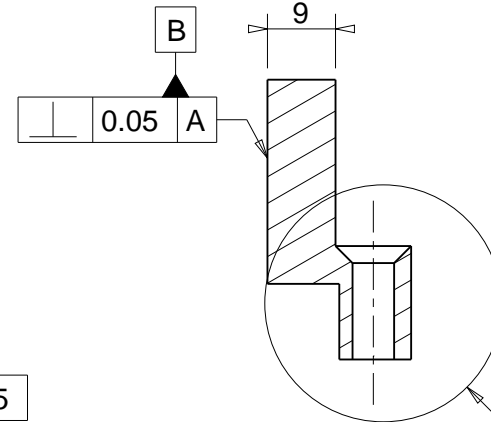
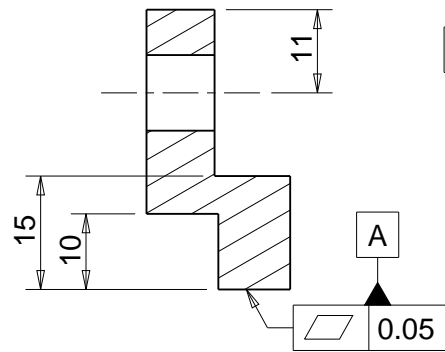
2



SEZIONE A-A

SEZIONE B-B

A(2:1)



3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Fianco destro - connessione rapida	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	 Mass [kg] 0.15 Frm. A4
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Fianco destro

A

B

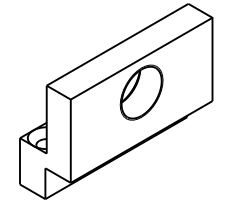
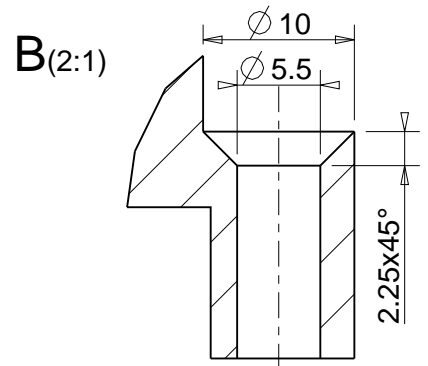
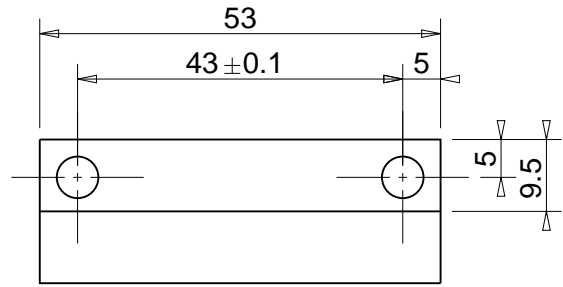
C

1

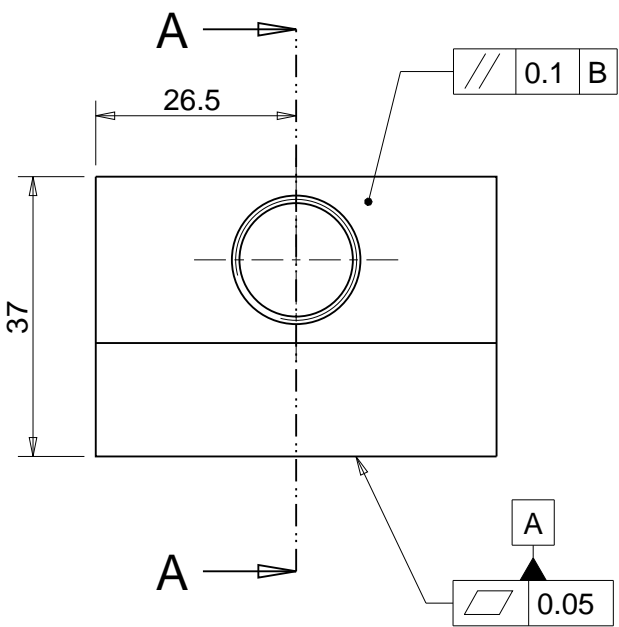
2

3

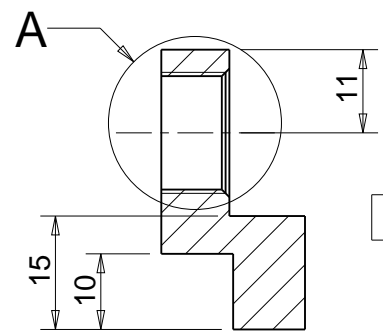
UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



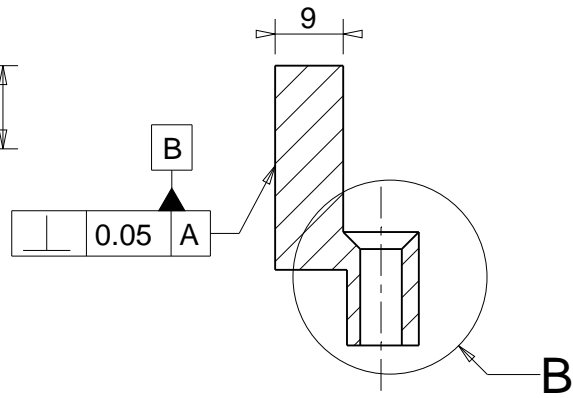
SCALA 1:2



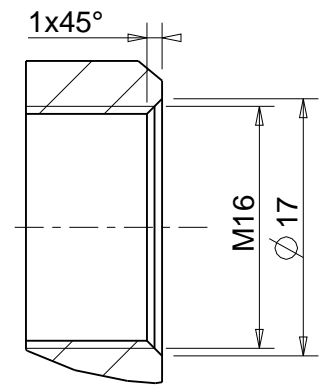
SEZIONE A-A



SEZIONE B-B



A(2:1)



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Fianco sinistro - connessione rapida	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Fianco sinistro

A

B

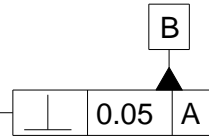
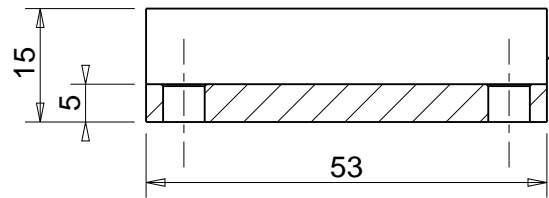
C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

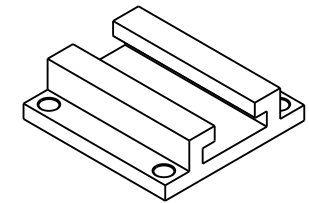
A

B

SEZIONE B-B



B



SCALA 1:2

1

1

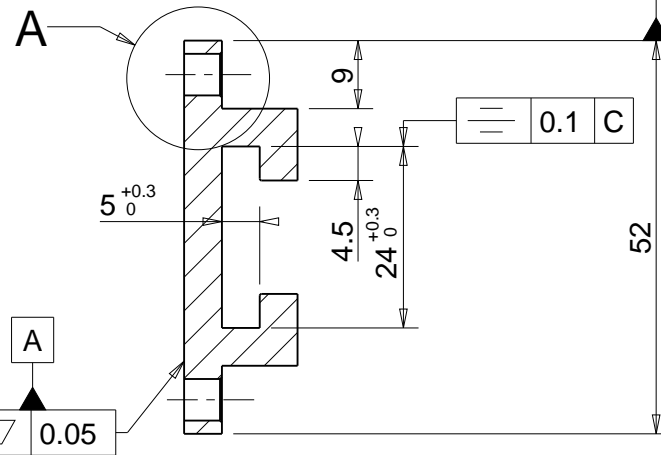
2

2

3

3

SEZIONE A-A

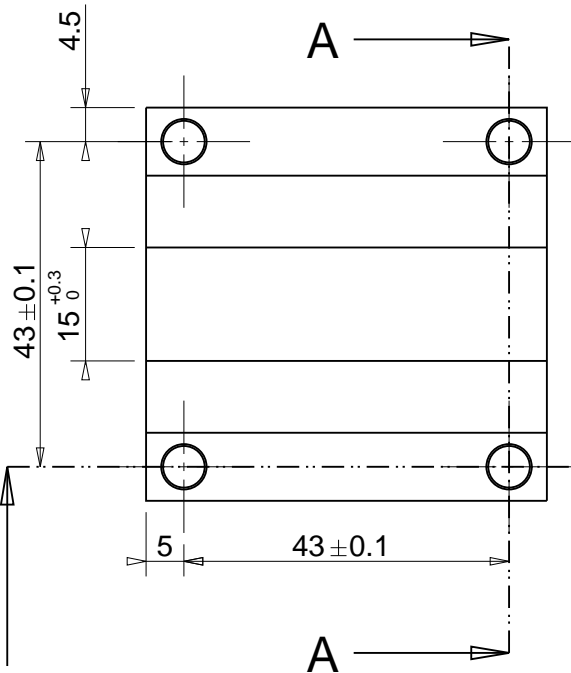
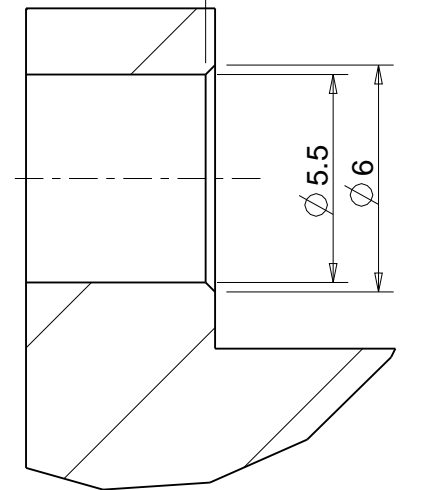


A

C

A

A(5:1)



B

B

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Guida - attacco rapido	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Guida

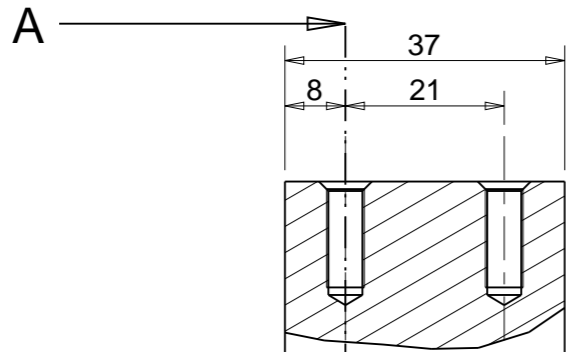
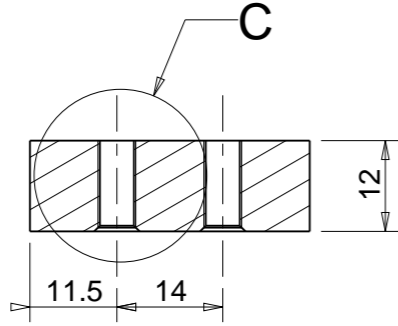
A

B

C

UNI-EN 22768/1-m	Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical design"	
<= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120
± 0.1	± 0.2	± 0.3
± 0.1	± 0.3	± 0.5
± 0.1	± 0.3	± 2

SEZIONE B-B



C

B

B

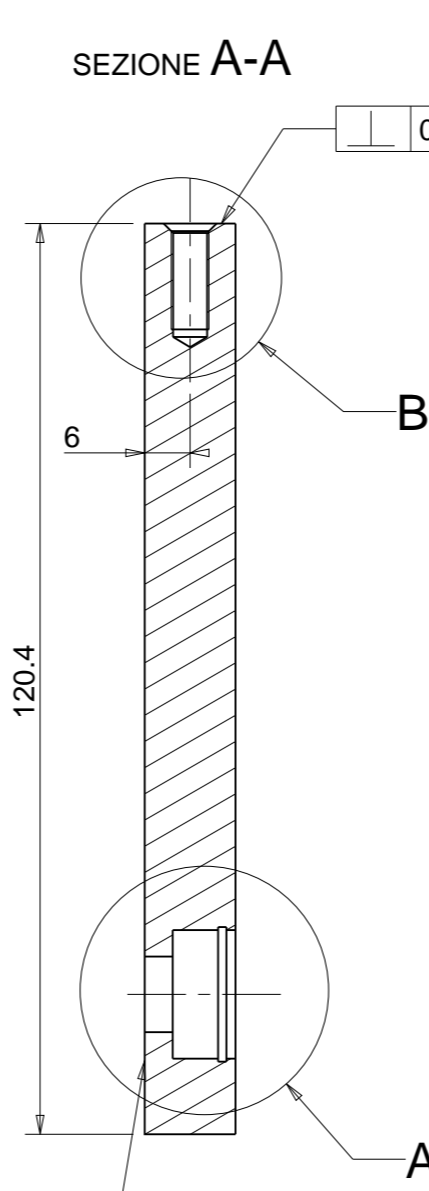
A

30 ± 0.1

R18.5

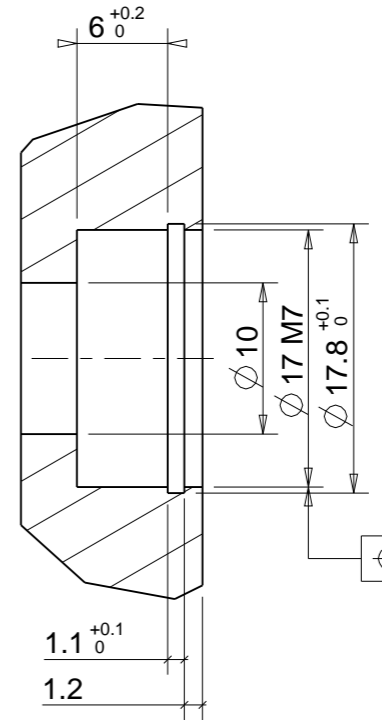
2xM5
⊕ ∅ 0.1 A B D

SEZIONE A-A



▱ 0.1
A

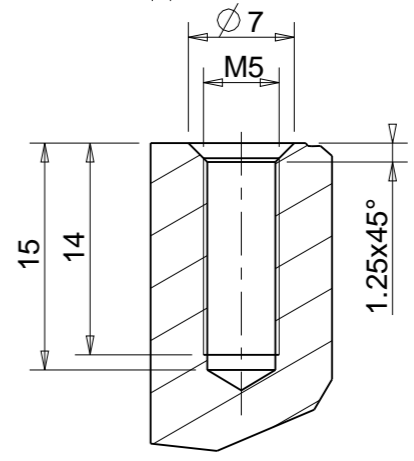
A(2:1)



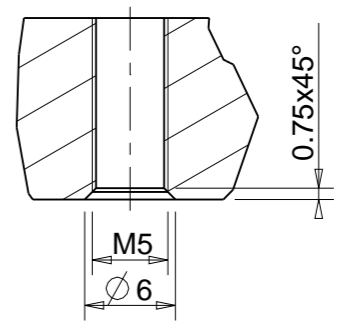
⊕ ∅ 0.1 A B C

D

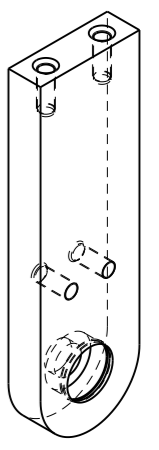
B(2:1)


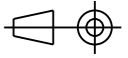


C(2:1)



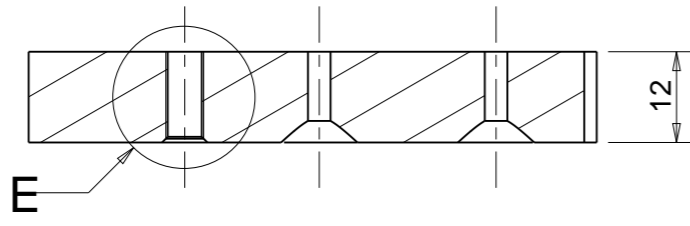
SCALA 1:2



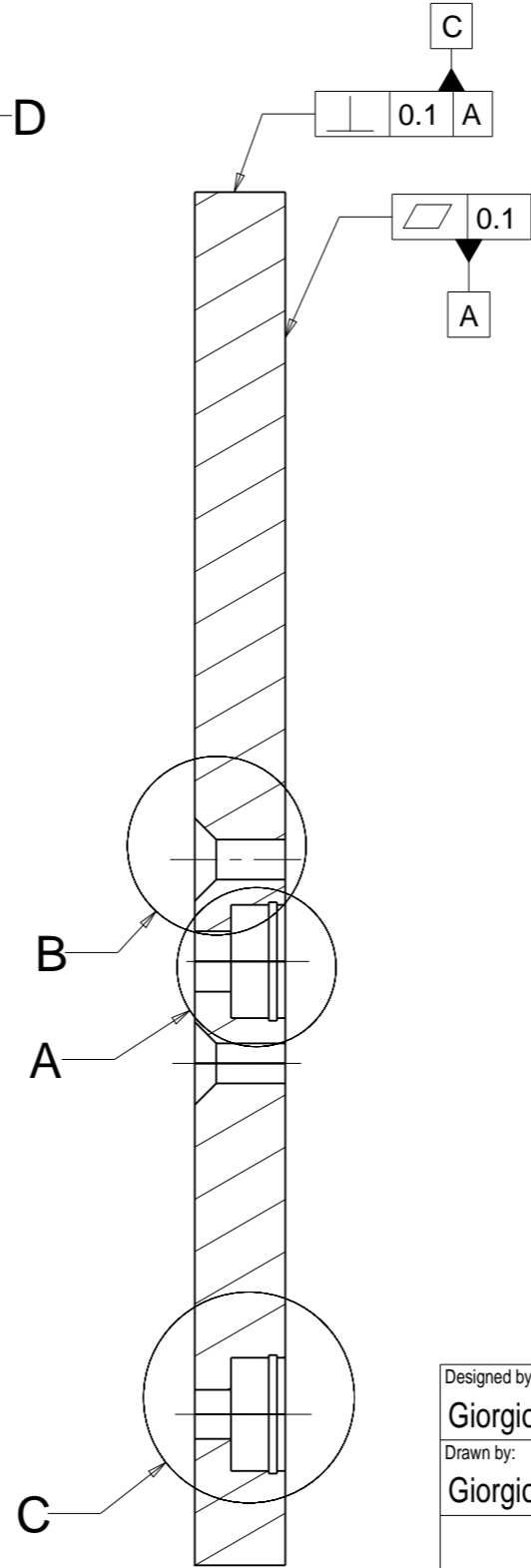
Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Carter sinistro	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>		
	Treatment Nessuno	Scale 1:1	Mass [kg] 0.38	Frm. A3
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Drawing N° Carter sinistro	Rev. 0	

UNI-EN 22768/2-m individual tolerance indicators "mechanical designs"	>120	± 2
>30 <=120	± 0.5	
>6 <=30	± 0.3	
<=6	± 0.2	
	± 0.1	

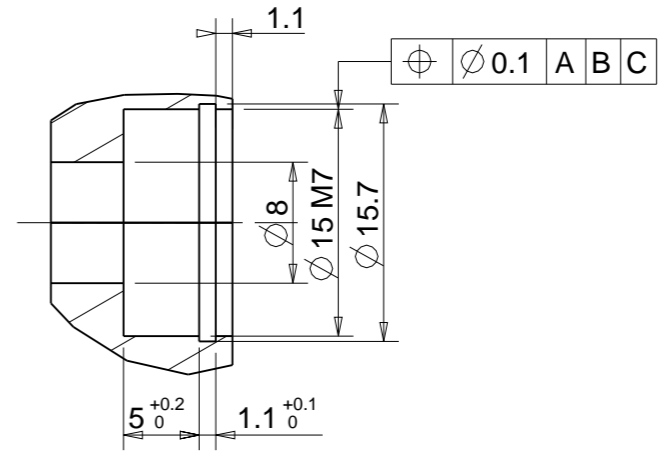
SEZIONE C-C



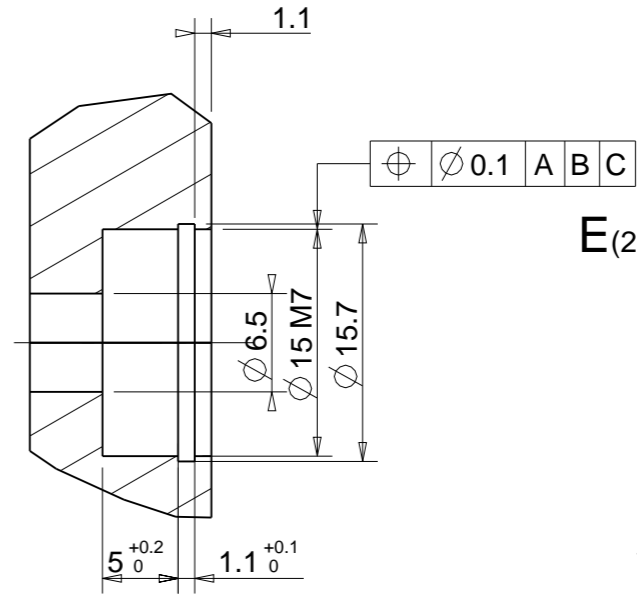
SEZIONE A-A



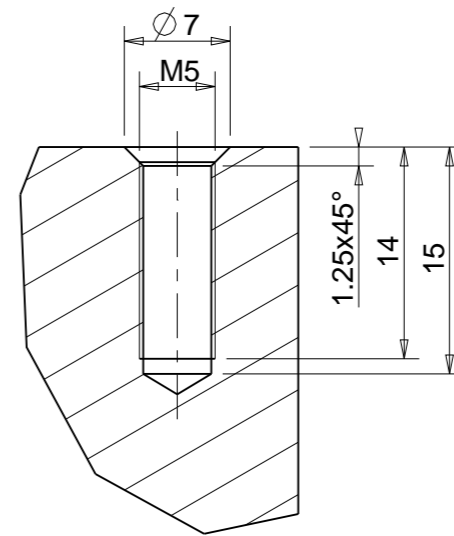
A(2:1)



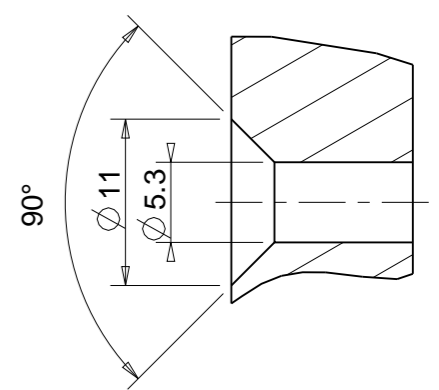
C(2:1)



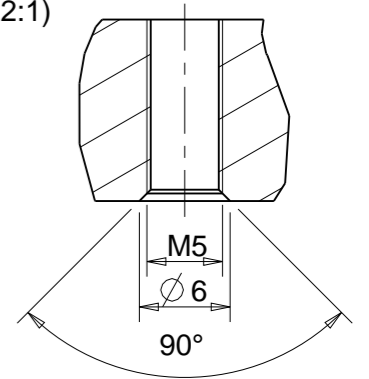
D(2:1)



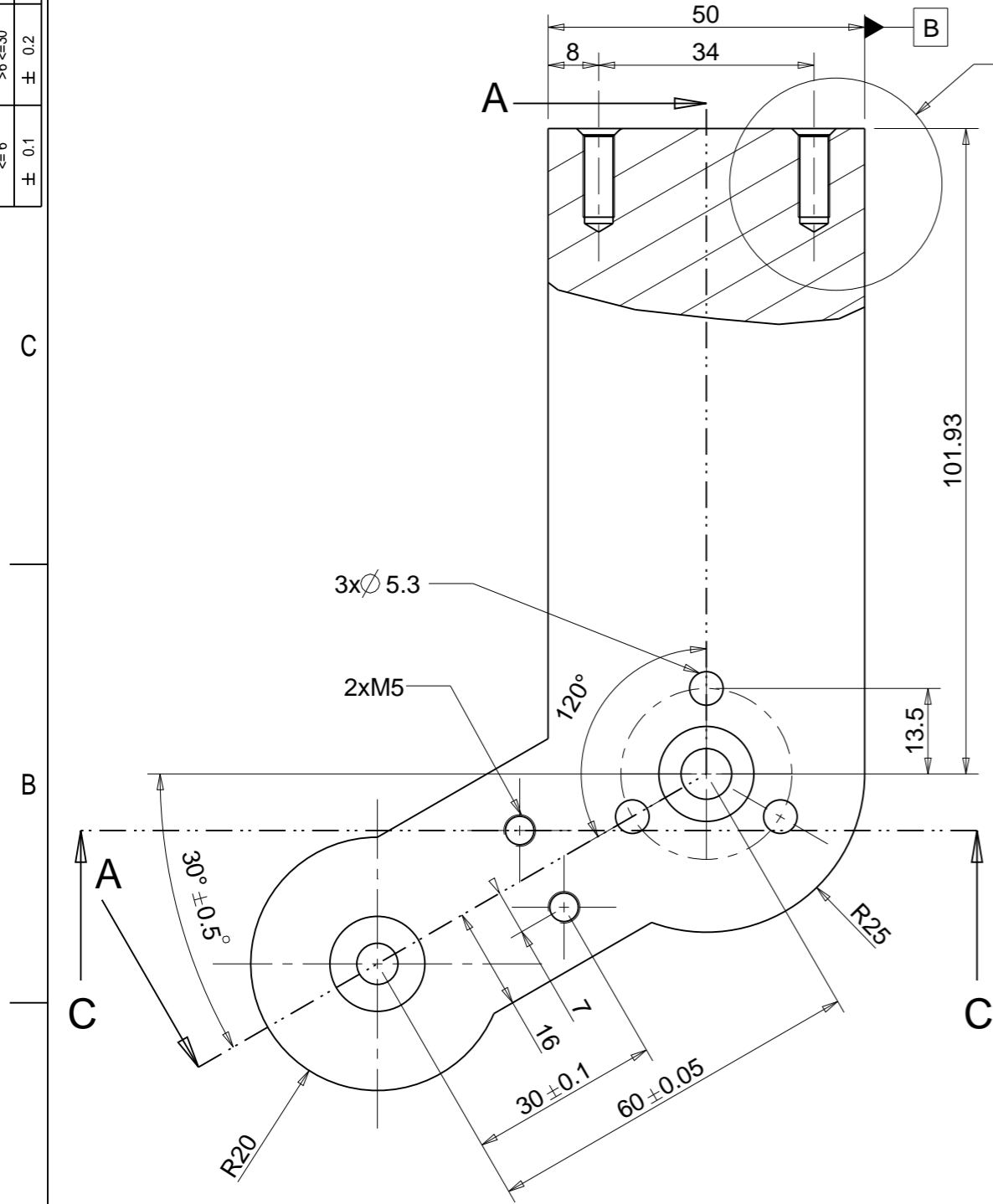
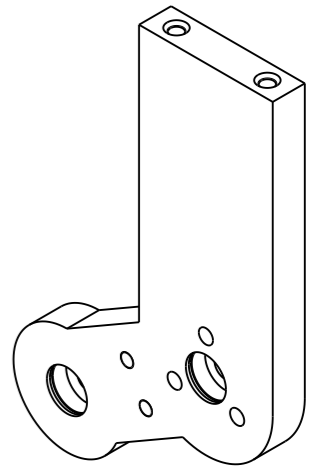
B(2:1)


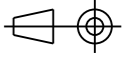


E(2:1)



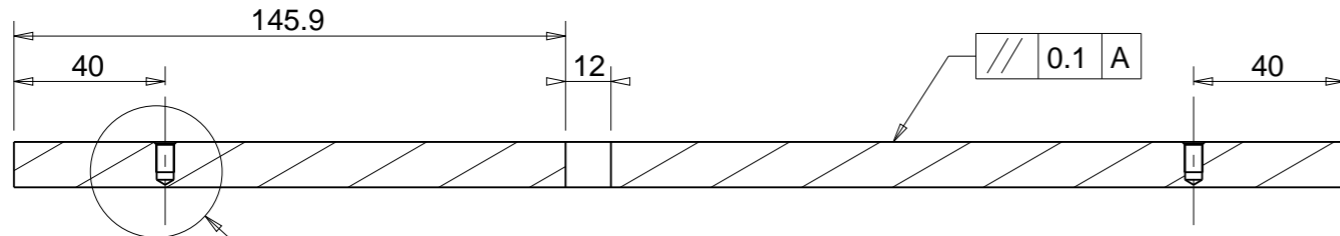
SCALA 1:2



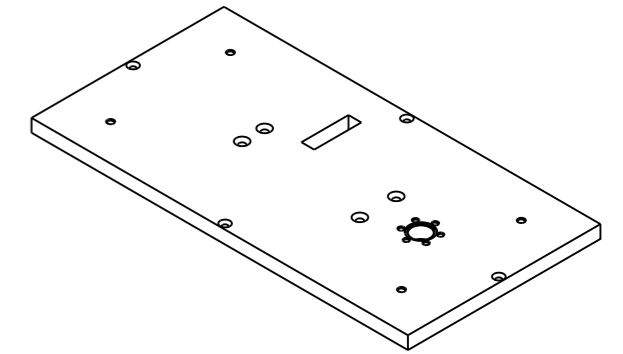
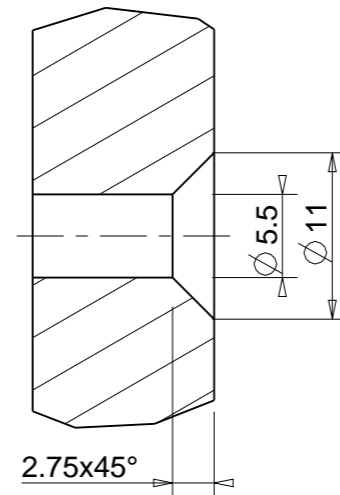
Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Carter destro	Quantity FALSO	A
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Gen. surf. finish	<input checked="" type="checkbox"/>	
	Treatment Nessuno	Scale 1:1	Mass [kg] 0.70	Frm. A3
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Drawing N° Carter destro	Rev. 0	

UNI-EN 22768/2-mk Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical designs"	>120	± 2
	>30 <=120	± 0.5
	>6 <=30	± 0.3
	<=6	± 0.2
		± 0.1

SEZIONE D-D

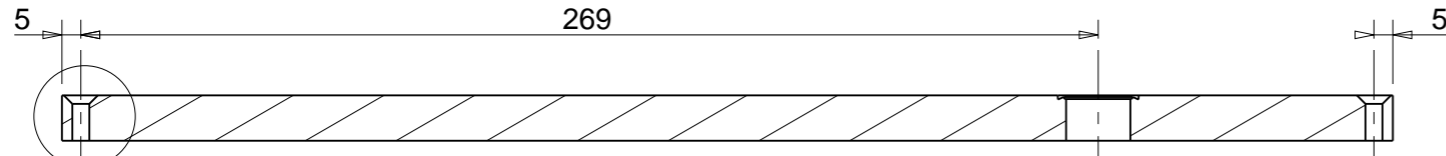


D(2:1)

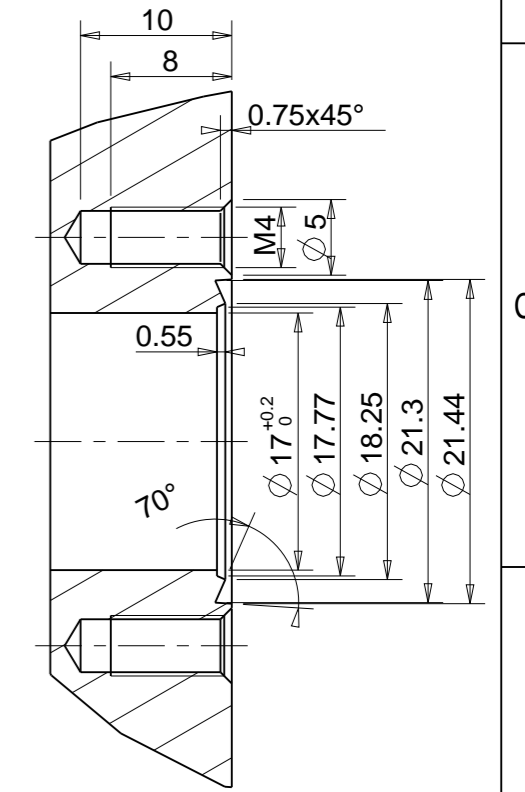


SCALA 1:5

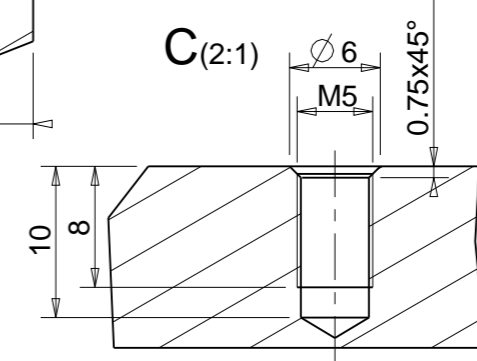
SEZIONE A-A



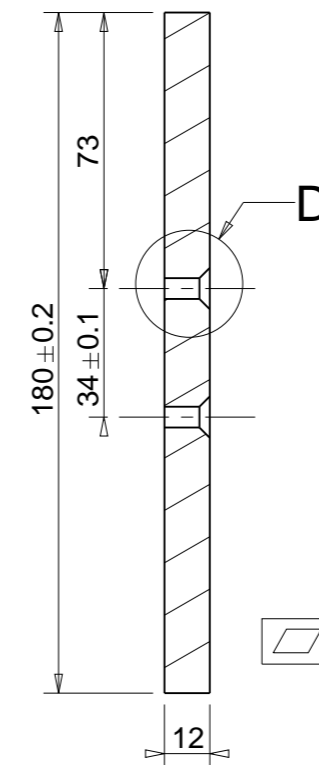
B(2:1)



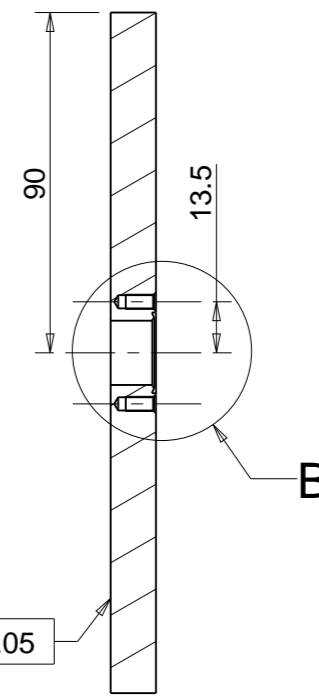
C(2:1)



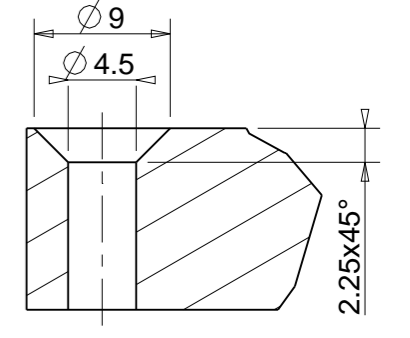
SEZIONE B-B



SEZIONE C-C



A(2:1)



C

D

B

A

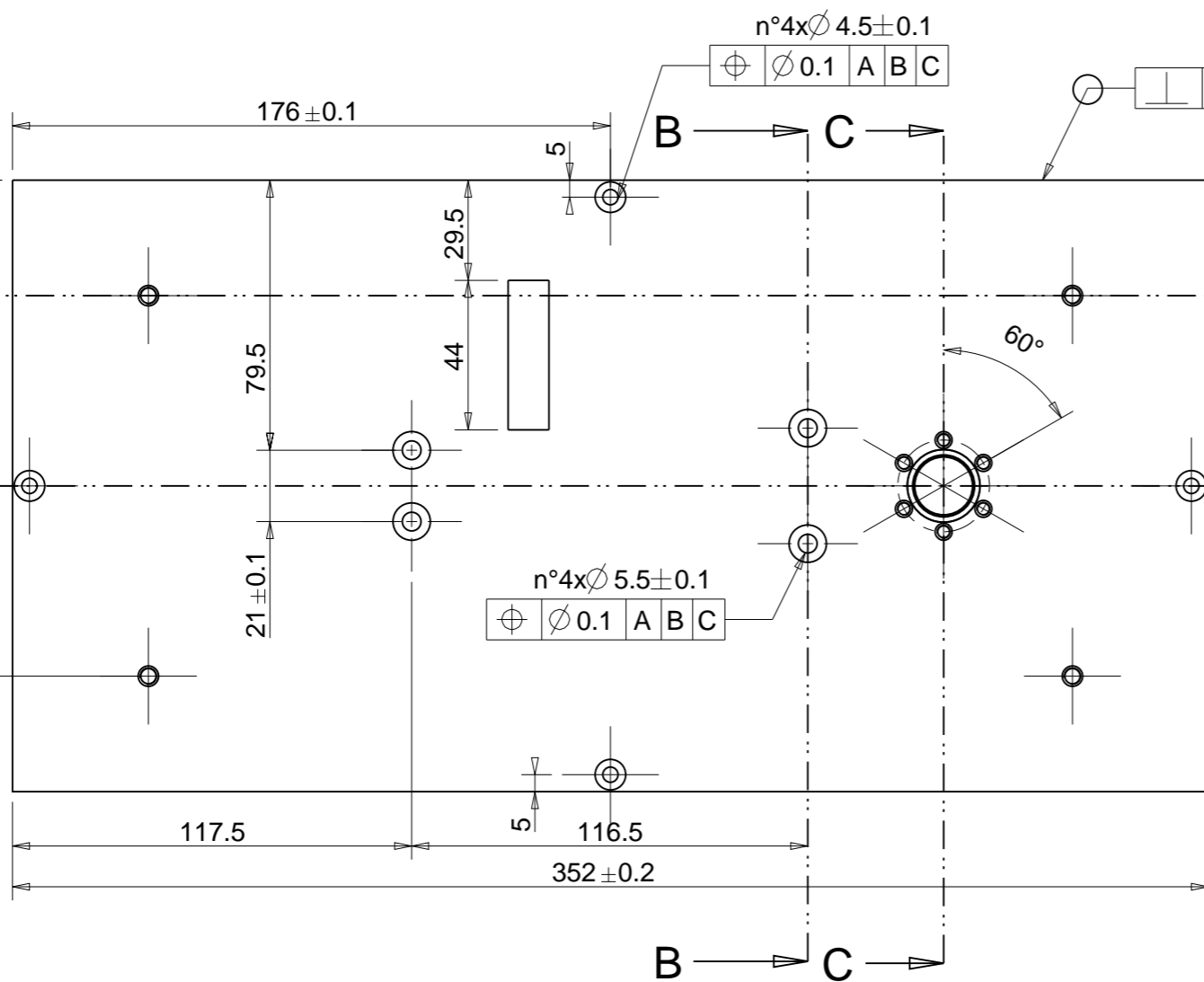
D


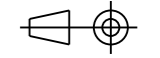
C

B

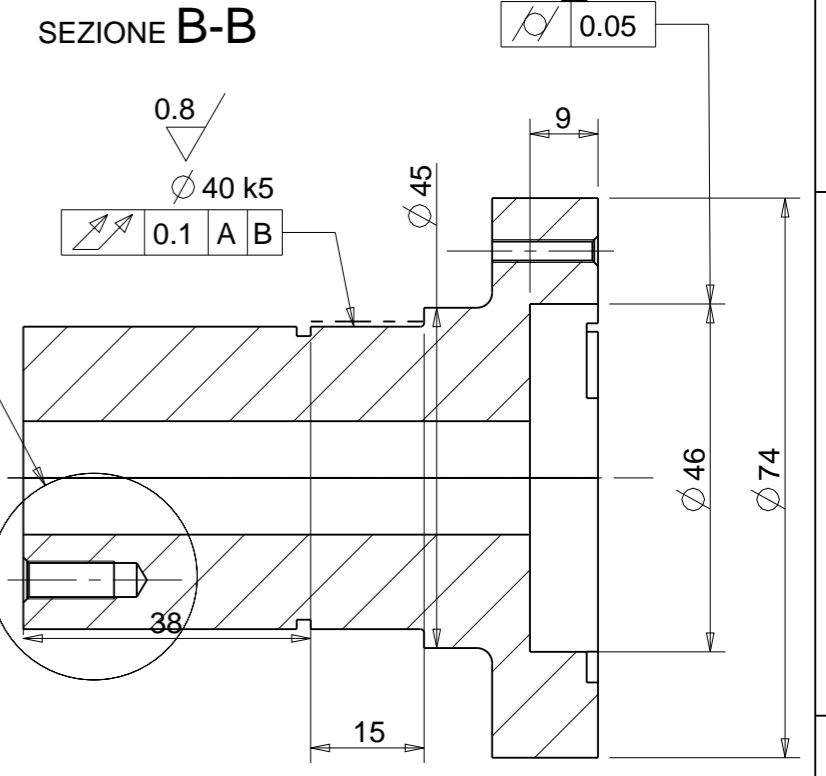
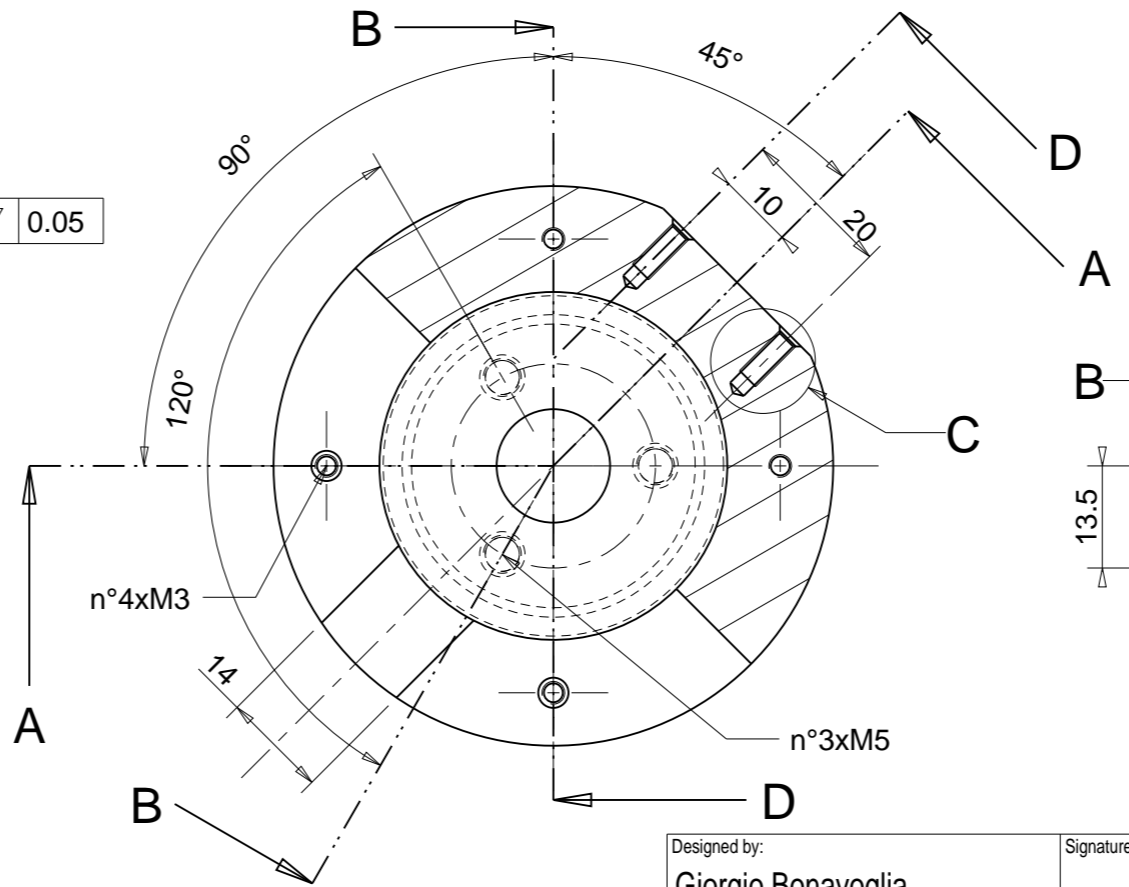
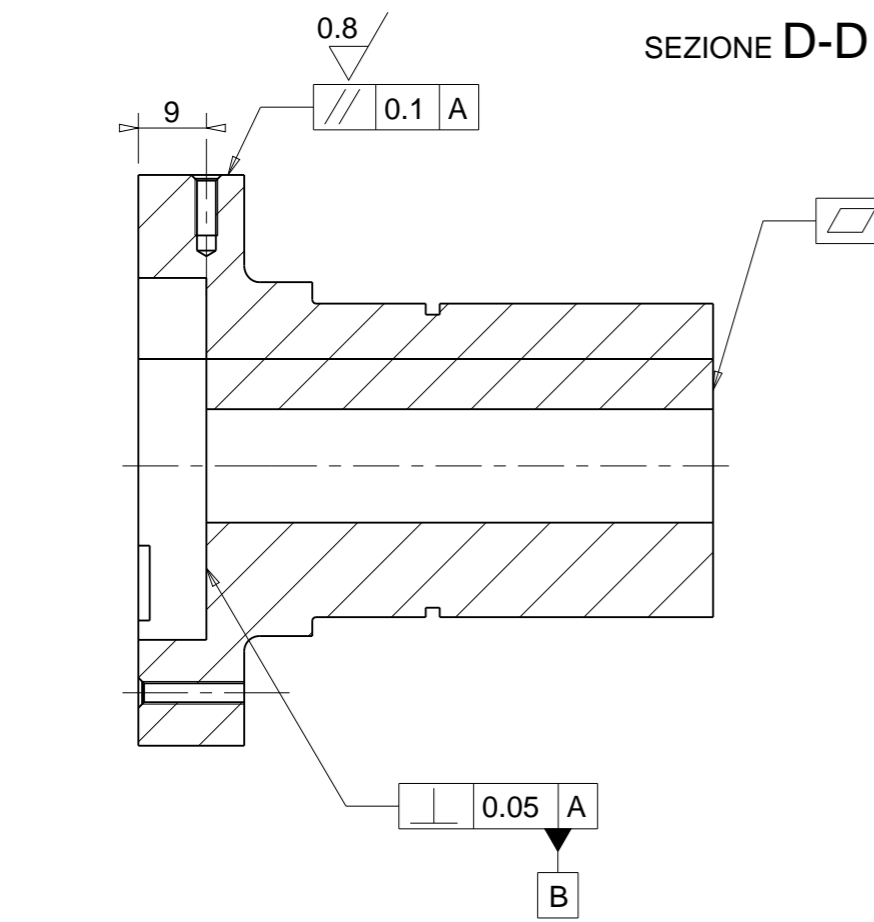
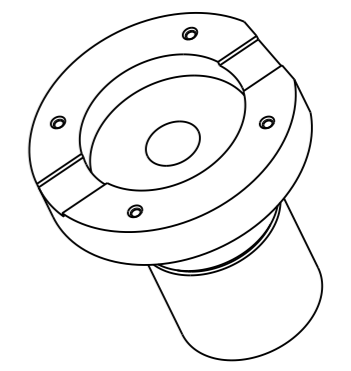
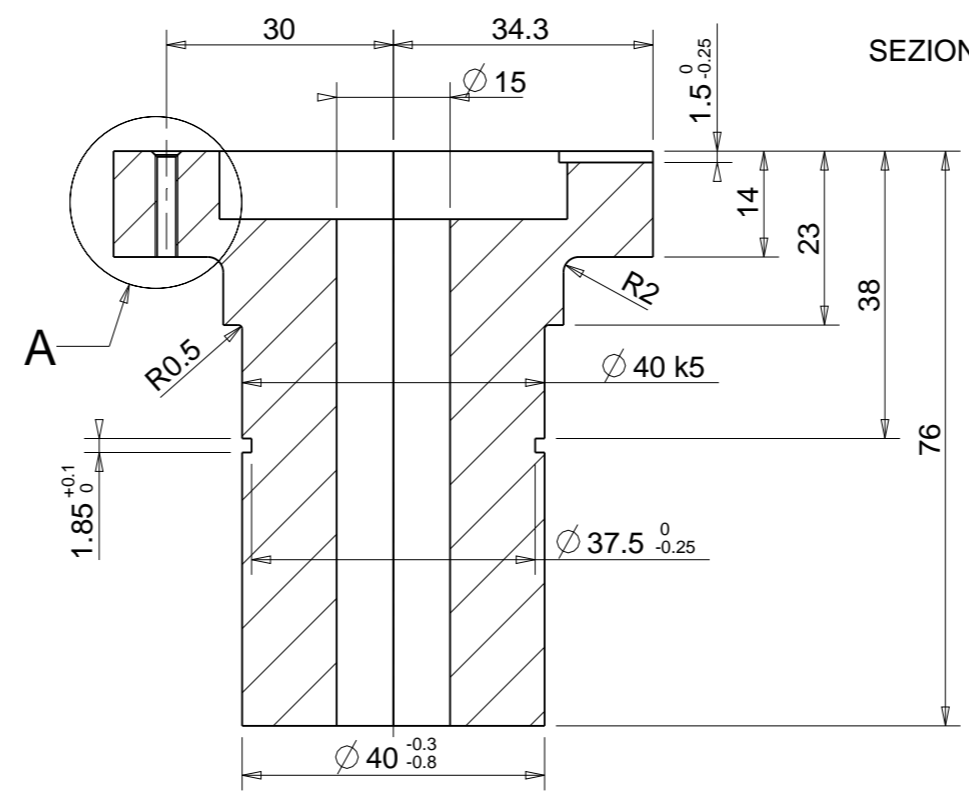
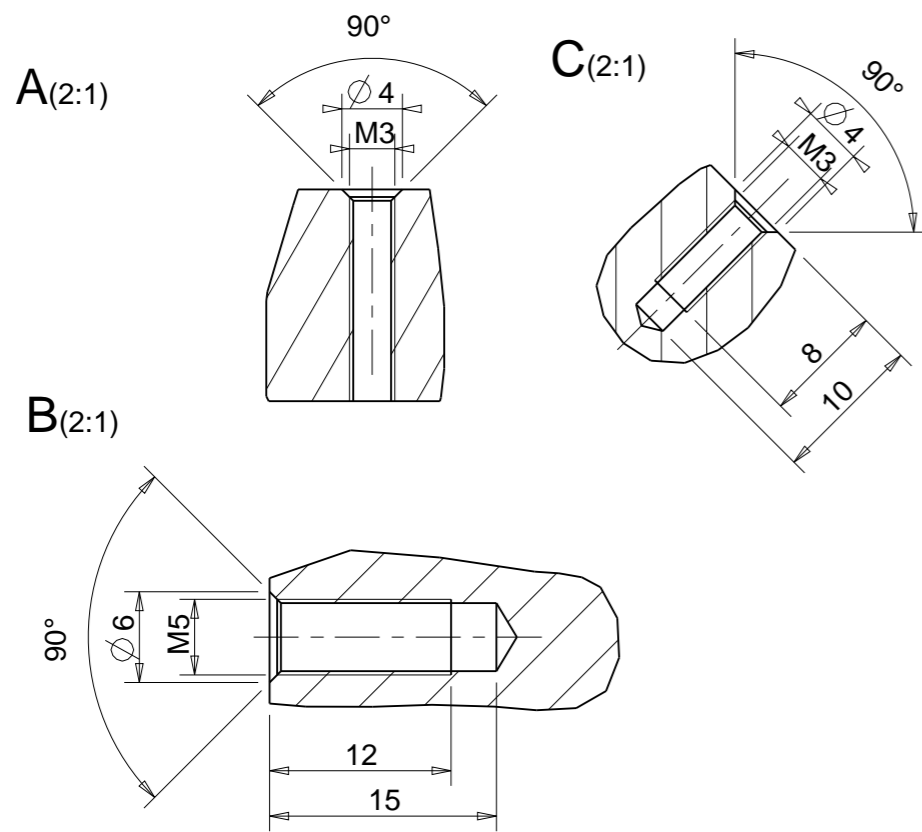
A



A3



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Piatra selettore	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Gen. surf. finish		
	Treatment Nessuno	Scale 1:2	Mass [kg] 5.79	Frm. A3
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mk	Drawing N° Piatra selettore	Rev. 0	

UNI-EN 22768/2-mk Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical designs"	
<= 6	± 0.1
> 6 <= 30	± 0.2
> 30 <= 120	± 0.3
> 120	± 0.5
± 2	



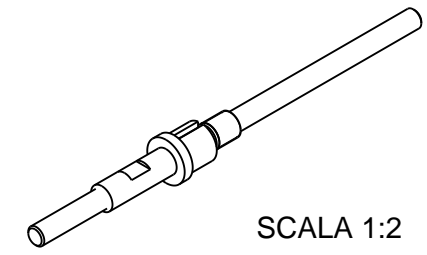
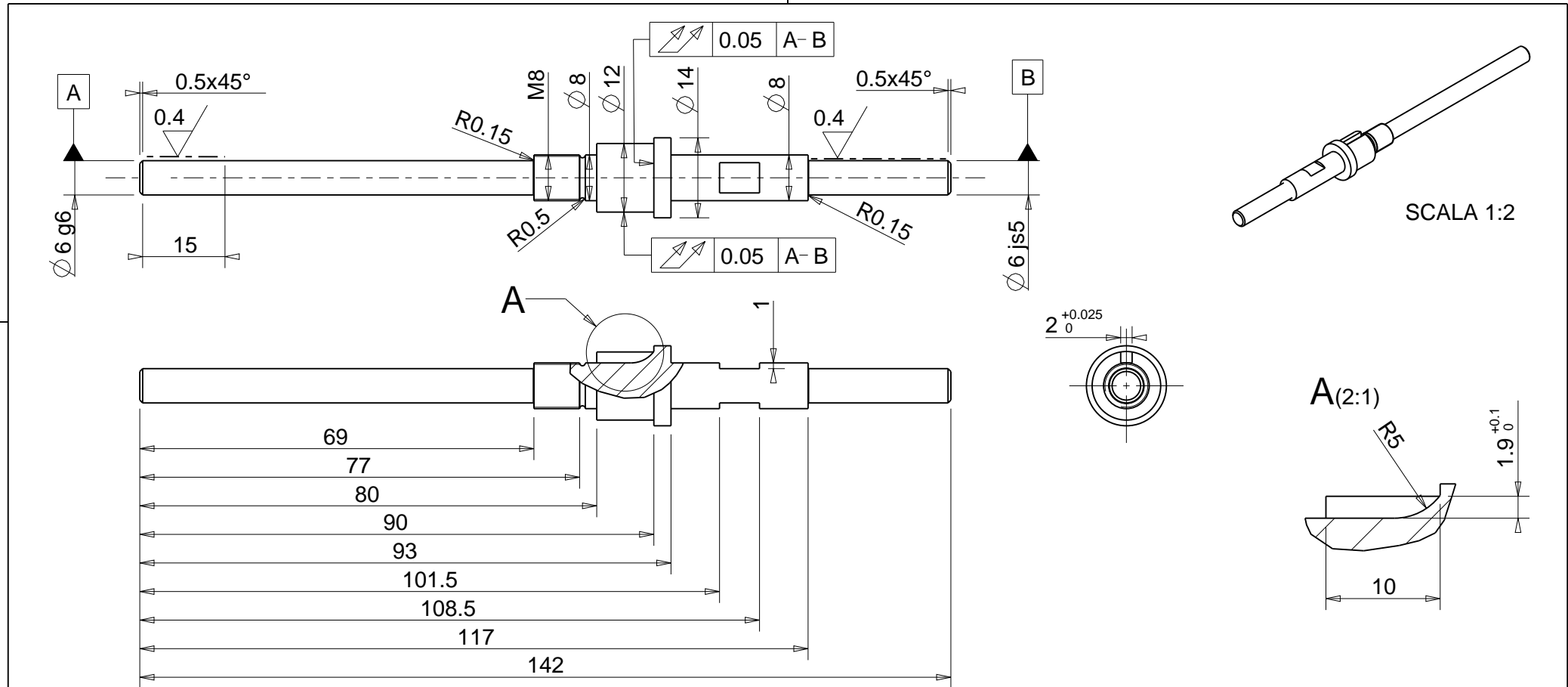
Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario	
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Selettore corona	Quantity FALSO
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>
		Treatment Nessuno	Scale 1:1
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Mass [kg] 0.87	Frm. A3
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mk		Drawing N° Selettore Corona	Rev. 0

A

A

A3

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione bersaglio secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Albero selettore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment n/d	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Albero selettore

A

B

C

1

2

3

1

2

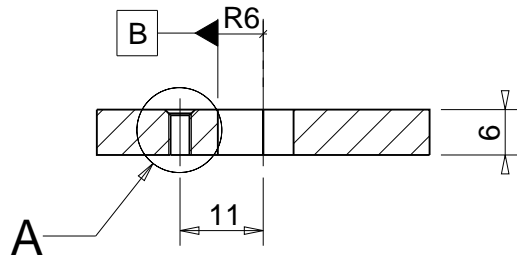
3

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

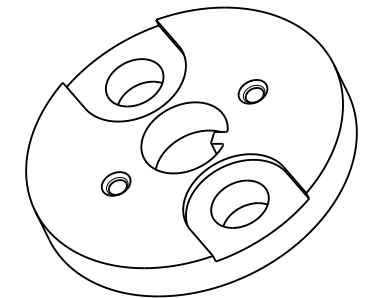
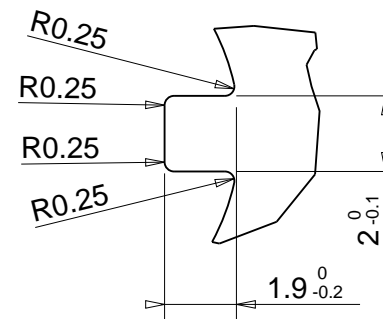
A

B

SEZIONE B-B



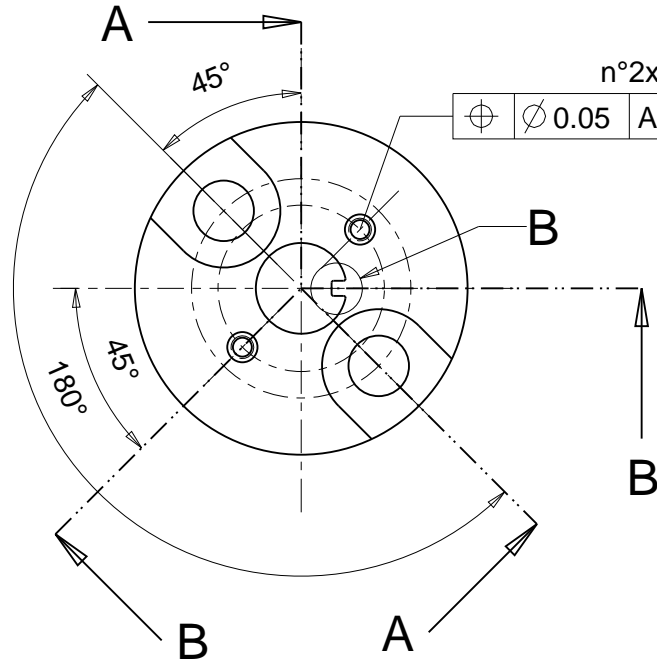
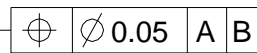
B(5:1)



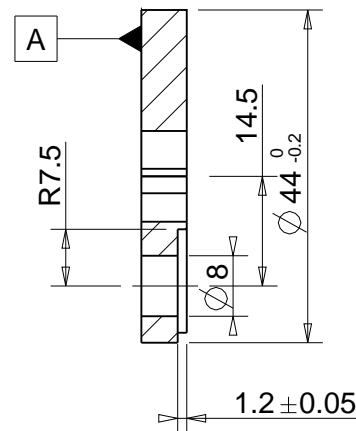
SCALA 1:1

A

n°2xM3

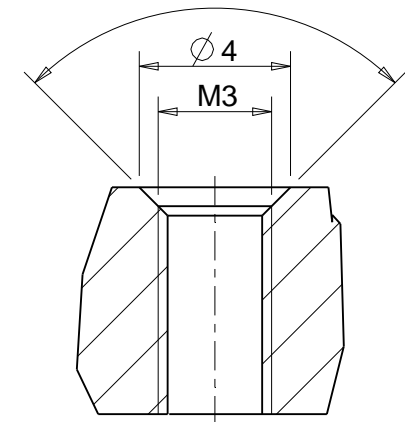


SEZIONE A-A



A(5:1)

90°



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Disco interno del selettore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Disco selettore

A

B

C

1

2

3

1

2

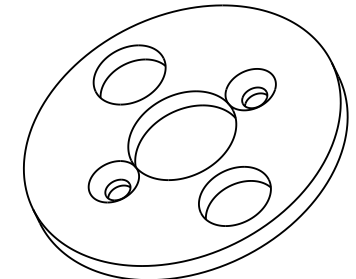
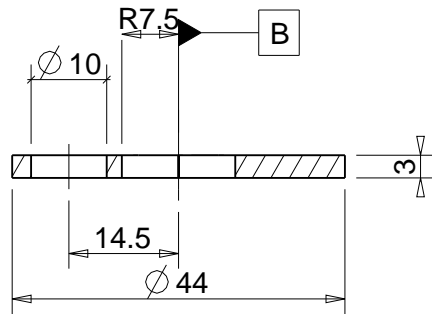
3

UNI-EN 22768(1)-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

B

SEZIONE A-A



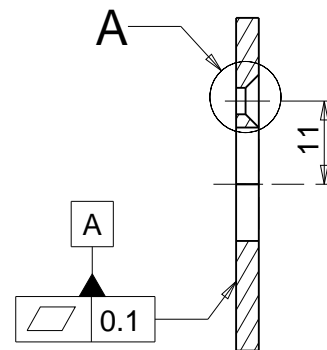
SCALA 1:1

1

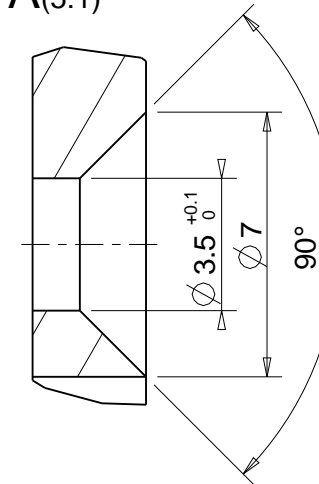
1

B

SEZIONE B-B

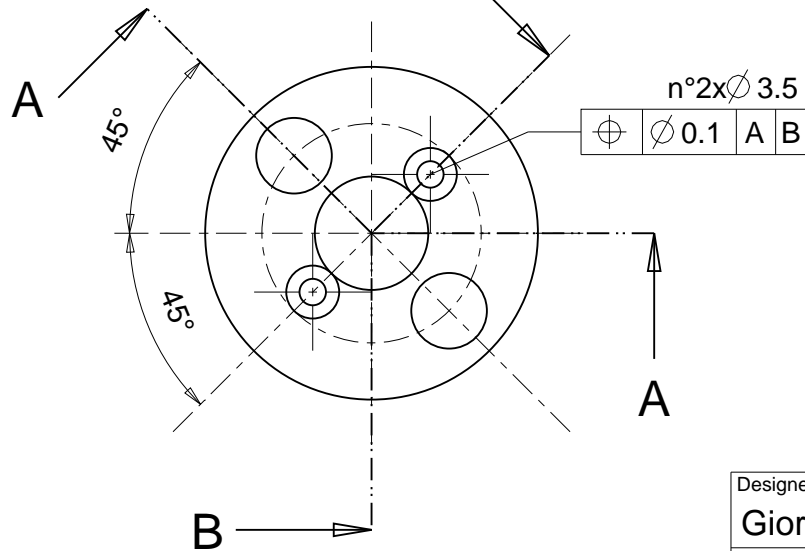


A(5:1)



2

2



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Cover disco selettore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Cover disco

3

3

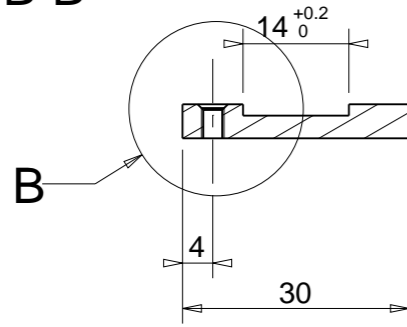
A

B

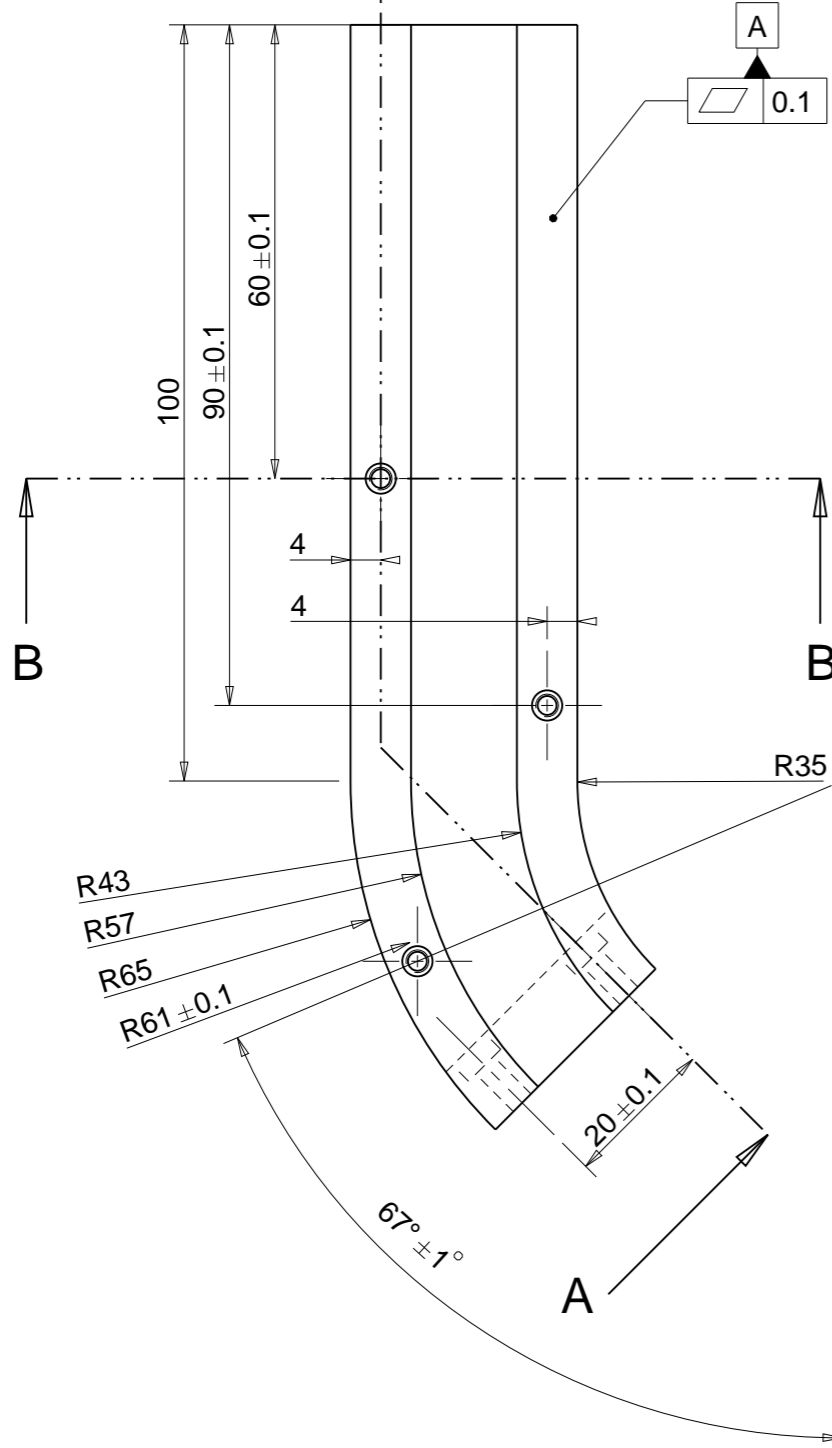
C

UNI-EN 22768/2-m individual tolerance indicators "mechanical origins technical designs"	>120	± 0.5
	>30 <=120	± 0.3
	>6 <=30	± 0.2
	<=6	± 0.1

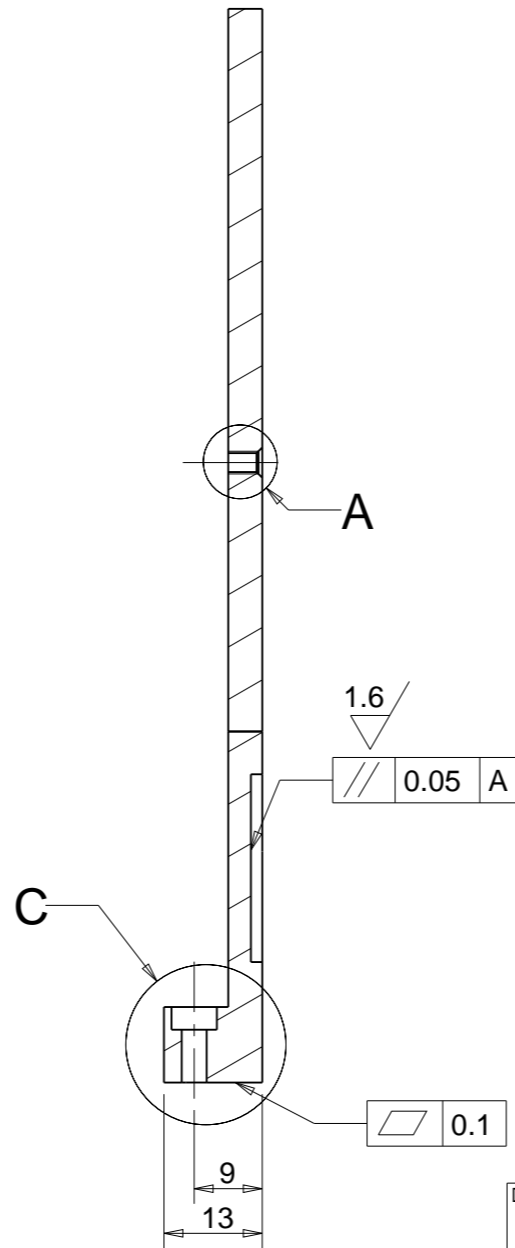
SEZIONE B-B



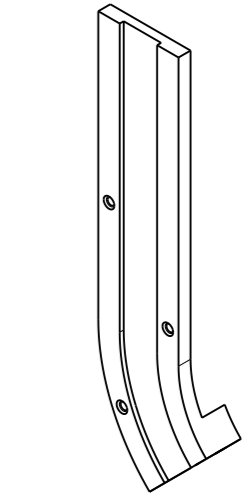
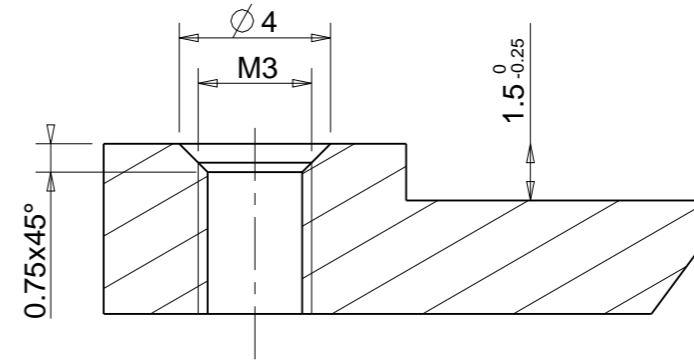
A



SEZIONE A-A

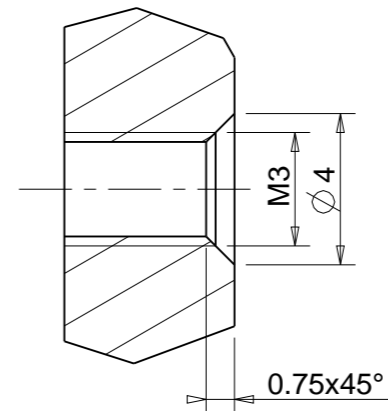


B(5:1)

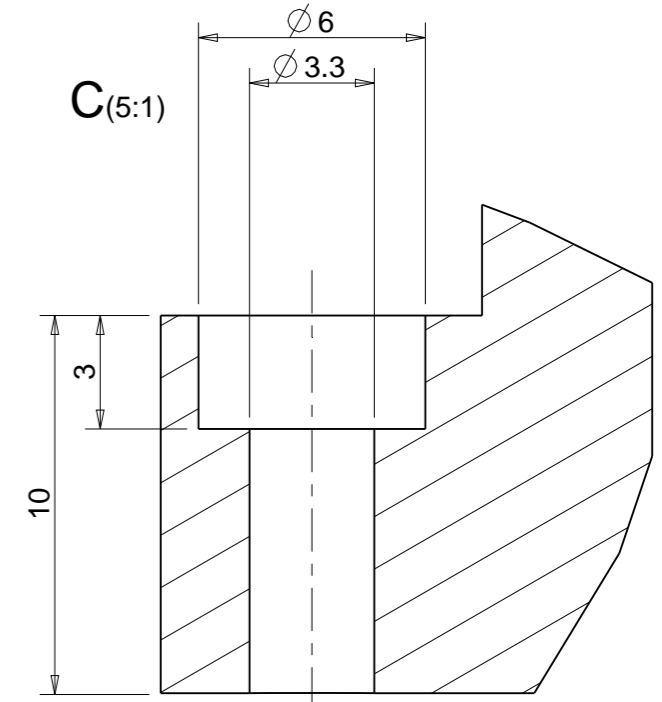



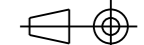
SCALA 1:2

A(5:1)



C(5:1)



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Selettore ricarica	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>	
		Treatment nessuno	Scale 1:1	Mass [kg] 0.14
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Drawing N° Selettore ricarica	Rev. 0	

UNI-EN 22768(1)-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

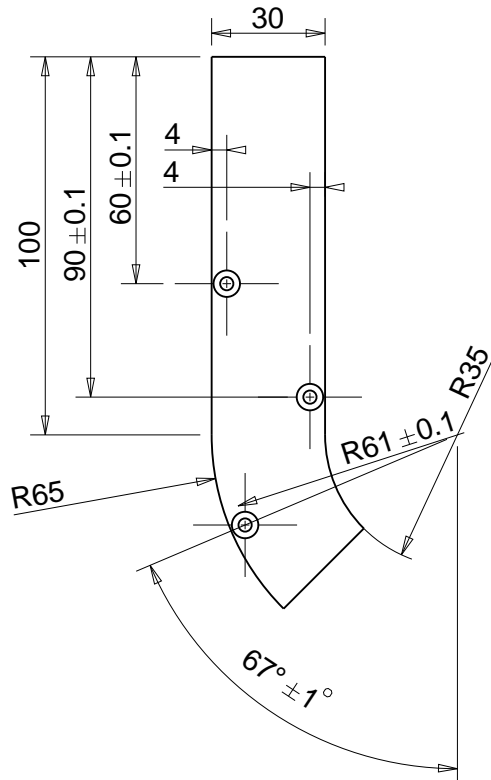
A

B

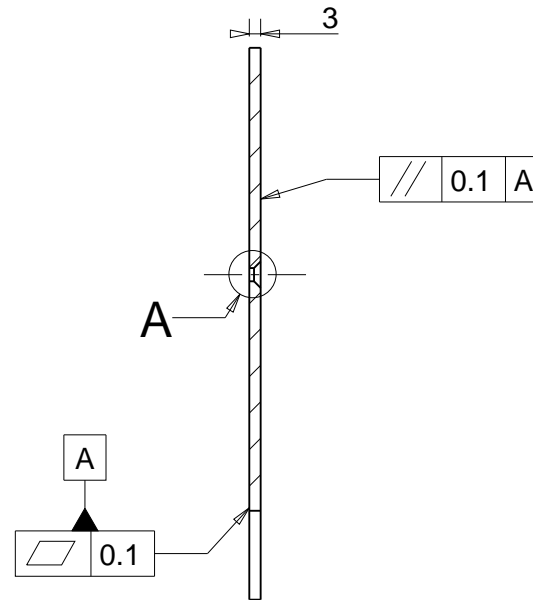
1

2

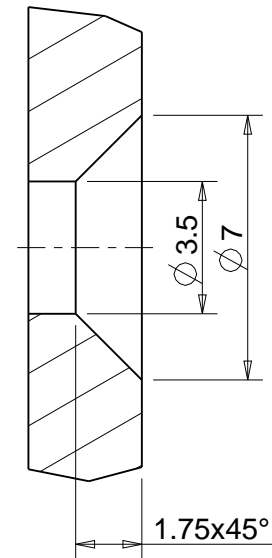
3



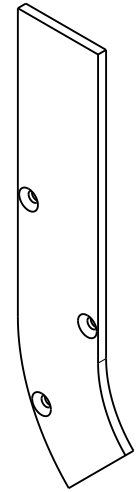
SEZIONE A-A



A(5:1)



SCALA 1:2



1

2

3

Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario			
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Ricoprimento ricarica selettore	Quantity FALSO		
		Material SS	Gen. surf. finish 		
		Treatment Nessuno	Scale 1:2		Mass [kg] 0.10
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Cover ricarica	

A

B

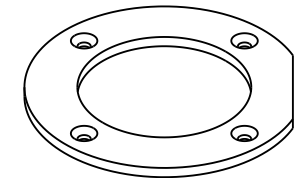
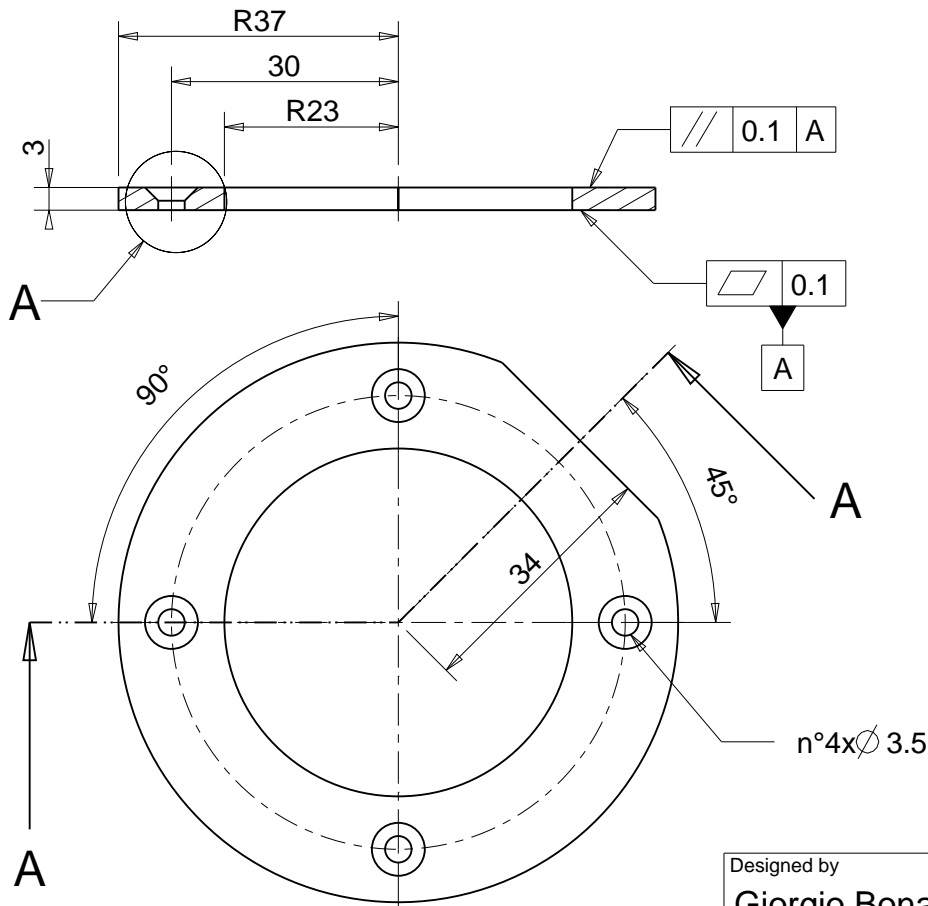
C

UNI-EN 22768(1-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs")				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

A

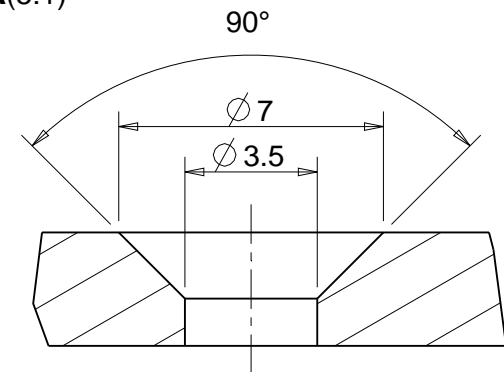
B

SEZIONE A-A



SCALA 1:2

A(5:1)



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Disco ricoprimento corona selettore	Quantity FALSO	
		Material SS	Gen. surf. finish 	 Mass [kg] 0.06 Frm. A4
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Disco ricoprimento

A

B

C

1

1

2

2

3

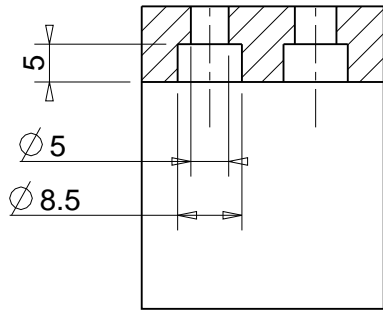
3

UNI-EN 22768(1)-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indications "mechanical organs technical designs"				
<= 6	>6 <=30	>30 <=120	>120	
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 2°

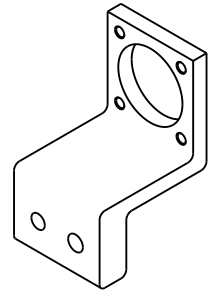
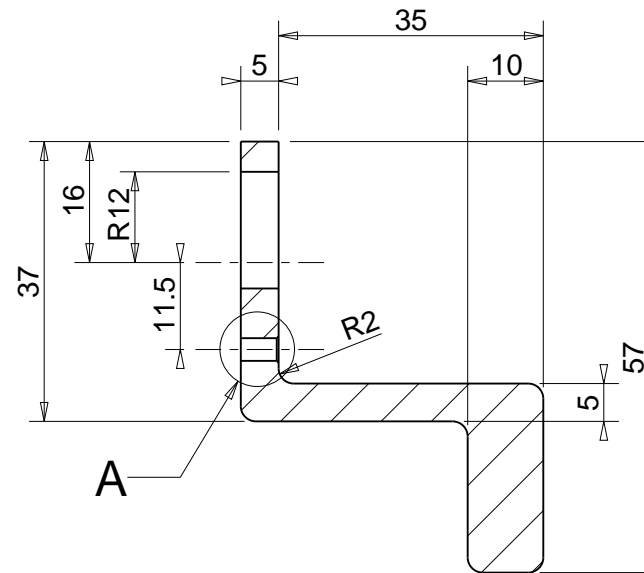
A

B

SEZIONE A-A

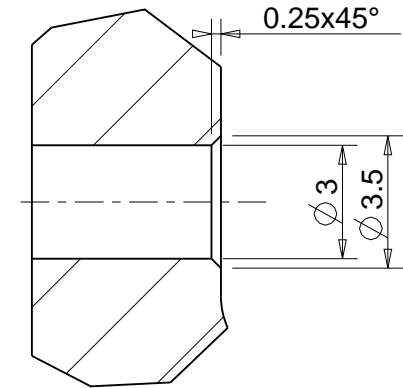


SEZIONE B-B



SCALA 1:2

A(5:1)



Raggi non quotati R=2

1

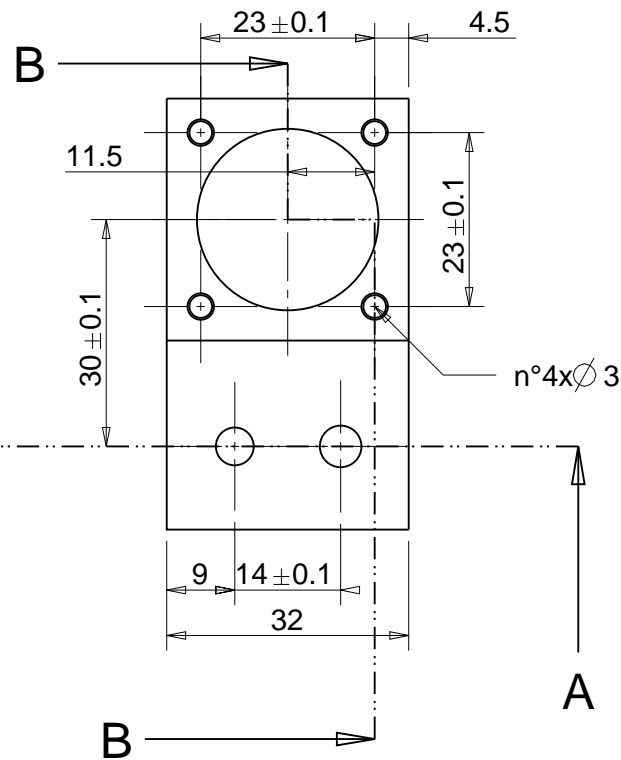
1

2

2

3

3



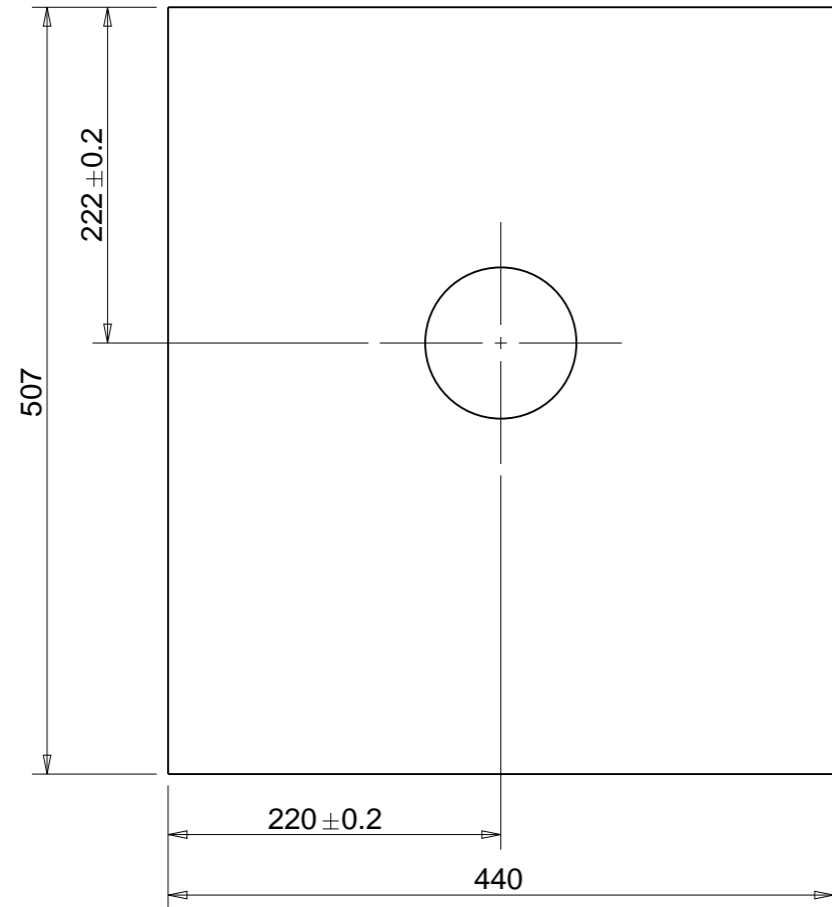
Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema di movimentazione target secondario		
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Staffa motore sistema di ric.	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish 	
		Treatment Nessuno	Scale 1:1	
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Draft code: Staffa motore
				Rev. 0

A

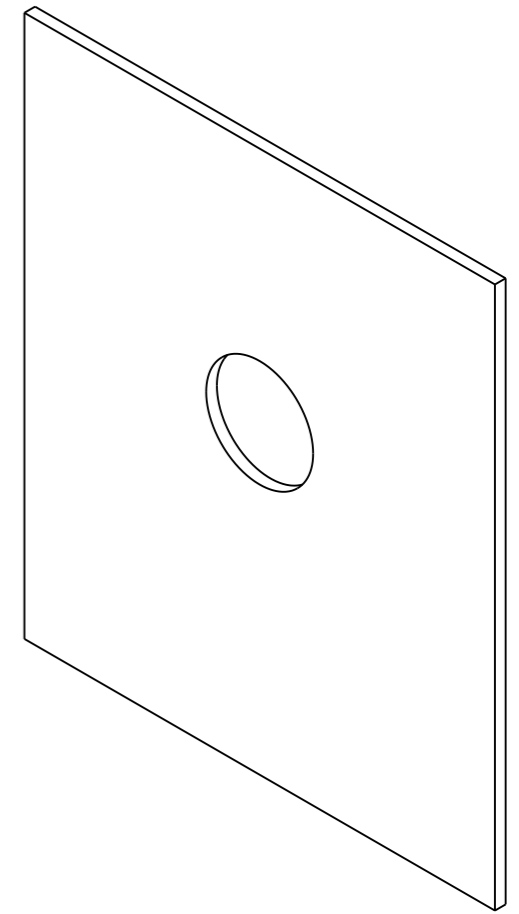
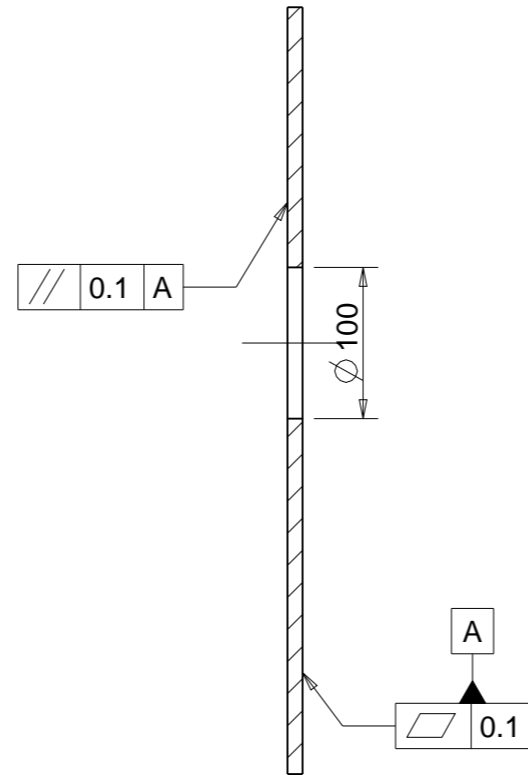
B


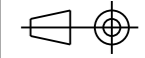
C

UNI-EN 22768/2-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical design"			
<= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
			± 2



SEZIONE A-A



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Schermatura frontale	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>	
		Treatment Nessuno	Scale 1:5	Mass [kg] 16.67
Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Drawing N° Schermatura front.		Rev. 0

1

2

3

4

5

6

C

B

A

D

C

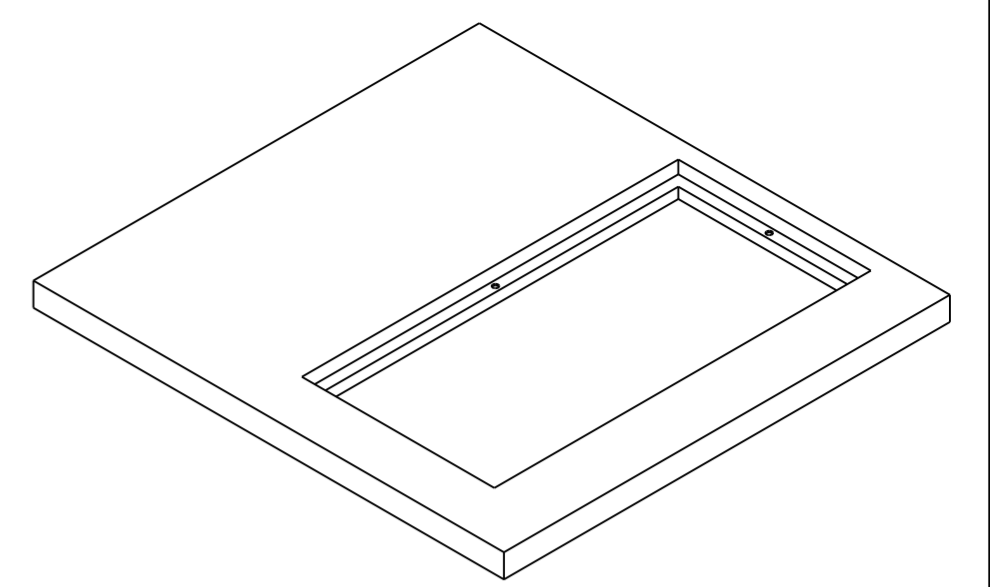
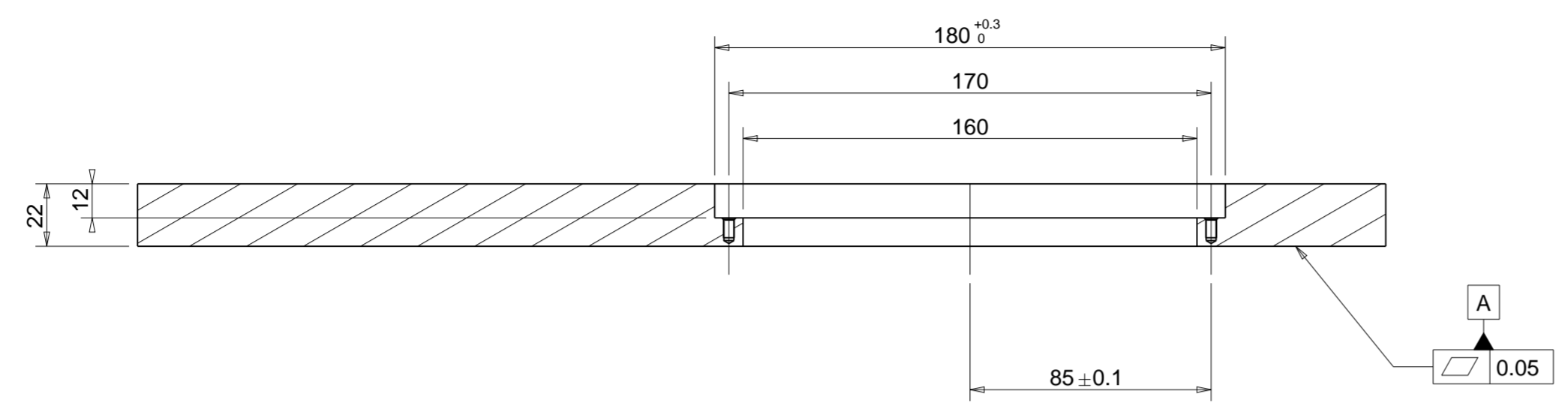
B

A

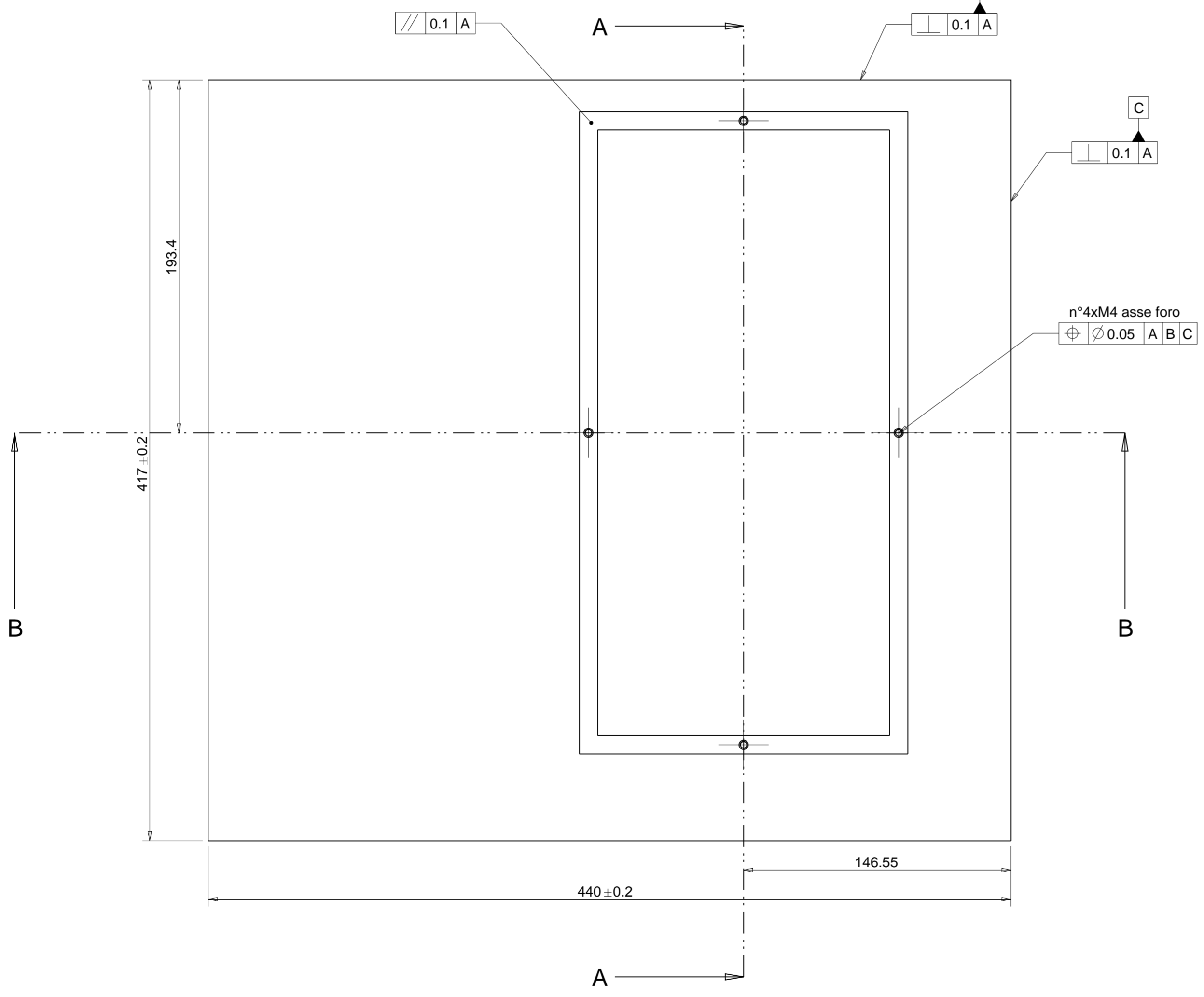
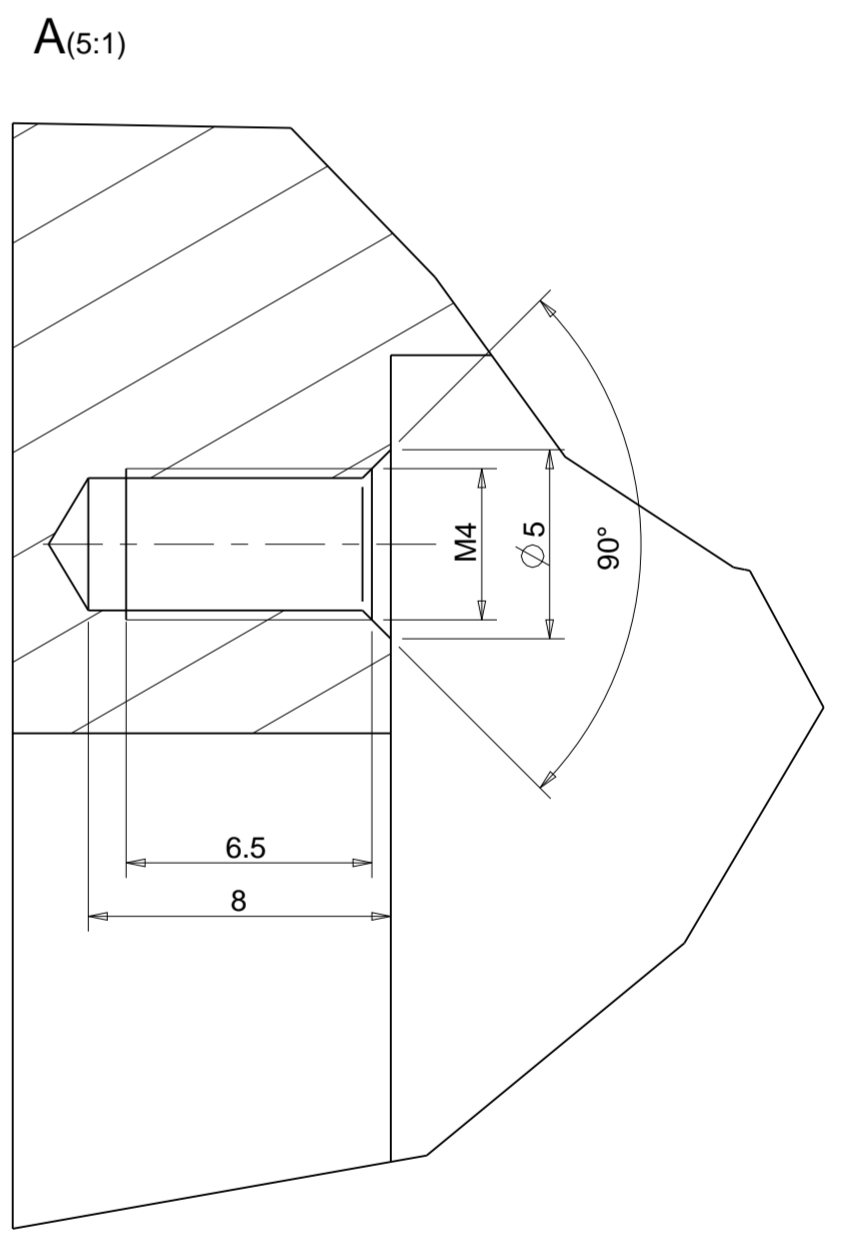
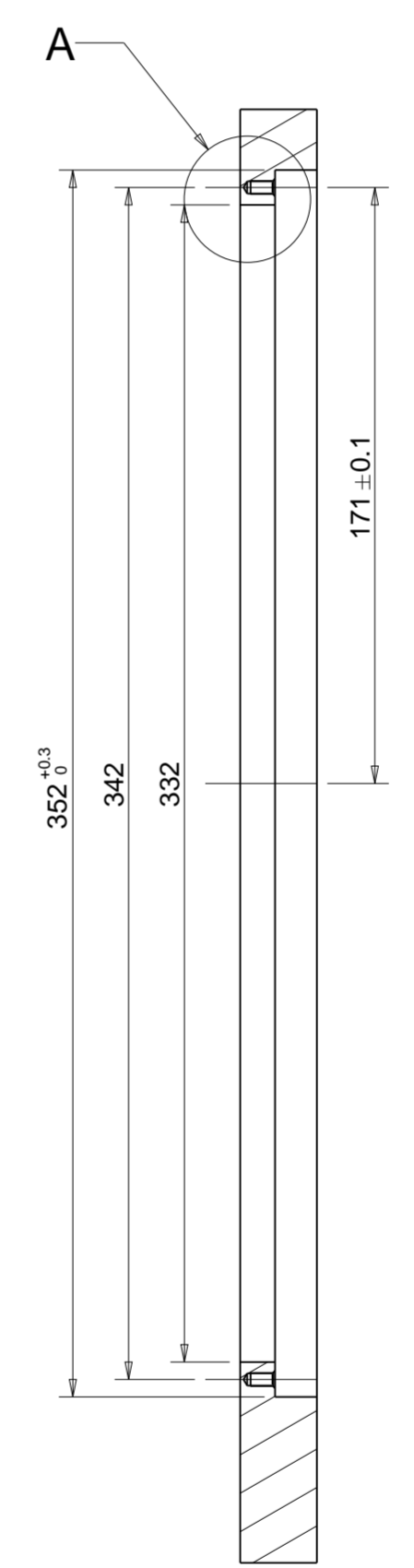
A3

UNI-EN 22768/1-m	Tolerances for linear and angular	
individual tolerance indicators	mechanical drawings	technical designs
≤ 6	> 6	> 30
± 0.1	± 0.2	± 0.3
± 0.1	± 0.2	± 0.5
± 0.1	± 0.2	± 0.5

SEZIONE B-B

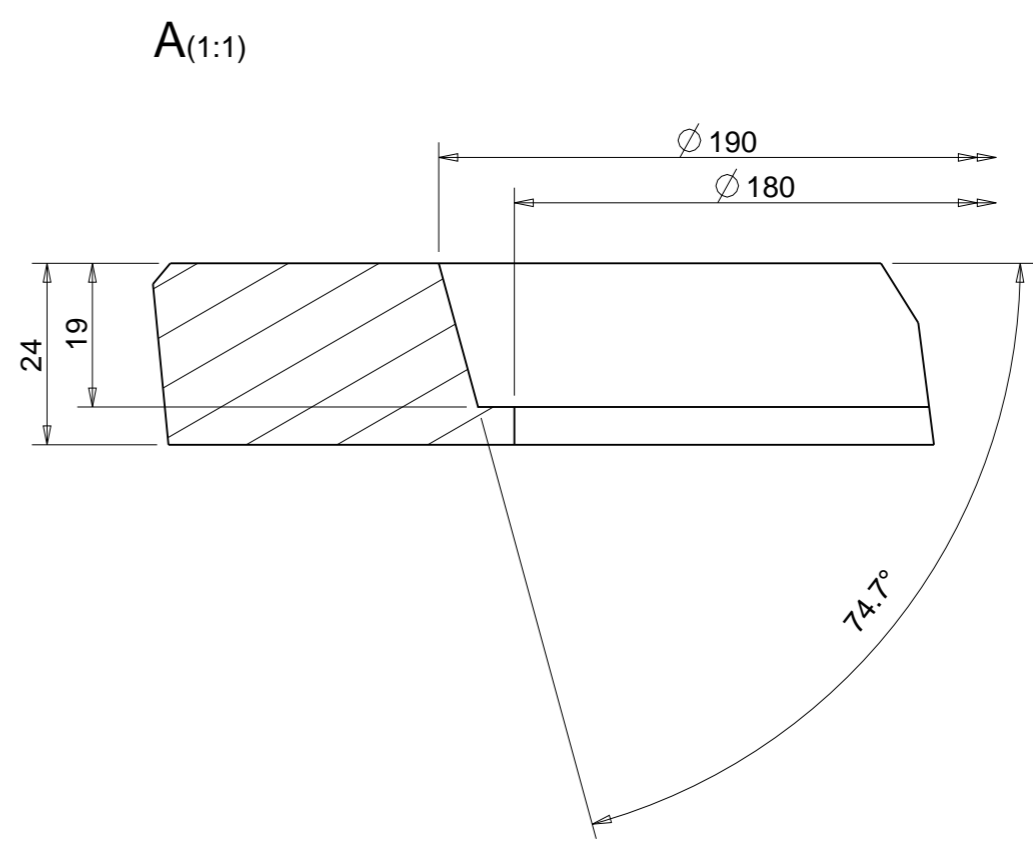
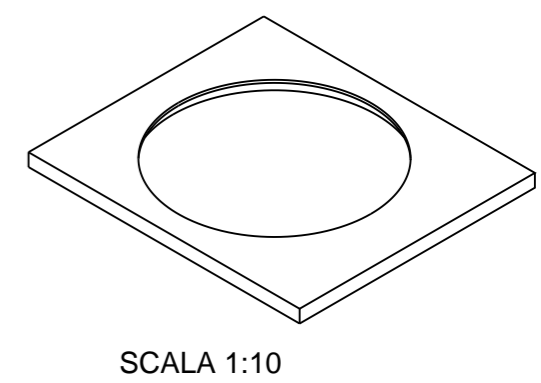
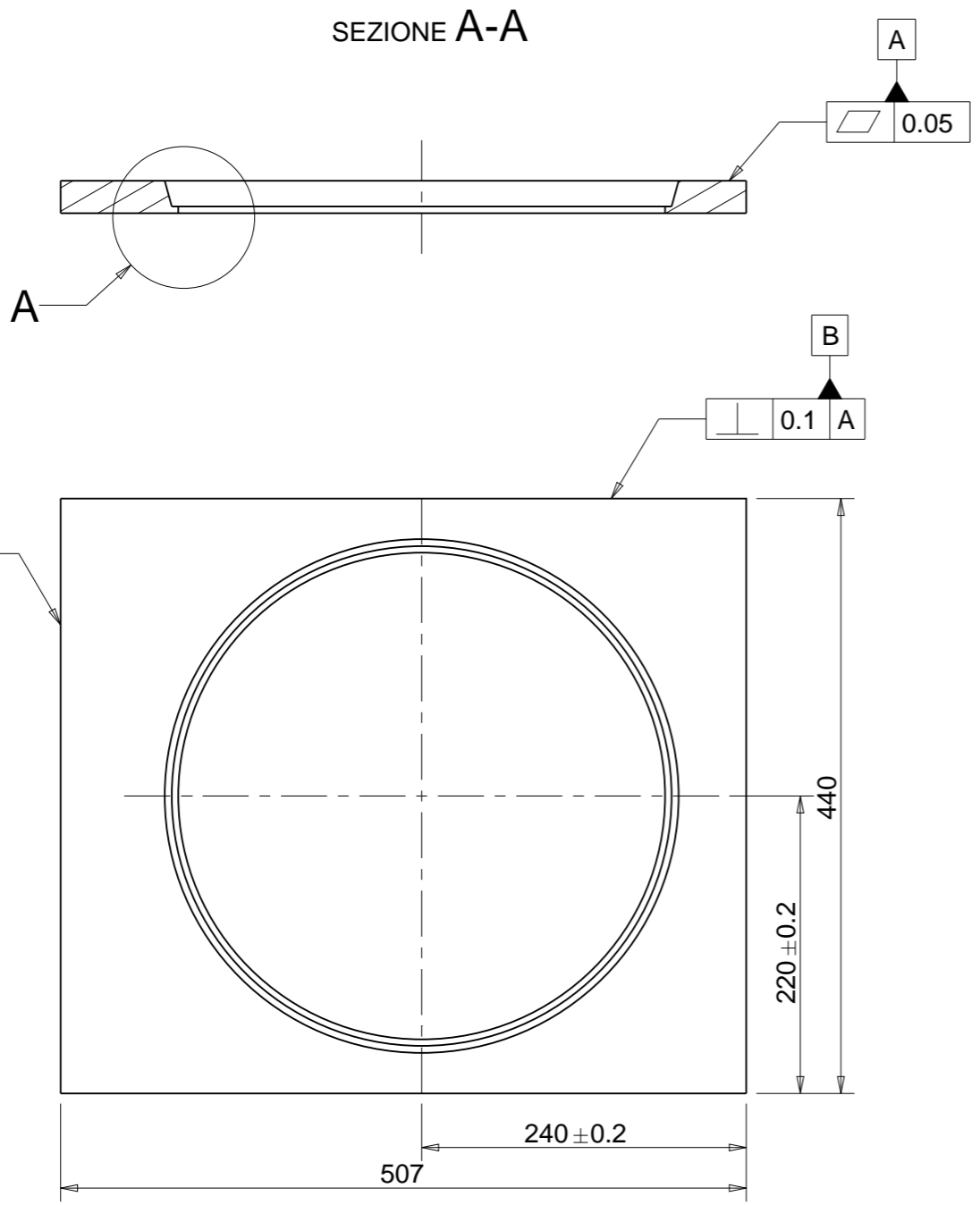


SEZIONE A-A



Designed by Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario
Draft by Giorgio Bonavoglia	Date	Description Piastra schermatura superiore
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Quantity FALSO
	Treatment Nessuno	Scale 1:2
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Mass [kg] 21.25
	Draft code: Schermatura superiore	Frm. A2
		Rev. 0

UNI-EN 22768/2-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical design"	
<= 6	± 0.1
> 6 <= 30	± 0.2
> 30 <= 120	± 0.3
> 120	± 0.5
± 2	



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Schermatura posteriore	Quantity FALSO	
Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>	
		Treatment Nessuno	Scale 1:5	Mass [kg] 21.28
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK		Drawing N° Schermatura posteriore
		Rev. 0		

1

2

3

4

5

6

C

B

A

D

C

B

A

1

2

3

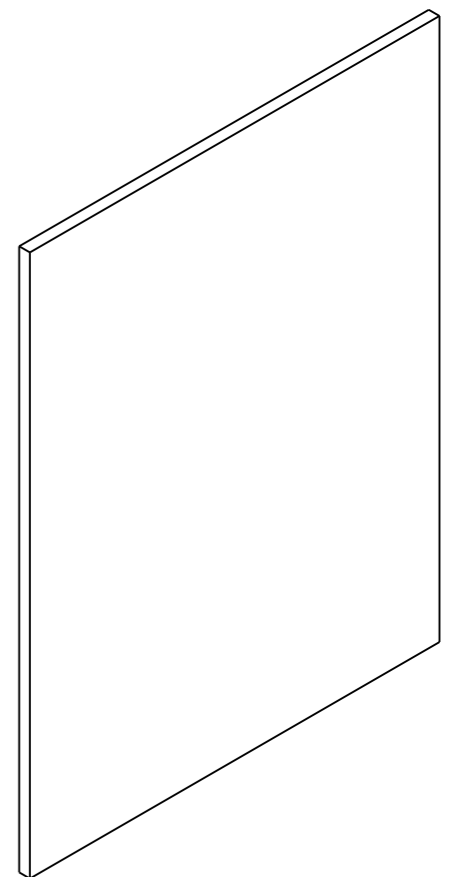
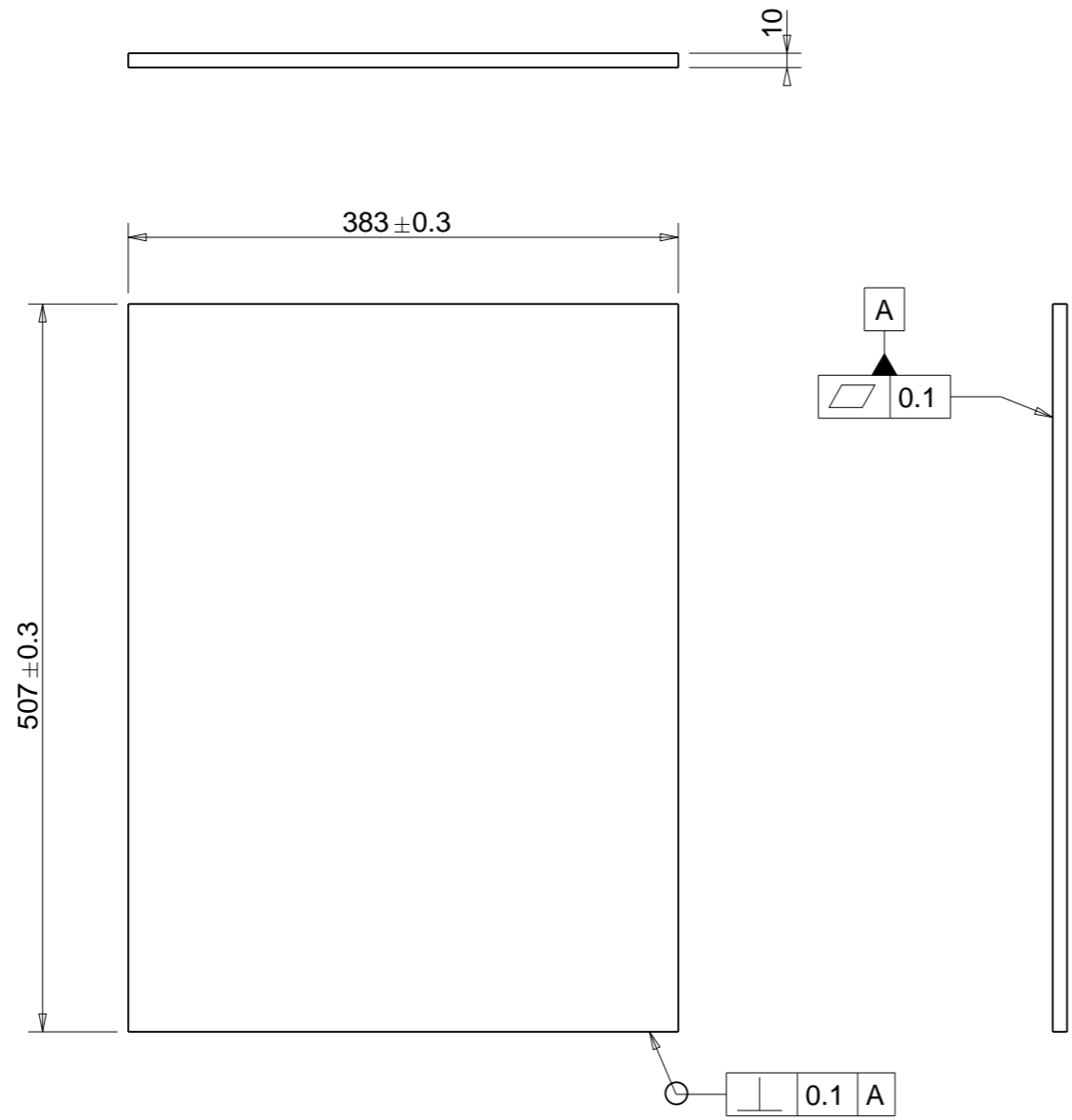
4


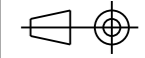
5

6

A3

UNI-EN 22768/2-m Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical design"			
<= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
			± 2°



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario		
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Schermatura laterale	Quantity FALSO	
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro	Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>		
	Treatment Nessuno	Scale 1:5	Mass [kg] 15.04	Frm. A3
	Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mK	Drawing N° SCHERMATURA_LAT	Rev. 0	

1

2

3

4

5

6

C

D

C

B

B

A

A

1

2

3

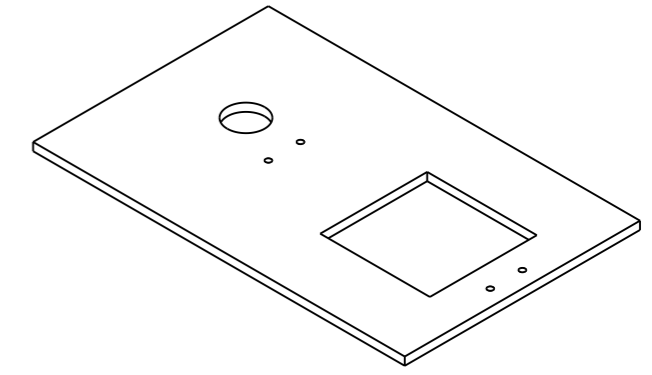
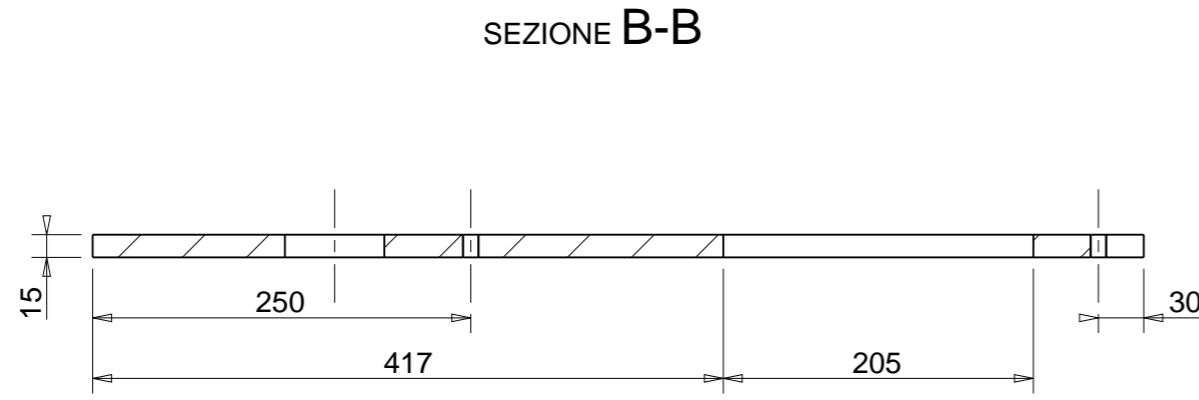
4

5

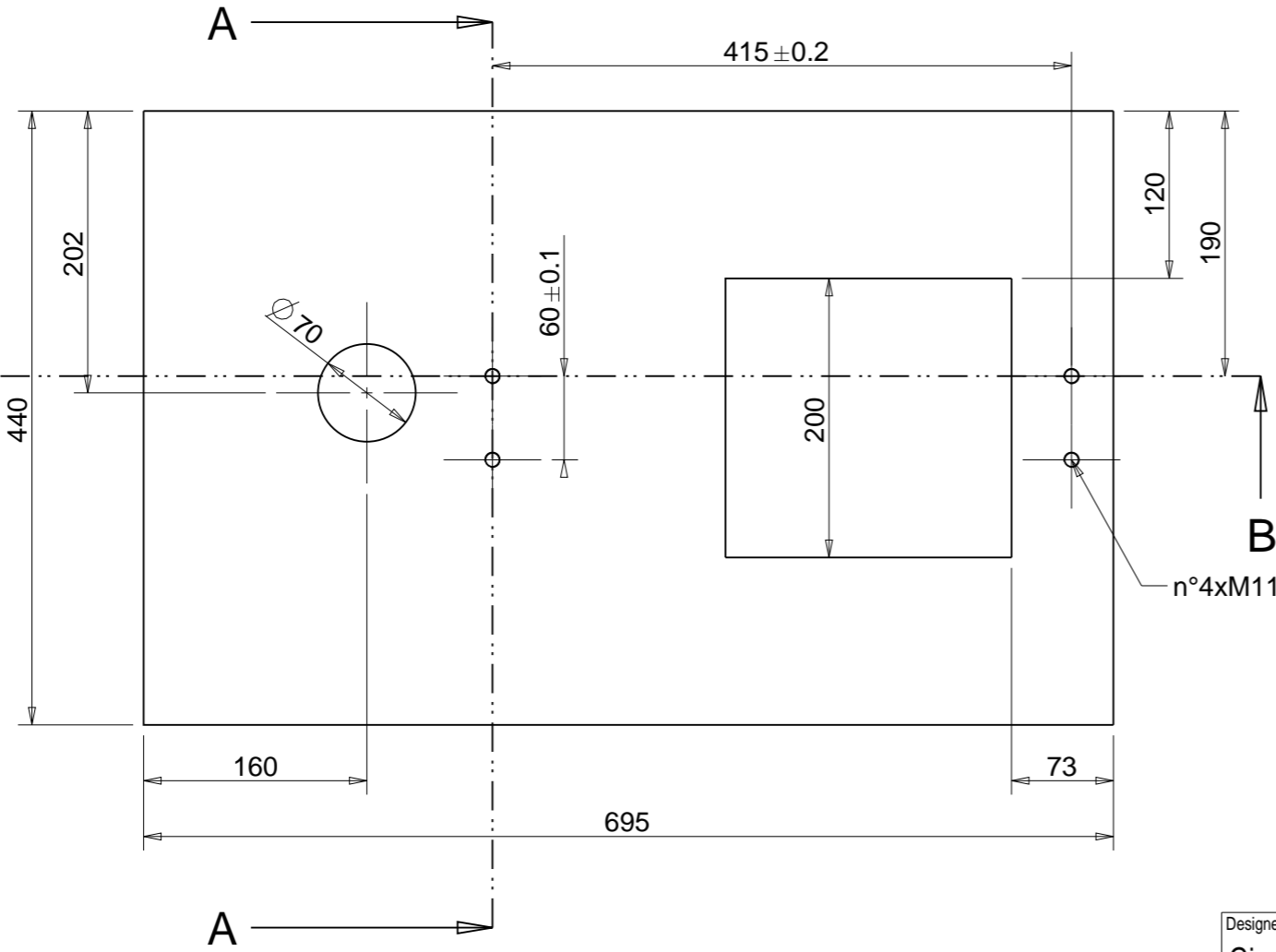
6

A3

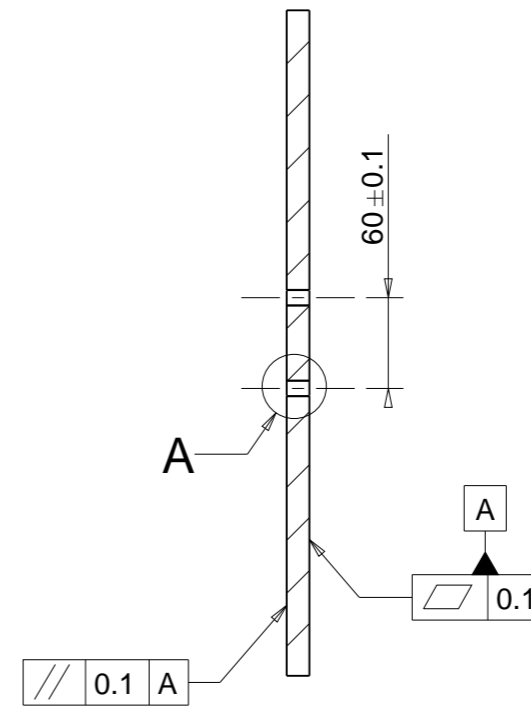
UNI-EN 22768/2-mk Tolerances for linear and angular individual tolerance indicators "mechanical design"	
<= 6	± 0.1
> 6 <= 30	± 0.2
> 30 <= 120	± 0.3
> 120	± 0.5
± 2	



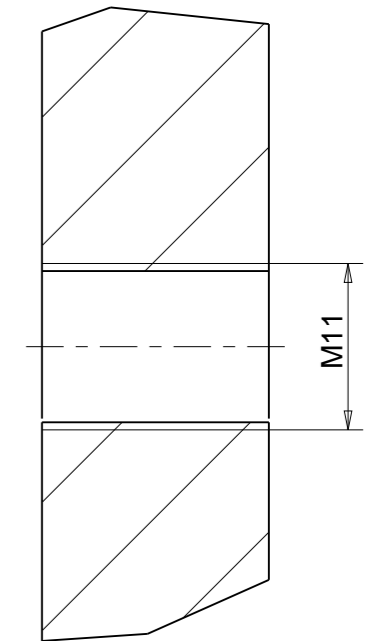
SCALA 1:10


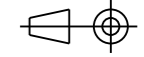


SEZIONE A-A



A(2:1)



Designed by: Giorgio Bonavoglia	Signature	Project Sistema movimentazione target secondario			
Drawn by: Giorgio Bonavoglia	Date	Description Piastra schermatura inf.	Quantity FALSO		
 Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Legnaro		Material SS	Gen. surf. finish <input checked="" type="checkbox"/>		
		Treatment Nessuno	Scale 1:5	Mass [kg] 30.27	Frm. A3
		Technical Drawings ISO 8015 Gen. Tol. UNI-EN 22768/2-mk		Drawing N° Schermatura inf.	Rev. 0

Bibliografia:

- [1] Borgna Francesca, “Potenzialità della tecnologia Isotope Separation On Line (ISOL) per la realizzazione di un radiofarmaco a base di ^{89}Sr e preliminare sviluppo tecnologico della forma farmaceutica”.
- [2] The Production Target, https://web.infn.it/spes/files/TDR_2012/SPES-TDR2012_Chap5_DirectTarget.pdf
- [3] RIB Sources, https://web.infn.it/spes/files/TDR_2012/SPES-TDR2012_Chap6_RIBSources.pdf
- [4] Bifulco Paride–“La sintesi degli elementi superpesanti: verso la nuova valle di stabilità”;
<http://www.infn.it/thesis/PDF/getfile.php?filename=5483-Bifulco-triennale.pdf>
- [5] Infrastructures, https://web.infn.it/spes/files/TDR_2012/SPES-TDR2012_Chap3_Infrastructures.pdf
- [6] <https://www.lnl.infn.it/index.php/it/2014-05-02-12-58-46/2014-05-14-08-51-28/gli-acceleratori>
- [7] Michele Ballan, “Development of targets for the production of radionuclides of medical interest according to the ISOL technique”
- [8]: <http://www.lnl.infn.it/index.php/it/acceleratori-2/acceleratore-lapi>
- [9]: <http://www.lnl.infn.it/index.php/it/acceleratori-2/acceleratore-piave>
- [10] SPES Applications - https://web.infn.it/spes/files/TDR_2012/SPES-TDR2012_Chap11-Applications.pdf
- [11] CERN - The EmissionChanneling (EC) Method; <https://espace.cern.ch/ISOLDE-SSP/EC/SitePages/Home.aspx>
- [12] Franco Bui, Diego Cecchin: “Medicina Nucleare – Fondamenti di base 1”,
https://www.unipd.it/nucmed/TF/CLM-01b_basic_1.pdf
- [13] www.orientalmotor.it
- [14] Peterson’s stress concentration factors, Walter D. Pilkey.
- [15] Corso di costruzione di macchine 1 – Dimensionamento di un riduttore ad ingranaggi, Giovanni Meneghetti.
- [16] BS EN 13906-1:2013 “Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1 : Compression springs”, p.12.
- [17] BS EN 6336-3:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3 : Calculation of tooth bending strength”, p.16.
- [18] BS ISO 6336-3:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3 : Calculation of tooth bending strength”, p.9.
- [19] BS ISO 6336-3:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.14.
- [20] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality materials”, p.6.
- [21] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.17.
- [22] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.18.
- [23] BS ISO 6336-6:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of service life under variable load”, p.15-17.
- [24] BS EN 6336-1:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors”, p.19.
- [25] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.24.
- [26] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.29.
- [27] BS ISO 6336-5:2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength”, p.31.
- [28] BS EN 13906-1:2013 “Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1 : Compression springs”, p.20.
- [29] BS EN 13906-1:2013 “Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1 : Compression springs”, p.29.
- [30] BS EN 13906-1:2013 “Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1 : Compression springs”, p.22.
- [31] BS EN 13906-1:2013 “Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design Part 1 : Compression springs”, p.28.

[32] EN 10270-3:2011: “Steel wire for mechanical springs – Part 3: Stainless spring steel wire”, p.6-7.

[33] <http://it.misumi-ec.com>

[34] Sanyo Denki, “Sanmotion 2-Phase Stepping System F2”, p.39

[35] <https://www.tss.trelleborg.com/en/products-and-solutions/flat-gaskets>

[36] <https://www.magnet-schultz.com/it/elettromagneti-lineari/elettromagneti-lineari-polarizzati-tipo-g-bk-p-017/>

Ringraziamenti:

Alla fine di questo cammino diverse sono le persone a cui vorrei dedicare un pensiero ed un sentito ringraziamento, a cominciare dalla mia famiglia che in questi anni ha creduto in me dandomi la possibilità di seguire la mia strada e di costruirmi un futuro.

Agli amici di sempre, che in questi anni mi hanno sostenuto e spinto a dare il massimo quando più ne avevo bisogno, a quelli conosciuti lungo il cammino, per aver condiviso i sacrifici dello studio e le soddisfazioni di una riuscita, ed alla "banda cortese" per il periodo indimenticabile passato condividendo giornate di studio e di festa e di cui conserverò un bellissimo ricordo.

Al Dott. Alberto Andrighetto per avermi dato la possibilità di partecipare ad un progetto innovativo e di ampio respiro a livello internazionale, finalizzato ad uno scopo lodevole. Infine, ai ragazzi ed ai tesisti del progetto SPES per avermi accolto all'interno di una grande famiglia, dandomi la possibilità di lavorare con delle persone estremamente competenti e disponibili, in un ambiente dinamico e positivo. A tutti loro auguro il meglio per il loro futuro e per la riuscita del progetto, nella speranza che quanto fatto possa rappresentare un piccolo contributo.

Al Prof. Meneghetti, a cui va la mia gratitudine per avermi dato la possibilità di lavorare in questo progetto di tesi. Inoltre, ad egli va la mia stima per la professionalità e la passione che riesce a trasmettere, è stato per me in questi anni fonte di ispirazione ed un esempio da seguire.

Alla fine di questo percorso, dunque, ricorderò senz'altro i sacrifici fatti ma custodirò con affetto tutte le gioie e gli aspetti positivi che l'hanno contraddistinto.

*Giorgio
Legnaro, 13.12.2019*