

matricola n°:
440437

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE
Classe: L-9

Sede di Forlì
ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
AVIONICA E STRUMENTAZIONE SPAZIALE

**" Sviluppo di un codice automatizzato per la
verifica di giunzioni bullonate secondo standard
ECSS."**

CANDIDATO
Romeo Riggio

RELATORE
Prof. Ing. Paolo Tortora

CORRELATORE
Ing. Alberto Corbelli

Anno Accademico 2012/2013
Sessione II

SOMMARIO

Nel presente lavoro di tesi viene sviluppato un codice automatizzato in Matlab per la verifica di giunzioni bullonate soggette a carico secondo gli standard *ECSS (European Cooperation for Space Standardization)*. In particolare è stata utilizzata un' interfaccia grafica GUI in Matlab, nella quale vengono inseriti i dati di input, per arrivare al calcolo dei margini di sicurezza, che sono i dati di output cercati. Il collegamento tra i dati di input e quelli di output è stato realizzato mediante lo sviluppo del codice sopracitato. Lo studio è stato limitato al caso di carichi assiali.

Parole chiave:

Giunzione

Precarico

Margine di sicurezza

GUI

Vite

Bullone

Carichi assiali

Carichi di taglio

INDICE

	Pagina
1) INTRODUZIONE	5
2) BOLT VERIFICATION – STANDARD ECSS	8
2.1 INTRODUZIONE.....	8
2.2 GEOMETRIA DELLA GIUNZIONE.....	9
2.3 PRECARICO.....	13
2.3.1 Definizione.....	13
2.3.2 Relazione tra coppia applicata e precarico.....	14
2.3.3 Metodi per il calcolo del range di precarico.....	17
2.3.4 L'influenza della temperatura.....	19
2.3.5 Meccanismi di perdita di precarico.....	20
2.3.6 Margini di sicurezza nel serraggio.....	25
2.4 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI ASSIALI CONCENTRICI.....	26
2.4.1 Definizione.....	26
2.4.2 Il diagramma della giunzione.....	28
2.4.3 Il rapporto di forze.....	30
2.4.4 La cedevolezza della vite e delle parti serrate.....	31
2.4.5 Il calcolo del fattore di carico.....	35
2.4.6 Margini di sicurezza.....	42
2.5 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI ASSIALI ECCENTRICI.....	43
2.5.1 L'effetto dell'eccentricità.....	43
2.5.2 Giunzioni con larga area di contatto.....	45
2.5.3 Giunzioni con flange a mensola.....	49
2.5.4 L'effetto del momento flettente nella vite.....	53
2.6 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI DI TAGLIO.....	54
2.6.1 Giunzioni ad attrito.....	54
2.6.2 Giunzioni portanti.....	56

3) GUI MATLAB.....	61
3.1 DEFINIZIONE.....	61
3.2 TUTORIAL.....	64
4) APPLICAZIONE PRATICA.....	69
4.1 GUI REALIZZATA.....	69
4.2 DEFINIZIONE INPUT E OUTPUT.....	73
4.3 CASI PRATICI: RISULTATI OTTENUTI.....	77
5) CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	90
APPENDICE A.....	91
RINGRAZIAMENTI.....	97
BIBLIOGRAFIA.....	98

1) INTRODUZIONE

Le giunzioni rappresentano un collegamento permanente o smontabile di due o più elementi strutturali. Esse possono essere:

- unioni di forza, che rappresentano il collegamento tra elementi che formano una struttura;
- unioni correnti, che uniscono laminati e strutture che necessitano di un collegamento continuo come ad esempio serbatoi o tubazioni;
- unioni normate, rappresentate da bullonature, saldature, chiodature e perni.

Le giunzioni bullonate si classificano in base all'azione che agisce sulla vite che unisce le parti; esse si dividono in:

- Giunzioni bullonate soggette a sforzo di taglio
- Giunzioni bullonate soggette a sforzo normale
- Giunzioni bullonate soggette a sforzo misto

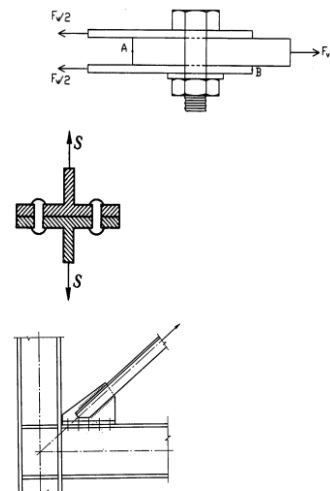


Fig.1 – Classificazione giunzioni (taglio, sforzo normale, sforzo misto)

A loro volta le giunzioni soggette a sforzo normale si suddividono in 2 sottogruppi: quelle soggette a carichi assiali concentrici e quelle soggette a carichi assiali eccentrici. I primi sono carichi la cui linea d'azione è parallela e coincidente con l'asse della vite filettata, mentre gli altri hanno la linea d'azione che giace parallela ma non coincidente rispetto a tale asse.

Poiché soggette spesso a carichi di rilevante intensità, le bullonature sono soggette a dei cedimenti o rotture se non vengono adeguatamente sovradimensionate. Per questo motivo vengono effettuate delle verifiche, dette *bolt verification* per calcolare i margini di sicurezza.

Il margine di sicurezza è definito dalla seguente formula:

$$MoS = \frac{\text{Carico ammissibile}}{\text{Carico limite} \times sf} - 1 \quad [1.1]$$

dove il carico ammissibile è il carico che può gravare su una struttura senza provocarne la perdita di funzionalità, mentre il carico limite è quel carico che, secondo test pratici compiuti sui materiali, comporta il raggiungimento di una situazione indesiderata come la deformazione eccessiva della struttura (carico di snervamento) o la rottura nei casi più gravi (carico di rottura); quest'ultimo deve essere opportunamente sovradimensionato moltiplicandolo per il Fattore di Sicurezza, un coefficiente fisso a seconda della fase di progetto operativa.

Verification approach	Test type	Test factor	Safety factor for yield strength (sf_y)	Safety factor for ultimate strength (sf_{ult})	Safety Factor for Joint separation (or gapping) (sf_{gap})	
					Safety critical	Other
Analysis only	N/A	N/A	1.25	2.0	1.4	1.2
Analysis and proto-type test	Qualification	1.4	1.0	1.4	1.4	1.2
Analysis and proto-flight test	Acceptance or proof	1.2	1.0	1.4	1.4	1.2

Tab.1 – Safety Factors per giunzioni bullonate.

Il lavoro sviluppato in questa tesi si propone con lo scopo di creare in ambiente Matlab un codice automatizzato che permetta il calcolo dei Margini di Sicurezza per effettuare la *bolt verification*. Una premessa importante è che per eseguire tale verifica devono essere noti tutti i carichi agenti sulla giunzione.

Partendo da un database contenente i dati riguardanti le viti e i materiali di riferimento, e un foglio di lavoro excel in cui è stata eseguita la *bolt verification* per un caso particolare di bullonatura soggetta a carico assiale concentrico, è stata sviluppata un'interfaccia GUI (*Graphical User Interface*, argomento approfondito nel capitolo 3) nella quale sono presenti 2 pannelli, rispettivamente contenenti i dati di input (parametri della vite, fase operativa, momenti applicati ecc.) e di output (margini di sicurezza) e un pulsante di calcolo. Parallelamente è stato sviluppato un codice in cui sono state trascritte le formule per il calcolo dei margini di sicurezza e sono stati collegati i 2 pannelli tramite il pulsante, nel cui *callback* sono state inserite le variabili associate al calcolo.

Le equazioni e le tabelle dei dati relativi alle giunzioni sono state prese *dall'handbook E-HB-32- 23A dell'ECSS*.

Nel capitolo seguente analizzeremo i vari tipi di carichi che agiscono sulle giunzioni e daremo uno sguardo a un fattore molto importante: il *preload* o precarico.

2) BOLT VERIFICATION: STANDARD ECSS

2.1 INTRODUZIONE

In questa sezione verranno descritte le principali procedure di analisi delle varie configurazioni di carico delle giunzioni bullonate , con particolare attenzione alle giunzioni soggette a carico assiale concentrico, secondo *l'handbook E-HB-32-23A dell' European Cooperation for Space Standardization (ECSS)*.

La procedura di analisi della giunzione si suddivide in 4 fasi principali:

- Definizione dei carichi
- Analisi dei MoS, fissaggio, distensione e rotture meccaniche
- Verifica del precarico e aspetti ambientali
- Test e controllo qualità

La prima fase riguarda in un primo momento la definizione del tipo di giunzione secondo i carichi a cui è soggetta isolandola dal sistema in cui è inserita, successivamente vengono calcolati i carichi dinamici e termodinamici esterni che interagiscono con la giunzione.

La seconda fase rappresenta la parte fondamentale della verifica; si calcolano i margini di sicurezza già citati nel capitolo 1, nonché si pone l'attenzione sul fissaggio ed eventualmente su effetti di distensione del bullone e di rottura meccanica di una o più parti (in quest'ultimo caso bisogna ripartire dalla fase 1).

La terza fase pone maggior attenzione su effetti ambientali come l'individuazione dei meccanismi di corrosione e quindi metodi di contenimento ma soprattutto sulla verifica del metodo di installazione della vite e del dado: infatti in fase di verifica bisogna controllare che il metodo scelto garantisca un'adeguata accuratezza del *preload*.

La quarta ed ultima fase riguarda infine la dimostrazione dell'adeguatezza della giunzione e quindi vengono eseguiti diversi test per il controllo della qualità sull'intera struttura e sulla singola giunzione. Vediamo ora come è strutturata la geometria di una giunzione con vite filettata serrata da un dado.

La figura 3 mostra la definizione dell'angolo di contatto sotto la testa del bullone. In particolare le configurazioni più comuni di bulloni sono a testa cilindrica e a testa svasata (figura sulla destra).

Variable	Definition	Notes
p	Pitch of thread	
h	Height of the basic thread	
d	Nominal fastener diameter	Outside diameter of thread
d0	Diameter at smallest cross-section of fastener shank	
d3	Minor diameter of thread	For the true thread, not the basic profile
dsha	Shank diameter	For necked-down fasteners
duh,brg	Outer diameter of bearing area	Either under a head or under a nut
Dh	Nominal diameter of hole in flange	
A0	Smallest cross-section of fastener shank	
A3	Cross-sectional area at minor diameter of fastener thread	
λ	Under-head bearing angle	Always 100° for countersunk aerospace standard fasteners (right side of 851_HFigure 5-6)
sw	Size of wrench	Across flats dimension of either a head or a nut

Tab.2 – Dimensioni dei parametri della vite.

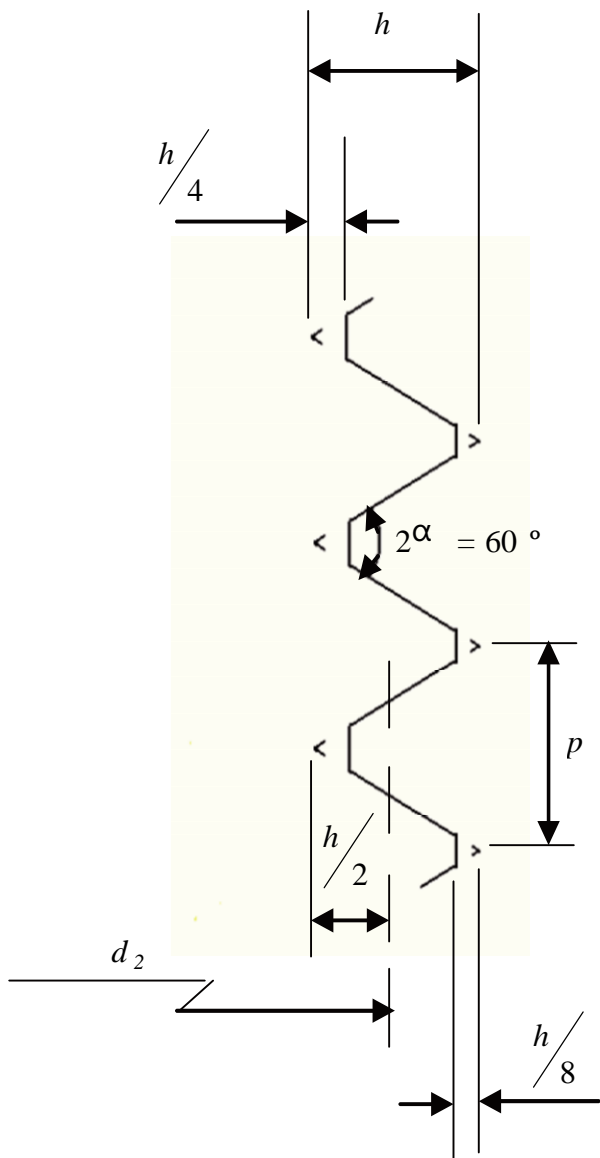


Fig.4 – Profilo base.

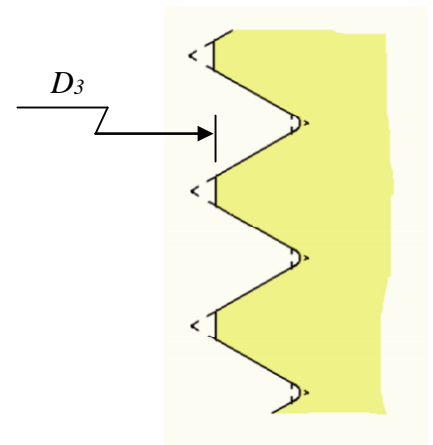


Fig. 5 – Filettatura, femmina (interno).

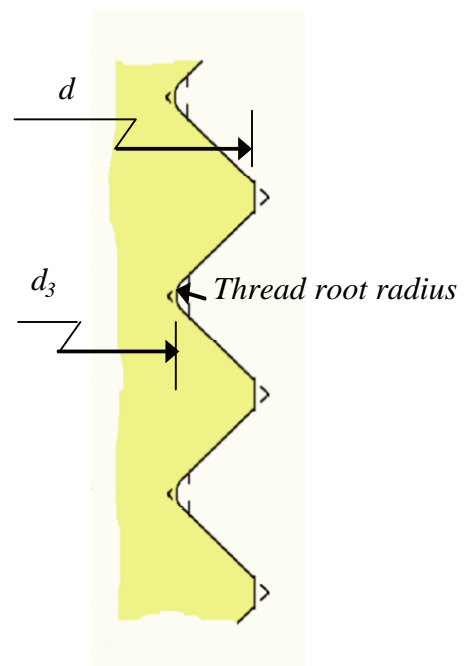


Fig.6 – Filettatura, maschio (esterno).

Le figure 4,5 e 6 mostrano rispettivamente la geometria della filettatura di un profilo completo, femmina e maschio. I parametri sono definiti e descritti nella tabella 3.

Variable	Notation	Equation
Pitch diameter	d_2	$= d - 0.64952 p$
Minor diameter	d_3	$= d - 1.22687 p$
Diameter used for stress calculation	d_s	$= 0.5 (d_2 + d_3)$ (for M type thread)
		$= \textit{see stress area below}$ (for MJ type thread)
Diameter used for stiffness calculation	d_{sm}	$= d_3$
Effective diameter of friction under head or nut	d_{uh}	$= 0.5 (D_{head} + D_h)$
Stress area	A_s	$= 0.25 \pi d_s^2$ (for standard fasteners, M type thread) $0.25\pi(d_3)^2 [2 - (d_3/d_2)^2]$ (for standard fasteners, MJ type thread)
		$= 0.25 \pi d_o^2$ (for reduced shank fasteners)
Stiffness area	A_{sm}	$= 0.25 \pi d_{sm}^2$
Smallest cross-section of fastener shank	A_0	$= 0.25 \pi d_o^2$

Tab.3 – Dimensioni derivate per viti metriche.

Ora andremo ad analizzare uno dei parametri fondamentali per la *bolt verification*: il precarico.

2.3 IL PRECARICO

2.3.1 Definizione

Il precarico delle viti è la forza impressa al bullone che serve ad evitare che durante l'applicazione degli sforzi esterni la tensione interna subisca variazioni. In questo modo si evita la sollecitazione per fatica delle viti. Chiamata F_V la forza di precarico, la si può determinare attraverso la seguente equazione:

$$F_V = \gamma \sigma_y A_s \quad [2.3.1]$$

Dove A_s è l'area soggetta alla forza, γ è il coefficiente di utilizzazione definito come

$\gamma = \frac{\sigma_V}{\sigma_y}$ [2.3.2], σ_V e σ_y sono rispettivamente la pretensione nominale e la tensione di snervamento del materiale.

L'unione di un comune elemento di fissaggio filettato, sollecitato a taglio o tensione, è mantenuta dal precarico presente nella vite. È stato dimostrato che un'ottima giunzione ha un precarico più alto possibile.

Tuttavia, altrettanto importante è la necessità di controllare esattamente il precarico a un valore specificato. In molti casi il motivo della rottura di giunzioni bullonate è un valore iniziale di precarico eccessivo oppure la perdita di precarico a causa di allentamento o rilassamento dovuto a una possibile serie di cause.

Il problema fondamentale è fissare la giunzione ed applicare il precarico iniziale richiesto nel dispositivo di fissaggio. Il precarico può essere valutato in diverse maniere, di seguito esposte.

Va notato che, anche se apparentemente semplice, il giunto bullonato è estremamente complesso. Metodi molto semplici, anche se teoricamente corretti, soffrono di incertezze. La precisione dell'analisi dipende dalle caratteristiche dei materiali e dei parametri geometrici, difficili da determinare con esattezza assoluta se non ricorrendo a dati empirici derivati da test su giunzioni rappresentative.

Il metodo di serraggio più utilizzato e più comune è il metodo della coppia di serraggio; esso utilizza la relazione tra la coppia applicata e il precarico indotto nella vite. La

relazione dipende sia dalla geometria della giunzione sia coefficienti di attrito tra le parti che compongono la giunzione. Vediamo ora nel dettaglio il metodo sopracitato.

2.3.2 Relazione tra coppia applicata e precarico

Il modello idealizzato, usato per descrivere il sistema di forze in azione durante il serraggio presuppone che la sviluppata forma della filettatura del dado sia approssimata come un cuneo guidato tra il cuneo della filettatura della vite e la superficie del materiale bloccato dalla giunzione.

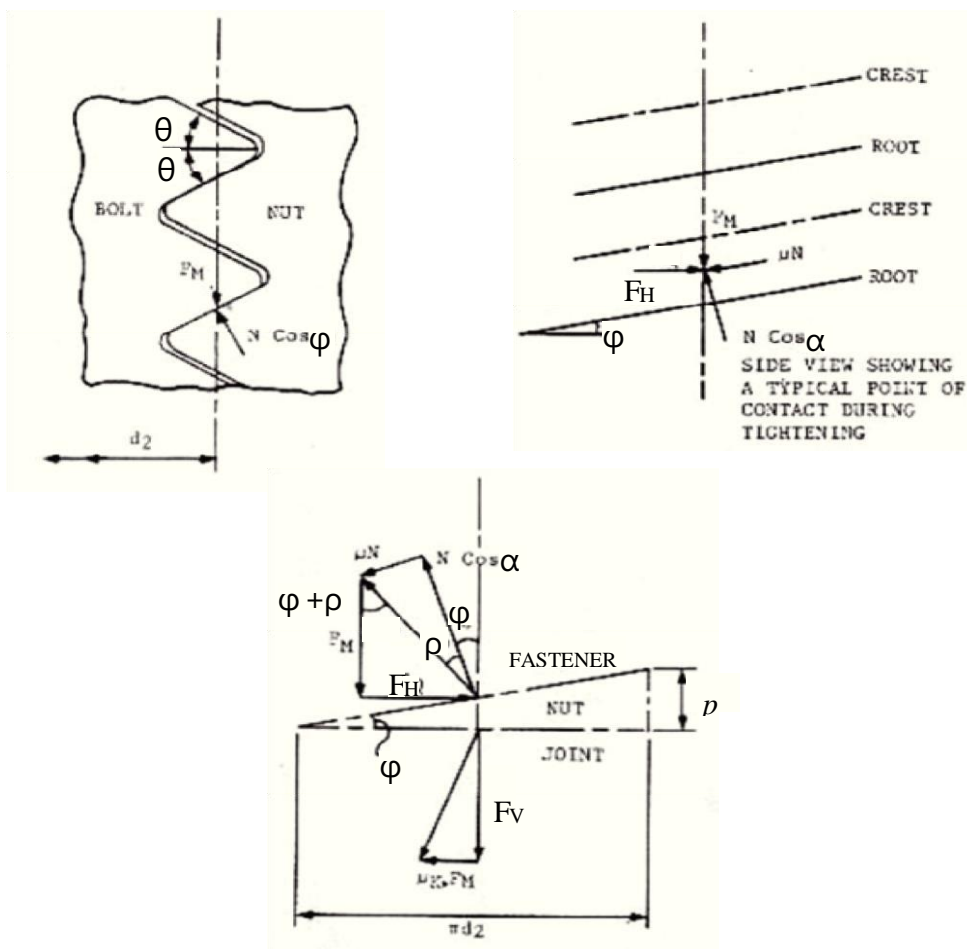


Fig.7 – forze presenti durante il serraggio (schema a cuneo).

Come si nota dalla figura in basso, la forza che fa slittare il cuneo (equivalente ad una rotazione del dado) è:

$$F_H = F_V \tan(\varphi + \rho) \quad [2.3.3]$$

dove φ è l'angolo dell'elica della filettatura, mentre ρ è data dalla relazione,

$$\tan \rho = \frac{\mu_{th}}{\cos \theta} \quad [2.3.4]$$

dove μ_{th} è il coefficiente di attrito della filettatura e θ è metà dell'angolo del cuneo della filettatura (vedi Fig.7 in alto a sinistra).

La coppia presente nella parte interna della filettatura è data da:

$$M_{th} = F_V \tan(\varphi + \rho) \frac{d_2}{2} \quad [2.3.5]$$

La coppia sotto la testa della vite dovuta all'attrito nella zona di contatto tra il dado e la parte bloccata adiacente si presuppone che agisca sul principale raggio di contatto della testa o del dado ed è data da:

$$M_{uh} = F_V \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2} \frac{1}{\sin(\lambda/2)} \quad [2.3.6]$$

dove μ_{uh} è il coefficiente di attrito tra il dado e la parte bloccata adiacente, d_{uh} è il diametro effettivo della coppia d'attrito agente sotto la testa e λ è l'angolo di contatto sotto la testa.

La coppia di serraggio totale applicata che produce il precarico F_V è:

$$M_{app} = M_{th} + M_{uh} + M_P = F_V \left[\frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho) + \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2 \sin(\lambda/2)} \right] + M_P \quad [2.3.7]$$

dove M_P è la coppia prevalente del dispositivo di bloccaggio. Questa coppia viene applicata nelle viti filettate per evitare vibrazioni che possono causare perdite di carico e viene misurata mentre le parti filettate ruotano per incastrarsi e non c'è contatto nella parte sotto la testa o sotto il dado.

$$\text{Con l'ipotesi } \tan \varphi \tan \rho \ll 1 \text{ la relazione } \tan(\varphi + \rho) = \frac{\tan \varphi + \tan \rho}{1 - \tan \varphi \tan \rho} \quad [2.3.8]$$

$$\text{diventa: } \tan(\varphi + \rho) = \tan \varphi + \tan \rho \quad [2.3.9]$$

$$\text{e usando la relazione geometrica } \tan \varphi = \frac{p}{\pi d_2} \quad [2.3.10]$$

la [2.3.7] può essere riscritta come:

$$M_{app} = F_V \left[\frac{p}{2\pi} + d_2 \frac{\mu_{th}}{2 \cos \frac{\theta}{2}} + \mu_{uh} \frac{d_{uh}}{2 \sin(\lambda/2)} \right] + M_P \quad [2.3.11]$$

Ques'ultima equazione può essere scomposta in 4 termini che rappresentano i 4 contributi diversi al momento applicato in relazione alla forza di precarico:

- $F_V \left[\frac{p}{2\pi} \right]$ rappresenta la coppia assorbita nello stiramento della vite (10%)
- $F_V \left[d_2 \frac{\mu_{th}}{2 \cos \frac{\theta}{2}} \right]$ rappresenta la coppia causata dall'attrito nella filettatura (30%)
- $F_V \left[\mu_{uh} \frac{d_{uh}}{2 \sin(\lambda/2)} \right]$ rappresenta la coppia causata dall'attrito sotto al dado (50%)
- M_P rappresenta la coppia prevalente dovuta al dispositivo di bloccaggio (10%)

Possono insorgere delle incertezze nella relazione tra coppia di serraggio e precarico, dovute soprattutto alla variazione delle condizioni di attrito nella zona sotto la testa della vite e sotto il dado.

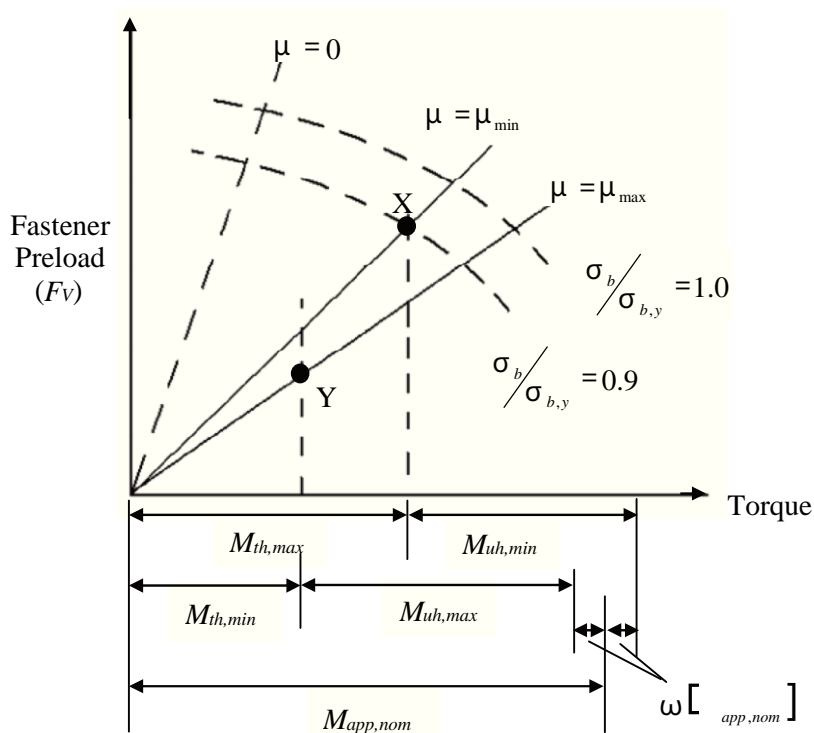


Fig.8 – grafico precarico/coppia applicata.

Come si può notare dal grafico, le condizioni estreme di precarico insorgono sotto le seguenti condizioni:

- Massimo precarico – minimo attrito nella filettatura e sotto la testa
- Minimo precarico – massimo attrito nella filettatura e sotto la testa

2.3.3 Metodi per il calcolo del range di precarico

Un'eccessiva coppia di serraggio nella vite può indurre facilmente una rottura ipertensiva, mentre una scarsa coppia di serraggio può invece portare al distacco delle parti bloccate o allo scivolamento delle stesse.

Per questo motivo è importante calcolare il range di precarico in relazione al massimo e al minimo momento applicato alla vite, calcolati sulla base dell'accuratezza della misura.

La via più comune è quella di relazionare i momenti e le accuratezze ad una coppia applicata nominale, chiamata M_{nom} . Vengono utilizzate a questo scopo 2 metodi: Il metodo del coefficiente sperimentale e il metodo del coefficiente tipico.

Il primo viene usato quando il precarico nella giunzione è critico, il secondo quando non lo è (ad esempio nelle giunzioni soggette a bassi carichi). Vediamoli più nel dettaglio:

- Metodo del coefficiente sperimentale

Questo metodo tiene conto di tutte le incertezze legate al precarico, come ad esempio la coppia prevalente, le perdite dovute al fissaggio e agli effetti termo-elastici e l'accuratezza del momento torcente.

Riferiti alla coppia applicata nominale, il massimo (e minimo) momento applicato è dato da:

$$M_{app,max} = (1 + \omega)M_{nom} \quad [2.3.12]$$

$$M_{app,min} = (1 - \omega)M_{nom} \quad [2.3.13]$$

dove M_{nom} è la coppia applicata nominale e ω è l'accuratezza di tale coppia, tipicamente variabile tra $\pm 5\%$ e $\pm 15\%$.

Ora possiamo trovare il range del precarico, derivato dall'equazione [2.3.11] :

$$F_{V,max} = \frac{(M_{app,max} - M_{P,min})}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan\varphi + \frac{\mu_{th,min}}{\cos\frac{\theta}{2}} \right) + \frac{1}{2}d_{uh} \mu_{uh,min}} + F_{\Delta T^+} \quad [2.3.14]$$

$$F_{V,min} = \frac{(M_{app,min} - M_{P,max})}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan\varphi + \frac{\mu_{th,max}}{\cos\frac{\theta}{2}} \right) + \frac{1}{2}d_{uh} \mu_{uh,max}} + F_{\Delta T^-} - F_Z \quad [2.3.15]$$

dove $F_{\Delta T^+}$ e $F_{\Delta T^-}$ rappresentano il massimo e minimo incremento di carico dovuto agli effetti termo-elastici, e F_Z rappresenta la perdita di precarico dovuta al rilassamento.

- Metodo del coefficiente tipico

Questo metodo, a differenza dell'altro, utilizza dei valori nominali per i coefficienti d'attrito e introduce un fattore di incertezza ε per tutte le fonti di dispersione osservate durante il serraggio.

$$F_{V,max} = \frac{(1+\varepsilon)M_{app,max}}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan\varphi + \frac{\mu_{th,nom}}{\cos\frac{\theta}{2}} \right) + \frac{1}{2}d_{uh} \mu_{uh,nom}} + F_{\Delta T+} \quad [2.3.16]$$

$$F_{V,min} = \frac{(1-\varepsilon)(M_{app,min} - M_{P,max})}{\frac{1}{2}d_2 \left(\tan\varphi + \frac{\mu_{th,nom}}{\cos\frac{\theta}{2}} \right) + \frac{1}{2}d_{uh} \mu_{uh,nom}} + F_{\Delta T-} - F_Z \quad [2.3.17]$$

Tipici valori di ε variano tra ± 0.05 e ± 0.35 .

2.3.4 L'influenza della temperatura

Durante le fluttuazioni termiche il precarico può cambiare a causa dei diversi coefficienti di espansione termica della vite e del materiale delle flange.

Diventa non trascurabile quindi calcolare le forze indotte dalla variazione di temperatura; assumendo che le parti giunte siano composte da più di un materiale, l'allungamento indotto complessivamente dalla variazione di temperatura è :

$$f_{\Delta T,c} = \left(\sum_{i=1}^m \alpha_{c,i} L_{c,i} \right) \Delta T \quad [2.3.18]$$

dove $\alpha_{c,i}$ sono i coefficienti di espansione termica dei vari materiali delle parti bloccate, $L_{c,i}$ sono le lunghezze di tali parti della giunzione e $\Delta T = T_{work} - T_{ref}$ rappresenta la differenza di temperatura tra quella di lavoro e quella di riferimento iniziale.

$$L'allungamento della vite invece è dato da : f_{\Delta T,b} = \alpha_b L_b \Delta T \quad [2.3.19]$$

dove α_b è il coefficiente di espansione termica della vite e L_b la sua lunghezza.

Ne consegue che la forza indotta dall'espansione termica è data da:

$$F_{\Delta T} = \frac{(\sum_{i=1}^m \alpha_{c,i} L_{c,i}) - \alpha_b L_b}{L_j} \Delta T E_b A_{sm} (1 - \Phi) \quad [2.3.20]$$

dove L_j è la lunghezza della giunzione, E_b il modulo di elasticità, A_{sm} l'area di robustezza della vite e Φ è il rapporto di forze tra l'incremento di carico indotto visto dalla vite e il carico esterno (vedi paragrafo 2.4).

In alcuni casi il modulo di elasticità non rimane costante con la temperatura, quindi l'equazione [2.3.20] cambia assumendo una variazione lineare di E :

$$F_{\Delta T} = F_V \left(1 - \frac{\delta_b + \delta_c}{\delta_b \frac{E_b|_{T_0}}{E_b|_{T_W}} + \delta_c \frac{E_c|_{T_0}}{E_c|_{T_W}}} \right) + \frac{L_f (\alpha_b \Delta T_b - \alpha_c \Delta T_c)}{(\delta_b \frac{E_b|_{T_0}}{E_b|_{T_W}} + \delta_c \frac{E_c|_{T_0}}{E_c|_{T_W}})} \quad [2.3.21]$$

dove $E_b|_{T_0}$ e $E_b|_{T_W}$ sono i moduli di elasticità della vite alla temperatura di riferimento e di lavoro rispettivamente, $E_c|_{T_0}$ e $E_c|_{T_W}$ sono i moduli di elasticità delle parti bloccate alla temperatura di riferimento e di lavoro e δ_b e δ_c sono rispettivamente la cedevolezza della vite e delle parti bloccate.

2.3.5 Meccanismi di perdita di precarico

Durante e dopo il serraggio, può succedere che alcuni fattori causino perdite di precarico nelle giunzioni bullonate, determinando un rilassamento dei bulloni con possibile distacco delle parti bloccate.

I principali meccanismi che causano il rilassamento sono quattro:

- Installazione
- Interazione tra più gruppi di viti
- Aperture nelle guarnizioni
- Rilassamento torsionale

Andiamo ad analizzare nel dettaglio questi aspetti.

- Installazione

Quando una nuova vite viene serrata per la prima volta, le filettature maschio e femmina, le superfici sotto la testa del bullone e sotto il dado e le parti bloccate entrano in contatto le une con le altre solo su microscopiche superfici, dove toccano le rugosità dei materiali.

Su queste piccole superfici il materiale viene sovraccaricato durante il serraggio iniziale e progressivamente si creano delle rotture che allargano lo spazio tra le rugosità fino a che il processo non si stabilizza.

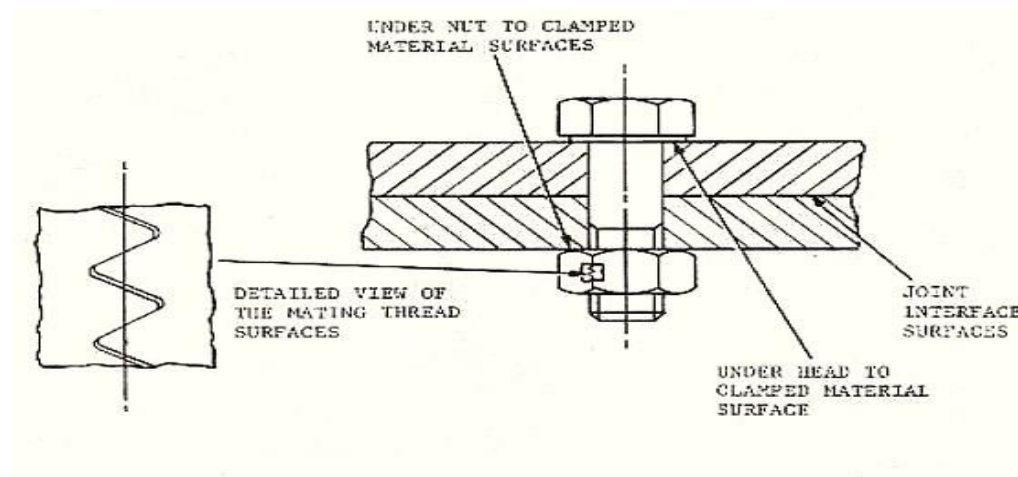


Fig.9 – Superfici di contatto nella vite.

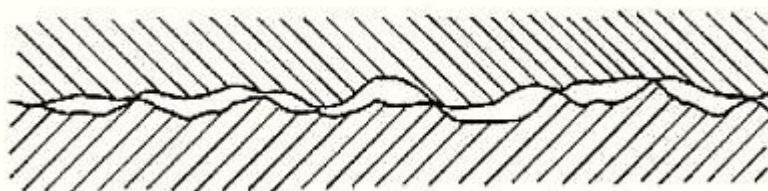


Fig.10 – Vista microscopica delle rugosità inizialmente in contatto.

Questo rilassamento durante il serraggio è massimo durante i primi minuti dopo l'installazione e poi diminuisce esponenzialmente e costituisce una piccola parte della perdita totale di precarico (5% circa).

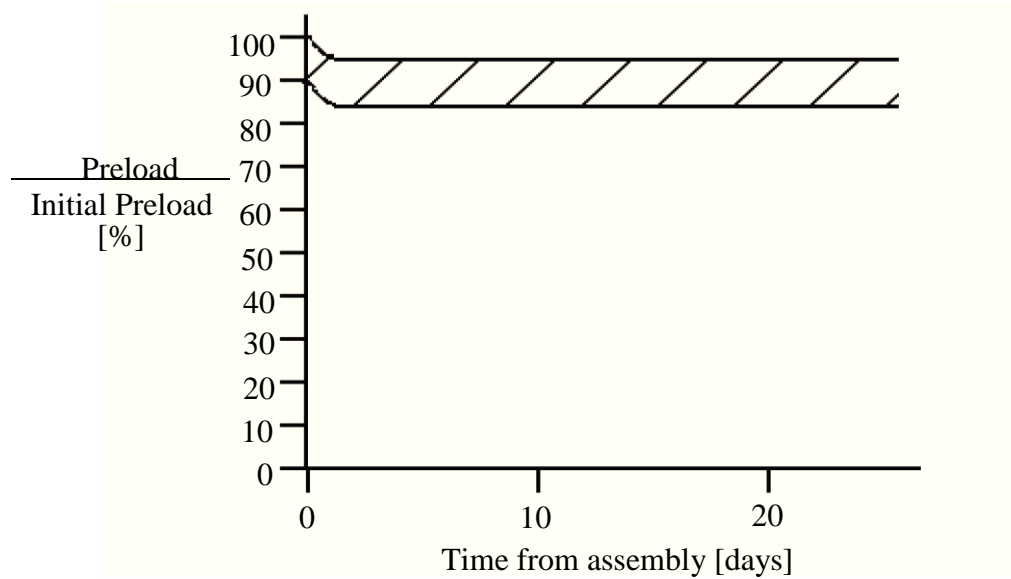


Fig.11 – Decadimento del precarico dovuto all’installazione.

La perdita di precarico F_Z dovuta all’installazione può essere calcolata dalla seguente formula:

$$F_Z = \frac{f_z}{(\delta_b + \delta_c)} = 0.05F_V \quad [2.3.22]$$

dove f_z è l’allungamento della vite dovuto al precarico.

Se vengono usate delle rondelle per distribuire il carico nelle parti bloccate, questa perdita di precarico aumenta un po’, poiché aumenta la superficie rugosa. È consigliato utilizzare rondelle dure per le applicazioni spaziali in quanto viene ridotto questo effetto.

- Interazione tra più gruppi di viti

Appena la prima vite di un gruppo viene serrata, si allunga e la giunzione nelle sue vicinanze viene compressa. Quando viene serrata una seconda vite, la giunzione vicina alla prima vite viene compressa ulteriormente causando rilassamento di quella vite;

questo meccanismo dipende da diversi fattori, come la robustezza delle parti bloccate, la distanza tra le viti e quale guarnizione viene usata.

La perdita di precarico riguardante l'interazione delle viti è molto alta, sono state registrate perdite anche comprese tra 50% e 90%.

Questo problema può essere parzialmente sormontato dando un precarico iniziale maggiore alle viti, prevedendo quale sarà la perdita dovuta a questo meccanismo dopo il rilassamento.

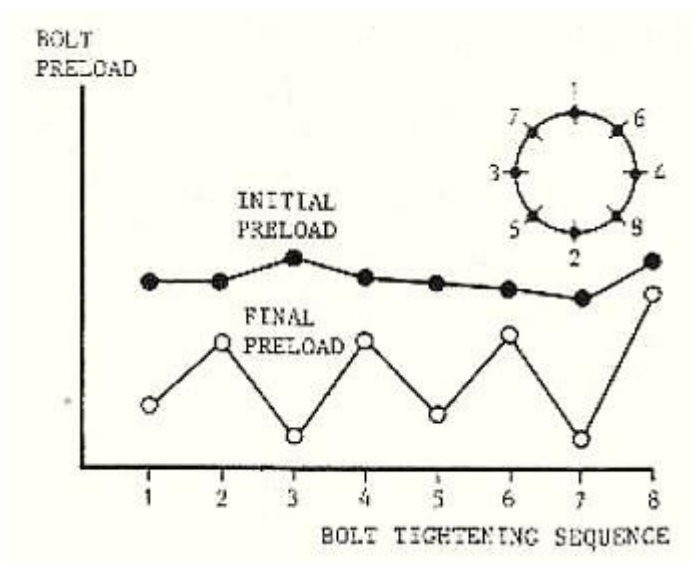


Fig.12 – Precarico iniziale e finale di un gruppo di bulloni dopo il primo serraggio.

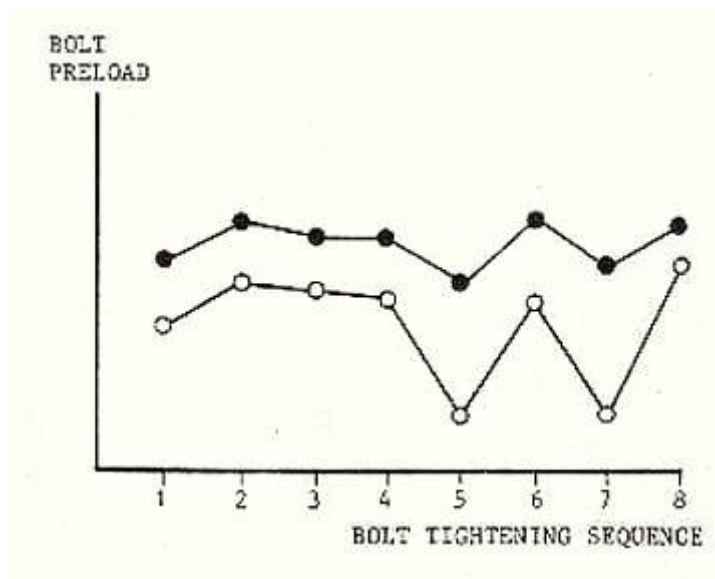


Fig.13 – Precarico iniziale e finale di un gruppo di bulloni dopo 4 serraggi.

- Aperture nelle guarnizioni

I materiali ammissibili per la realizzazione delle guarnizioni per missioni spaziali sono piuttosto ristretti in numero; è preferibile non utilizzare guarnizioni ma fare affidamento su sigillature metalliche. Quando questo non è possibile vengono impiegate guarnizioni in silicone.

Le aperture che si formano nelle guarnizioni contribuiscono, anche se in piccola parte, alla perdita di precarico, che è comparabile a quella dovuta all'installazione.

Infatti, le guarnizioni sono progettate per deformarsi plasticamente per impedire il passaggio al fluido contenuto, che altrimenti potrebbe fuoriuscire; tuttavia come ogni altro materiale plastico, anche le guarnizioni subiscono delle rotture se vengono sottoposte a grandi pressioni di superficie.

Un'importante raccomandazione da rispettare per il design di giunzioni con guarnizioni è di utilizzare il miglior metodo di serraggio disponibile, possibilmente cercando di serrare le viti contemporaneamente.

- Rilassamento torsionale

L'ultimo fattore di perdita di carico riguarda il rilassamento torsionale. Durante il processo della coppia di serraggio, in aggiunta allo stress assiale, si sviluppa uno stress torsionale che è soggetto a diversi fattori di rilassamento.

A differenza dello stress assiale, quello torsionale decade velocemente non appena viene rimossa la chiave per il serraggio, come si può facilmente notare nella Fig.14 sottostante. L'intensità dello stress torsionale dipende maggiormente dai coefficienti di attrito della filettatura.

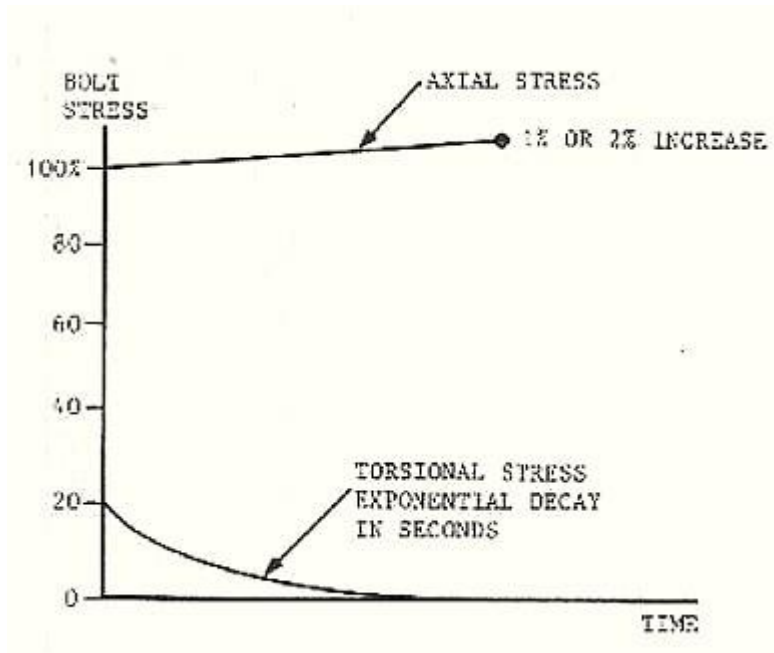


Fig.14 – Stress dovuto alla componente assiale e torsionale.

2.3.6 Margini di sicurezza nel serraggio

La capacità della vite di sostenere la torsione durante il serraggio deve essere verificata. Lo stress complessivo è composto da una tensione assiale causata dall'incremento del precarico e da una tensione di taglio dovuta all'applicazione della coppia di serraggio.

Queste 2 componenti sono combinate nell'equazione di Von Mises :

$$\sigma_{v.m.} = \sqrt{\sigma_{V,max}^2 + 3\tau_{max}^2} \quad [2.3.22]$$

dove $\sigma_{V,max}$ è lo stress assiale massimo dovuto al precarico e τ_{max} è il massimo stress di taglio causato dalla torsione.

$$\sigma_{V,max} = \frac{F_{V,max} + F_{\Delta T}}{A_0} \quad [2.3.23]$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{app,max} - M_{uh,min}}{W_P} \quad [2.3.24]$$

dove $W_p = \frac{\pi d_0^3}{16}$ [2.3.25] è la sezione polare corretta in $W_p' = \frac{\pi d_0^3}{12}$ [2.3.26] per includere il fatto che gli stress torsionali attraverso la sezione diventano costanti dopo che lo stress di taglio nella vite passa il punto di snervamento, mentre $M_{uh,min}$ è il minimo momento d'attrito sotto la testa del bullone:

$$M_{uh,min} = \frac{d_{uh}}{2} (F_{V,max} - F_{\Delta T^+}) \mu_{uh,min} \quad [2.3.27]$$

I margini di sicurezza nel serraggio sono dunque:

$$\text{Snervamento : } MoS_{ti,y} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{v.m.}} - 1 \quad [2.3.28]$$

$$\text{Rottura : } MoS_{ti,ult} = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{v.m.}} - 1 \quad [2.3.29]$$

Se il margine di sicurezza per snervamento è positivo, anche quello per rottura sarà positivo.

Ricordiamo che condizione necessaria per cui il margine è accettabile è che i margini siano sempre maggiori di zero.

Vediamo ora nel dettaglio i vari tipi di giunzioni soggetti a carichi assiali o di taglio.

2.4 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI ASSIALI CONCENTRICI

2.4.1 Definizione

Per essere considerate caricate in modo assiale concentrico, le giunzioni devono soddisfare tre criteri principali:

- L'asse dei carichi applicati è parallelo e coincidente all'asse della vite
- Le flange sono simmetriche rispetto all'asse dei carichi applicati
- Le flange sono abbastanza resistenti da non sviluppare l'effetto di *prying*.

Esse sono composte sostanzialmente da due parti: la vite bullonata e le parti bloccate.

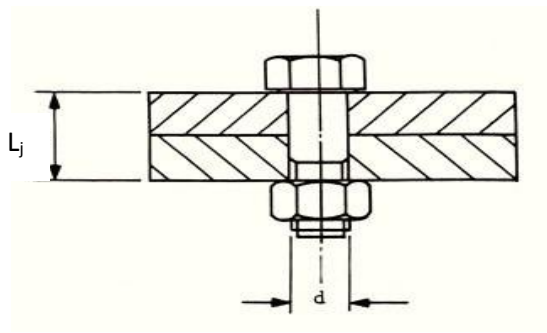


Fig.15 – Componenti della giunzione.

Chiamata L_j la lunghezza complessiva della giunzione essa è uguale a:

$$L_j = L_{b,free} + \Delta L_b \quad [2.4.1]$$

$$L_j = L_{c,free} - \Delta L_c \quad [2.4.2]$$

dove $L_{b,free}$ e $L_{c,free}$ sono rispettivamente la lunghezza della vite e delle parti bloccate in assenza di carichi esterni, mentre ΔL_b e ΔL_c sono l'estensione della vite e la compressione delle parti bloccate.

È solito usare l'approssimazione $L_{b,free} = L_{c,free}$ così l'equazione che lega estensione della vite e compressione delle parti bloccate diventa:

$$\Delta L_b = - \Delta L_c \quad [2.4.3]$$

il che porta come conclusione che le due variazioni di lunghezza sono uguali e opposte.

2.4.2 Il diagramma della giunzione

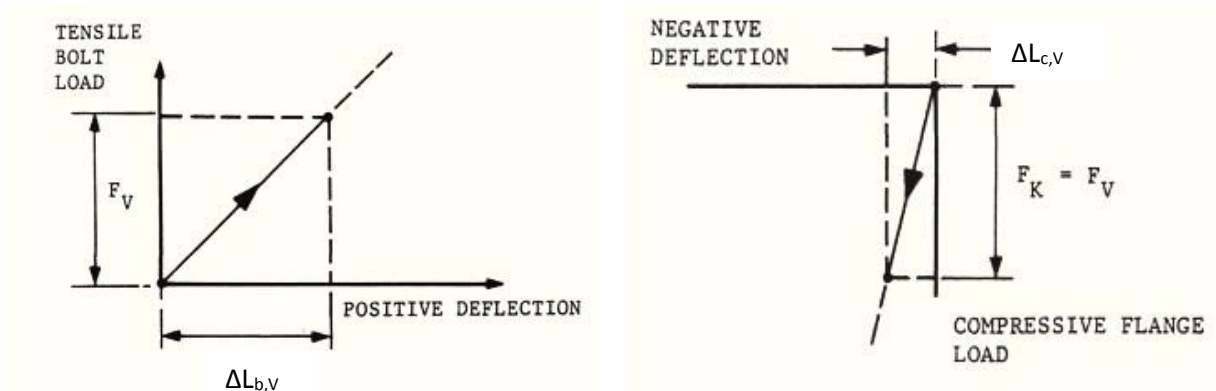


Fig.16 – Estensione della vite e compressione delle parti serrate.

La figura 16 mostra come al variare del precarico, variano le lunghezze della vite e delle parti bloccate da essa. In particolare con l'aumentare del precarico la vite si allunga quindi avremo un $\Delta L_{b,v}$ positivo, mentre per quanto riguarda le flange, esse si accorciano dando luogo ad un $\Delta L_{c,v}$ negativo.

Più in basso, la figura 17 ci mostra l'andamento totale del diagramma della giunzione in funzione dell'incremento del precarico durante il processo di serraggio. Notiamo in particolare che oltre una certa soglia l'andamento non è più rettilineo ma comincia a variare la propria pendenza.

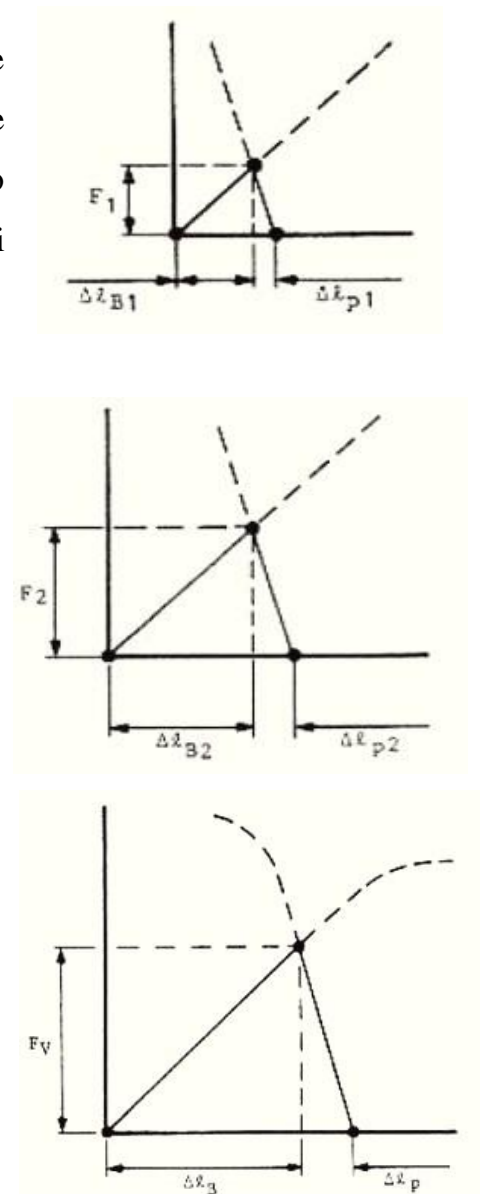


Fig. 17 – Crescita del diagramma della giunzione durante il serraggio

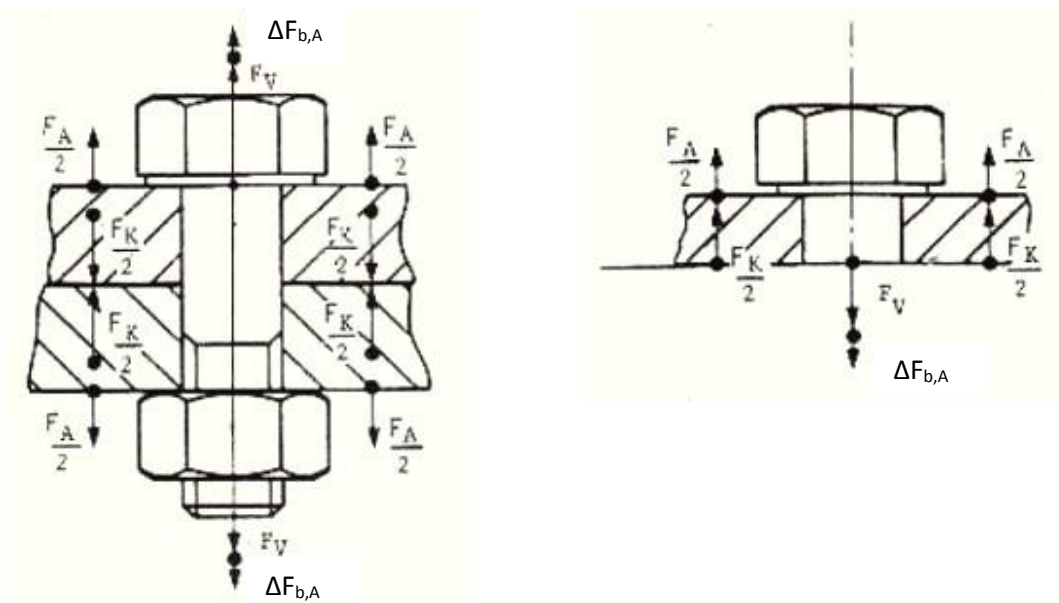


Fig.18 – Applicazione di un carico assiale esterno

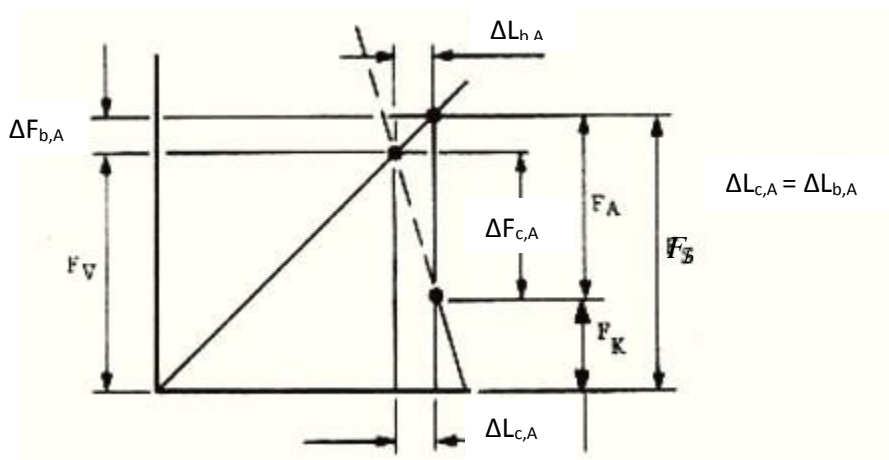


Fig.19 – Diagramma di giunzione: effetto di un carico esterno applicato

Come si può notare dalle figure 18 e 19, se viene applicato un carico assiale esterno sulle superfici delle flange, viene incrementata la tensione nella vite, riducendosi invece quella delle parti serrate.

Se il carico esterno aumenta oltre un determinato valore per cui si ha $F_K = 0$, si attua il fenomeno del *gapping*, ovvero le due flange si separano staccandosi perché prive del loro precarico.

Se invece abbiamo un carico di compressione, le equazioni ed i diagrammi rimangono validi con l'opportuno cambio di segno e di assi.

2.4.3 Il rapporto di forze

Il rapporto di forze è definito come il rapporto tra l'incremento di carico indotto visto dalla vite e il carico esterno applicato:

$$\Phi = \frac{\Delta F_{b,A}}{F_A} \quad [2.4.4]$$

Per le configurazioni delle giunzioni analizzate, questo rapporto può essere scritto in funzione della robustezza o della cedevolezza della vite e delle parti bloccate:

$$\Phi = \frac{\Delta F_{b,A}}{F_A} = \frac{K_b}{K_c + K_b} = \frac{\delta_c}{\delta_c + \delta_b} \quad [2.4.5]$$

Dalla figura 19 si può notare che:

$$F_A = \Delta F_{b,A} + \Delta F_{c,A} \quad [2.4.6]$$

E sostituendo la [2.4.4] si ha :

$$F_A = \Phi F_A + \Delta F_{c,A} \quad [2.4.7]$$

Infine, la riduzione di carico sentita dalle parti bloccate è:

$$\Delta F_{c,A} = (1 - \Phi)F_A \quad [2.4.8]$$

Queste equazioni sono valide solo per giunzioni dove il punto di applicazione del carico esterno giace sulla superficie esteriore delle flange; in realtà molto spesso accade che il punto d'applicazione sia posizionato internamente alle flange; in questo caso bisogna introdurre nell'equazione [2.4.4] il fattore di carico n (discusso nel paragrafo 2.4.5) :

$$\Phi = n\Phi = n \frac{\delta_c}{\delta_c + \delta_b} \quad [2.4.9]$$

2.4.4 La cedevolezza della vite e delle parti serrate

Il calcolo della cedevolezza è molto semplice per quanto riguarda la vite; infatti l'equazione della deformazione del carico nella vite è:

$$F_b = K_b \Delta L_b = \frac{1}{\delta_b} \Delta L_b \quad [2.4.10]$$

dove F_b è il carico di trazione nella vite, K_b la sua robustezza, ΔL_b la sua estensione e δ_b la sua cedevolezza.

Se la vite è composta da più segmenti di diverso diametro, l'equazione [2.4.10] andrà corretta tenendo conto che:

$$\Delta L_b = \sum \Delta L_i \quad [2.4.11] \quad \text{dove } \Delta L_i \text{ sono gli allungamenti dei diversi segmenti.}$$

Applicando la legge di Hooke:

$$\Delta L_i = \frac{L_i F_b}{E_b A_i} \quad [2.4.12]$$

dove E_b è il modulo di elasticità del segmento e A_i è la sezione di passaggio locale del segmento, la [2.4.10] diventa infine:

$$\delta_b = \frac{1}{E_b} \sum \frac{L_i}{A_i} \quad [2.4.13]$$

Più complesso è invece il calcolo della cedevolezza delle parti serrate, in quanto l'equazione presenta il calcolo di un integrale dovuto alla variazione del cono di compressione.

$$\delta_c = \frac{1}{E_c} \int_{z=0}^{z=L_c} \frac{dz}{A(z)} \quad [2.4.14]$$

dove E_c è il modulo di elasticità delle parti serrate, z è la distanza tra le due flange, L_c è la lunghezza delle parti e $A(z)$ è la sezione di passaggio della zona di compressione.

Se le flange sono fatte di materiali multipli, allora anche il modulo di elasticità sarà funzione di z e quindi inserito nell'integrale.

Vediamo ora come determinare la zona di compressione e le possibili configurazioni, per arrivare al calcolo della cedevolezza finale.

- Configurazioni possibili della zona di compressione

La configurazione dipende dalla geometria delle parti bloccate; il caso più comune prevede l'utilizzo di parti cilindriche che mostrano configurazioni come in figura 20.

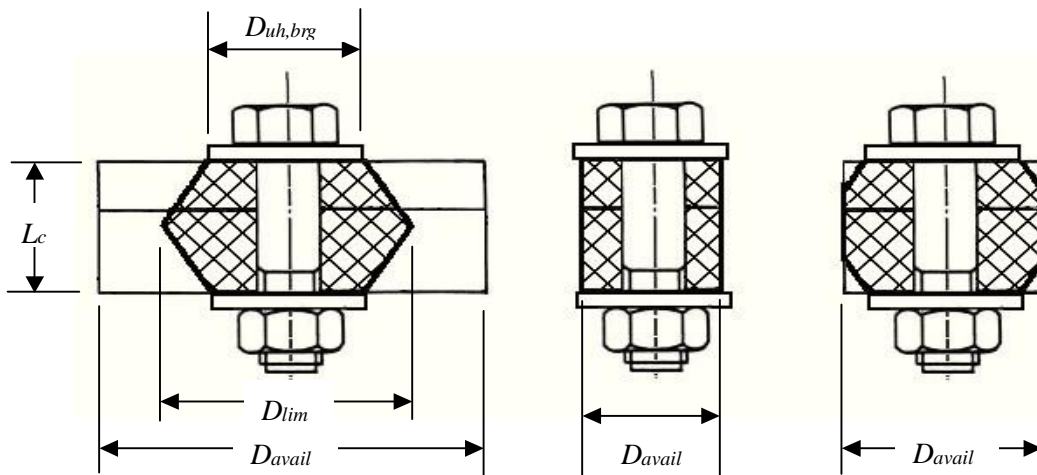


Fig.20 – Zona di compressione in flange di forma cilindrica.

La figura di sinistra mostra il caso di flange che sono sufficientemente larghe da permettere il completo sviluppo del cono di compressione, fino al diametro massimo D_{lim} : in questo caso, infatti, abbiamo $D_{avail} > D_{lim}$, che sono rispettivamente il diametro disponibile delle flange e il diametro di massima espansione del cono;

i due coni sono simmetrici rispetto al loro punto medio che si trova a metà della lunghezza delle parti L_c .

La figura centrale mostra invece il caso in cui $D_{avail} < D_{uh,brg}$, ovvero quando il diametro delle flange è minore del diametro di contatto sotto la testa del bullone: in questo caso la compressione si sviluppa solo in un piccolo cilindro uniforme.

La figura di destra, infine, mostra il caso in cui il cono di compressione si sviluppa solo parzialmente in quanto $D_{uh,brg} < D_{avail} < D_{lim}$.

Nel caso più generico in cui le flange non siano simmetriche rispetto all'asse della vite e ci sono diverse distanze dal bordo, la zona di compressione è determinata da:

$$a_{l,min} = \frac{D_{avail,min}}{2} \quad [2.4.15]$$

Questo tipo di configurazione determina un valore di cedevolezza che è maggiore rispetto alla realtà, portando spesso incertezze nel calcolo dei margini di sicurezza.

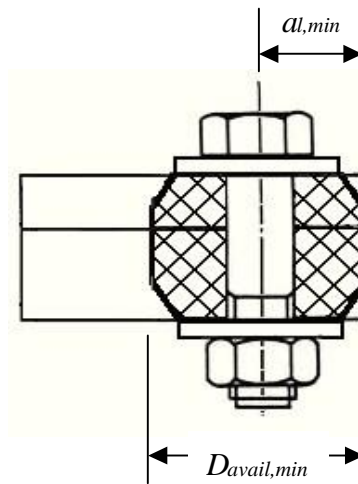


Fig.21 – Zona di compressione nel caso generico

Infine, le giunzioni con vite non passante, sviluppano soltanto un cono di compressione, dal momento che sono privi di dado nella parte inferiore.

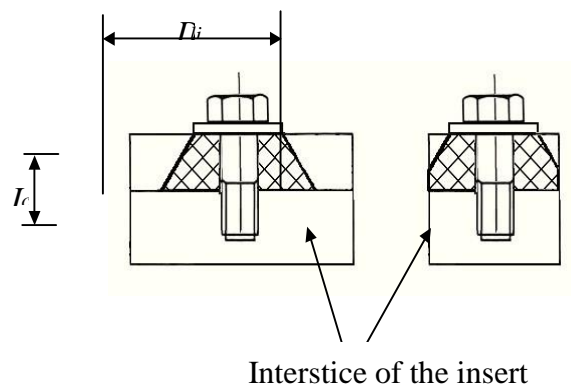


Fig.22 – Zona di compressione approssimata per giunzioni con viti non passanti

- Determinare la zona di compressione delle parti serrate

Prima di tutto bisogna determinare il diametro della zona di compressione; chiamata a_1 la distanza tra le flange, il diametro disponibile per la compressione è uguale a:

$$D_{avail} = 2a_l \quad [2.4.16]$$

e il diametro della zona di compressione è dato da:

$$D_{lim} = D_{uh,brg} + w L_c \tan \emptyset \quad [2.4.17]$$

dove $D_{uh,brg}$ è il diametro di contatto sotto la testa del bullone, L_c è la lunghezza della compressione, \emptyset è metà dell'angolo di compressione e w è un valore di correzione che vale 1 per le viti passanti e 2 per quelle non passanti.

Per il calcolo dell'angolo di compressione vengono usate equazioni derivate da dati empirici:

$$\text{Per viti passanti: } \tan \emptyset = 0.362 + 0.032 \ln\left(\frac{x}{2}\right) + 0.153 \ln(y) \quad [2.4.18]$$

$$\text{Per viti non passanti: } \tan \emptyset = 1.295 - 0.246 \ln(x) + 0.94 \ln(y) \quad [2.4.19]$$

$$\text{con } x = \frac{L_c}{D_{uh,brg}} \quad [2.4.20] \quad \text{e } y = \frac{D_{avail}}{D_{uh,brg}} \quad [2.4.21]$$

- Calcolo finale della cedevolezza

Se abbiamo una zona di compressione completamente sviluppata, la cedevolezza delle parti serrate è:

$$\delta_c = \frac{2 \ln \left[\frac{(D_{uh,brg}+d)(D_{lim}-d)}{(D_{uh,brg}-d)(D_{lim}+d)} \right]}{w E_c \pi d \tan(\emptyset)} \quad [2.4.22]$$

dove E_c è il modulo di elasticità delle flange.

Se la zona di compressione è sviluppata parzialmente, la cedevolezza è:

$$\delta_c = \frac{\frac{2}{w d \tan(\emptyset)} \ln \left[\frac{(D_{uh,brg}+d)(D_{lim}-d)}{(D_{uh,brg}-d)(D_{lim}+d)} \right] + \frac{4}{D_{avail}^2 - d^2} \left[L_c - \frac{D_{avail} - D_{uh,brg}}{w \tan(\emptyset)} \right]}{E_c \pi} \quad [2.4.23]$$

Se infine abbiamo uno "sleeve", ovvero una zona di compressione formata da un cilindro uniforme, la cedevolezza è:

$$\delta_c = \frac{2}{w} \delta_{cone} + \delta_{sleeve} \quad [2.4.24]$$

$$\text{Dove } \delta_{cone} = \frac{\ln\left(\frac{(D_{uh,brg}+d)(D_{uh,brg} + 2L_{cone} \tan(\phi) - d)}{(D_{uh,brg}-d)(D_{uh,brg} + 2L_{cone} \tan(\phi) + d)}\right)}{E_c d \pi \tan(\phi)} \quad [2.4.25] \text{ e}$$

$$\delta_{sleeve} = \frac{4L_{sleeve}}{E_c \pi (D_{avail}^2 - d^2)} \quad [2.4.26]$$

$$\text{con } L_{cone} = \frac{D_{avail} - d}{2 \tan(\phi)} \quad [2.4.27] \text{ e } L_{sleeve} = L_c - \frac{2L_{cone}}{w} \quad [2.4.28]$$

2.4.5 Il calcolo del fattore di carico

Il fattore di carico è una grandezza che consente in maniera sintetica di esprimere l'entità dei carichi agenti.

Per molte giunzioni, gli effettivi piani di carico giacciono all'interno delle flange e sono separati da una distanza pari a nL_j ; nella zona compresa tra i piani di carico la fatica subita dalla giunzione risulta minore, in quanto essa non risente del carico esterno F_A , mentre nella zona esterna ai piani di carico le flange subiscono l'effetto di F_A in aggiunta alla compressione F_K . La figura 23 mostra molto chiaramente questa situazione.

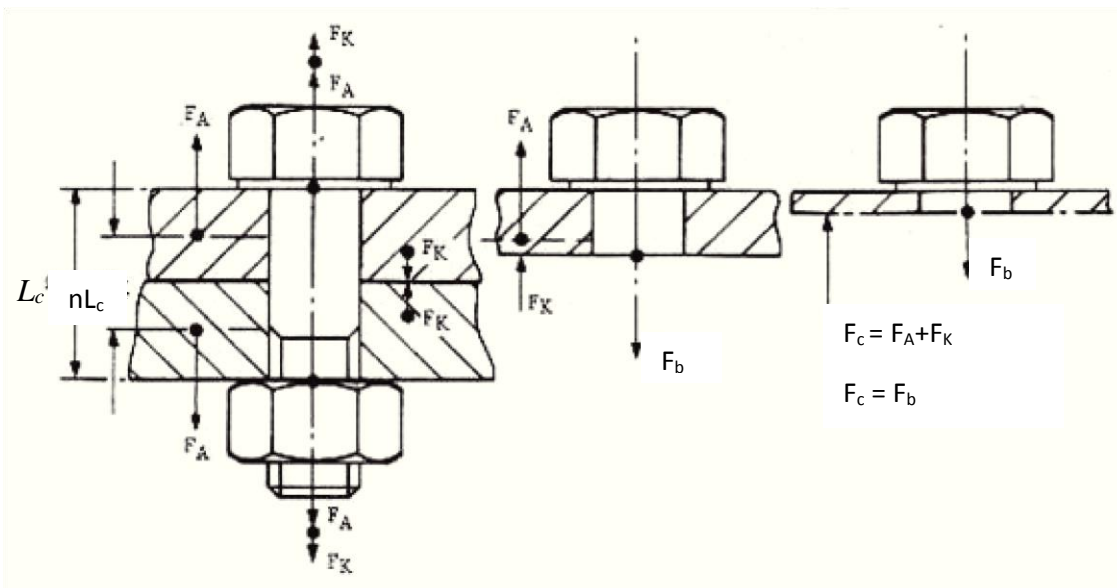


Fig.23 – Tensioni nei piani di carico e forze agenti dentro alla giunzione.

La figura 24 sottostante, invece, mostra l'andamento delle forze con il variare del fattore di carico. In particolare notiamo che al diminuire di n , la robustezza della vite diminuisce, mentre aumenta quella delle parti serrate.

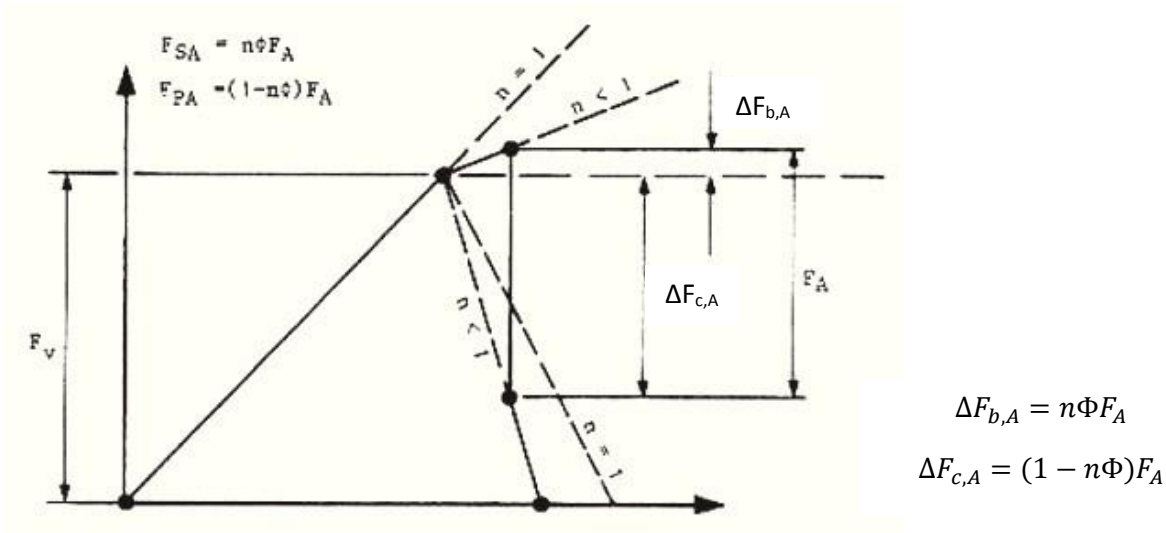


Fig.24 – Diagramma di giunzione per andamento del fattore di carico.

Esistono diversi metodi per il calcolo del fattore di carico, vediamoli nel dettaglio.

- Metodo approssimato

Il fattore di carico dipende dalle deformazioni dovute al precarico. Per verifiche non-critiche, possiamo assumere che $n=0.5$, ovvero che i piani di carico sono posti al centro di ogni flangia.

- Metodo sperimentale

Una forma più precisa di calcolo del fattore di carico è quella data da questa formula, che presuppone la conoscenza sperimentale delle deflessioni delle superfici di contatto sotto la testa del bullone e sotto il dado causate dal carico assiale esterno applicato.

$$n = \frac{\delta_j}{\delta_c} = \frac{f_{l,1} + f_{l,2}}{f_{uh,1} + f_{uh,2}} \quad [2.4.29]$$

Dove δ_j è l'effettiva cedevolezza della giunzione, $f_{l,1}$ e $f_{l,2}$ sono le deflessioni dei punti di applicazione del carico esterno e $f_{uh,1}$ e $f_{uh,2}$ sono le deflessioni delle superfici di contatto sotto la testa del bullone e sotto il dado causate da tale carico.

- Metodo geometrico

La deformazione della giunzione dipende fortemente dalla sua geometria. Se i carichi sono assiali e concentrici, allora il fattore di carico dipende soltanto dai seguenti parametri, definiti nella figura 25 sottostante:

$D_{uh,brg}$: diametro di contatto sotto la testa

d : diametro del foro

a_k : distanza tra il bordo della superficie di contatto sotto la testa della vite e il punto di introduzione dei carichi esterni

a_r : la più corta distanza tra il bordo della superficie di contatto e il bordo delle parti bloccate

h_k : distanza tra il punto di introduzione del carico e l'interstizio

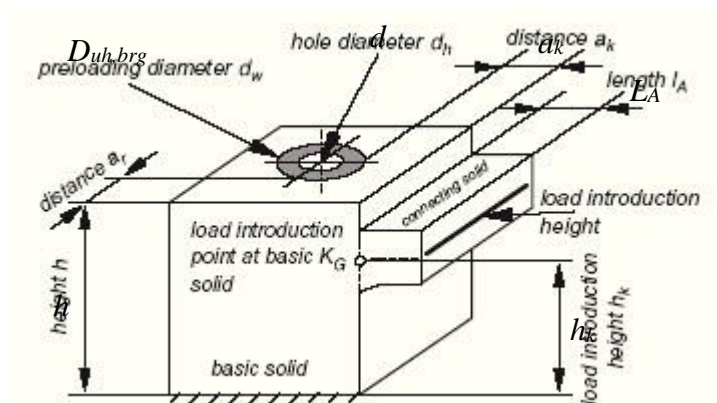


Fig.25 – Geometria per determinare il fattore di carico.

Utilizzando il metodo geometrico, la giunzione viene estratta dal suo ambiente facendo una sezione nel punto in cui il momento interno è nullo. Dopo l'estrazione, la giunzione viene divisa in due parti: il corpo base e il corpo connettore. Il primo determina le proprietà elastiche della giunzione, incluso il cono di compressione. Il secondo rappresenta la parte della giunzione dove sono applicate le forze esterne. Il punto di

introduzione delle forze esterne nel corpo base K_G è posto nel piano medio orizzontale del corpo connettore.

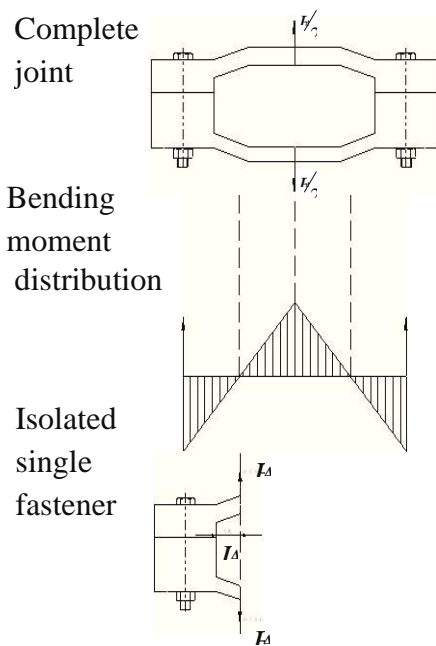


Fig. 26 – Estrazione della giunzione dal suo ambiente.

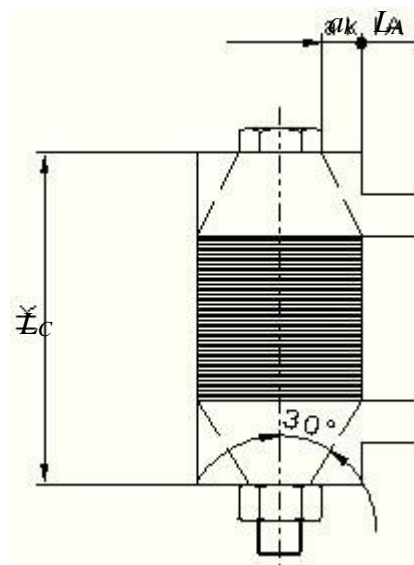


Fig.27 – Corpo base e corpo connettore.

- Metodo semplice

Questo metodo consente, per la maggior parte delle giunzioni, di calcolare in modo semplice il fattore di carico interpolando i dati di una tabella (tab.4) e schematizzando la giunzione

(rappresentata in 2D) in uno degli schemi di figura 28. Le condizioni per cui si può utilizzare questo metodo sono cinque:

- Non agiscono momenti esterni sulla vite
- Le flange della giunzione non sono soggette al *gapping*
- Tutte le parti serrate hanno lo stesso modulo di elasticità
- Il corpo della giunzione ha forma prismatica
- Il prodotto dei parametri riguardanti la giunzione 3D possono essere stimati come $k_{ar} * k_{dh} * k_{dw} = 0.8$ (vedi metodo analitico)

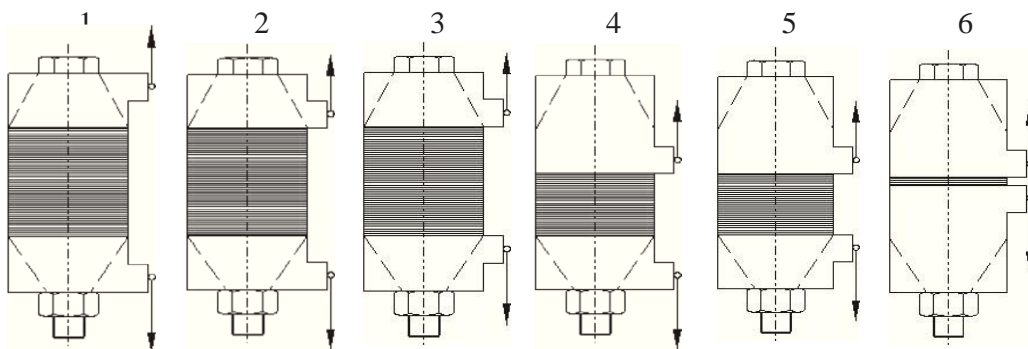


Fig.28 – Schematizzazione dei vari tipi di giunzione per il metodo semplice

L _A / L _c	a _k / L _c	JOINT TYPE (FROM FIGURE 7-22)					
		1	2	3	4	5	6
0.0	0.0	0.70	0.57	0.44	0.42	0.3	0.15
	0.1	0.55	0.46	0.37	0.34	0.25	0.14
	0.3	0.30	0.30	0.26	0.25	0.22	0.14
	□ 0.5	0.13	0.13	0.12	0.12	0.10	0.07
0.1	0.0	0.52	0.44	0.35	0.33	0.24	0.13
	0.1	0.41	0.36	0.30	0.27	0.21	0.12
	0.3	0.22	0.21	0.20	0.16	0.15	0.10
	□ 0.5	0.10	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
0.2	0.0	0.34	0.30	0.26	0.23	0.19	0.11

	0.1	0.28	0.25	0.23	0.19	0.17	0.11
	0.3	0.16	0.16	0.15	0.12	0.12	0.09
	□ 0.5	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06
□ 0.3	0.0	0.16	0.16	0.16	0.14	0.14	0.10
	0.1	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.10
	0.3	0.12	0.12	0.12	0.10	0.10	0.08
	□ 0.5	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03

Tab.4 – Fattori di carico per il metodo semplice

- Metodo analitico

Questo metodo analitico è abbastanza complicato per un calcolo a mano e di solito viene elaborato da calcolatori elettronici. La formula per il calcolo è:

$$n = n_{upper} \left(\frac{\delta_{upper}}{\delta_j} \right) + n_{lower} \left(\frac{\delta_{lower}}{\delta_j} \right) \quad [2.4.30]$$

dove n_{upper} e n_{lower} sono rispettivamente i fattori di carico della flangia superiore e inferiore della giunzione e δ_{upper} e δ_{lower} le loro cedevolezze.

Per una singola flangia, il fattore di carico è:

$$n_{flange} = n_G - n_M \left(\frac{L_A}{h} \right) \quad [2.4.31] \quad \text{con } \frac{L_A}{h} \leq 1/3$$

dove n_G e n_M sono rispettivamente il fattore di carico generale e il fattore di momento di conduzione:

$$n_M = \frac{n_G - n_G^* \left[\frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*}{0.1} \quad [2.4.32]$$

dove n_G^* e n_{2D}^* sono i fattori n_G e n_{2D} con il rapporto $\frac{a_k}{h}$ ridotto a 0.1 e il punto $\frac{h_k}{h}$ è mosso nella regione in cui la compressione è distribuita uniformemente.

$$n_G = n_{2D} k_{ar} k_{dh} k_{dw} \quad [2.4.33]$$

dove n_{2D} è il fattore di carico per una giunzione 2D equivalente:

$$n_{2D} = \left[0.71 + 0.29 \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1.41 \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{h_k}{h} \right) + \left[1.31 - 5.89 \left(\frac{a_k}{h} \right) + 4.96 \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{h_k}{h} \right)^2 + \left[-1.04 + 3.06 \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1.88 \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{h_k}{h} \right)^3 \quad [2.4.33]$$

e k_{ar} k_{dh} k_{dw} sono i tre fattori per l'estensione spaziale in 3D:

$$k_{ar} = 1 - 1.74 \left(\frac{a_k}{h} \right) + 1.24 \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \quad [2.4.34]$$

$$k_{dh} = 1 - 0.25 \left(\frac{d}{D_{uh,brg}} \right) \quad [2.4.35]$$

$$k_{dw} = 1 \quad [2.4.36]$$

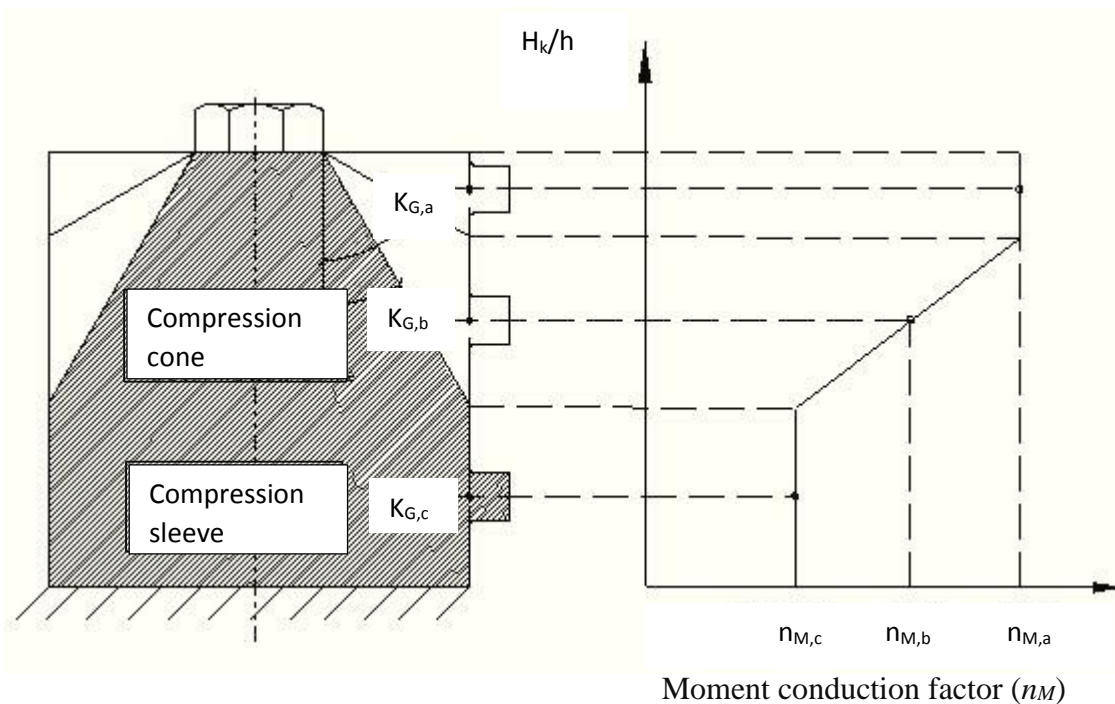


Fig.29 – Variazione del fattore del momento di conduzione con la posizione del corpo connettore.

2.4.6 Margini di sicurezza

Di seguito sono riportate le equazioni per tutti i margini di sicurezza riguardanti le giunzioni caricate assialmente:

- Separazione della giunzione : $MoS_{sep} = \frac{F_{V,min} - F_{K,req}}{(1-\Phi)F_{ASf_{sep}}} \quad [2.4.37]$

- Collasso della vite (per carico totale): $MoS_{tot,yield} = \frac{A_s \sigma_y}{F_{V,max} + \Phi_n F_{ASf_y}} - 1 \quad [2.4.38]$

$$MoS_{tot,ultimate} = \frac{A_s \sigma_{ult}}{F_{V,max} + \Phi_n F_{ASf_{ult}}} - 1 \quad [2.4.39]$$

- Collasso della vite (per carico esterno): $MoS_{A,yield} = \frac{A_s \sigma_y}{F_{ASf_y}} - 1 \quad [2.4.40]$

$$MoS_{A,ultimate} = \frac{A_s \sigma_{ult}}{F_{ASf_{ult}}} - 1 \quad [2.4.41]$$

- Guasto della filettatura(per carico esterno): $MoS_{th,A} = \frac{F_{th,crit}}{F_{ASf_{ult}}} - 1 \quad [2.4.42]$

$$\text{(per carico totale): } MoS_{th,tot} = \frac{F_{th,crit}}{F_{V,max} + \Phi F_{ASf_{ult}}} - 1 \quad [2.4.43]$$

dove $F_{th,crit}$ è il carico critico per il collasso della filettatura.

- Rottura delle flange: $MoS_{crush,yield} = \frac{\sigma_{br,y}}{\sigma_{uh,max} s f_y} - 1 \quad [2.4.44]$

$$MoS_{crush,ultimate} = \frac{\sigma_{br,ult}}{\sigma_{uh,max} s f_{ult}} - 1 \quad [2.4.45]$$

Ora andremo ad analizzare le giunzioni caricate in modo assiale eccentrico.

2.5 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI ASSIALI ECCENTRICI

2.5.1 L'effetto dell'eccentricità

La sostanziale differenza di questo tipo di giunzioni rispetto quelle analizzate nel paragrafo 2.4, è che l'asse d'applicazione dei carichi esterni e l'asse delle flange serrate non coincidono con l'asse della vite. Quindi i tre assi fondamentali sono:

- L'asse della vite (S-S)
- L'asse delle flange (O-O)
- L'asse dei carichi (A-A)

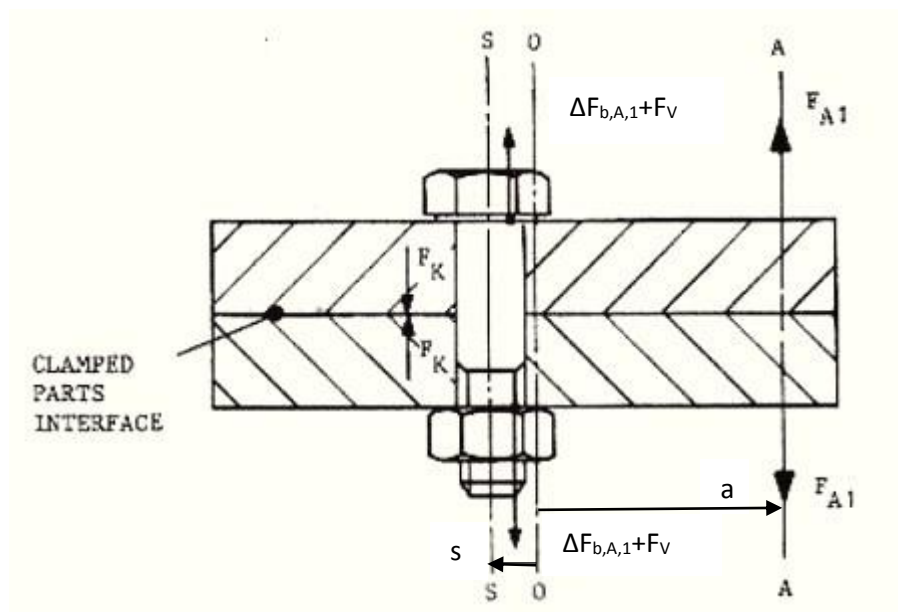


Fig.30 – Tipica giunzione soggetta a carichi assiali eccentrici.

Come si può notare dalla figura 30, le posizioni degli assi sono definite da due variabili, ovvero l'eccentricità di carico a e l'eccentricità di bloccaggio s .

La conseguenza principale delle diverse posizioni degli assi sta nella modifica della distribuzione di pressione dopo l'applicazione dei carichi esterni.

Infatti, dopo aver dato la forza di pre-carico, le pressioni si distribuiscono con picco vicino all'asse della vite; dopo l'applicazione dei carichi esterni, la distribuzione di pressione cambia

e il picco si sposta verso il lato opposto rispetto all'asse dei carichi esterni applicati, come in figura 31.

Se poi il valore del carico esterno applicato aumenta oltre un certo valore, la distribuzione di pressione si sposta così tanto da causare il fenomeno del *gapping* (figura 32), ovvero le flange si separano nella zona di applicazione dei carichi (figura 33).

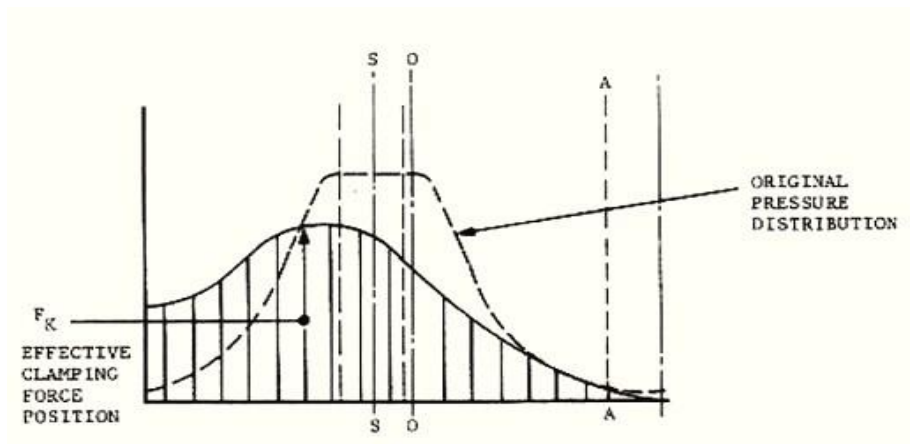


Fig.31 – Distribuzione di pressione (senza effetto *gapping*).

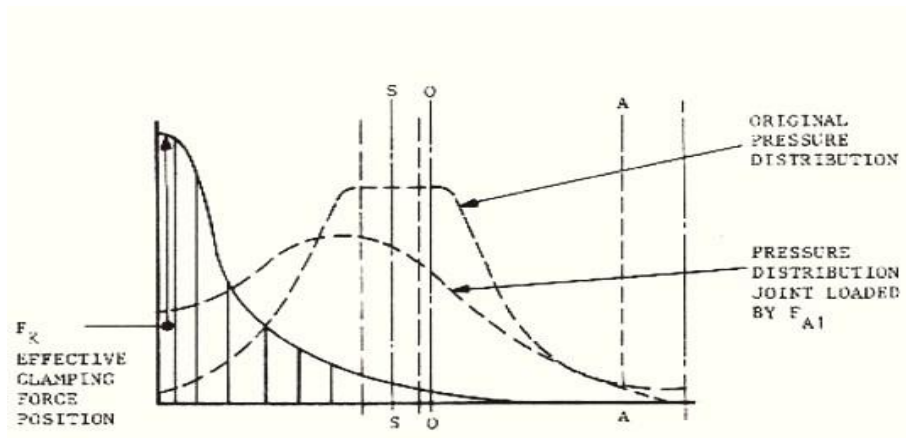


Fig.32 - Distribuzione di pressione (effetto *gapping*).

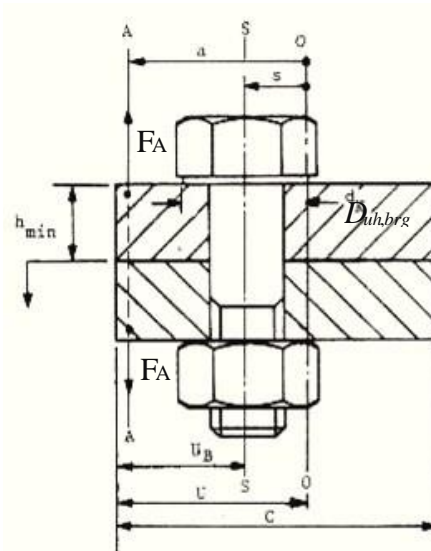


Fig.34 – Limitazioni su giunzioni con larga area di contatto

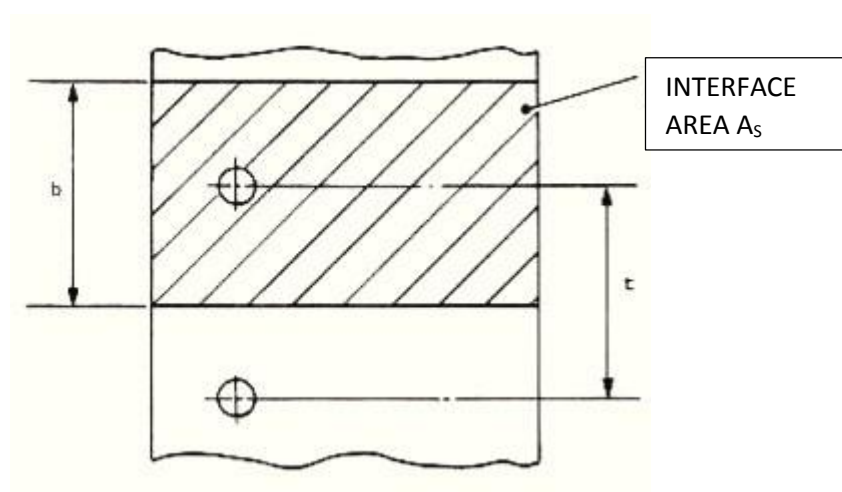


Fig.35 – Area di bloccaggio per giunzioni con più viti.

La figura 35 mostra che la distanza tra due viti in una giunzione multi-vite è definita come t , mentre la lunghezza della flangia caricata è definita come b :

$$b = \begin{cases} D_{uh,brg} + h_{min} & \text{se } t > (D_{uh,brg} + h_{min}) \\ t & \text{se } t < (D_{uh,brg} + h_{min}) \end{cases} \quad [2.5.3]$$

L'area della flangia caricata è $A_c = b C$ [2.5.4], mentre viene definito raggio di rotazione la grandezza:

$$G_c = \left[\frac{I_c}{A_c} \right]^{\frac{1}{2}} \quad [2.5.5]$$

dove $I_c = bt^3/12$ [2.5.6] è il momento di inerzia dell'area della flangia A_c .

La cedevolezza delle parti serrate in queste giunzioni è maggiore che in quelle soggette a carichi concentrici ed è calcolata moltiplicando la cedevolezza di queste ultime per un fattore dovuto alle eccentricità.

Nel caso in cui $s = a$, si ha:

$$\delta_c^* = \delta_c (1 + \lambda^2) \quad [2.5.7]$$

dove $\lambda = \frac{s/G_c}{\sqrt{A_c/A_{sub}}}$ [2.5.8] è il rapporto di lunghezze.

Nel caso in cui $s \neq a$ si ha:

$$\delta_c^{**} = \delta_c (1 + \frac{a}{s} \lambda^2) \quad [2.5.9]$$

Il termine A_{sub} rappresenta l'area di bloccaggio effettiva della zona di compressione alla sua massima estensione e vale:

- $A_{sub} = \frac{\pi}{4} (D_{lim}^2 - d^2)$ [2.5.10] per $D_{avail} \leq D_{lim}$

- $A_{sub} = \frac{\pi}{4} [(D_{uh,brg} + \frac{L_c}{10})^2 - d^2]$ [2.5.11] per $D_{avail} > 3D_{lim}$

- $A_{sub} = \frac{\pi}{4} (D_{lim}^2 - d^2) + \frac{\pi}{8} (\frac{D_{lim}}{D_{uh,brg}} - 1) (\frac{D_{uh,brg} L_c}{5} + \frac{L_c^2}{100})$ [2.5.12]

per $D_{lim} < D_{avail} \leq 3D_{lim}$

Il rapporto di forze per questo tipo di giunzioni è:

$$\Phi_{e,n} = n_{ecc} \left[\frac{\delta_c^{**}}{\delta_c + \delta_c^*} \right] \quad [2.5.13]$$

Il fattore di carico è:

$$n_{ecc} = \frac{n_{con} + a s \frac{L_c}{E_c I_c}}{1 + s^2 \frac{L_c}{E_c I_c}} \quad [2.5.14]$$

dove n_{con} è il fattore di carico utilizzato per le giunzioni con carichi assiali concentrici.

Esistono infine dei limiti sul valore dei carichi applicati oltre i quali si ha la separazione delle flange, con conseguente limite sul massimo precarico:

$$F_{A,sep} = \frac{F_V}{\left[1 + \frac{au}{G_c^2}\right] \left[1 + \frac{su}{G_c^2}\right] - \Phi_{e,n}} \quad [2.5.15]$$

$$F_{V,sep} = F_{K,sep} + (1 - \Phi_{e,n})F_A \quad [2.5.16]$$

$$\text{dove } F_{K,sep} = \frac{(a-s)u}{G_c^2 + su} F_A \quad [2.5.17]$$

Un'ultima considerazione fa notare la possibile perdita di precarico durante l'installazione data da:

$$F_Z = \frac{f_Z(1 - \Phi_{e,n})}{\delta_c} \quad [2.5.18] \quad \text{dove } f_Z \text{ è la deformazione plastica subita durante il montaggio.}$$

Mostriamo infine il diagramma della giunzione caricata eccentricamente.

$\delta_c = \frac{\Delta L_{c,A}}{\Delta F_{c,A}}$ [2.5.22] dove $\Delta L_{c,A} = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3$ è l'allungamento totale delle flange, inteso come la somma dei 3 allungamenti mostrati in figura 37.

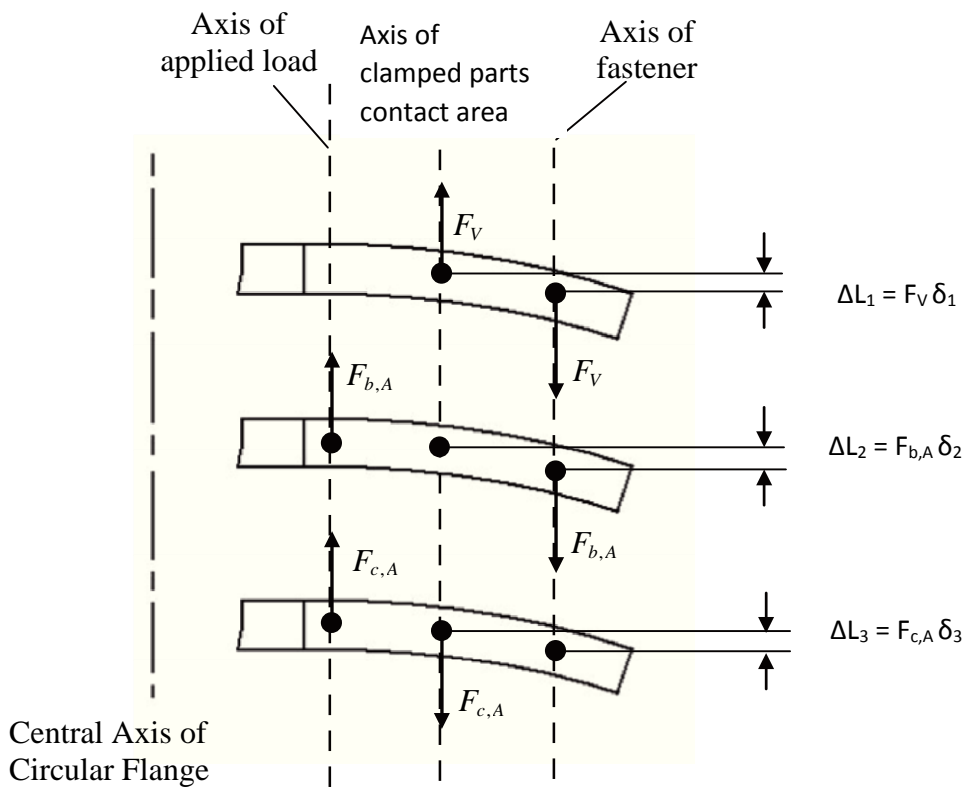


Fig.37 – Allungamenti delle flange dovute ai carichi flettenti.

Per quanto riguarda invece la cedevolezza delle flange circolari fissate dotate di piccola superficie di contatto, come anelli di fissaggio, le equazioni diventano:

$$\delta_1 = \Psi a_D^2 \quad [2.5.23]$$

$$\delta_2 = \Psi a_D a_R \quad [2.5.24]$$

$$\delta_3 = \Psi a_D (a_R - a_D) \quad [2.5.25]$$

dove Ψ è un parametro utilizzato per questa tipologia di giunzione, definito da:

$$\Psi = \frac{d_a + d_i}{4\pi E h W} \quad [2.5.26]$$

dove d_a e d_i sono rispettivamente il diametro esterno ed interno dell'anello della flangia, E il modulo di elasticità, h lo spessore della flangia e W è un fattore che tiene conto della presenza del foro nella flangia e vale:

$$W = \frac{1}{12} (d_i + S_F) S_F^2 + \frac{1}{12} (d_a - d_i - d^*) h^2 \quad [2.5.27] \text{ (per flange fissate)}$$

$$W = \frac{1}{12} (d_a - d_i - d^*) h^2 \quad [2.5.28] \text{ (per flange libere)}$$

dove S_F è lo spessore radiale del collo della flangia (vedi figura 38) e d^* è definito come:

$$d^* = \begin{cases} \frac{d}{2} & \text{per } W_{nom} \geq 500 \\ \left(1 - \frac{W_{nom}}{1000}\right) d & \text{per } W_{nom} < 500 \end{cases} \quad [2.5.29]$$

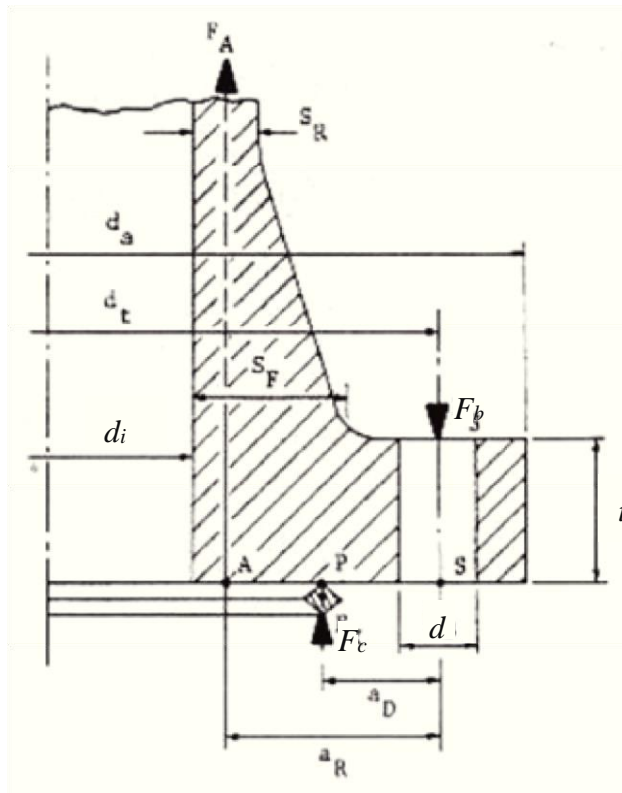


Fig.38 – Dimensioni di una flangia circolare fissata.

Un altro tipo di flange sono quelle circolari libere, che hanno come caratteristica quella di avere l'asse della giunzione coincidente con l'asse dei carichi esterni applicati, ovvero hanno $\delta_3 = 0$.

Per questa tipologia di giunzioni la cedevolezza è:

$$\delta_c = \frac{\Delta L}{\Delta F_{b,A}} = \psi a_F^2 \quad [2.5.30]$$

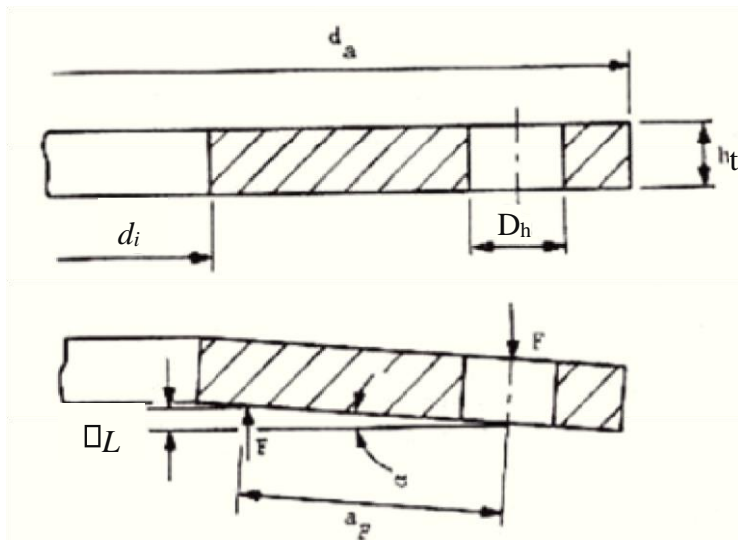


Fig.39 – Deformazioni di flessione per flange circolari libere

Il rapporto di forze per flange circolari a mensola per una singola flangia è:

$$\Phi_c = \left[1 + \frac{\delta_b + \delta_2}{\delta_c - \delta_3} \right]^{-1} \quad [2.5.31]$$

Mentre per due flange:

$$\Phi_c = \left[1 + \frac{\delta_b/m + 2\delta_2}{\delta_c - 2\delta_3} \right]^{-1} \quad [2.5.32]$$

La figura 40 ci mostra, infine, il diagramma di giunzione:

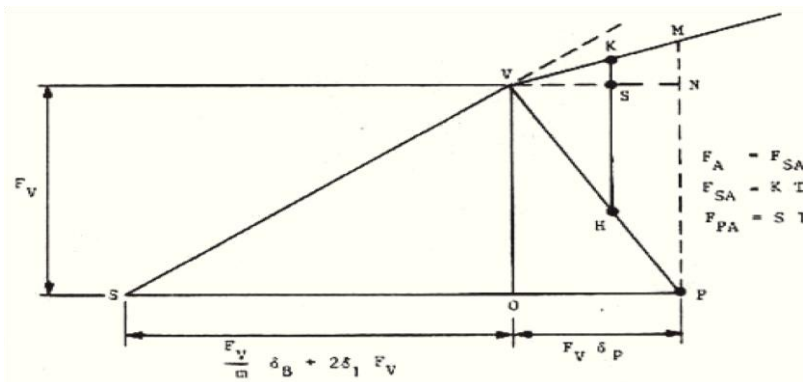


Fig.40 – Diagramma di giunzione per flange a mensola.

2.5.4 L'effetto del momento flettente nella vite

Il momento flettente nelle giunzioni eccentriche causa stress di flessione, che bisogna considerare in aggiunta allo stress causato dai carichi esterni, in modo particolare quando si determina la durata limite a fatica della vite.

Il momento totale sull'asse della giunzione è:

$$M = F_A A - \Delta F_{b,A} s - F_V s \quad [2.5.33]$$

La variazione di momento dovuta ai carichi esterni vale:

$$\Delta M_A = F_A A - \Delta F_{b,A} s = \left(1 - \frac{s}{a} \Phi_{e,n} \right) a F_A \quad [2.5.34]$$

Questa variazione di momento viene in parte assorbita dalle parti serrate ($\Delta M_{c,A}$), in parte dalla vite ($\Delta M_{b,A}$); questo conduce alla relazione (assumendo $\beta_b \gg \beta_c$):

$$\Delta M_{b,A} = \Delta M_A \frac{\beta_c}{\beta_b} \quad [2.5.35]$$

dove β_c è la cedevolezza a flessione delle parti serrate:

$$\beta_c = \frac{L_c}{G_c^2 A_c E_c} \quad [2.5.36]$$

e β_b è la cedevolezza a flessione della vite:

$$\beta_b = \frac{1}{E_b} \sum_i \frac{L_i}{I_i} \quad [2.5.37]$$

con E moduli di elasticità, L_i la lunghezza del i-esimo segmento della vite e I_i il momento di inerzia dell'i-esimo segmento.

Infine possiamo calcolare la tensione nominale che è di fatto il fattore che determina la durata limite nelle giunzioni caricate eccentricamente:

$$\sigma_{nom} = \sigma_{axial} + \sigma_{bending} = \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{e,n}} - \frac{s}{a} \right) \frac{L_c}{L_{sub}} \frac{E_b}{E_c} \frac{a \pi d_3^3}{8 A_c G_c^2} \right] \frac{\Phi_{e,n} F_A}{A_3} \quad [2.5.38]$$

I dati geometrici sono presi dalle tabelle del paragrafo 2.2.

Andremo ora ad analizzare brevemente l'ultima tipologia di carichi su una giunzione, ovvero il carico di taglio.

2.6 GIUNZIONI SOGGETTE A CARICHI DI TAGLIO

2.6.1 Giunzioni ad attrito

Questa tipologia di giunzione, così come quelle portanti, sono utilizzate spesso per collegare piastre o lamiere e solitamente sono composte da più viti; trasmettono i carichi di taglio longitudinalmente nelle viti, sull'asse perpendicolare a quello centrale della vite.

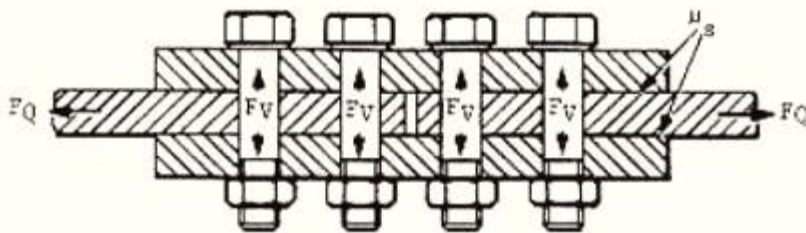


Fig. 41 – Tipica giunzione simmetrica caricata a taglio.

Il loro funzionamento si basa sull'attrito delle flange per trasmettere i carichi di taglio e funzionano fino a quando il carico trasversale non diventa troppo elevato e si crea scivolamento. La figura 42 mostra molto bene questo concetto.

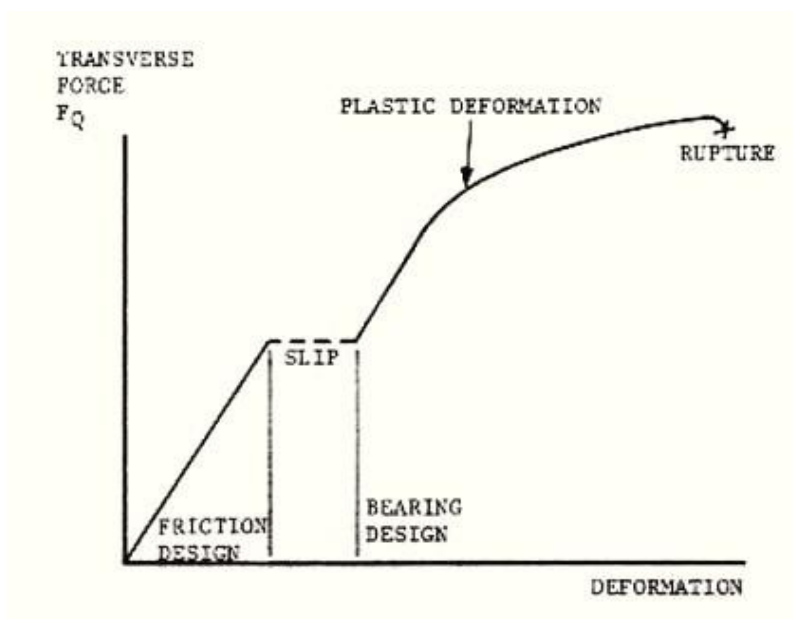


Fig.42 – Curva di deformazione del carico per le giunzioni caricate a taglio.

Le giunzioni ad attrito costituiscono una scelta ottima per le strutture spaziali per diversi motivi:

- Non procurano *slipping* delle flange, quindi la vite sente la tensione di precarico soltanto nel caso di giunzioni simmetriche
- Facilità di assemblaggio, manutenzione e intercambiabilità
- Per la robustezza e la trasmissione dei carichi le flange possono essere considerate come un unico corpo rigido
- In assenza di *slipping*, le vibrazioni di gioco non sussistono
- Sono facili da implementare perché il precarico nella vite non è critico
- Possono essere considerate sicure per la verifica di ultima rottura

Calcoliamo ora la resistenza allo slittamento delle flange. Se non ci sono carichi esterni applicati, il carico è costituito dalla somma dei precarichi e la resistenza allo slittamento è data da:

$$S_r = x\mu_s \sum_{i=1}^m F_{V,min,i} \quad [2.6.1]$$

dove μ_s è il coefficiente di slittamento dell'faccia della flangia, x è il numero di superfici di contatto e $F_{V,min,i}$ è il minimo precarico nella i -esima vite.

Se sono presenti dei carichi esterni applicati, è necessario che la resistenza allo slittamento sia superiore ai carichi di taglio (F_Q) e la sua equazione diventa:

$$S_r = x\mu_s m F_c > F_Q \quad [2.6.2]$$

con $F_c = (F_V - (1 - \Phi_{e,n})F_A)$ [2.6.3] che rappresenta la compressione totale delle flange. La figura 43 mostra le configurazioni esatte per aumentare la S_r .

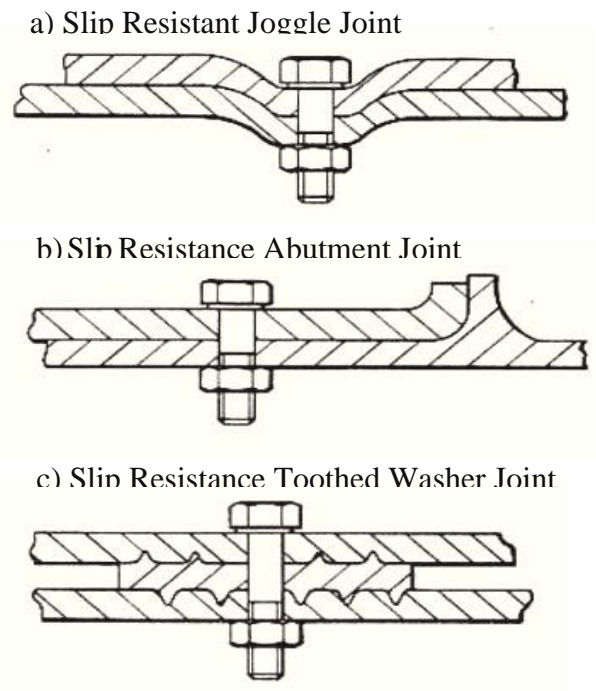


Fig.43 – configurazioni per aumentare la resistenza allo slittamento

Infine mostriamo il margine di sicurezza per lo slittamento:

$$MOS_{slip} = \frac{(F_{V,min} - (1 - \Phi_{e,n})F_A)\mu_s x}{F_Q s_{ult}} \quad [2.6.4]$$

2.6.2 Giunzioni portanti

Le giunzioni portanti si basano sulla vite per trasmettere i carichi trasversali, i quali vengono generati sull'interfaccia tra la testa della vite e il foro della flangia. Vengono utilizzate maggiormente quando la forza di compressione che serve a prevenire lo slittamento delle flange eccede la forza di rottura del materiale serrato sotto la testa del bullone.

Queste giunzioni vengono precaricate ad un valore più basso rispetto la forza di rottura, ma sufficientemente alto per permettere di bloccare le vibrazioni trasversali della vite.

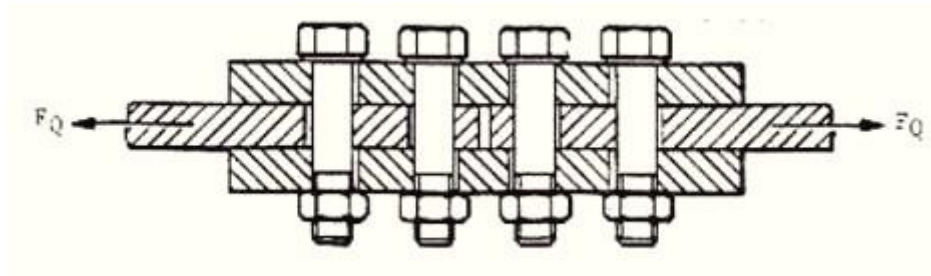


Fig.44 – Configurazione di una giunzione portante.

Le viti disposte più esternamente subiranno carichi maggiori rispetto a quelle interne, con una percentuale di circa il 15% sopra la media dei carichi.

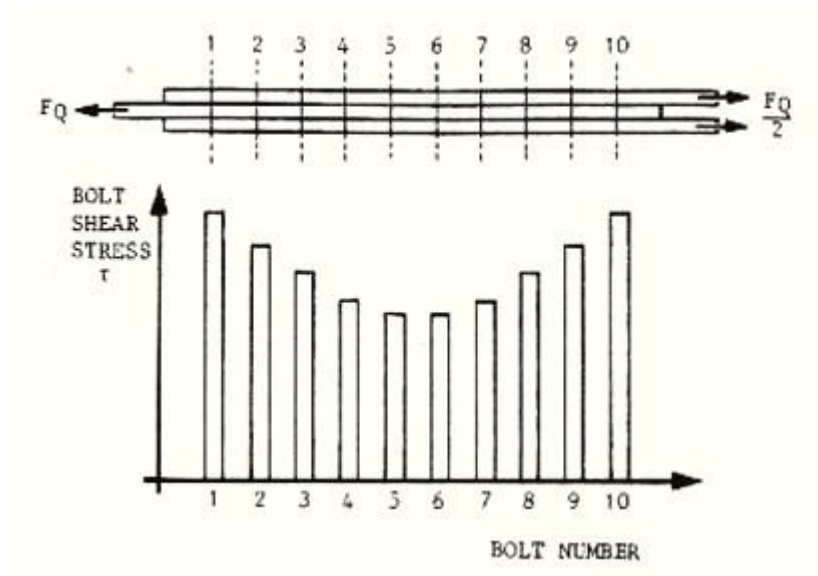


Fig.45 – Distribuzione dello stress a taglio nelle viti della giunzione.

Vediamo ora tutti i margini di sicurezza coinvolti e come ricavarli.

- Rottura della vite a taglio: $MoS_{Q,y} = \frac{\tau_y A_s}{F_Q s f_y} - 1$ [2.6.5] (y = snervamento)

$$MoS_{Q,ult} = \frac{\tau_{ult} A_s}{F_Q s f_{ult}} - 1$$
 [2.6.6] (ult = rottura)

dove F_Q è il carico esterno applicato, A_s è l'area della sezione nel piano di taglio, τ_y e τ_{ult} sono gli stress di taglio.

- Verifica di carichi assiali e di taglio combinati:

$$MoS_{comb,y} = \frac{1}{R_{comb,y}} - 1 \quad [2.6.7]$$

$$MoS_{comb,ult} = \frac{1}{R_{comb,ult}} - 1 \quad [2.6.8] \quad \text{dove:}$$

$$R_{comb,y} = \sqrt{R_{A,y}^2 + R_{Q,y}^2} \leq 1 \quad [2.6.9],$$

$$R_{comb,ult} = \sqrt{R_{A,ult}^2 + R_{Q,ult}^2} \leq 1 \quad [2.6.10],$$

$$R_{A,y} = \frac{(F_{V,max} + \Phi_{e,n} F_{AS} f_y)}{\sigma_y A_s} \quad [2.6.11],$$

$$R_{A,ult} = \frac{(F_{V,max} + \Phi_{e,n} F_{AS} f_{ult})}{\sigma_{ult} A_s} \quad [2.6.12],$$

$$R_{Q,y} = \frac{F_Q s f_y}{\tau_y A_s} \quad [2.6.13] \text{ e}$$

$$R_{Q,ult} = \frac{F_Q s f_{ult}}{\tau_{ult} A_s} \quad [2.6.14]$$

sono le interazioni tra i carichi assiali e di taglio.

- Rottura delle flange nella *net tension section*, definita come la più piccola area ottenuta dalla somma di tutte le aree dei fori che giacciono sul piano di rottura attraverso una flangia. È necessario verificare la condizione

$$A_{net,min} > \frac{F_Q}{K_R \sigma_{ult}} \quad [2.6.15], \text{ dove } K_R \text{ è il fattore di riduzione dei materiali (vedi}$$

figura 46) e $A_{net,min} = A_{gross} - \max(A_{holes,i})$ [2.6.16] dove A_{gross} è l'area

della flangia senza la presenza dei fori e $A_{holes,i}$ è la somma delle aree dei fori attraverso l'i-esimo percorso sulla flangia.

$$A_{holes} = td \left(1 + \sum_{i=2}^m \left\langle 1 - \frac{p_i^2}{4s_i d} \right\rangle \right) \quad [2.6.17].$$

$$MoS_{Q,net} = \frac{K_R \sigma_{ult} A_{net,min}}{F_Q s_{ult}} - 1 \quad [2.6.18]$$

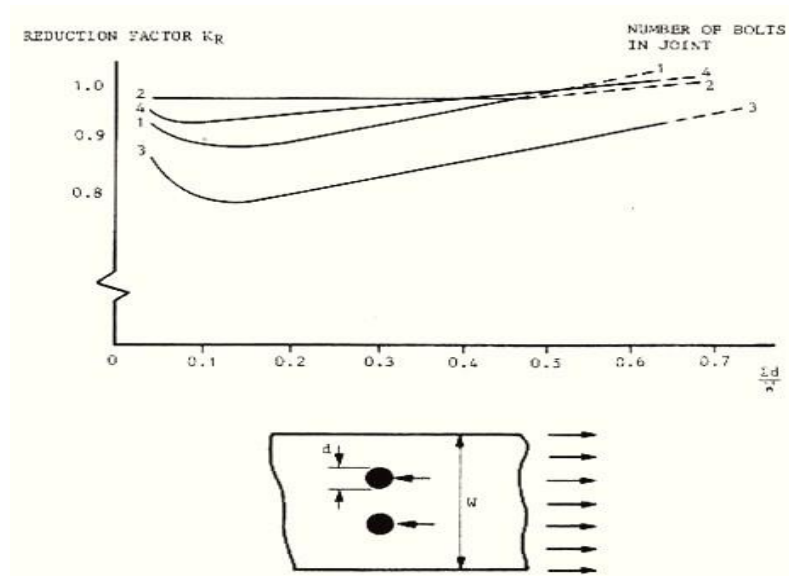


Fig.46 – Fattore di riduzione K_R

- Rottura a taglio dei fori:

$$MoS_{br,y} = \frac{\sigma_{br,y} d t}{F_Q s_{fy}} - 1 \quad [2.6.19]$$

$$MoS_{br,ult} = \frac{\sigma_{br,ult} d t}{F_Q s_{fult}} - 1 \quad [2.6.20]$$

$$\text{con } \sigma_{br} = \frac{F_Q}{d t} \quad [2.6.21]$$

- Rottura per strappo (accade quando è molto vicina al bordo della flangia):

$$MoS_{SO} = \frac{2\tau_{ult} a t}{F_Q s_{fult}} - 1 \quad [2.6.22]$$

dove $2a_t = |ef| + |gh|$ [2.6.23] (vedi figura 47).

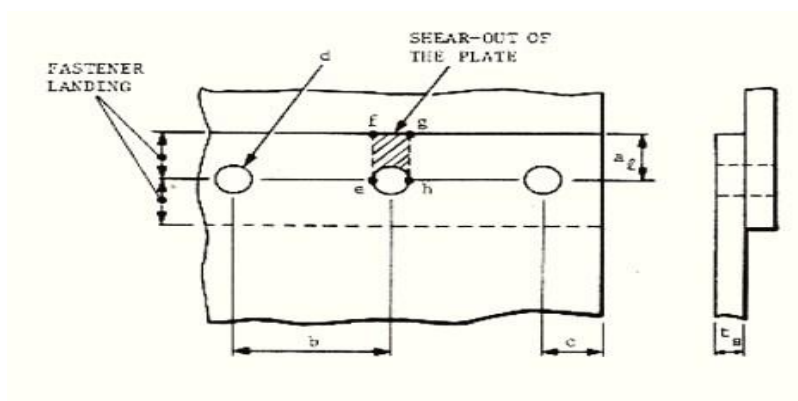


Fig.47 – Nomenclatura per il calcolo dello strappo.

3) GUI MATLAB

3.1 DEFINIZIONE

Una GUI, o Graphical User Interface, è un'interfaccia grafica creata in ambiente Matlab che permette di mostrare in modo molto intuitivo e chiaro un'applicazione, un grafico, una funzione o qualsiasi altro dato generato in Matlab.

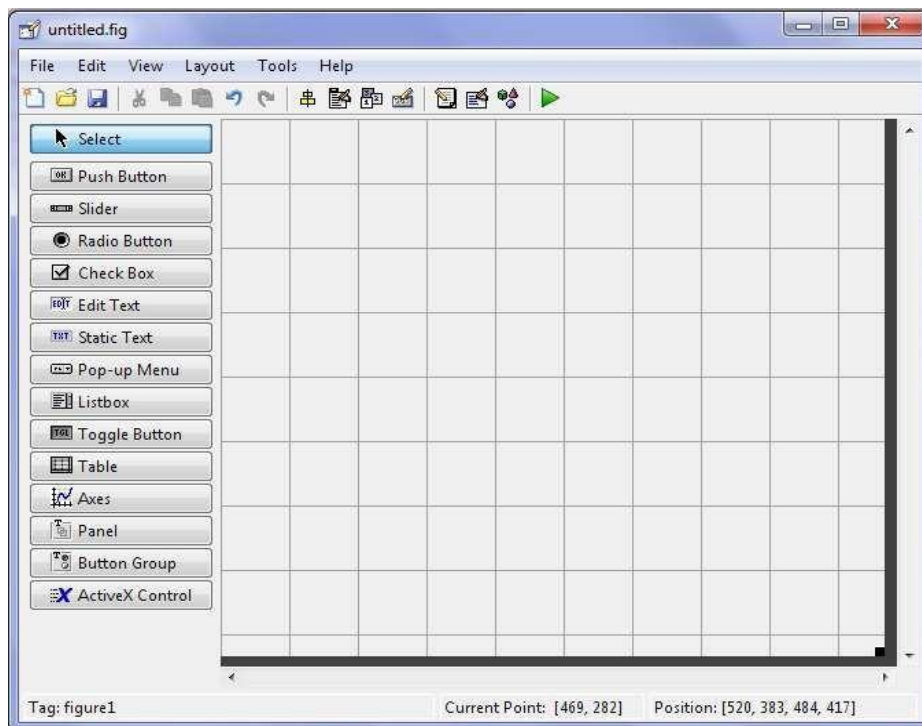


Fig. 48 – Finestra principale e componenti di una GUI.

Essa è composta sostanzialmente da una finestra nella quale vengono inserite diverse caselle di vario tipo. I principali componenti della GUI sono :

- Push Button, ovvero pulsanti che, quando cliccati, eseguono un'azione determinata e specifica in Matlab, usati nel lavoro di questa tesi per collegare i dati di input a quelli di output.
- Slider, cioè elementi grafici che servono a scorrere nella GUI quando questa esce dai margini della finestra di lavoro.

- *Radio Button*, ovvero pulsanti accoppiati spesso ad un testo usati per scegliere un determinato elemento, ad esempio in una domanda a scelta multipla.
- *Check Box*, riquadri occupati da caselle di spunta.
- *Edit Text*, caselle di testo editabili utilizzate in questa applicazione per immettere i dati di input.
- *Static Text*, ovvero caselle di testo semplici utilizzate nel lavoro qua descritto per nominare i dati di input.
- *Pop-up Menù*, cioè dei menù a tendina utilizzati per scegliere l'opzione cercata, in questo caso diametri e materiali della vite e delle flange.
- *Listbox*, un menù a tendina in cui sono presenti le opzioni volute.
- *Toggle Button*, simile al *Push Button*, con la differenza che mentre il *Toggle Button* è premuto, il valore assegnato ad esso diviene il massimo possibile.
- *Table*, cioè una tabella formata da righe e colonne.
- *Axes*, ovvero un grafico formato da assi cartesiani.
- *Panel*, un riquadro contenente altri componenti voluti, nel lavoro di testi presentato è usato per contenere i dati di input e output.
- *Button Group*, un riquadro contenente i diversi pulsanti utilizzati nella GUI.

Quando viene creata l'interfaccia, viene al contempo scritto uno *script* di estensione .m creato automaticamente da Matlab, contenente i cosiddetti *callback*, ossia le possibili funzioni o azioni che possono essere collegate ai vari oggetti inseriti all'interno della GUI. Ad ogni elemento inoltre è associata una scheda di proprietà nella quale rilevante importanza ricoprono i campi *Tag* e *String*: il primo è il nome dell'elemento che lo *script* può utilizzare tra le sue righe di calcolo, mentre il secondo rappresenta il contenuto dell'elemento utilizzato.

La figura 49 mostra un esempio di tale scheda di proprietà.

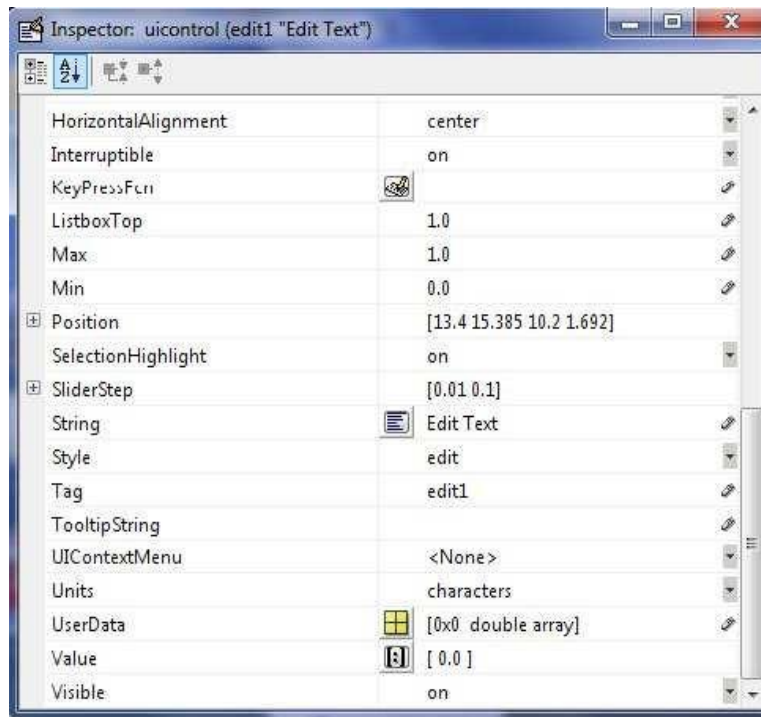


Fig. 49 – Scheda di proprietà di un elemento della GUI.

3.4.2 TUTORIAL

Per creare e configurare una GUI esistono due metodi:

- Utilizzare il *toolbox GUIDE* nella *command window* di Matlab (metodo utilizzato nel lavoro di tesi qua presentato).
- Programmare il codice dell'interfaccia direttamente nell'*editor* di Matlab.

In questa sezione ci concentreremo sul primo metodo. Di seguito sono riportati tutti gli *step* per creare una semplice interfaccia grafica che permette di effettuare un calcolo numerico tra due numeri con i quattro operatori matematici elementari (vedi figura 50).

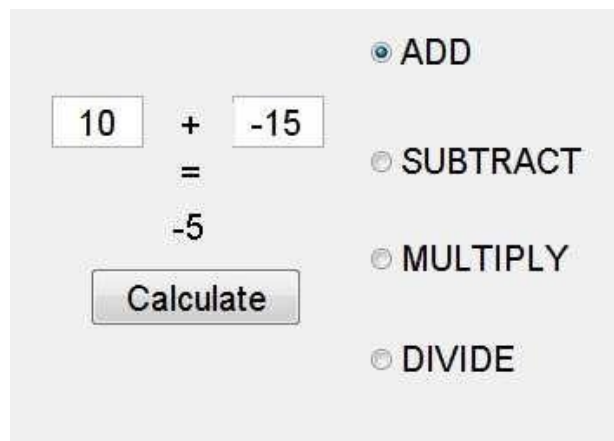


Fig.50 – Risultato GUI Matlab

- 1) Digitando *guide* nella *command window* di Matlab si aprirà una finestra come quella di figura 51, in cui potremo scegliere se aprire una GUI già esistente o crearne una nuova. In particolare ci sono quattro archetipi per creare una nuova GUI; è stato scelto *Blank GUI*.

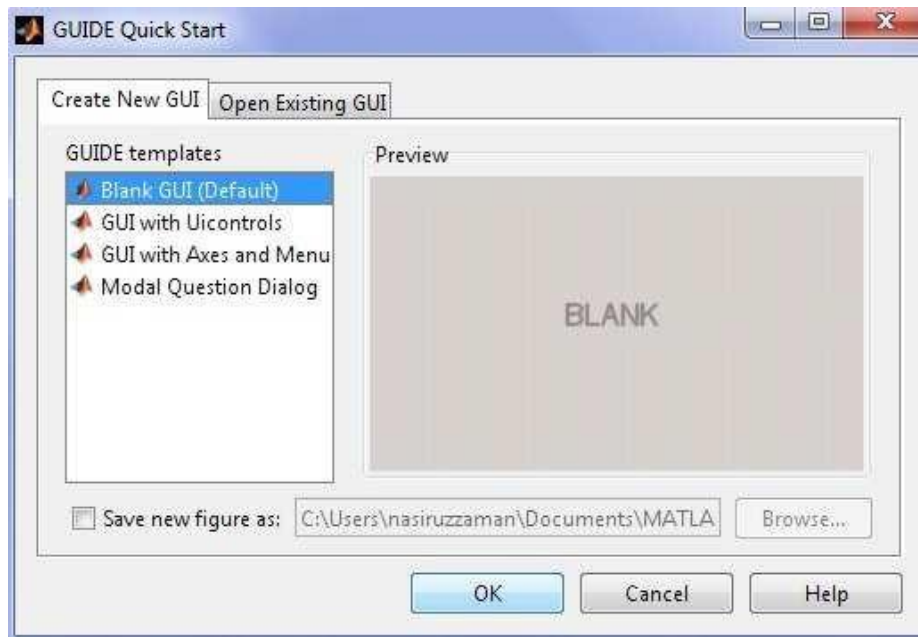


Fig.51 – Finestra d’apertura della GUI

2) Nella finestra che compare (come quella di figura 48), sono stati inseriti i seguenti componenti:

- Due *Edit Text*.
- Tre *Static Text*.
- Quattro *Radio Button*.
- Un *Push Button*.

Per inserire i componenti è bastato cliccare sul pulsante corrispondente a sinistra della finestra e con il puntatore è stato disegnato nella griglia il componente stesso tenendo cliccato il tasto sinistro del mouse e trascinando il cursore fino alla dimensione desiderata del componente.

3) I componenti sono stati disposti nella griglia come in figura 50.

4) Una volta aperte le schede di proprietà di ogni componente, sono state modificate le seguenti proprietà come in tabella 5. Il risultato dovrebbe essere quello di figura 52.

Component	FontSize	String	Tag
Edit Text1	15	10	edit1
Edit Text1	15	-15	edit2
Static Text1	15	+	text1
Static Text2	15	=	text2
Static Text3	15	-5	text3
Push Button	15	Calculate	pushbutton1
Radio Button1	15	ADD	radiobutton1
Radio Button2	15	SUBTRACT	radiobutton2
Radio Button3	15	MULTIPLY	radiobutton3
Radio Button4	15	DIVIDE	radiobutton4

Tab.5 – Proprietà da modificare per ogni componente

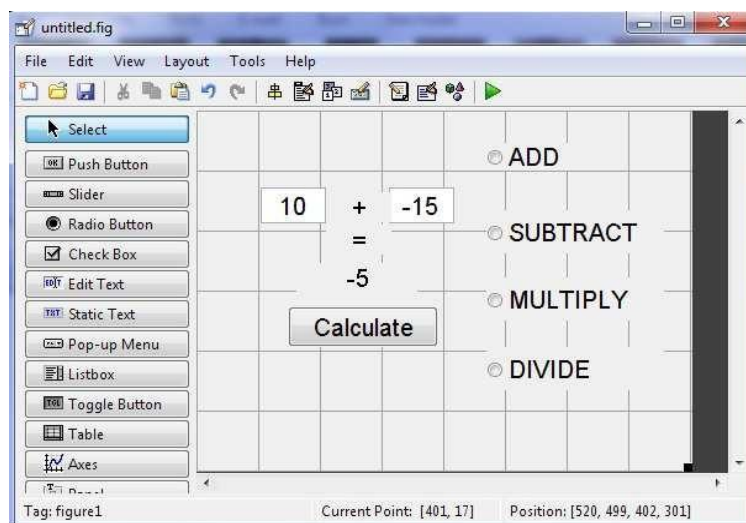


Fig.52 – Risultato GUI calcolatore.

5) La GUI è stata poi salvata con il nome di *test1*. L'estensione della GUI è un *file.fig*, al quale Matlab assocerà automaticamente uno *script.m* non appena verrà salvato il file.

6) Infine è stata programmata la GUI nello *script.m* come indicato di seguito:

- La funzione *function test1_OpeningFcn* è stata modificata come in figura 53

```
% --- Executes just before test1 is made visible.
function test1_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to test1 (see VARARGIN)

% Choose default command line output for test1
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes test1 wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

clc
movegui('center')
set(handles.radiobutton1, 'Value', 1);
set(handles.radiobutton2, 'Value', 0);
set(handles.radiobutton3, 'Value', 0);
set(handles.radiobutton4, 'Value', 0);
```

Fig. 53 – Programmare la funzione Opening.

- È stato modificato il *Callback* dei *Radio Button* e del *Push Button* come indicato in figura 54 e 55. In particolare la figura 54 mostra il *Radio Button* 3, per gli altri basta settare il *Value* 1 nella riga corrispondente al *Callback* del *Radio Button* che si sta modificando.

```
% --- Executes on button press in radiobutton3.
function radiobutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to radiobutton3 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hint: get(hObject,'Value') returns toggle state of radiobutton3
set(handles.radiobutton1, 'Value', 0);
set(handles.radiobutton2, 'Value', 0);
set(handles.radiobutton3, 'Value', 1);
set(handles.radiobutton4, 'Value', 0);
set(handles.text1, 'String', 'X');
```

Fig.54 – Programmare i Radio Button.

```

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
a = str2double(get(handles.number1, 'String'));
b = str2double(get(handles.number2, 'String'));
index1 = get(handles.radiobutton1, 'Value');
index2 = get(handles.radiobutton2, 'Value');
index3 = get(handles.radiobutton3, 'Value');
index4 = get(handles.radiobutton4, 'Value');
if index1==1
    c=a+b;
else if index2==1
    c=a-b;
    else if index3==1
        c=a*b;
        else if index4==1
            c=a/b;
        end
    end
end
end
set(handles.text3, 'String',c);

```

Fig.55 – Programmare il Push Button.

Nel prossimo capitolo verrà descritta la GUI utilizzata nel lavoro di tesi presentato.

4) APPLICAZIONE PRATICA

4.1 GUI REALIZZATA

Nel lavoro di tesi qui presentato, è stata realizzata un'interfaccia grafica GUI con lo scopo di determinare i margini di sicurezza di giunzioni bullonate per effettuare la *bolt verification*.

La GUI è stata progettata per verificare giunzioni:

- Caricate assialmente.
- Il cui cono di compressione si presuppone parzialmente sviluppato ($D_{avail} < D_{lim}$).

I componenti inseriti nella GUI realizzata sono:

- Quattro *Pop-up Menù*.
- Due *Panel* (uno per gli input e uno per gli output).
- Un *Push Button*.
- Cinquantacinque *Static Text*.
- Cinquantuno *Edit Text*.

In particolare trentacinque sono gli input e venti gli output, rappresentati dai margini di sicurezza (verranno meglio descritti nel paragrafo 4.2). I dati di input sono stati raccolti da un file Excel e successivamente gli output della GUI sono stati confrontati con quelli del suddetto foglio Excel. La figura 56 mostra il risultato della GUI realizzata per questo lavoro.

Input		Output	
VITE	M2.5	Fa [N]	0
MATERIALE VITE	Aluminum Alloy 6082 - T6	Fk [N]	0
MATERIALE FLANGIA	Aluminum Alloy 6082 - T6	w[1-out /2-hole]	0
SAFETY FACTOR	Analysis	L [mm]	0
NUMERO DI VITI	0	D1-male [mm]	0
COEFF_PRECARICO	0	D2-female [mm]	0
Uth MAX	0	sw [mm]	0
Uth MIN	0	a [mm]	0
Dhead [mm]	0	s [mm]	0
Dh [mm]	0	Rinner [mm]	0
Dh.brq [mm]	0	Router [mm]	0
Uth MAX	0	n	0
Uth MIN	0	x	0
Mp MAX [Nm]	0	Add lat Fx [N]	0
Mp MIN [Nm]	0	Add lat Fy [N]	0
w [%]	0	Kr	0
THETA [°]	0	eflgh [mm]	0
Davall	0		
CALCOLA			
		Margine of safety_yield	0
		Margine of safety_ultimate	0
		Margine of safety_sep	0
		Margine of safety_fast_y	0
		Margine of safety_fast_ult	0
		Margine of safety_tot_y	0
		Margine of safety_tot_ult	0
		Margine of safety_th_A	0
		Margine of safety_th_tot	0
		Margine of safety_crush_A	0
		Margine of safety_crushhot	0
		Margine of safety_slip	0
		Margine of safety_Q_y	0
		Margine of safety_Q_ult	0
		Margine of safety_combo_Y	0
		Margine of safety_combo_ult	0
		Margine of safety_Q_net	0
		Margine of safety_br_y	0
		Margine of safety_br_ult	0
		Margine of safety_so	0

Fig. 56 – GUI realizzata per il calcolo dei margini di sicurezza.

Per quanto riguarda la programmazione della GUI, è di rilevante importanza il *callback* del *Push Button* “CALCOLA”. Di seguito viene mostrato lo *script.m* di tale *callback*.

```
% --- Executes on button press in CALCOLA.
function CALCOLA_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to CALCOLA (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
assignin('base','VITE_1',get(handles.VITE1,'Value'));
assignin('base','MATERIALEVITE_1',get(handles.MATERIALEVITE1,'Value'));
assignin('base','MATERIALEFLANGIA_1',get(handles.MATERIALEFLANGIA1,'Value'));
assignin('base','SF_1',get(handles.SF1,'Value'));
assignin('base','CF_1',str2double(get(handles.CF1,'String')));
assignin('base','UTHMAX_1',str2double(get(handles.UTHMAX1,'String')));
assignin('base','UTHMIN_1',str2double(get(handles.UTHMIN1,'String')));
assignin('base','DHEAD_1',str2double(get(handles.DHEAD1,'String')));
assignin('base','DH_1',str2double(get(handles.DH1,'String')));
assignin('base','DHBRQ_1',str2double(get(handles.DHBRQ1,'String')));
assignin('base','UUHMAX_1',str2double(get(handles.UUHMAX1,'String')));
assignin('base','UUHMIN_1',str2double(get(handles.UUHMIN1,'String')));
assignin('base','MPMAX_1',str2double(get(handles.MPMAX1,'String')));
assignin('base','MPMIN_1',str2double(get(handles.MPMIN1,'String')));
assignin('base','W_1',str2double(get(handles.W1,'String')));
assignin('base','THETA_1',str2double(get(handles.THETA1,'String')));
assignin('base','FA_1',str2double(get(handles.FA1,'String')));
assignin('base','FK_1',str2double(get(handles.FK1,'String')));
assignin('base','WNH_1',str2double(get(handles.WNH1,'String')));
assignin('base','LI_1',str2double(get(handles.LI1,'String')));
assignin('base','D1M_1',str2double(get(handles.D1M1,'String')));
assignin('base','D2F_1',str2double(get(handles.D2F1,'String')));
assignin('base','SW_1',str2double(get(handles.SW1,'String')));
assignin('base','A_1',str2double(get(handles.A1,'String')));
assignin('base','S_1',str2double(get(handles.S1,'String')));
assignin('base','RINNER_1',str2double(get(handles.RINNER1,'String')));
assignin('base','ROUTER_1',str2double(get(handles.ROUTER1,'String')));
assignin('base','N_1',str2double(get(handles.N1,'String')));
assignin('base','X_1',str2double(get(handles.X1,'String')));
assignin('base','ADDLATFX_1',str2double(get(handles.ADDLATFX1,'String')));
assignin('base','ADDLATFY_1',str2double(get(handles.ADDLATFY1,'String')));
assignin('base','KR_1',str2double(get(handles.KR1,'String')));
assignin('base','EFGH_1',str2double(get(handles.EFGH1,'String')));
assignin('base','NOS_1',str2double(get(handles.NOS1,'String')));
assignin('base','DAVAIL_1',str2double(get(handles.DAVAIL1,'String')));
Bolt_verification
MOSY_GUI = evalin('base','MOSY2');
MOSU_GUI = evalin('base','MOSU2');
MOSS_GUI = evalin('base','MOSS2');
MOSFY_GUI = evalin('base','MOSFY2');
MOSFU_GUI = evalin('base','MOSFU2');
MOSTY_GUI = evalin('base','MOSTY2');
MOSTU_GUI = evalin('base','MOSTU2');
MOSTA_GUI = evalin('base','MOSTA2');
MOSTT_GUI = evalin('base','MOSTT2');
MOSCA_GUI = evalin('base','MOSCA2');
MOSCT_GUI = evalin('base','MOSCT2');
MOSSL_GUI = evalin('base','MOSSL2');
MOSQY_GUI = evalin('base','MOSQY2');
MOSQU_GUI = evalin('base','MOSQU2');
MOSCY_GUI = evalin('base','MOSCY2');
MOSCU_GUI = evalin('base','MOSCU2');
```

```

MOSQN_GUI = evalin('base','MOSQN2');
MOSBY_GUI = evalin('base','MOSBY2');
MOSBU_GUI = evalin('base','MOSBU2');
MOSSO_GUI = evalin('base','MOSSO2');
set(handles.MOSY1,'String',num2str(MOSY_GUI));
set(handles.MOSU1,'String',num2str(MOSU_GUI));
set(handles.MOSS1,'String',num2str(MOSS_GUI));
set(handles.MOSFY1,'String',num2str(MOSFY_GUI));
set(handles.MOSFU1,'String',num2str(MOSFU_GUI));
set(handles.MOSTY1,'String',num2str(MOSTY_GUI));
set(handles.MOSTU1,'String',num2str(MOSTU_GUI));
set(handles.MOSTA1,'String',num2str(MOSTA_GUI));
set(handles.MOSTT1,'String',num2str(MOSTT_GUI));
set(handles.MOSCA1,'String',num2str(MOSCA_GUI));
set(handles.MOSCT1,'String',num2str(MOSCT_GUI));
set(handles.MOSSL1,'String',num2str(MOSSL_GUI));
set(handles.MOSQY1,'String',num2str(MOSQY_GUI));
set(handles.MOSQU1,'String',num2str(MOSQU_GUI));
set(handles.MOSCY1,'String',num2str(MOSCY_GUI));
set(handles.MOSCU1,'String',num2str(MOSCU_GUI));
set(handles.MOSQN1,'String',num2str(MOSQN_GUI));
set(handles.MOSBY1,'String',num2str(MOSBY_GUI));
set(handles.MOSBU1,'String',num2str(MOSBU_GUI));
set(handles.MOSSO1,'String',num2str(MOSSO_GUI));

```

Come si può notare dallo *script*, dapprima sono stati assegnati nel *workspace* base di Matlab i nomi ai vari parametri di input, presi diversamente dal nome assegnato nel *Tag* del *workspace* della GUI. Sono stati poi estrapolati con il comando *get* i valori assegnati nella proprietà *String* della scheda di proprietà dei componenti numerici, mentre per i menù a tendina è stata estrapolata la proprietà *Value*.

Successivamente, viene eseguito lo *script* “*Bolt_verification*”, uno *script* utilizzato per collegare il pulsante “CALCOLA” ai dati di input e output attraverso le equazioni per il calcolo dei margini di sicurezza descritte nel capitolo 2.

Infine, vengono estratti i nomi assegnati agli output appena calcolati nello *script* “*Bolt_verification*” e vengono assegnati agli *Edit Text* della GUI che rappresentano gli output i valori numerici derivati dal calcolo.

Nell'appendice A viene riportato lo *script* "*Bolt_verification*".

Questo *script* di calcolo è stato utilizzato per calcolare i margini di sicurezza: inizialmente vengono definite le matrici riguardanti i dati delle viti e dei materiali di viti e flange nonché la matrice con i Fattori di Sicurezza in funzione del livello di avanzamento del progetto, secondo gli standard ECSS, tutte quante prese dai dati presenti sul precedente foglio di calcolo Excel.

Successivamente vengono definite le variabili di input che erano state già denominate nel *workspace* base e poi con la funzione *switch* vengono estrapolati i dati riguardanti la vite o il materiale scelto nei menù a tendina (più precisamente ad ogni caso della funzione *switch* è associata una riga della matrice denominata).

Il passo successivo è quello di eseguire il calcolo dei margini di sicurezza, per il quale sono state utilizzate le equazioni del capitolo 2.

Infine vengono assegnati nel *workspace* base i nomi agli output calcolati.

Ora andremo a definire nel dettaglio quali sono i dati di input e di output utilizzati nel lavoro di tesi descritto.

4.2 DEFINIZIONE INPUT E OUTPUT

Le tabelle 6 e 7 riportano i dati di input e output utilizzati e le rispettive descrizioni.

INPUT	DESCRIZIONE
VITE	Diametro della vite.
MATERIALE VITE	Materiale da cui è composta la vite.
MATERIALE FLANGIA	Materiale da cui sono composte le flange.
SAFETY FACTOR	Fase di analisi per la scelta del fattore di sicurezza.
NUMERO DI VITI	Numero di viti nella giunzione.
COEFF_PRECARICO	Coefficiente di precarico al serraggio.
Uth MAX	Coefficiente di attrito massimo nella filettatura.

Uth MIN	Coefficiente di attrito minimo nella filettatura.
Dhead [mm]	Diametro della testa della vite.
Dh [mm]	Diametro del foro.
Dh,brq [mm]	Diametro della zona di contatto.
Uuh MAX	Coefficiente di attrito massimo nella zona sotto la testa del bullone.
Uuh MIN	Coefficiente di attrito minimo nella zona sotto la testa del bullone.
Mp MAX [Nm]	Coppia massima prevalente di contatto dovuta al dispositivo di bloccaggio.
Mp MIN [Nm]	Coppia minima prevalente di contatto dovuta al dispositivo di bloccaggio.
W [%]	Precisione dello strumento utilizzato per applicare la coppia di serraggio.
THETA [°]	Metà dell'angolo del cono del filetto.
Davail [mm]	Diametro della flangia disponibile (per il calcolo del cono di compressione).
Fa [N]	Massimo carico esterno applicato (secondo analisi).
Fk [N]	Carico minimo rimanente richiesto sulla vite.
w[1-nut/2-hole]	Fattore che tiene conto del tipo di vite.
Li [mm]	Lunghezza totale della flangia.
D1-male [mm]	Diametro del filetto maschio.
D2-female [mm]	Diametro del filetto femmina.
sw [mm]	Dimensione tipica dello strumento per l'applicazione del cono di serraggio.
a [mm]	Distanza tra l'asse del carico applicato e l'asse della flangia.

s [mm]	Distanza tra l'asse della vite e l'asse della flangia.
Rinner [mm]	Raggio interno del <i>canister ADSS</i> .
Router [mm]	Raggio esterno del <i>canister ADSS</i> .
N	Fattore di carico (concentrico).
X	Numero di superfici adiacenti.
Add lat Fx [N]	Carico addizionale laterale in x.
Add lat Fy [N]	Carico addizionale laterale in y.
Kr	Fattore di riduzione per la rottura della flangia.
ef/gh [mm]	Distanza tra centro della vite e bordo della flangia.

Tab.6 – Dati di input della GUI.

OUTPUT	DESCRIZIONE
Margine of Safety_yield	Margine di sicurezza nel serraggio (snervamento).
Margine of Safety_ultimate	Margine di sicurezza nel serraggio (rottura).
Margine of Safety_sep	Margine di sicurezza per separazione della giunzione.
Margine of Safety_fast_y	Margine di sicurezza della vite (snervamento).
Margine of Safety_fast_ult	Margine di sicurezza della vite (rottura).
Margine of Safety_tot_y	Margine di sicurezza per il carico totale (snervamento).
Margine of Safety_tot_ult	Margine di sicurezza per il carico totale (rottura).
Margine of Safety_th_A	Margine di sicurezza per rottura della filettatura (carico esterno applicato).

Margine of Safety_th_tot	Margine di sicurezza per rottura della filettatura (carico totale applicato).
Margine of Safety_crush_A	Margine di sicurezza per rottura della flangia (carico esterno applicato).
Margine of Safety_crush_tot	Margine di sicurezza per rottura della flangia (carico totale applicato).
Margine of Safety_slip	Margine di sicurezza per slittamento delle flange.
Margine of Safety_Q_y	Margine di sicurezza per carico di taglio applicato (snervamento).
Margine of Safety_Q_ult	Margine di sicurezza per carico di taglio applicato (rottura).
Margine of Safety_comb_y	Margine di sicurezza per carichi assiali e di taglio combinati agenti sulla vite (snervamento).
Margine of Safety_comb_ult	Margine di sicurezza per carichi assiali e di taglio combinati agenti sulla vite (rottura).
Margine of Safety_Q_net	Margine di sicurezza per rottura nella <i>net tension section</i> (sezione efficace).
Margine of Safety_br_y	Margine di sicurezza per forze di contatto nel foro (snervamento).
Margine of Safety_br_ult	Margine di sicurezza per forze di contatto nel foro (rottura).
Margine of Safety_so	Margine di sicurezza per strappo della filettatura.

Tab.7 – Dati di output della GUI.

4.3 CASI PRATICI: RISULTATI OTTENUTI

La *bolt verification* con il codice automatizzato sviluppato tramite la GUI descritta precedentemente è stata effettuata sui componenti del sistema di separazione (*AD-SS o Adapter and Separation System*) progettato da ALMA Space per satelliti di massa fino a 200 Kg.

Sono state eseguite in particolare quattro verifiche, di cui riportiamo i dati di input e rispettivamente le tabelle riguardanti i dati di output del foglio di calcolo Excel e quelli ottenuti invece tramite l'interfaccia grafica sviluppata. I dati sono approssimati alla terza cifra decimale.

- Giunzione *ADSS/Launch Vehicle* (caso 1):

DATI DI INPUT	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
VITE	M8
MATERIALE VITE	Stainless Steel – 304 (A270)
MATERIALE FLANGIA	Aluminum Alloy 7075 – T7351
SAFETY FACTOR	Analysis/Prototyping
NUMERO DI VITI	24
COEFF_PRECARICO	0.6
Uth MAX	0.176
Uth MIN	0.086
Dhead [mm]	13
Dh [mm]	9
Dh,brq [mm]	16
Uuh MAX	0.296
Uuh MIN	0.179
Mp MAX [Nm]	5.6
Mp MIN [Nm]	4.4
W [%]	2
THETA [°]	30

Davail [mm]	24
Fa [N]	1778
Fk [N]	1000
w[1-nut/2-hole]	2
Li [mm]	28
D1-male [mm]	7.188
D2-female [mm]	7.268
sw [mm]	13
a [mm]	12
s [mm]	15
Rinner [mm]	170
Router [mm]	224
N	0.5
X	2
Add lat Fx [N]	1030
Add lat Fy [N]	1244
Kr	1
ef/gh [mm]	42

Tab.8 – Dati di input giunzione ADSS/Launch Vehicle.

DATI DI OUTPUT EXCEL	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	-0.090
Margine of Safety_ultimate	0.011
Margine of Safety_sep	3.934
Margine of Safety_fast_y	8.265
Margine of Safety_fast_ult	9.295
Margine of Safety_tot_y	0.195
Margine of Safety_tot_ult	0.844
Margine of Safety_th_A	38.478

Margine of Safety_th_tot	6.072
Margine of Safety_crush_A	2.302
Margine of Safety_crush_tot	1.912
Margine of Safety_slip	1.410
Margine of Safety_Q_y	4.493
Margine of Safety_Q_ult	5.800
Margine of Safety_comb_y	8.265
Margine of Safety_comb_ult	5.618
Margine of Safety_Q_net	791.85
Margine of Safety_br_y	64.048
Margine of Safety_br_ult	56.360
Margine of Safety_so	435.89

Tab.9 – Dati di output giunzione ADSS/Launch Vehicle foglio Excel.

DATI DI OUTPUT GUI	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	-0.091
Margine of Safety_ultimate	0.010
Margine of Safety_sep	3.935
Margine of Safety_fast_y	8.266
Margine of Safety_fast_ult	9.295
Margine of Safety_tot_y	0.195
Margine of Safety_tot_ult	0.844
Margine of Safety_th_A	38.444
Margine of Safety_th_tot	6.066
Margine of Safety_crush_A	2.301
Margine of Safety_crush_tot	1.911
Margine of Safety_slip	1.384
Margine of Safety_Q_y	4.493
Margine of Safety_Q_ult	5.800
Margine of Safety_comb_y	8.266

Margine of Safety_comb_ult	5.618
Margine of Safety_Q_net	791.42
Margine of Safety_br_y	64.048
Margine of Safety_br_ult	56.360
Margine of Safety_so	435.89

Tab.10 – Dati di output giunzione ADSS/Launch Vehicle, GUI.

- Giunzione *Adapter Ring - Spacecraft* (caso 2):

DATI DI INPUT	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
VITE	M8
MATERIALE VITE	Stainless Steel – 304 (A280)
MATERIALE FLANGIA	Aluminum Alloy 7075 – T7351
SAFETY FACTOR	Analysis/Prototyping
NUMERO DI VITI	12
COEFF_PRECARICO	0.5
Uth MAX	0.176
Uth MIN	0.086
Dhead [mm]	13
Dh [mm]	8.5
Dh,brq [mm]	16
Uuh MAX	0.296
Uuh MIN	0.179
Mp MAX [Nm]	5.6
Mp MIN [Nm]	4.4
W [%]	2
THETA [°]	30
Davail [mm]	20
Fa [N]	4080

Fk [N]	2000
w[1-nut/2-hole]	2
Li [mm]	55
D1-male [mm]	7.188
D2-female [mm]	7.268
sw [mm]	13
a [mm]	1
s [mm]	1
Rinner [mm]	140
Router [mm]	160
n	0.5
x	2
Add lat Fx [N]	533
Add lat Fy [N]	1276
Kr	1
ef/gh [mm]	42

Tab.11 – Dati di input giunzione Adapter Ring - Spacecraft.

DATI DI OUTPUT EXCEL	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.113
Margine of Safety_ultimate	0.060
Margine of Safety_sep	1.931
Margine of Safety_fast_y	4.384
Margine of Safety_fast_ult	4.127
Margine of Safety_tot_y	0.375
Margine of Safety_tot_ult	0.787
Margine of Safety_th_A	30.364
Margine of Safety_th_tot	9.932

Margine of Safety_crush_A	1.848
Margine of Safety_crush_tot	1.511
Margine of Safety_slip	1.450
Margine of Safety_Q_y	6.332
Margine of Safety_Q_ult	8.077
Margine of Safety_comb_y	4.384
Margine of Safety_comb_ult	2.845
Margine of Safety_Q_net	466.27
Margine of Safety_br_y	148.228
Margine of Safety_br_ult	130.592
Margine of Safety_so	1144.960

Tab.12 – Dati di output giunzione Adapter Ring - Spacecraft, foglio Excel.

DATI DI OUTPUT GUI	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.111
Margine of Safety_ultimate	0.059
Margine of Safety_sep	1.932
Margine of Safety_fast_y	4.384
Margine of Safety_fast_ult	4.127
Margine of Safety_tot_y	0.365
Margine of Safety_tot_ult	0.787
Margine of Safety_th_A	30.337
Margine of Safety_th_tot	9.922
Margine of Safety_crush_A	1.846
Margine of Safety_crush_tot	1.510
Margine of Safety_slip	1.339
Margine of Safety_Q_y	6.332
Margine of Safety_Q_ult	8.077
Margine of Safety_comb_y	4.384

Margine of Safety_comb_ult	2.846
Margine of Safety_Q_net	465.946
Margine of Safety_br_y	148.228
Margine of Safety_br_ult	130.592
Margine of Safety_so	1144.463

Tab.13 – Dati di output giunzione Adapter Ring - Spacecraft, GUI.

- Giunzione *Canister top/Canister bottom* (caso 3):

DATI DI INPUT	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
VITE	M10
MATERIALE VITE	Stainless Steel – 304 (A270)
MATERIALE FLANGIA	Aluminum Alloy 7075 – T7351
SAFETY FACTOR	Analysis/Prototyping
NUMERO DI VITI	12
COEFF_PRECARICO	0.5
Uth MAX	0.176
Uth MIN	0.086
Dhead [mm]	16
Dh [mm]	11
Dh,brq [mm]	16
Uuh MAX	0.296
Uuh MIN	0.179
Mp MAX [Nm]	5.6
Mp MIN [Nm]	4.4
W [%]	2
THETA [°]	30
Davail [mm]	30

Fa [N]	2446
Fk [N]	2000
w[1-nut/2-hole]	2
Li [mm]	37
D1-male [mm]	8.928
D2-female [mm]	9.106
sw [mm]	17
a [mm]	0.01
s [mm]	0.01
Rinner [mm]	170
Router [mm]	200
N	0.5
X	2
Add lat Fx [N]	129
Add lat Fy [N]	625
Kr	1
ef/gh [mm]	42

Tab.14 – Dati di input giunzione *Canister top/Canister bottom*.

DATI DI OUTPUT EXCEL	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.183
Margine of Safety_ultimate	0.314
Margine of Safety_sep	3.603
Margine of Safety_fast_y	9.669
Margine of Safety_fast_ult	10.854
Margine of Safety_tot_y	0.450
Margine of Safety_tot_ult	1.235

Margine of Safety_th_A	49.509
Margine of Safety_th_tot	8.524
Margine of Safety_crush_A	2.814
Margine of Safety_crush_tot	2.363
Margine of Safety_slip	4.737
Margine of Safety_Q_y	21.021
Margine of Safety_Q_ult	26.260
Margine of Safety_comb_y	9.669
Margine of Safety_comb_ult	6.620
Margine of Safety_Q_net	1985.900
Margine of Safety_br_y	270.916
Margine of Safety_br_ult	238.780
Margine of Safety_so	1460.040

Tab.15 – Dati di output giunzione Canister top/Canister bottom, foglio Excel.

DATI DI OUTPUT GUI	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.182
Margine of Safety_ultimate	0.314
Margine of Safety_sep	3.604
Margine of Safety_fast_y	9.669
Margine of Safety_fast_ult	10.854
Margine of Safety_tot_y	0.450
Margine of Safety_tot_ult	1.235
Margine of Safety_th_A	44.904
Margine of Safety_th_tot	7.655
Margine of Safety_crush_A	2.812
Margine of Safety_crush_tot	2.361

Margine of Safety_slip	4.644
Margine of Safety_Q_y	21.021
Margine of Safety_Q_ult	26.261
Margine of Safety_comb_y	9.669
Margine of Safety_comb_ult	6.621
Margine of Safety_Q_net	1984.744
Margine of Safety_br_y	270.917
Margine of Safety_br_ult	238.780
Margine of Safety_so	1460.044

Tab.16 – Dati di output giunzione *Canister top/Canister bottom*, GUI.

- Giunzione *clamping system* (caso 4):

DATI DI INPUT	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
VITE	M8
MATERIALE VITE	Stainless Steel – 304 (A270)
MATERIALE FLANGIA	Stainless Steel – 15 – 5 PH
SAFETY FACTOR	Analysis/Prototyping
NUMERO DI VITI	1
COEFF_PRECARICO	0.7
Uth MAX	0.162
Uth MIN	0.131
Dhead [mm]	13
Dh [mm]	6.8
Dh,brq [mm]	13
Uuh MAX	0.07
Uuh MIN	0.07
Mp MAX [Nm]	1
Mp MIN [Nm]	1

W [%]	2
THETA [°]	30
Davail [mm]	18
Fa [N]	4808
Fk [N]	100
w[1-nut/2-hole]	2
Li [mm]	20
D1-male [mm]	7.188
D2-female [mm]	7.268
sw [mm]	13
a [mm]	0.01
s [mm]	0.01
Rinner [mm]	0
Router [mm]	9
N	0.5
X	2
Add lat Fx [N]	4740
Add lat Fy [N]	808
Kr	1
ef/gh [mm]	7.8

Tab.17 – Dati di input giunzione *clamping system*.

DATI DI OUTPUT EXCEL	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.070
Margine of Safety_ultimate	0.188
Margine of Safety_sep	1.575
Margine of Safety_fast_y	2.426

Margine of Safety_fast_ult	2.807
Margine of Safety_tot_y	0.336
Margine of Safety_tot_ult	1.044
Margine of Safety_th_A	116.465
Margine of Safety_th_tot	62.053
Margine of Safety_crush_A	7.120
Margine of Safety_crush_tot	5.292
Margine of Safety_slip	0.311
Margine of Safety_Q_y	0.845
Margine of Safety_Q_ult	1.284
Margine of Safety_comb_y	2.426
Margine of Safety_comb_ult	1.447
Margine of Safety_Q_net	8.820
Margine of Safety_br_y	40.408
Margine of Safety_br_ult	31.087
Margine of Safety_so	18.470

Tab.18 – Dati di output giunzione *clamping system*, foglio Excel.

DATI DI OUTPUT GUI	
DENOMINAZIONE	VALORE NUMERICO
Margine of Safety_yield	0.069
Margine of Safety_ultimate	0.188
Margine of Safety_sep	1.575
Margine of Safety_fast_y	2.426

Margine of Safety_fast_ult	2.807
Margine of Safety_tot_y	0.336
Margine of Safety_tot_ult	1.043
Margine of Safety_th_A	116.322
Margine of Safety_th_tot	61.971
Margine of Safety_crush_A	7.116
Margine of Safety_crush_tot	5.289
Margine of Safety_slip	0.295
Margine of Safety_Q_y	0.845
Margine of Safety_Q_ult	1.284
Margine of Safety_comb_y	2.426
Margine of Safety_comb_ult	1.447
Margine of Safety_Q_net	8.810
Margine of Safety_br_y	40.408
Margine of Safety_br_ult	31.087
Margine of Safety_so	18.466

Tab.19 – Dati di output giunzione *clamping system*, GUI.

Nel capitolo 5 concluderemo il lavoro svolto discutendo i risultati ottenuti e dando uno sguardo anche ai possibili sviluppi futuri di questa applicazione.

5) CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Come si può notare dalle tabelle 8-19, i risultati ottenuti dall'interfaccia grafica sono piuttosto conformi con i risultati dati dalle tabelle del foglio di calcolo Excel, tranne qualche piccolo discostamento in alcuni margini di sicurezza, soprattutto nei margini con alto valore.

Questo è dovuto al tipo di approssimazione diversa effettuata dai programmi Excel e Matlab, quindi è possibile affermare che i risultati ottenuti sperimentalmente sono attendibili.

Per il caso *ADSS-VERTA* possiamo notare che il margine di sicurezza per snervamento nel serraggio è negativo, indice che la vite sotto tali carichi non è in grado di sostenere la coppia di serraggio.

Alcuni margini di sicurezza mostrano un risultato molto alto, indice di un'abbondante sovradimensionamento per quel parametro e di piccoli stress procurati alla giunzione. In particolare risulta sempre alto il margine di sicurezza per strappo e per forze di contatto nel foro, risultato che ci aspettavamo essendo le giunzioni caricate assialmente.

Questa applicazione è stata progettata, come detto in precedenza, per verificare giunzioni soggette a carichi assiali. In futuro si cercherà di estendere tale applicazione anche per giunzioni soggette a carichi eccentrici e di taglio; inoltre si può estendere il lavoro a giunzioni che presentano un cono di compressione completamente sviluppato. Infine potremmo estendere l'applicazione per materiali e viti di altro tipo, anche se non tipiche dell'industria aerospaziale.

Concludendo, questa applicazione può risultare molto utile per qualsiasi utente che voglia verificare le giunzioni di una struttura in accordo agli attuali standard ECSS, risultando anche abbastanza comoda e intuitiva.

APPENDICE A

Di seguito viene riportato lo script *Bolt_verification*.

Clc

```
MATRICE_VITI = [ 2.5 0.45 2.208 1.948 2.078 1.948 3.391 4.909 2.980;  
 2.5 0.35 2.273 2.071 2.172 2.071 3.704 4.909 3.367;  
 3 0.5 2.675 2.387 2.531 2.387 5.031 7.069 4.473;  
 3 0.35 2.773 2.571 2.672 2.571 5.606 7.069 5.190;  
 4 0.7 3.545 3.141 3.343 3.141 8.779 12.566 7.750;  
 4 0.5 3.675 3.387 3.531 3.387 9.792 12.566 9.008;  
 5 0.8 4.480 4.019 4.249 4.019 14.183 19.635 12.683;  
 5 0.5 4.675 4.387 4.531 4.387 16.123 19.635 15.113;  
 6 1 5.350 4.773 5.062 4.773 20.123 28.274 17.894;  
 6 0.75 5.513 5.080 5.296 5.080 22.031 38.274 20.267;  
 8 1.25 7.188 6.466 6.827 6.466 36.609 50.265 32.841;  
 8 0.75 7.513 7.080 7.296 7.080 41.812 50.265 39.367;  
 8 1 7.350 6.773 7.062 6.773 39.167 50.265 36.030;  
 10 1.5 9.026 8.10 8.593 8.160 57.990 78.540 52.292;  
 10 0.75 9.513 9.080 9.296 9.080 67.876 78.540 64.751;  
 10 1 9.350 8.773 9.062 8.773 64.494 78.540 60.450;  
 10 1.25 9.188 8.466 8.827 8.466 61.199 78.540 56.297;  
 12 1.75 10.863 9.853 10.358 9.853 84.267 113.097 76.247;  
 12 1 11.350 10.773 11.062 10.773 96.104 113.097 91.154;  
 12 1.25 11.188 10.466 10.827 10.466 92.072 113.097 86.037;  
 12 1.5 11.026 10.160 10.593 10.160 88.126 113.097 81.068 ];
```

```
MATRICE_MATERIALI_VITE = [ 2700 250 290 210 0 0 22.5 0.35 70 25.9;  
 2680 240 295 210 0 0 22.5 0.35 70 25.9;  
 7860 275 620 79.3 0 0 16 0.25 193 77.2;  
 7800 625 856 362.5 0 0 0 0.3125 206 78.5;  
 8150 257 565 149.06 0 0 17 0.29 193 74.8;  
 8000 450 700 420 0 0 17 0.29 193 74.8;  
 8000 600 800 480 0 0 17 0.29 200 77.5;  
 8000 950 1100 548 1140 1320 16.8 0.29 201 77.9;  
 4430 880 950 550 0 0 8.7 0.342 113.8 42.4;  
 2795 375 448 206.25 469 579 23.5 0.33 72 27.1;  
 7780 1037 1125 601.46 1244.4 1350 12.8 0.272 200 78.6;  
 7750 1050 1125 609 0 0 12.5 0.272 197 77.4;  
 7900 204 528 118.3 0 0 16.2 0.25 192 77.2;  
 1400 57.2 71.5 33.2 0 0 154 0.386 2.6 0.933;  
 2150 25 43 5 0 0 145 0.46 0.42 0.1 ];
```

```
MATRICE_MATERIALI_FLANGIA = [ 2700 250 290 210 0 0 22.5 0.35 70 25.9;  
 2680 240 295 210 0 0 22.5 0.35 70 25.9;  
 7860 275 620 79.3 0 0 16 0.25 193 77.2;  
 7800 625 856 362.5 0 0 0 0.3125 206 78.5;  
 8150 257 565 149.06 0 0 17 0.29 193 74.8;  
 8000 450 700 420 0 0 17 0.29 193 74.8;  
 8000 600 800 480 0 0 17 0.29 200 77.5;  
 8000 950 1100 548 1140 1320 16.8 0.29 201 77.9;  
 4430 880 950 550 0 0 8.7 0.342 113.8 42.4;  
 2795 375 448 206.25 469 579 23.5 0.33 72 27.1;  
 7780 1037 1125 601.46 1244.4 1350 12.8 0.272 200 78.6;  
 7750 1050 1125 609 0 0 12.5 0.272 197 77.4;  
 7900 204 528 118.3 0 0 16.2 0.25 192 77.2;  
 1400 57.2 71.5 33.2 0 0 154 0.386 2.6 0.933;  
 2150 25 43 5 0 0 145 0.46 0.42 0.1 ];
```

```

MATRICE_SF = [ 1 1.25 2 1.4 1.2;
1.4 1 1.4 1.4 1.2;
1.2 1 1.4 1.4 1.2 ];
VITE_1 = evalin('base', 'VITE_1');
MATERIALEVITE_1 = evalin('base', 'MATERIALEVITE_1');
MATERIALEFLANGIA_1 = evalin('base', 'MATERIALEFLANGIA_1');
SF_1 = evalin('base', 'SF_1');
CF_1 = evalin('base', 'CF_1');
UTHMAX_1 = evalin('base', 'UTHMAX_1');
UTHMIN_1 = evalin('base', 'UTHMIN_1');
DHEAD_1 = evalin('base', 'DHEAD_1');
DH_1 = evalin('base', 'DH_1');
DHBRQ_1 = evalin('base', 'DHBRQ_1');
UUHMAX_1 = evalin('base', 'UUHMAX_1');
UUHMIN_1 = evalin('base', 'UUHMIN_1');
MPMAX_1 = evalin('base', 'MPMAX_1');
MPMIN_1 = evalin('base', 'MPMIN_1');
W_1 = evalin('base', 'W_1');
THETA_1 = evalin('base', 'THETA_1');
FA_1 = evalin('base', 'FA_1');
FK_1 = evalin('base', 'FK_1');
WNH_1 = evalin('base', 'WNH_1');
LI_1 = evalin('base', 'LI_1');
D1M_1 = evalin('base', 'D1M_1');
D2F_1 = evalin('base', 'D2F_1');
SW_1 = evalin('base', 'SW_1');
A_1 = evalin('base', 'A_1');
S_1 = evalin('base', 'S_1');
RINNER_1 = evalin('base', 'RINNER_1');
ROUTER_1 = evalin('base', 'ROUTER_1');
N_1 = evalin('base', 'N_1');
X_1 = evalin('base', 'X_1');
ADDLATFX_1 = evalin('base', 'ADDLATFX_1');
ADDLATFY_1 = evalin('base', 'ADDLATFY_1');
KR_1 = evalin('base', 'KR_1');
EFGH_1 = evalin('base', 'EFGH_1');
NOS_1 = evalin('base', 'NOS_1');
DAVAIL_1 = evalin('base', 'DAVAIL_1');

```

```

switch VITE_1
case 1
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (1,:);
case 2
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (2,:);
case 3
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (3,:);
case 4
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (4,:);
case 5
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (5,:);
case 6
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (6,:);
case 7
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (7,:);
case 8
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (8,:);
case 9
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (9,:);
case 10

```

```

PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (10, :);
case 11
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (11, :);
case 12
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (12, :);
case 13
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (13, :);
case 14
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (14, :);
case 15
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (15, :);
case 16
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (16, :);
case 17
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (17, :);
case 18
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (18, :);
case 19
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (19, :);
case 20
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (20, :);
case 21
PARAMETRI_VITI = MATRICE_VITI (21, :);
end

```

```

switch MATERIALEVITE_1
case 1
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (1, :);
case 2
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (2, :);
case 3
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (3, :);
case 4
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (4, :);
case 5
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (5, :);
case 6
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (6, :);
case 7
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (7, :);
case 8
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (8, :);
case 9
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (9, :);
case 10
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (10, :);
case 11
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (11, :);
case 12
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (12, :);
case 13
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (13, :);
case 14
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (14, :);
case 15
PARAMETRI_MATERIALI_VITE = MATRICE_MATERIALI_VITE (15, :);
end

```

```

switch MATERIALEFLANGIA_1
case 1
PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (1, :);

```

```

case 2
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (2,:);
case 3
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (3,:);
case 4
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (4,:);
case 5
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (5,:);
case 6
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (6,:);
case 7
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (7,:);
case 8
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (8,:);
case 9
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (9,:);
case 10
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (10,:);
case 11
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (11,:);
case 12
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (12,:);
case 13
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (13,:);
case 14
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (14,:);
case 15
    PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA = MATRICE_MATERIALI_FLANGIA (15,:);
end

switch SF_1
case 1
    PARAMETRI_SF = MATRICE_SF (1,:);
case 2
    PARAMETRI_SF = MATRICE_SF (2,:);
case 3
    PARAMETRI_SF = MATRICE_SF (3,:);
end

%CALCOLI DEI FATTORI DI SICUREZZA
DS = PARAMETRI_VITI (:,5);
MYS = PARAMETRI_MATERIALI_VITE (:,2);
SFy = PARAMETRI_SF (:,2);
THETArad = THETA_1*3.14/180;
A0 = 3.14*(DS/2).^2;
Wp = 3.14*(DS).^3/16;
DUH = 0.5*(DHEAD_1+DH_1);
p = PARAMETRI_VITI (:,2);
D2 = PARAMETRI_VITI (:,3);
TANphi = (p/1000)/(3.14*D2/1000);
As = PARAMETRI_VITI (:,7);
PRESTRESS = MYS*CF_1;
Fv = PRESTRESS*As;
PRETORmax =
Fv*(p/(2000*3.14)+UTHMAX_1*D2/(2000*cos(THETArad/2))+UUHMAX_1*DUH/2000)+MPMAX_1;
PRETORmin =
Fv*(p/(2000*3.14)+UTHMIN_1*D2/(2000*cos(THETArad/2))+UUHMIN_1*DUH/2000)+MPMIN_1;
TIGTOR = 0.5*(PRETORmax+PRETORmin);
Mappmax = TIGTOR*(1+W_1/100);
Fvmax =
(Mappmax-
MPMIN_1)/(0.5*D2/1000*(TANphi+UTHMIN_1/cos(THETArad))+0.5*DUH/1000*UUHMIN_1);

```

```

Muhmin = (DUH/2000)*Fvmax*UUHMIN_1;
TAUmax = (Mappmax-Muhmin)/(Wp/1000000000);
SIGvmax = Fvmax/(A0/1000000);
SIGvm = sqrt((SIGvmax/1000000).^2+3*((TAUmax/1000000).^2));
MOSY2 = (MYS/(SFy*SIGvm))-1; %Margine of Safety_Yields
SFu = PARAMETRI_SF(:,3);
MUS = PARAMETRI_MATERIALI_VITE(:,3);
MOSU2 = (MUS/(SFu*SIGvm))-1; %Margine of Safety_Ultimate
Eb = PARAMETRI_MATERIALI_VITE(:,9);
D = PARAMETRI_VITI(:,1);
Ec = PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA(:,9);
SFsc = PARAMETRI_SF(:,4);
Anom = PARAMETRI_VITI(:,8);
Fz = 0.05*Fv;
Mappmin = TIGTOR*(1-W_1/100);
Fvmin = (Mappmin-MAPP_1)/(0.5*D2/1000*(TANphi+UTHMAX_1/cos(THETArad))+0.5*DUH/1000*UUHMIN_1)-Fz;
Lh = 0.4*D;
Leng = Lh;
Aeff = As;
Ln = Leng;
DELTAC = 4*LI_1/(Ec*1000*3.14*(DAVAIL_1.^2-D.^2));
DELTAB = (Lh/Anom+Leng/Aeff+LI_1/Aeff+Ln/Anom)/(Eb*1000);
PSI = DELTAC/(DELTAC+DELTAB);
MOSS2 = (Fvmin-FK_1)/((1-PSI)*FA_1*SFsc); %Margine of Safety_Separation
MOSFY2 = (MYS*As)/(FA_1*SFy)-1; %Margine of Safety_Fastener_yield
MOSFU2 = (MUS*As)/(FA_1*SFu)-1; %Margine of Safety_Fastener_ultimate
MOSTY2 = (MYS*As)/(Fvmax+PSI*FA_1*SFy)-1; %Margine of Safety_Tot_yield
MOSTU2 = (MUS*As)/(Fvmax+PSI*FA_1*SFu)-1; %Margine of Safety_Tot_ultimate

TAUthf = PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA(:,4);
TAUthm = PARAMETRI_MATERIALI_VITE(:,4);
Lengeff = LI_1-0.8*p;
Athn = 3.14*D*(Lengeff/p)*(p/2+(D-D2F_1)*tan(THETArad));
Athb = 3.14*D1M_1*(Lengeff/p)*(p/2+(D2-D1M_1)*tan(THETArad));
c1 = 3.8*(SW_1/D)-((SW_1/D).^2)-2.61;
Rs = (Athn*TAUthf)/(Athb*TAUthm);
c2 = 0.728+1.769*Rs-2.896*(Rs).^2+1.296*(Rs).^3;
Fultthn = TAUthf*Athn*Rs*c2;
Fultthb = TAUthm*Athb*c1*c2;
if Fultthn < Fultthb
    Fthcrit = Fultthn;
else Fthcrit = Fultthb;
end
MOSTA2 = (Fthcrit/(FA_1*SFu))-1; %Margine of Safety_Th_A

MOSTT2 = (Fthcrit/(Fvmax+PSI*FA_1*SFu))-1; %Margine of Safety_Th_tot

BEARSTy = PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA(:,5);
Auh = 0.25*3.14*(DUH).^2;
SIGuhftot = Fvmax/Auh;
SIGuhfa = FA_1/Auh;
if SIGuhftot < SIGuhfa;
    SIGuhmax = SIGuhfa;
else SIGuhmax = SIGuhftot;
end
MOSCA2 = (BEARSTy/(SIGuhmax*SFy))-1; %Margine of Safety_Crush_A

ULTSTu = PARAMETRI_MATERIALI_FLANGIA(:,6);
MOSCT2 = (ULTSTu/(SIGuhmax*SFu))-1; %Margine of Safety_Crush_tot

```

```

us = 0.21;
x = LI_1/DHBRQ_1;
y = DAVAIL_1/DHBRQ_1;
Ic = 3.14*((ROUTER_1).^4-(RINNER_1).^4)/(2*NOS_1);
TANpsi = 1.295-0.246*log(x/2)+0.94*log(y);
Dlim = DHBRQ_1+WNH_1*LI_1*TANpsi;
necc = (N_1+A_1*S_1*LI_1/(Ic*Ec))/(1+(S_1).^2*LI_1/(Ic*Ec));
Ac = 3.14*((ROUTER_1).^2-(RINNER_1).^2)/NOS_1;
Asub = 3.14*(Dlim).^2-(D).^2)/4;
Gc = sqrt(Ic/Ac);
LAMBDA = (S_1/Gc)/sqrt(Ac/Asub);
DELTASC = DELTAC*(1+(LAMBDA).^2);
DELTASSC = DELTAC*(1+A_1*(LAMBDA).^2/S_1);
PSIen = necc*(DELTASSC/(DELTASC+DELTAB));
Fq = max(us*FK_1,sqrt((ADDLATFX_1).^2+(ADDLATFY_1).^2));
MOSSL2 = (Fvmin-(1-PSIen)*FA_1)*us*X_1/(Fq*SFu); %Margine of Safety_Slip
TAUu = PARAMETRI_MATERIALI_VITE (:,4);
TAUy = 0.577*TAUu;
MOSQY2 = (TAUy*As)/(Fq*SFy)-1; %Margine of Safety_Q_yield
MOSQU2 = (TAUu*As)/(Fq*SFu)-1; %Margine of Safety_Q_ultimate
RAY = (FA_1*SFy)/(MYS*As);
MOSCY2 = (1/RAY)-1; %Margine of Safety_Comb_yield
RAult = (FA_1*SFu)/(MYS*As);
MOSCU2 = (1/RAult)-1; %Margine of Safety_Comb_ultimate
Aholes = D*LI_1;
Anet = Ac-Aholes;
MOSQN2 = (KR_1*MUS*Anet)/(Fq*SFu)-1; %Margine of Safety_Q_net

MOSBY2 = (BEARSTy*Aholes)/(Fq*SFy)-1; %Margine of Safety_br_yield

MOSBU2 = (ULTSTu*Aholes)/(Fq*SFu)-1; %Margine of Safety_br_ultimate

MOSSO2 = (2*TAUu*EFGH_1*LI_1)/(Fq*SFu)-1; %Margine of Safety_so

assignin('base','MOSY2',MOSY2);
assignin('base','MOSU2',MOSU2);
assignin('base','MOSS2',MOSS2);
assignin('base','MOSFY2',MOSFY2);
assignin('base','MOSFU2',MOSFU2);
assignin('base','MOSTY2',MOSTY2);
assignin('base','MOSTU2',MOSTU2);
assignin('base','MOSTA2',MOSTA2);
assignin('base','MOSTT2',MOSTT2);
assignin('base','MOSCA2',MOSCA2);
assignin('base','MOSCT2',MOSCT2);
assignin('base','MOSSL2',MOSSL2);
assignin('base','MOSQY2',MOSQY2);
assignin('base','MOSQU2',MOSQU2);
assignin('base','MOSCY2',MOSCY2);
assignin('base','MOSCU2',MOSCU2);
assignin('base','MOSQN2',MOSQN2);
assignin('base','MOSBY2',MOSBY2);
assignin('base','MOSBU2',MOSBU2);
assignin('base','MOSSO2',MOSSO2);

```


RINGRAZIAMENTI

Volevo prima di tutto ringraziare il professor Paolo Tortora per avermi introdotto a questo lavoro di tesi che mi ha permesso di approfondire le mie conoscenze in ambito spaziale.

Un ringraziamento anche all' Ingegnere Alberto Corbelli che mi ha seguito durante lo sviluppo e la stesura del lavoro di tesi.

Infine un ringraziamento speciale alla mia famiglia e a Nadia, che mi hanno sempre sostenuto durante tutto il percorso di studi.

BIBLIOGRAFIA

[1] ECSS-E-HB-32-23A, 16/10/2010, Space Engineering - Threaded fasteners handbook, ECSS Secretariat ESA-ESTEC, Requirements & Standards Division, Noordwijk, The Netherlands.

[2] Using MATLAB to develop standalone graphical user interface (GUI) software packages for educational purposes, A. B. M. Nasiruzzaman *Department of Electrical & Electronic Engineering, Rajshahi University of Engineering & Technology, Bangladesh*