

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

---

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE - DIN

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Prova finale di laurea magistrale

in

COSTRUZIONE DI MACCHINE M

Caratterizzazione del comportamento  
a fatica di viti metriche

Candidato

FEDERICO MARTINI

Relatore

Ing. Prof. STEFANO FINI

CoRelatore

Prof. MASSIMILIANO DE AGOSTINIS

Prof. DARIO CROCCOLO

Anno accademico 2021 - 2022

---

Sessione II



*Ai miei genitori,  
che mi hanno sostenuto,  
supportato e sopportato  
durante tutti i miei studi*



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>9</b>
1.1	Gli elementi filettati . . . . .	9
1.1.1	Forza di precarico . . . . .	12
1.1.2	Relazione tra coppia e precarico . . . . .	14
1.1.3	Rigidezza degli elementi . . . . .	15
1.1.4	Equilibrio degli sforzi . . . . .	17
1.2	La Fatica . . . . .	20
1.2.1	Il fenomeno . . . . .	20
1.2.2	Fattori che influenzano la resistenza a fatica . . . . .	22
1.2.3	Tipologia di sollecitazione . . . . .	26
1.2.4	Curva di Wöhler . . . . .	28
1.3	Resistenza a fatica di elementi filettati . . . . .	29
<b>2</b>	<b>Normative</b>	<b>31</b>
2.1	Normativa test di serraggio . . . . .	31
2.1.1	Generalità . . . . .	31
2.1.2	Strumentazione . . . . .	32
2.1.3	Operazioni preliminari . . . . .	34
2.1.4	Condizioni standard . . . . .	34
2.1.5	Condizioni particolari . . . . .	35
2.1.6	Valutazione dei risultati . . . . .	35
2.1.7	Report finale dei risultati . . . . .	37
2.2	Normativa test di fatica . . . . .	38
2.2.1	Generalità . . . . .	38

2.2.2	Strumentazione . . . . .	38
2.2.3	Operazioni preliminari . . . . .	40
2.2.4	Condizioni standard . . . . .	40
2.2.5	Metodologie di test . . . . .	41
2.2.6	Report Finale . . . . .	44
<b>3</b>	<b>Prove meccaniche</b>	<b>46</b>
3.1	Analisi preliminari . . . . .	46
3.1.1	Test di fatica su viti non serrate . . . . .	46
3.1.2	Test di fatica per viti serrate . . . . .	48
3.1.3	Comparazione dei risultati . . . . .	49
3.2	Strumentazione . . . . .	51
3.2.1	Provini . . . . .	51
3.2.2	Dadi e rosette di test . . . . .	53
3.3	Prove di serraggio . . . . .	54
3.3.1	Utilizzo del dado personalizzato . . . . .	55
3.3.2	Analisi dei risultati . . . . .	56
3.4	Test di fatica su provini non snervati . . . . .	57
3.4.1	Calcoli preliminari . . . . .	57
3.4.2	Il Test . . . . .	58
3.4.3	Limite a fatica e dispersione . . . . .	59
3.5	Test di fatica su viti snervate . . . . .	61
3.6	Analisi dei risultati . . . . .	63
3.6.1	Tipi di rottura . . . . .	63
3.6.2	Diagrammi di Wöhler . . . . .	64
3.7	Influenza del dado rialzato . . . . .	65
3.7.1	Test di fatica con dado rialzato . . . . .	66
<b>4</b>	<b>Modellazione e Analisi FEM</b>	<b>68</b>
4.1	Modellazione degli elementi . . . . .	68
4.1.1	Provini . . . . .	68
4.1.2	Boccola . . . . .	69
4.1.3	Dado . . . . .	70

4.2	Analisi agli elementi finiti . . . . .	71
4.2.1	Parametri di simulazione . . . . .	71
4.2.2	Analisi dei risultati . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>75</b>
5.1	Sviluppi futuri . . . . .	76
<b>A</b>	<b>Simbologia utilizzata</b>	<b>83</b>
<b>B</b>	<b>Report test di serraggio</b>	<b>86</b>
B.1	Condizioni di test . . . . .	86
B.2	Viti classe 8.8 . . . . .	87
B.2.1	Provini . . . . .	87
B.2.2	Risultati . . . . .	88
B.3	Viti classe 12.9 . . . . .	89
B.3.1	Provini . . . . .	90
B.3.2	Risultati . . . . .	91
B.4	Risultati finali . . . . .	91
<b>C</b>	<b>Report test di Fatica</b>	<b>93</b>
C.1	Condizioni di test . . . . .	93
C.2	Test effettuati . . . . .	94
C.2.1	Viti classe 8.8 . . . . .	95
C.2.2	Viti classe 12.9 . . . . .	96
C.2.3	Dado rialzato . . . . .	97

# Abstract

Nel campo della meccanica uno dei metodi di fissaggio maggiormente utilizzati è il fissaggio per attrito con elementi filettati. Questi componenti trovano grandissimo impiego per la facilità di utilizzo e le elevate resistenze che sono in grado di garantire. Il collegamento tra gli elementi è generato, per definizione, dall'accoppiamento tra i filetti di vite e madrevite, che, una volta precaricati, aderiscono gli uni sugli altri, impedendo il movimento reciproco tramite la forza di attrito. Per questa ragione, tali giunzioni prevedono sempre un accoppiamento di due elementi bloccanti che generano un vincolo rigido per compressione sull'elemento, o sugli elementi, da bloccare.

Uno dei problemi, però, che si riscontra sull'utilizzo dei giunti filettati è relativo alla resistenza a fatica. Precisamente, gli organi in esame presentano una geometria altamente intagliata: infatti, i filetti e le gole, che definiscono la geometria caratteristica, fungono da centri di intensificazione degli sforzi, il che abbatte la vita a fatica. Per mitigare il fenomeno occorrerebbe diminuire la rigidità della vite, ma ciò comporterebbe un rischio di perdita del precarico con conseguente riduzione di efficacia del collegamento.

Recenti studi hanno mostrato, tuttavia, che vi è un possibile metodo alternativo per migliorare la resistenza a fatica delle viti: in particolare, si è notato che le viti snervate, tramite un serraggio con coppia maggiore di  $M_y$ , presentano un limite a vita finita maggiore rispetto a quelle standard ("As is").

Lo scopo di questo lavoro di tesi è di oggettivare l'incremento del limite di fatica generato da uno snervamento per serraggio, verificare l'effettivo miglioramento anche sulla vita infinita e dedurne le motivazioni, mediante prove sperimentali svolte presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna. Questi test sono, appunto, volti ad investigare il miglioramento della resistenza e

le possibili cause che possono determinare tale fenomeno, in modo tale da poter ottimizzare il loro impiego. A tal fine, sono state prese in considerazione diverse tipologie di provini, nello specifico viti M6 di classe 8.8 e 12.9, per verificare l'influenza della resistenza meccanica sull'incremento del limite. I test prevedono anche una breve parentesi sui benefici portati dall'utilizzo di un dado rialzato, in particolare viene mostrato come l'aumento del numero di filetti in presa vada ad esaltare il fenomeno analizzato.

Una volta oggettivato l'aumento di resistenza a fatica e avanzate alcune ipotesi sulle cause del fenomeno, è stato sviluppato un modello agli elementi finiti, con semplificazioni volte a ridurre il tempo di calcolo, al fine di studiare la distribuzione degli stress in fase di serraggio per validare le assunzioni avanzate.

Questo lavoro è strutturato in cinque capitoli: nel primo capitolo viene presentata una breve analisi sugli elementi filettati e vengono esposte le geometrie e il dimensionamento, focalizzando l'attenzione sulla distribuzione degli sforzi nei giunti. Inoltre, vengono definite le generalità riguardanti la resistenza alla fatica, in particolare vengono illustrati i fondamenti per l'analisi del limite di resistenza per le viti. Nel secondo capitolo vengono descritte le normative e le procedure per effettuare i test sperimentali di serraggio e fatica: in quest'ultima parte, viene riposta particolare attenzione all'analisi statistica dei risultati. Nel terzo capitolo, che rappresenta il climax dello studio, viene mostrato il lavoro sperimentale volto ad analizzare i benefici sulla resistenza a fatica generati dallo snervamento per serraggio, in particolare sono esaminati i risultati dei test effettuati su viti M6 di classe 8.8 e 12.9 sottoposte ad elevati cicli di sollecitazione. Nel quarto capitolo, si mostra una modellazione tridimensionale semplificata degli elementi testati ed una successiva analisi agli elementi finiti, volta a verificare la distribuzione degli sforzi sugli elementi e a sostenere i dati sperimentali. Infine, nell'ultimo capitolo vengono tratte le conclusioni dello studio ed esposte le basi per possibili sviluppi futuri.

# Capitolo 1

## Introduzione

In questo primo capitolo vengono illustrate brevemente le caratteristiche geometriche, il dimensionamento e la classificazione dei giunti bullonati. Di seguito, saranno introdotte le principali nozioni riguardanti la resistenza a fatica, con particolare attenzione ai collegamenti filettati.

### 1.1 Gli elementi filettati

Vengono definite collegamenti filettati quelle particolari giunzioni che, sfruttando il meccanismo vite - madrevite, pongono in connessione rigida per attrito due o più elementi. Vengono, infatti, impediti tutti i movimenti, sia di allontanamento, asse perpendicolare al giunto, sia di slittamento, asse parallelo al giunto.

La particolarità di questa connessione è relativa al profilo di contatto tra gli elementi: il filetto. Quest'ultimo è un risalto a sezione costante a forma di elica, realizzato sulla superficie laterale degli elementi. La filettatura può essere interna o esterna a seconda che l'elemento sia una vite o una madrevite, rispettivamente.

Le funzioni principali di questi organi possono essere:

- Unione di elementi (fissaggio);
- Manovra;
- Spostamento di precisione;
- Trasmissione di forze e pressioni;

- Tappi e chiusure;

Dal punto di vista geometrico e costruttivo, come mostrato in Figura 1.1, si possono identificare le caratteristiche fondamentali che definiscono la filettatura, ossia la forma del profilo, il passo e il diametro nominale.

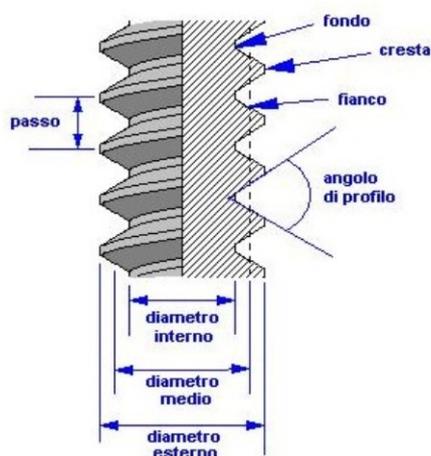
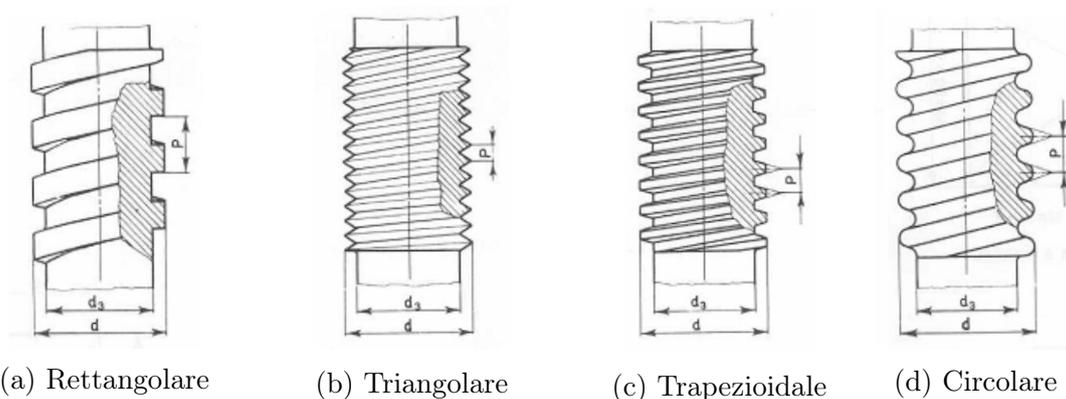


Figura 1.1: Geometria del filetto

Il profilo viene definito con riferimento all'intersezione tra un semipiano originato dall'asse della filettatura e il filetto stesso. Ne possono esistere di diversi tipi, tra cui i più usati sono mostrati in Figura 1.2.



(a) Rettangolare

(b) Triangolare

(c) Trapezoidale

(d) Circolare

Figura 1.2: Diverse tipologie di profilo

In particolare, si hanno differenti profili in relazione alle diverse tipologie di impiego. Le filettature triangolari vengono impiegate maggiormente per scopi di

collegamento e sono caratterizzate da profili inclinati di  $60^\circ$ , mentre la cresta del filetto può essere piana o arrotondata. Questa tipologia di filetto si divide in 3 famiglie: Metriche (M) a passo normale o fine, con UdM il millimetro, Whitworth (W) e Gas, con unità di misura il pollice. Le filettature rettangolari o trapezoidali sono utilizzate a scopo di trasmissione. Queste tipologie sono spesso soggette a modifica in modo da calibrare la trasmissione necessaria: infatti, vengono modificati gli angoli di profilo, che variano tra i  $10^\circ$  e i  $15^\circ$ , oppure l'altezza del filetto, in modo da garantire una maggiore resistenza.

Il passo (P) rappresenta la distanza assiale tra due punti analoghi del filetto, per questa ragione, è un parametro dipendente dall'altezza del filetto. In caso di filettatura a più principi, generata dall'avvolgimento di più filetti con identica geometria (principi), il passo effettivo è pari al passo di un filetto (passo apparente) moltiplicato per il numero dei principi.

Il diametro nominale (d) è una misura convenzionale che corrisponde al diametro esterno della vite, ad eccezione delle filettature gas. Questo parametro è fondamentale per l'accoppiamento, in quanto è uguale per vite e madrevite.

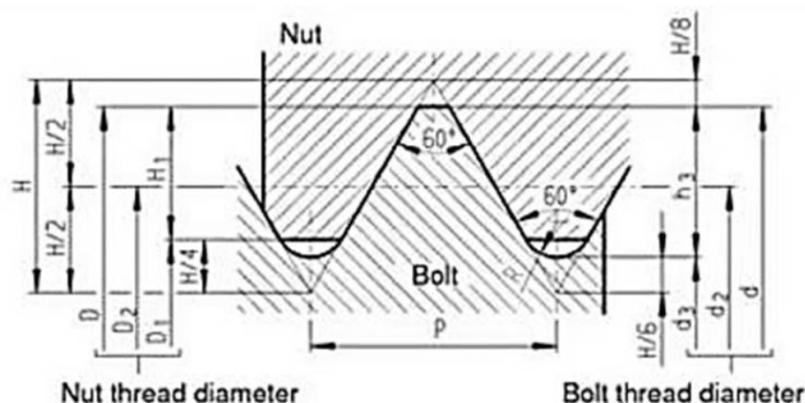


Figura 1.3: Parametri del filetto

Come mostrato in Figura 1.3, che contiene un riassunto di tutti i parametri che caratterizzano una filettatura, sono da considerare altri valori specifici:

**Diametro di cresta ( $d_1$ ):** indica il diametro minore misurato nel dado;

**Diametro medio ( $d_2$ ):** mostra il valore intermedio tra quello di nocciolo e il nominale;

**Diametro di nocciolo ( $d_3$ ):** rappresenta il diametro minore misurato a fondo filetto della vite;

**Altezza base (H):** descrive l'altezza della filettatura;

**Avanzamento (l):** si riferisce alla distanza percorsa assiale compiuta dal dado a seguito di una rotazione completa; per viti a un principio coincide con il passo.

In ultimo, occorre evidenziare come la sezione resistente del filetto non sia quella esterna, per ovvie ragioni, ma sia all'incirca equivalente a quella di un elemento cilindrico non filettato avente un diametro di:

$$d_t = \frac{d_2 + d_3}{2} = d - 0.9382 \cdot P \quad (1.1)$$

Dove  $d_t$  rappresenta il diametro resistente o diametro di stress. Tuttavia, è frequente usare la versione semplificata:

$$d_t = 0.9 \cdot d \quad (1.2)$$

In più, per le viti metriche è possibile fornire una misura dell'area resistente ( $A_t$ ) in maniera più precisa:

$$A_t = 4 \cdot 0.785 \cdot (d - 0.939 \cdot 2 \cdot P) \quad (1.3)$$

### 1.1.1 Forza di precarico

Per una completa analisi di un collegamento filettato è necessario focalizzarsi sulle forze a cui sono esposti gli organi. Le sollecitazioni possono avere due componenti: perpendicolari all'asse della vite, la cui risultante viene definita  $R_t$ , oppure parallele all'asse, con risultante  $R_n$ .<sup>[1]</sup>

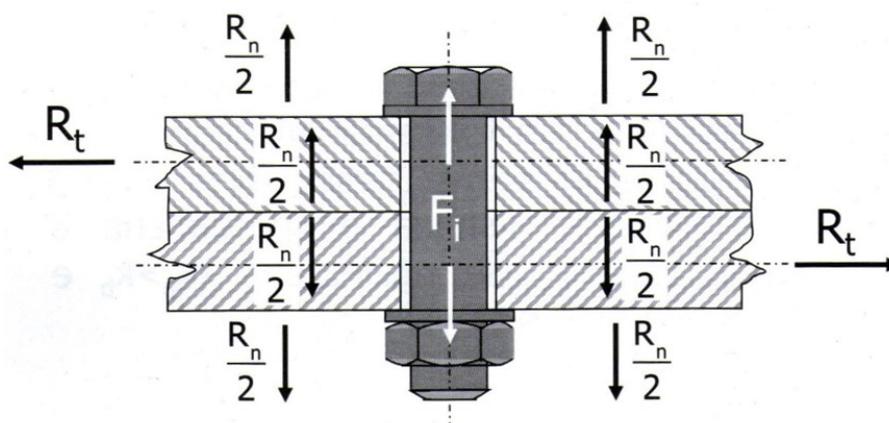


Figura 1.4: Forze applicate sul giunto

Il collegamento deve, quindi, preventivamente, essere serrato in modo da fornire al giunto un precarico iniziale ( $F_i$ ) in grado di:

- Porre in contatto gli elementi e generare compressione in modo da prevenire moti di allontanamento causati da sforzi normali  $R_n$ ;
- Creare attrito fra gli elementi al fine di evitare moti relativi di slittamento in direzione parallela agli elementi generati dalle forze di taglio  $R_t$ ;
- Diminuire l'ampiezza delle sollecitazioni a fatica.

Per fare questo, è possibile calcolare la  $F_i$  necessaria tramite una combinazione delle  $R_t$  e  $R_n$ :

$$F_i = \frac{R_t}{\mu_p + R_n} \quad (1.4)$$

Dove  $\mu_p$  rappresenta il coefficiente di attrito tra gli elementi da serrare (piastre).

Se il precarico fornito risulta adeguato, le forze di taglio agenti sulla vite possono essere trascurate, mentre se esso non è applicato in maniera corretta, si può incorrere in fenomeni di slittamento/allontanamento, in caso di  $F_i$  bassa, oppure in fenomeni di rottura, se il precarico risulta eccessivo. I casi limite sono mostrati in Figura 1.5.

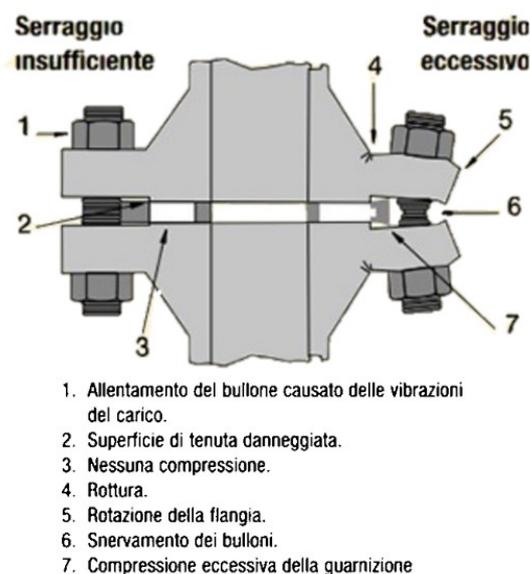


Figura 1.5: Errori dovuti a un precarico non corretto

### 1.1.2 Relazione tra coppia e precarico

Come definito precedentemente, il precarico viene fornito durante il serraggio: viene, infatti, applicata una coppia al collegamento in modo provocare l'allungamento del bullone, dopo aver vinto gli attriti tra i filetti e le superfici in contatto. Pertanto, risulta di fondamentale importanza calcolare in maniera precisa la coppia di serraggio da fornire al giunto.

Come definito precedentemente, il precarico viene fornito durante il serraggio: viene, infatti, applicata una coppia al collegamento in modo provocare l'allungamento del bullone, dopo aver vinto gli attriti tra i filetti e le superfici in contatto. Pertanto, risulta di fondamentale importanza calcolare in maniera precisa la coppia di serraggio da fornire al giunto.

Per prima cosa, la forza di precarico può essere definita in funzione dell'allungamento del giunto:

$$\epsilon_i = \frac{F_i \cdot l_{th}}{A_t \cdot E} \quad (1.5)$$

Dove  $\epsilon_i$  è l'allungamento del bullone richiesto in fase di serraggio,  $l_{th}$  è la lunghezza del tratto filettato ed  $E$  rappresenta il modulo di Young.

Risulta semplice, dunque, serrare la vite finché il collegamento non presenta un

allungamento pari a  $\epsilon_i$ , ma, spesso, durante la procedura di serraggio, appare impossibile misurare gli spostamenti tramite un micrometro. È, quindi, necessario calcolare una stima del momento torcente necessario a sviluppare il precarico desiderato e, a tale scopo, si ricorre alla formula di Motosh:

$$M_T = M_G + M_b = F_i (0.16 \cdot P + 0.58 \cdot \mu_{th} \cdot d_2) + F_i (0.5 \cdot \mu_b \cdot D_b) \quad (1.6)$$

Dove  $M_T$  rappresenta la coppia di serraggio,  $M_G$  e  $M_b$  la coppia agente rispettivamente sul gambo della vite e nel sottotesta,  $\mu_{th}$  il coefficiente di attrito tra i filetti,  $\mu_b$  il coefficiente di attrito nel sottotesta e  $D_b$  il diametro di contatto teorico.

Questo calcolo, per viti metriche sotto le condizioni  $\mu_{th} = \mu_b = 0.15$  (contatto acciaio-acciaio), può essere approssimato dalla seguente formula:

$$M_T \approx 0.2 \cdot F_i \cdot d \quad (1.7)$$

Una volta ricavati e noti precarico e diametro nominale della vite, è possibile calcolare la coppia da fornire al giunto tramite un apposito strumento di serraggio. È bene sottolineare come il 10-20% del precarico fornito in fase di serraggio, tipicamente, sparisce in breve tempo dopo il serraggio a causa del rilassamento. Per questa ragione, è buona norma fornire una coppia maggiorata di un coefficiente di sicurezza (CS).

### 1.1.3 Rigidezza degli elementi

Durante il serraggio il giunto, costituito da vite, dado e piastre, si comporta come un sistema meccanico di rigidezze in serie, quindi, risulta di fondamentale importanza calcolare la rigidezza del bullone ( $k_b$ ). Considerando la parte filettata e quella non filettata come elementi di diversa rigidezza, collegati, a loro volta, in serie, vale la relazione:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_{bt}} + \frac{1}{k_{bn}} \longrightarrow k_b = \frac{k_{bt} \cdot k_{bn}}{k_{bt} + k_{bn}} \quad (1.8)$$

Dove  $k_{bt}$  e  $k_{bn}$  rappresentano le rigidezze della parte filettata e non filettata,

rispettivamente.

Le equazioni 1.9 e 1.10 mostrano le relazioni tra le rigidzze e l'allungamento a trazione:

$$k_{bt} = \frac{A_{th} \cdot E}{l_{th}} \quad (1.9)$$

$$k_{bn} = \frac{A_n \cdot E}{l_n} \quad (1.10)$$

Dove  $A_{th}$  e  $A_n$ ,  $l_{th}$  e  $l_n$  sono, rispettivamente, le aree e le lunghezze dei tratti filettati o meno.

Unendo la 1.8 con le 1.9 e 1.10, si ottiene la rigidzza totale del bullone:

$$k_b = \frac{A_{th} \cdot A_n \cdot E}{A_{th} \cdot l_n + A_n \cdot l_{th}} \quad (1.11)$$

Per quanto riguarda, invece, la rigidzza degli elementi collegati, essa si dimostra di più complessa trattazione. Infatti, vi è un'area dove la compressione, esercitata dal giunto, incrementa il valore di rigidzza degli organi. È possibile dimostrare che la rigidzza totale delle piastre è analoga ad un sistema di molle poste in serie, mentre la zona compressa fra testa e dado è a forma di doppio cono cavo (cono di Rotscher).

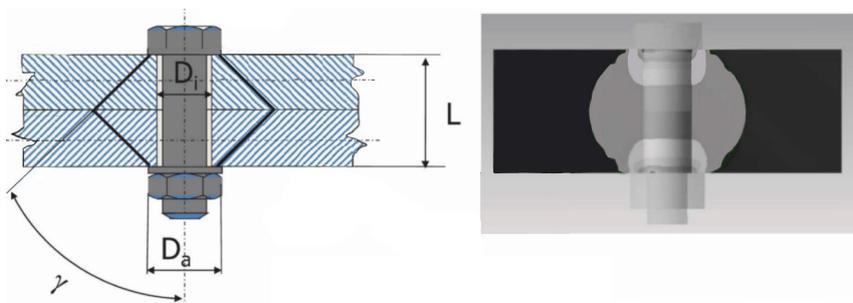


Figura 1.6: Cono di Rotscher

Ai fini del calcolo, la zona di compressione può essere approssimata ad un cilindro avente diametro esterno pari a tre volte il diametro del bullone, in modo tale che il volume compresso dal cilindro sia lo stesso del cono di Rotscher. Operando

queste approssimazioni, si ottiene:

$$k_e = \frac{\pi [(3d)^2 - d^2] \cdot E}{4l_p} = \frac{2\pi \cdot d^2 \cdot E}{l_p} \approx 8 \cdot \frac{A_{th} \cdot E}{l_p} \quad (1.12)$$

Dove  $l_p$  rappresenta lo spessore degli elementi collegati.

In caso di elementi di materiale diverso, è possibile calcolare le resistenze  $k_e$  per ogni organo, sostituendo alla 1.12 i valori di  $E$  e  $l_p$  corrispondenti, e, successivamente, sommarle in serie in maniera analoga alla 1.8.

### 1.1.4 Equilibrio degli sforzi

Durante l'attuazione del precarico, il bullone sarà soggetto a  $F_i$ , forza di trazione, che genera un allungamento pari a  $\delta_b = \frac{F_i}{k_b}$ , mentre gli organi collegati risultano compressi con una forza  $F_i$  e mostrano un accorciamento pari a  $\delta_e = \frac{F_i}{k_e}$ . [2] Come mostrato, gli spostamenti sono proporzionali alla rigidezza degli elementi, quindi, essendo  $k_e > k_b$ , la vite subirà un allungamento maggiore, cosa che viene messa in evidenza nel triangolo di serraggio in Figura 1.7.

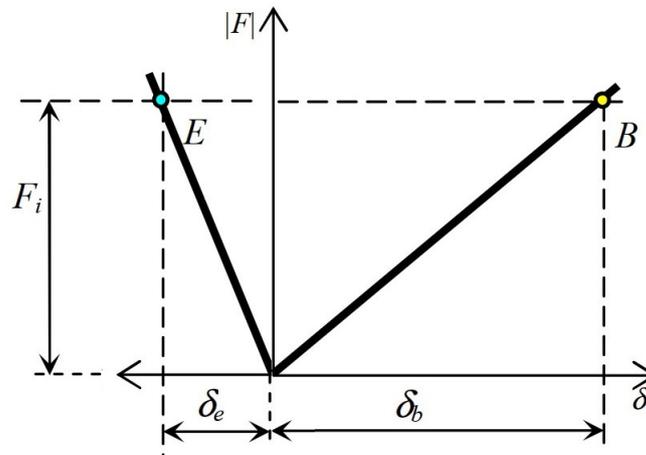


Figura 1.7: Triangolo di serraggio

Una volta terminata la fase di serraggio, il giunto modificherà il suo comportamento, passando da sistema in serie a parallelo. Ciò è dovuto al fatto che, esternamente, viene applicato un carico  $P_{ex}$  che genera un aumento della deformazione di trazione del bullone e un decremento della compressione degli organi

collegati.

$$\Delta\delta = \Delta\delta_b = \Delta\delta_e \text{ con } \Delta\delta_b = \frac{P_b}{k_b} \text{ e } \Delta\delta_e = \frac{P_e}{k_e} \quad (1.13)$$

Dove  $\Delta\delta$  rappresenta la differenza di allungamento generale, sul bullone (b) o sulle piastre (e),  $P_b$  e  $P_e$  indicano l'incremento o il decremento del carico sui diversi elementi dovuto al carico esterno.

La Figura 1.8 mostra la nuova configurazione: il carico complessivo sostenuto dal bullone ( $F_b$ ) è maggiore rispetto al carico esterno per via del precarico, ma l'incremento  $P_b$  è solo una aliquota di  $P_{ex}$ . Alle forze agenti sul bullone, infatti, viene rimossa una parte di  $F_i$ , in quanto, diminuisce la compressione sugli elementi e, di conseguenza, la forza applicata dagli stessi sul bullone. In particolare, tale forza di compressione, inizialmente pari alla forza di precarico, diminuisce della quantità  $P_e$ . Il nuovo stato del bullone e degli elementi compressi sono rappresentati sul grafico dai punti B ed E, rispettivamente. Questi punti sono allineati verticalmente, poiché il sistema lavora in parallelo, e la loro distanza è proprio pari al carico esterno  $P_{ex}$ .<sup>[3]</sup>

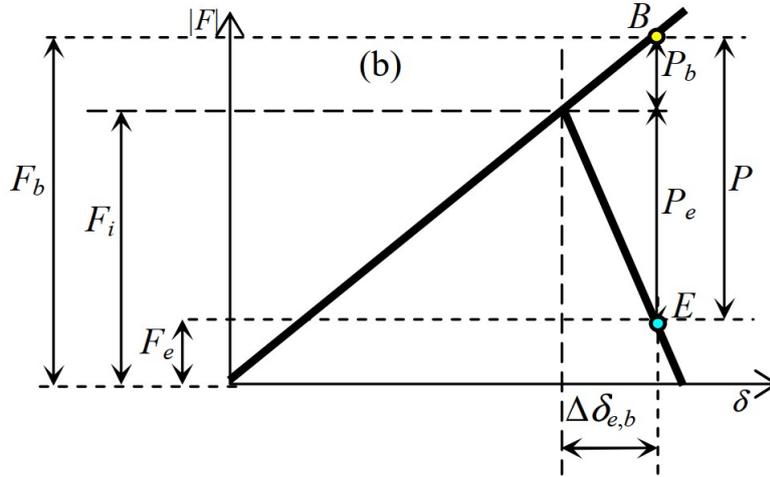


Figura 1.8: Configurazione di lavoro

In definitiva, l'incremento del carico agente sui bulloni e il decremento della forza compressiva tra gli elementi sono pari al carico esterno:

$$P_{ex} = P_b + P_e \quad (1.14)$$

Unendo la 1.13 con la 1.14 si ottiene:

$$P_{ex} = P_b + P_e = k_b \cdot \Delta\delta + k_e \cdot \Delta\delta = (k_b + k_e) \cdot \Delta\delta \quad (1.15)$$

Che permette di esprimere lo spostamento  $\Delta\delta$  in funzione del carico totale  $P_{ex}$

$$\Delta\delta = \frac{P_{ex}}{k_b + k_e} \quad (1.16)$$

Mediante la 1.13 e la 1.16 si possono esprimere le forze  $P_b$  e  $P_e$  come segue:

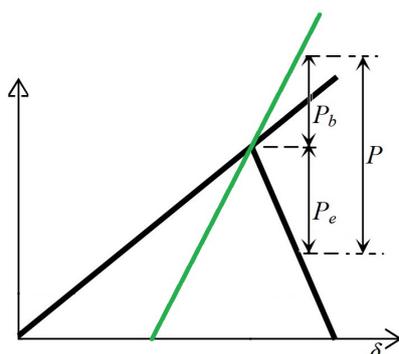
$$P_b = P_{ex} \cdot \frac{k_b}{k_b + k_e} \quad e \quad P_e = P_{ex} \cdot \frac{k_e}{k_e + k_b} \quad (1.17)$$

E, di conseguenza, ottenere le forze totali di trazione sul bullone ( $F_b$ ) e di compressione sugli elementi ( $F_e$ )

$$F_b = F_i + P_b = F_i + P_{ex} \cdot \frac{k_b}{k_b + k_e} \quad e \quad F_e = -F_i + P_e = -F_i + P_{ex} \cdot \frac{k_e}{k_e + k_b} \quad (1.18)$$

L'analisi di questi due valori è fondamentale per verificare il corretto funzionamento del giunto: infatti, una  $F_e$  eccessivamente bassa provoca la perdita di efficacia della giunzione, con conseguente rischio di slittamento o allontanamento delle piastre per mancanza di precarico. Il valore  $F_b$ , invece, come verrà analizzato successivamente, è da considerarsi per la verifica a fatica.

Per concludere, è possibile modificare la percentuale di carico esterno che si scarica sul bullone agendo sulle resistenze degli elementi. Difatti, aumentando la  $k_b$ , la percentuale di carico esterno sostenuta dal bullone ( $P_b$ ) aumenta, andando a ridurre il decremento di forza di compressione che si scarica sulle piastre, come mostrato in Figura 1.9. D'altro canto, andando a diminuire  $k_b$ , si avrà l'effetto contrario.<sup>[4]</sup>

Figura 1.9: Distribuzione del carico con  $k_b$  aumentato

Pertanto, risulta opportuno calibrare in maniera ottimale le resistenze in modo da prevenire la perdita di funzionalità dal giunto, ma, al tempo stesso, da ridurre i rischi di rottura a fatica.<sup>[5][6]</sup>

## 1.2 La Fatica

La definizione di fatica è fornita dall'ATSM (American Society for Testing and Materials International): *“una progressiva, localizzata e permanente alterazione strutturale che si verifica in materiali soggetti a tensioni e deformazioni variabili che può produrre cricche o fratture dopo un sufficiente numero di fluttuazioni”*.<sup>[7]</sup> Essa, perciò, si configura come un fenomeno degenerativo e irreversibile connesso a sollecitazioni cicliche, che si verifica nella microstruttura del materiale, provocandone variazioni di prestazioni fino alla rottura. La necessità, quindi, della realizzazione di studi sulla fatica dei materiali è evidenziata dall'importanza di prevedere la vita utile, ossia il numero di cicli carico/scarico a cui resiste un elemento meccanico prima della rottura: dal momento che il fenomeno dipende da molti fattori e anche piccole variazioni possono avere un forte impatto sui risultati, il progetto a fatica è sempre caratterizzato da grande incertezza e elevati coefficienti di sicurezza.

### 1.2.1 Il fenomeno

All'atto pratico, è possibile dividere il fenomeno in 3 fasi:

**Nucleazione:** rappresenta la fase di generazione della cricca e si verifica a tensioni nominali inferiori alla tensione di snervamento del materiale. Il processo avviene tipicamente a causa di tensioni alternate, le quali generano una coppia di compressioni e trazioni che causano uno spostamento delle dislocazioni lungo i piani di scorrimento. La superficie dei componenti, quindi, presenterà estrusioni e intrusioni di materiale, ossia sporgenze di dimensioni comprese tra 0.1 e 1  $\mu\text{m}$ , orientate secondo le direzioni dei piani. Questo è un fenomeno irreversibile, in quanto il materiale incrudendo non permette uno scorrimento elastico contrario. Le irregolarità così formatesi fungono da centri di concentrazione tensionale che favoriscono la formazione di cricche in superficie. Pertanto, il fenomeno di nucleazione avviene solitamente in superficie, in quanto sono maggiormente presenti zone non perfettamente lisce (rugosità), che generano picchi di sforzi. Tuttavia, è possibile che il fenomeno si generi anche internamente: infatti, quando i piani di scorrimento incontrano una superficie libera, come una porosità o un'impurità, il moto delle dislocazioni diventa irreversibile con conseguente generazione della cricca interna. È facile comprendere come particolari microstrutture, come composti eterogenei, ove le superfici libere sono maggiori per la presenza di inclusioni o precipitati, possano favorire la nucleazione del danno.

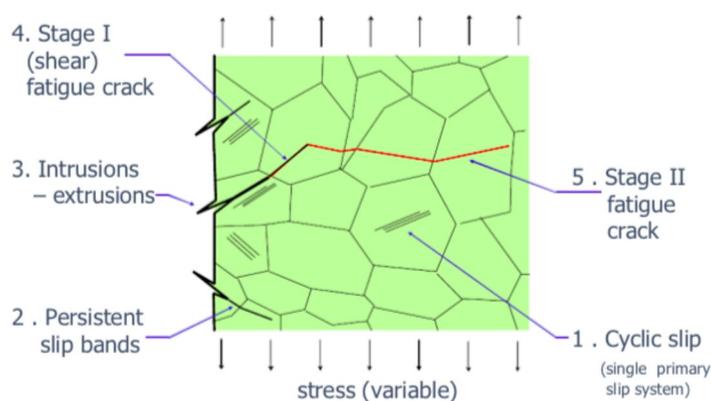


Figura 1.10: Generazione della cricca

**Propagazione:** la cricca tende ad avanzare lungo il piano ortogonale alla direzione del carico applicato a causa delle deformazioni plastiche che avvengono sul

suo bordo, generate dalla tipologia di carico. Quando l'elemento viene caricato, la cricca viene "aperta" facendo avanzare il fondo della gola. Una volta scaricato il materiale, la cricca si "chiude" presentandosi, però, più lunga.<sup>[8]</sup> Il processo, come si può facilmente intuire, si ripete in maniera stabile nel tempo per la natura periodica alternata del carico imposto. Per studiare il fenomeno di propagazione occorre analizzare le striature, presenti sulla superficie di rottura e visibili solo al microscopio elettronico, che mostrano il progressivo avanzamento del danno. Le striature non sono da confondere con le linee di spiaggia, visibili a occhio nudo, causate da una variazione delle condizioni di lavoro.

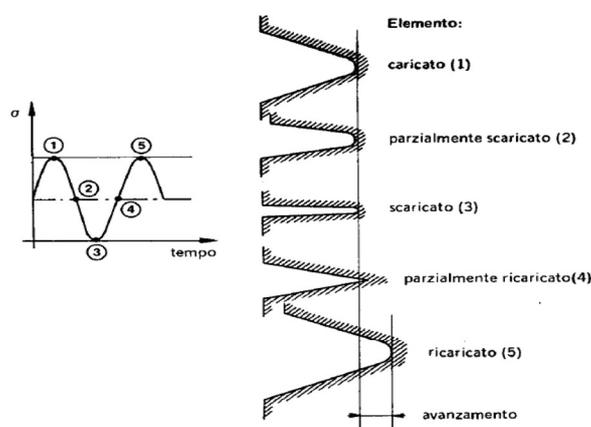


Figura 1.11: Schema di avanzamento della cricca

**Frattura:** quando la lunghezza della cricca diventa critica, ossia quella lunghezza tale per cui la sezione resistente residua genera una tensione pari a quella di rottura del materiale, si ha instabilità e rottura del pezzo. La zona di rottura si presenta ruvida, irregolare e opaca, caratteristiche tipiche di una rottura fragile.<sup>[9]</sup>

### 1.2.2 Fattori che influenzano la resistenza a fatica

La vita a fatica dei componenti meccanici non è standardizzata: infatti, le parti meccaniche differiscono molto in forma, lavorazioni e condizioni di carico. Mol-

teplici, quindi, sono le cause che determinano una differenza del numero di cicli supportati.

### Fattore di Forma

La geometria dei componenti è il primo punto di analisi: infatti, per ragioni funzionali, i componenti possono presentare forme che variano bruscamente, come spigoli vivi, che danno origine a zone critiche. In questi punti si verifica un aumento delle tensioni nominali ( $\sigma_n$ ) fino a un valore di massimo locale ( $\sigma_{locale}$ ) di 3-4 volte superiore. Per studiare il fenomeno descritto si ricorre al fattore di forma ( $K_t$ ), definito come segue:

$$K_t = \frac{\sigma_{locale}}{\sigma_n} \quad (1.19)$$

Questo coefficiente dipende anche dalla tipologia di carico, in quanto lo stesso provino può presentare un  $K_t$  diverso a seconda che sia a trazione oppure a compressione. Inoltre, questo parametro non è legato alla tipologia di materiale.

### Sensibilità all'intaglio

L'intaglio è un incavo generato sulla superficie di un componente. Per sua natura, un intaglio è un punto di grande concentrazione e la sua geometria può essere studiata con il fattore di forma illustrato precedentemente, ma, volendo determinare la relazione con il materiale, è utile utilizzare il coefficiente di sensibilità all'intaglio ( $q$ ), definito dalla relazione di Neuber: <sup>[10]</sup>

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}} \quad (1.20)$$

Dove  $r$  indica il raggio di raccordo in pollici, mentre  $\sqrt{\rho}$  è un parametro tipico del materiale, dipendente dalla tensione di rottura, come mostrato in Figura 1.12.

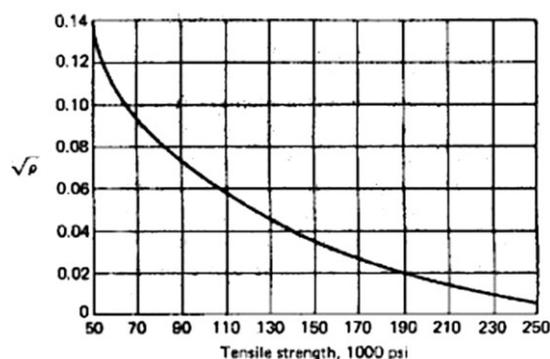


Figura 1.12: Andamento di  $\sqrt{\rho}$

All'aumentare della tensione di rottura, quindi, aumenta anche la sensibilità all'intaglio.

Per questo motivo, contrariamente alle aspettative, un materiale più resistente, se ricco di imperfezioni, come la rugosità, presenta una resistenza a fatica minore rispetto ad un materiale più duttile.

Inoltre, è possibile considerare i coefficienti di forma e di sensibilità in un unico fattore di concentrazione, chiamato, appunto, effettivo ( $K_f$ ), che considera sia la geometria che le caratteristiche del materiale:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (1.21)$$

### Finitura superficiale e microstruttura

Come definito precedentemente, le cricche spesso si innescano a partire dalle imperfezioni superficiali, essendo esse punti di concentrazione degli sforzi e, quindi, potenziali punti di innesco. Per questa ragione, la resistenza a fatica è direttamente dipendente dal grado di finitura della superficie del componente. Analiticamente è possibile considerare questa dipendenza tramite il fattore correttivo  $K_L$ , il cui andamento è mostrato in Figura 1.13.

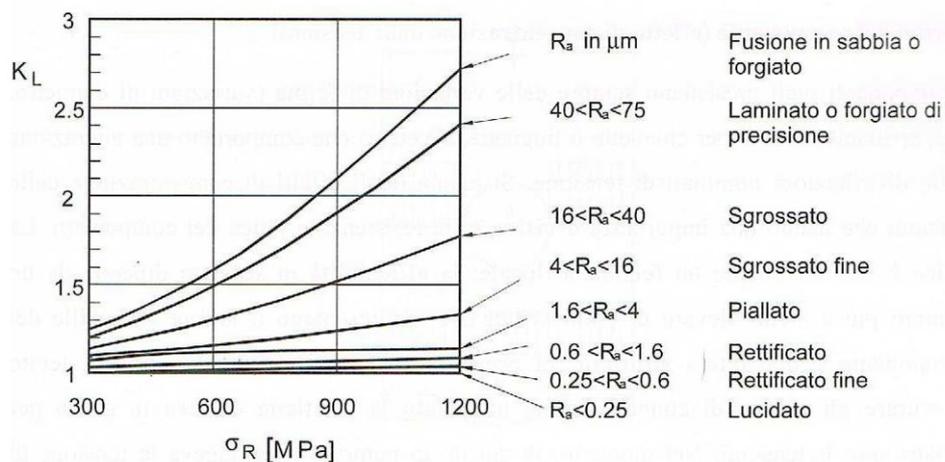


Figura 1.13: Andamento di  $K_L$

Anche la microstruttura ha forte influenza sulla resistenza a fatica, in particolare per nucleazioni interne. Nello specifico, un grano di tipo globulare riduce la possibilità di avere punti di concentrazione, inoltre, la riduzione di dimensioni dei grani è un fattore migliorativo.

### Trattamenti

Anche i trattamenti possono influenzare la vita a fatica di un componente, in particolare riescono a ostacolare la propagazione delle cricche o ad eliminare quelle già presenti.

**Trattamenti termici:** generano un aumento della durezza superficiale, producendo tensioni residue nel materiale che migliorano la vita a fatica.

**Trattamenti meccanici:** producono deformazioni plastiche locali con benefici sulla vita a fatica per lunghi cicli, d'altro canto l'effetto risulta trascurabile per prove a vita finita.

**Rivestimenti:** provocano tensioni residue nel materiale rivestito, prevenendo la formazione del danno, ma, quando esso si verifica, la presenza di un rivestimento accelera la propagazione.

## Fattori ambientali

Come tutte le altre caratteristiche meccaniche, anche la resistenza a fatica è influenzata dalle condizioni ambientali. I fattori più comuni sono:

**Umidità:** genera un grosso problema in fase di nucleazione, infatti, le zone esposte a un ambiente umido sono più propense a generare cricche. Inoltre, l'avanzare del danno espone nuove porzioni di materiale che ossideranno, riducendo la loro resistenza. Il meccanismo, quindi, a tutti gli effetti, risulta autoesaltante. Oltretutto, per materiali esposti ad elevata umidità, il limite di fatica può addirittura annullarsi.

**Temperatura:** come per la resistenza meccanica, la vita a fatica di un materiale si riduce all'aumentare della temperatura.<sup>[11]</sup>

## Frequenza

Sperimentalmente si può individuare come la frequenza non influenzi la vita a fatica: infatti, un aumento di frequenza genera un innalzamento della temperatura, ma anche una riduzione della permanenza del pezzo sotto sforzo, effetti che si compensano a vicenda. Va, però, sottolineato che per frequenze molto elevate, dipendenti, comunque, dalla tipologia di componente, l'effetto di compensazione non è più garantito e la resistenza a fatica peggiora.

### 1.2.3 Tipologia di sollecitazione

Come già accennato, la rottura a fatica è strettamente legata alla tipologia di carico. Esso può essere casuale o periodico, sinusoidale o quadrato ecc. È bene, dunque, studiarne le caratteristiche al fine di prevedere la vita utile.

Le caratteristiche del carico che influenzano la vita a fatica sono il minimo di tensione ( $\sigma_{\min}$ ), il massimo ( $\sigma_{\max}$ ), il loro rapporto (R), il valore medio ( $\sigma_m$ ) e l'ampiezza ( $\sigma_a$ ):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (1.22)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (1.23)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (1.24)$$

Il fattore  $R$  è definito rapporto di carico e indica il tipo di sollecitazione, come mostrato in Figura 1.14:

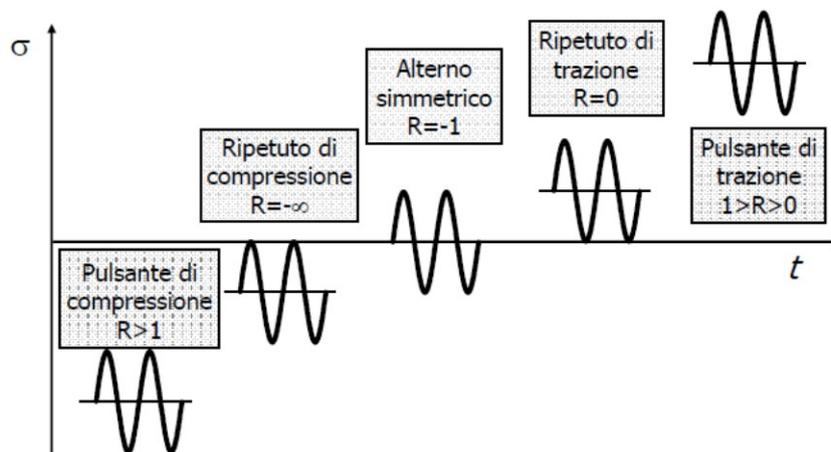


Figura 1.14: Valori di  $R$  e tipologie di carico

- $R = 1$ : la sollecitazione minima e massima sono uguali; in questo caso, la sollecitazione si mostra come statica di trazione o compressione;
- $R = -1$ : le sollecitazioni sono uguali in modulo, ma opposte, pertanto, si ha un carico alterno di trazione-compressione;
- $R = 0$ : il carico minimo è nullo, quindi, si ha una sollecitazione di trazione alterna;
- $R = -\infty$ : il carico massimo è nullo, dunque, si ha una sollecitazione di compressione alterna.

Per i materiali comuni, le tensioni medie e alterne sono inversamente dipendenti l'una dall'altra per ottenere la medesima vita a fatica: ciò è mostrato nel diagramma di Goodman-Smith. Quest'ultimo è un grafico sul piano  $\sigma_m$ - $\sigma_a$  che mostra un'area di confidenza, all'interno della quale il materiale lavora in sicurezza. La tensione media viene rappresentata da una linea passante per l'origine, mentre la linea superiore mostra la tensione massima e quella inferiore la minima.

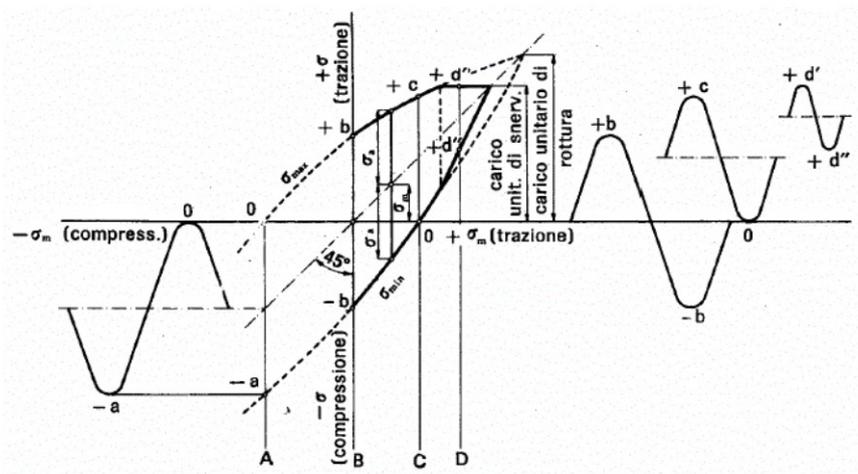


Figura 1.15: Diagramma di Goodman-Smith

### 1.2.4 Curva di Wöhler

La curva di Wöhler è il modo più semplice e immediato di mostrare i risultati ottenuti da un'analisi sulla resistenza a fatica. Essa rappresenta in via grafica il comportamento dei provini su cui si è esercitato un carico sinusoidale. Il grafico mette in relazione la tensione alternata con il numero di cicli  $N$  e la curva ottenuta sarà il risultato che meglio rappresenta le prove. Solitamente, i grafici mostrano risultati con probabilità di sopravvivenza pari al 50%, mentre in fase di progettazione vengono utilizzate le curve al 90% o al 99% di probabilità di sopravvivenza.

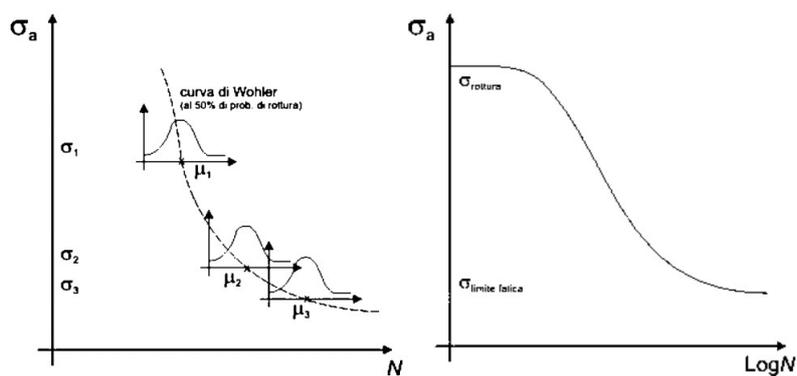


Figura 1.16: Curva di Wöhler

Analizzando, ora, il grafico mostrato in Figura 1.16, si possono individuare due zone. La prima compresa solitamente tra  $10^3$ - $10^4$  cicli e  $10^6$  cicli, dove è rappresentata la vita finita a fatica. Questo tratto varia più rapidamente rispetto al secondo tratto, rappresentato da  $N$  maggiore di  $10^6$  cicli, che individua il limite di fatica. Se un materiale, infatti, viene sollecitato ad una tensione inferiore a quella mostrata in questo secondo tratto, esso non si romperà.

### 1.3 Resistenza a fatica di elementi filettati

Per poter analizzare la resistenza a fatica degli elementi filettati, è fondamentale richiamare alcuni concetti. Se la forza esterna  $P_{ex}$  è variabile in modo ciclico,  $P_b$  risulta variabile in maniera analoga, sottoponendo i bulloni a cicli di fatica. In particolare, si avrà un effetto dato dalla somma delle tensioni medie di precarico e di  $P_b$ .

Il limite di fatica deve essere corretto applicando un fattore di concentrazione  $K_f$  dovuto alla presenza dei filetti, in quanto sono da considerarsi come intagli. Questo fattore può essere ottenuto dalla Tabella 1.1, dove i valori sono stati ricavati da un albero cilindrico con variazione di diametro.

Grado di finitura	$K_f$ rull.	$K_f$ norm.
Da 0 a 3	2.2	2.8
Da 5 a 8	3.0	3.8

Tabella 1.1: Fattori di concentrazione a fatica per elementi filettati

Solitamente, quindi, il valore di  $K_f$  oscilla tra 2.2 e 3.8 in relazione al grado di finitura del bullone che risulta variare tra 0 e 8.

Analizzando, ora, i valori delle tensioni, per un carico esterno  $P_{ex}$  la forza agente sul bullone oscillerà tra:

$$F_{bmin} = F_i \quad e \quad F_{bmax} = F_i + C \cdot P_{ex} \quad (1.25)$$

Dove  $C = \frac{k_e}{k_e + k_b}$  e per materiali uguali nel giunto  $C = \frac{1}{9}$ .

Pertanto, le tensioni alterne e medie che si esercitano sul componente saranno:

$$\sigma_a = \frac{C \cdot P_{ex}}{2 \cdot A_t} \quad (1.26)$$

$$\sigma_m = \frac{2 \cdot F_i + C \cdot P_{ex}}{2 \cdot A_t} = \sigma_i + \sigma_a \quad (1.27)$$

Però, è bene notare che in presenza di elevati precarichi la componente di tensione alterna risulta molto minore rispetto a quella media, costituita dalla tensione di precarico e dalla componente alterna. Tuttavia, solo la tensione media risulta influenzata da variazioni di carico, perciò, sul diagramma di Goodman-Smith, le due curve ( $\sigma_{\min}$  e  $\sigma_{\max}$ ) risultano parallele.<sup>[12]</sup> Da questa analisi, dunque, si deduce come il comportamento a fatica sia indipendente dalla tensione media.<sup>[13]</sup>

# Capitolo 2

## Normative

### 2.1 Normativa test di serraggio

La normativa di riferimento che definisce la procedura per il test di serraggio sugli elementi filettati è la ISO del 2005 <sup>[14]</sup>. Quest'ultima definisce le modalità applicabili su dadi e viti in acciai al carbonio o leghe di acciaio, le cui proprietà sono definite all'interno delle normative ISO 898-1, ISO 898-2 e ISO 898-6.

La normativa non è applicabile, invece, a giunzioni che lavorano con sforzi non standard oppure in presenza di elementi bloccafilletti, come particolari adesivi.

#### 2.1.1 Generalità

Il test del serraggio, generalmente, è effettuato su un accoppiamento vite-dado al fine di generare una forza di serraggio e di determinare una o più caratteristiche, come, ad esempio, il coefficiente di attrito tra i filetti, il coefficiente di attrito totale e l'angolo di rotazione. La prova lavora, solitamente, nel campo delle deformazioni elastiche, stabilendo una relazione lineare tra coppia e forza di serraggio.

Tale prova può essere condotta, come descritto successivamente, in condizioni standard oppure con particolari vincoli.

### 2.1.2 Strumentazione

La macchina di prova deve essere in grado di fornire una coppia di serraggio e una rotazione angolare al dado o alla testa della vite oppure ad entrambi. Essa deve essere equipaggiata di sistemi in grado di misurare i parametri di interesse, mostrati in Figura 2.1, con un'accuratezza del  $\pm 2\%$  del valore misurato, se non diversamente specificato. Particolari parametri, però, possono avere tolleranze diverse, come la precisione angolare, che deve necessariamente essere contenuta in  $\pm 2^\circ$ . A scopo di monitorare la prova, il serraggio deve essere effettuato usando un controllo di potenza e a velocità angolare costante.

Tightening characteristics which may be determined	Parameters to be measured					Clause
	Clamp force	Tightening torque	Thread torque	Bearing surface friction torque	Rotation angle	
	$F$	$T$	$T_{th}$	$T_b$	$\theta$	
Torque coefficient, $K$	○	○	—	—	—	10.1
Coefficient of total friction, $\mu_{tot}$	○	○	—	—	—	10.2
Coefficient of friction between threads, $\mu_{th}$	○	—	○	—	—	10.3
Coefficient of friction between bearing surfaces, $\mu_b$	○	—	—	○	—	10.4
Yield clamp force, $F_y$	○	—	—	—	○	10.5
Yield tightening torque, $T_y$	○	○	—	—	○	10.6
Ultimate clamp force, $F_u$	○	—	—	—	—	10.7
Ultimate tightening torque, $T_u$	○	○	—	—	—	10.8

Figura 2.1: Principali parametri misurabili in una prova di serraggio

È fondamentale che la rigidità di tutta la macchina rimanga costante per tutto il test. Le apparecchiature di fissaggio devono, infatti, resistere alla combinazione di forza di serraggio e coppia di attrito senza riportare deformazioni o spostamenti che influenzino la misura degli altri parametri.

Come è mostrato in Figura 2.2, esistono due tipologie di fissaggio, le quali variano a seconda dell'elemento da testare, dado o vite, ma, in entrambi i casi, i parametri da analizzare sono i medesimi riportati.

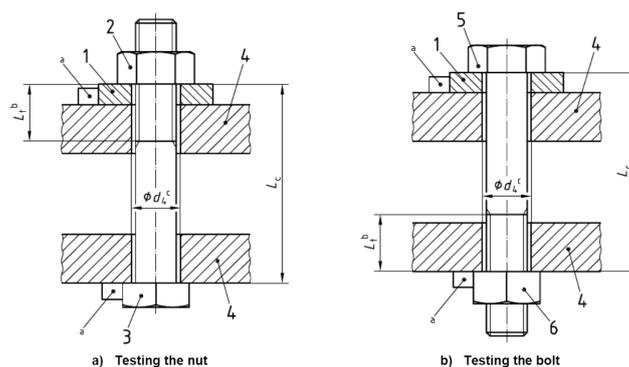


Figura 2.2: Strumentazione di fissaggio per una prova di serraggio

La rosetta di test [1], illustrata in Figura 2.3 può essere ad alta durezza (tipo HH) o a bassa durezza (tipo LH). Esse si differenziano anche nei parametri come mostrato in Tabella 2.1.

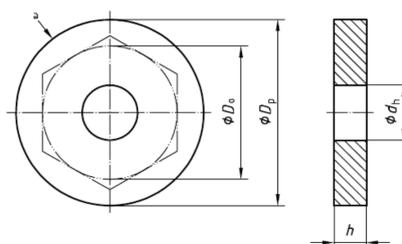


Figura 2.3: Rosetta di test per una prova di serraggio

Tipologia	HH	LH
Durezza[HRC]	50-60	200-300
Rugosità [Ra]	0.5±0.3	1.6-3.2 a seconda dello spessore
Spessore	ISO 7093-1	ISO 7093-2
Tolleranze sullo spessore	ISO 4759-3	ISO 4759-3
Tolleranze sulla planarità	ISO 4759-3	ISO 4759-3

Tabella 2.1: Parametri geometrici e meccanici delle rosette di test

Il foro della rosetta, in particolare, deve seguire le indicazioni della normativa ISO 273 – serie media; non deve, inoltre, presentare smussi o svasature. La superficie deve essere piana, non trattata e sgrassata.

## Vite e dadi di test

Al fine di testare viti (o dadi) di classe 10.9 o inferiori, i dadi (o viti) devono essere scelti in accordo con la normativa ISO 4032 (ISO 8673), mentre, con elementi di classe 12.9 o superiori, i materiali di test devono seguire la ISO 4033 (ISO 8674). Deve, comunque, esserci corrispondenza tra la classe della vite e del dado. In casi particolari si può, però, utilizzare una classe superiore per l'elemento di test.

La parte di vite che sporge dal dado dipende dal tipo di dado, ma deve superare almeno  $\frac{2}{7}$  del passo del filetto, una volta che il dado è in posizione. I filetti in presa devono essere almeno 2 al momento dell'avvio del test: infatti, non è necessario portare in posizione il dado fin da subito.

### 2.1.3 Operazioni preliminari

I provini devono essere, preliminarmente, puliti da ogni contaminazione di olii o grassi. Per far questo, si può ricorrere a ultrasuoni o soluzioni chimiche, mantenendo gli standard di sicurezza previsti. In caso di difficoltà, la fase di sgrassamento può essere limitata solo alle zone di contatto tra le parti.

### 2.1.4 Condizioni standard

Le condizioni standard di test prevedono che:

- Le dimensioni minime testabili siano M3, mentre le massime M39;
- La velocità di serraggio debba essere costante;
- La velocità di serraggio debba essere compresa tra 10 rpm e 40 rpm per dimensioni da M3 a M16, mentre per dimensioni superiori a M16 si utilizzino velocità di 5 rpm fino a 15 rpm;
- La temperatura debba essere quella ambientale (24°C circa);
- Il dado o la vite di test siano vincolati in modo da impedirne la rotazione, analogamente la rondella di test dovrà essere rigidamente fissata al telaio. Il provino, invece, deve essere libero di ruotare;

- Gli elementi di test (dado, vite e rondella) debbano, se non diversamente specificato, essere utilizzati una sola volta;
- se un test prevede il riuso dei materiali, la storia dei singoli elementi possa essere facilmente identificabile;
- le parti da testare non vengano trattate nelle 24 ore precedenti;
- ogni parametro di contorno venga identificato e annotato, in modo da rendere le condizioni uniformi e ripetibili.

### 2.1.5 Condizioni particolari

Per soddisfare particolari esigenze di test è possibile variare la geometria degli elementi di prova: vite, dado e rondella di test, la velocità di serraggio e la temperatura. Ogni modifica rispetto alle condizioni standard deve essere chiaramente annotata e inserita nel report finale della prova.

### 2.1.6 Valutazione dei risultati

Il coefficiente di torsione (K) è determinato dalla relazione tra la coppia di serraggio e la forza di serraggio tramite la seguente formula:

$$K = \frac{M_T}{F_i \cdot d} \quad (2.1)$$

Dove  $M_T$  indica la coppia di serraggio,  $F_i$  la forza di serraggio e  $d$  il diametro nominale del filetto.

Occorre introdurre la formula di Kellermann-Klein:

$$M_T = F_i \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{P + 1.154 \cdot \pi \cdot \mu_{th} \cdot d_3}{\pi - 1.154 \cdot \mu_{th} \cdot \frac{P}{d_3}} + \mu_b \cdot \frac{D_0 \cdot d_h}{4} \right] \quad (2.2)$$

Dove  $P$  rappresenta il passo della filettatura,  $\mu_{th}$  il coefficiente di attrito tra i filetti,  $d_3$  il diametro di nocciolo,  $\mu_b$  il coefficiente di attrito nel sottotesta,  $D_0$  il diametro massimo di contatto tra il provino e la rondella, infine,  $d_h$  è il diametro del foro della rondella.

È possibile determinare, sfruttando la (2.2), il coefficiente di attrito totale ( $\mu_{tot}$ ) dal rapporto tra coppia e forza di serraggio:

$$\mu_{tot} = \frac{\frac{M_T}{F_i} - \frac{P}{2\pi}}{0.577 \cdot d_3 + 0.5 \cdot D_0} \quad (2.3)$$

Questa formula risulta essere un'approssimazione con un errore che si attesta tra l'1 e il 2%, quindi, trascurabile.

Un altro parametro utile da estrarre è il coefficiente di attrito tra i filetti ( $\mu_{th}$ ), anch'esso determinato dal rapporto tra coppia e forza di serraggio:

$$\mu_{th} = \frac{\frac{M_{th}}{F_i} - \frac{P}{2\pi}}{0.577 \cdot d_3} \quad (2.4)$$

Dove  $M_{th}$  risulta essere la coppia nei filetti, che può essere calcolata tramite la formula  $M_{th} = M_T - M_b$  e  $M_b$  la coppia nel sottotesta.

L'ultimo coefficiente d'attrito che può essere calcolato è quello del sottotesta ( $\mu_b$ ). A tale scopo, si procede sfruttando la seguente formula:

$$\mu_b = \frac{M_b}{0.5 \cdot D_b \cdot F_i} \quad (2.5)$$

Dove  $D_b = \frac{D_0 + d_h}{2}$  risulta essere il diametro di contatto teorico tra campione e rondella, ottenuto dalla media tra diametro di contatto massimo e diametro di foro della rondella, corrispondente al minimo diametro di contatto.

Per ogni coefficiente di attrito si suppone, se non specificatamente definito, che i calcoli considerino tutti i punti in cui è applicato almeno il 75% del carico di prova.

Gli altri parametri che possono essere calcolati sono:

**Forza di serraggio allo snervamento ( $F_y$ ):** determinabile dalla relazione tra forza di serraggio e angolo di rotazione o una qualsiasi relazione analoga;

**Coppia di serraggio allo snervamento ( $M_y$ ):** rappresenta la coppia di serraggio che porta allo snervamento, ci sono numerosi metodi per calcolarla;

**Forza di serraggio a rottura ( $F_u$ ):** determinabile dalla lettura della massima forza di serraggio raggiunta durante il test distruttivo. La prova, infatti, deve continuare finchè non si ha la rottura dei filetti;

**Coppia di serraggio a rottura ( $M_u$ ):** anche in questo caso, la prova risulta essere distruttiva, pertanto, il valore può essere ottenuto in diversi metodi analoghi.

### 2.1.7 Report finale dei risultati

Al termine della prova, i risultati devono essere raccolti in un documento di facile consultazione. I dati che devono essere inclusi sono:

**Descrizione dei provini:** devono essere riportate le caratteristiche della vite, il tipo, la classe, la dimensione del filetto e la lunghezza. Inoltre, deve essere riportato il calcolo del diametro  $D_b$  ed altre informazioni particolari, se necessario, come la rugosità superficiale e la durezza;

**Descrizione della rondella di test:** viene definita la sua geometria, includendo le tolleranze per rondelle non standard, le condizioni superficiali, la durezza e altre informazioni particolari, qualora risulti necessario;

**Descrizione della macchina di test:** viene fornita la capacità, il tipo di dispositivi di misura, il tipo di movimentazione (manuale o automatica) e la velocità di prova;

**Descrizione del fissaggio:** le informazioni devono includere la specifica del componente fisso (vite o dado) e il numero di filetti in presa;

**Descrizione dei parametri ambientali:** vengono riportate informazioni su temperatura e umidità;

**Risultati ottenuti:** vengono, infine, mostrati i risultati. È necessario che siano sempre presenti alcuni elementi, come la numerazione del campione, la coppia di serraggio in relazione alla coppia applicata, l'angolo di rotazione e alcune specifiche osservazioni sulle superfici in contatto. Gli altri dati calcolati, come il rapporto tra coppia di serraggio e forza di serraggio o i diversi coefficienti di attrito, possono essere presenti, in caso di necessità, per la prova richiesta.

## 2.2 Normativa test di fatica

La normativa che definisce le procedure per effettuare il test di fatica con carichi assiali su elementi filettati è la ISO 3800 del 1993 <sup>[15]</sup>. Tendenzialmente, questa prova è effettuata a temperatura ambiente (24°C circa), con un carico applicato lungo l'asse longitudinale del provino. Inoltre, bisogna tener presente che questa prova non considera la cedevolezza degli elementi.

Tale normativa definisce gli standard sia per la determinazione della vita infinita sia per quella finita. Quest'ultima sarà tralasciata in quanto non rappresenta uno scopo di questa trattazione.

### 2.2.1 Generalità

Come si può facilmente evincere dal nome, la prova di fatica presenta come obiettivo quello di determinare le proprietà di fatica del collegamento e di rappresentarle mediante l'utilizzo del diagramma di Wöhler, una curva S/N, ovvero sforzo/numero di cicli.

I provini vengono montati in macchina e sottoposti a un carico alternato, che può essere a carico medio ( $\sigma_m$ ) costante oppure a rapporto costante ( $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ ). Tendenzialmente, si ricorre in misura maggiore all'utilizzo del carico a rapporto costante, volto a determinare la vita infinita.

Una volta iniziata la procedura di test, questa non viene interrotta fin tanto che non si ha la rottura del provino o finché non si compie un determinato numero di cicli, scelto in base al materiale o al tipo di provino. In particolare, tale provino viene definito rotto quando si ha la separazione completa in due parti.

Per quanto concerne i provini, essi devono rispettare gli standard ISO 4032, ISO 4033, ISO 8673 e ISO 8674.

### 2.2.2 Strumentazione

La macchina di test deve essere in grado di mantenere automaticamente il carico richiesto con una oscillazione massima di  $\pm 2\%$ . Inoltre, questa deve essere dotata di sensori atti a misurare il numero di cicli compiuti. Il carico fornito deve oscillare in modo sinusoidale, mantenendo un range di frequenza compreso tra 4.2 Hz e 250

Hz.

Gli elementi di fissaggio sono, poi, in grado di trasmettere il carico assiale al provino e devono rispettare specifiche tolleranze, come mostrato in Figura 2.4.

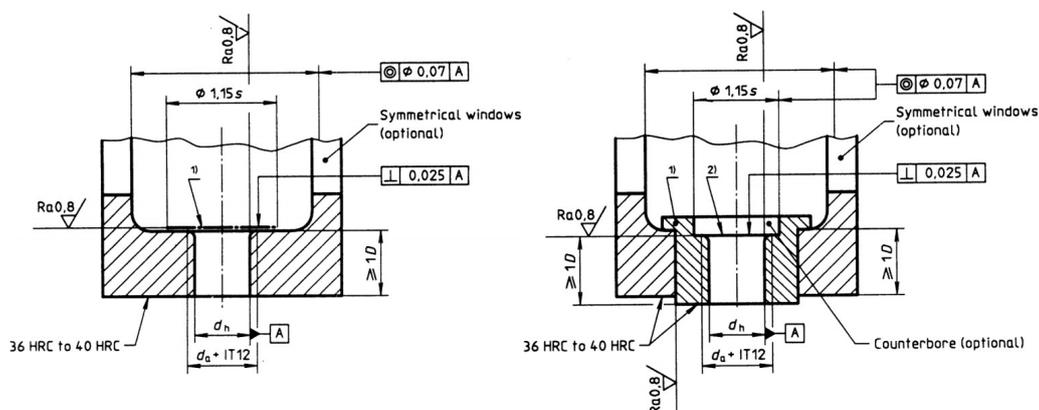


Figura 2.4: Sistemi di fissaggio per un test di fatica

Periodicamente, occorre calibrare il fissaggio tramite un particolare elemento di verifica, affinché il carico sia perfettamente assiale e non si presenti eccentrico. Infine, è fondamentale utilizzare rondelle di test da applicare nel sottotesta della vite al fine di prevenire il contatto tra vite e sistema di bloccaggio. Dal canto suo, la rondella deve presentare uno smusso a 45° e una tolleranza sul diametro IT12, come mostrato in Figura 2.5.

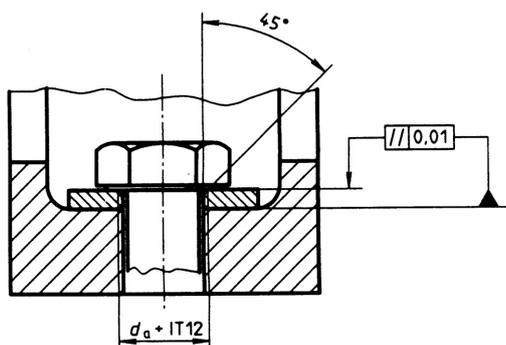


Figura 2.5: Rosetta di test per prova di fatica

### 2.2.3 Operazioni preliminari

In primo luogo, per poter assicurare l'assemblaggio delle parti, occorre fissare il dado di test, il cui montaggio è mostrato in Figura 2.6. In particolare, è necessario garantire una distanza di almeno 4 volte il passo dalla parte non filettata e almeno 2 volte il passo dalla fine della vite, se non diversamente specificato.

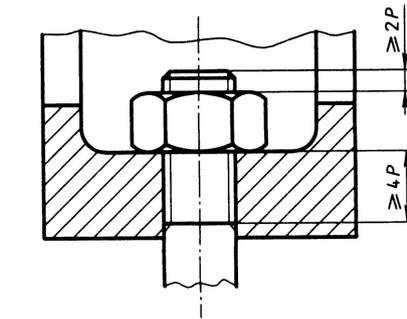


Figura 2.6: Montaggio del dado di test per prova di fatica

Il provino deve essere, poi, montato senza applicare vincoli o carichi. Inoltre, esso deve essere accuratamente pulito e sgrassato per poi essere, successivamente, rivestito di un lubrificante, come lo *SAE 20* o uno alternativo.

Preliminarmente, occorre garantire una temperatura ambientale di circa  $24^{\circ}\text{C}$  e misurare la temperatura al primo filetto in presa affinché non superi i  $50^{\circ}\text{C}$ . Essendo i risultati altamente influenzati dalle condizioni ambientali, bisognerà monitorare in particolar modo temperatura e umidità.

### 2.2.4 Condizioni standard

È fondamentale, al fine di garantire la ripetibilità del test, effettuarlo in condizioni standard.

Il test può essere condotto seguendo due aspetti chiave:

- viene fissato un carico e lanciato il test finché non raggiunge un determinato numero di cicli o finché non si ha rottura;
- la dispersione dei risultati viene determinata per via statistica.

Disponendo di dati riguardanti l'ampiezza del carico di partenza, è possibile testare un minimo di 6 provini, variando l'ampiezza di almeno il 10% ogni test rispetto a quella iniziale.

Sperimentalmente, però, si è dimostrato che sono necessari dai 15 ai 20 provini per determinare risultati con un'incertezza minima del  $\pm 5\%$ .

### 2.2.5 Metodologie di test

I metodi che portano alla determinazione del limite di fatica a vita infinita si basano su valutazioni statistiche che approssimano il risultato con un minimo di dispersione.

Nello specifico, esistono diverse procedure che possono essere raggruppate in due famiglie: quelle che operano un graduale cambiamento dell'ampiezza del carico dopo ogni test e, d'altra parte, quelle che prima testano numerosi provini a un carico fissato e, successivamente, cambiano l'ampiezza dello stress.

Qualunque sia la tipologia di test scelta, i risultati forniscono il limite di resistenza a fatica con il 50% di probabilità di rottura ( $\sigma_{A50}$ ).

#### Metodo Staircase

Per applicare il metodo Staircase occorre, in primo luogo, testare il provino numero 1 ad un livello di carico più vicino possibile al limite di fatica atteso. Se si ha una rottura, il provino successivo verrà testato ad un livello di carico inferiore, diminuendo il carico progressivamente, con il numero di prove, finché il provino non si romperà. Dopo il primo test che non porta a rottura, bisognerà incrementare mano a mano il carico fin tanto che non si genera una prova distruttiva. Il test prosegue seguendo queste modalità fino al termine del numero di campioni.

Se viene registrata una non-rottura nel provino numero 1, allora la procedura sarà inversa.

Per determinare il limite di fatica e la deviazione standard, una volta terminate le prove, è necessario applicare alcuni passaggi. In primo luogo, occorre calcolare la mediana tramite la seguente formula:

$$F_{A50} = F_{a0} + \Delta F_{aII} \left( \frac{A}{C} \pm x \right) \quad (2.6)$$

Successivamente, si può determinare la deviazione standard:

$$S(F_A) = 1.62 \cdot \Delta F_{aII} \left( \frac{CE - A^2}{C^2} + 0.029 \right) \quad (2.7)$$

Dove il rapporto  $\frac{CE - A^2}{C^2} \geq 0.3$ .

Ogni altro parametro citato è mostrato nella Figura 2.7 che illustra un esempio di test.

<b>Provino di test:</b>		Dado esagonale ISO 4014 - M10 x 80 - 8.8																							
<b>Carico medio:</b>		0,6 F <sub>0,2</sub> (N)																							
1	2														3	4	5	6	7	8					
F <sub>A</sub> (N)	x Rottura							▪ Nessuna Rottura							x	▪	z	f	zf	z <sup>2</sup> f					
4700														x					1	0	3	0	0	0	
4300						x		x						▪		x			3	1	2	1	2	4	
3900	x		x		▪		▪		x		▪						x		4	3	1	3	3	3	
3500		▪		▪						▪									0	3	0	3	0	0	
Provino n.ro	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15										
Somma delle colonne 3, 4, 6, 7, 8															8	7	-	7	5	7					
																		C	A	E					
Colonna 1	Ampiezza di carico																								
Colonna 2	Risultato della prova																								
Colonna 3	Numero delle rotture per ogni livello di carico																								
Colonna 4	Numero delle non-rotture per ogni livello di carico																								
Colonna 5	Numero ordinale dei livelli di carico partendo dal minore																								
Colonna 6	Frequenza, ripetizione della colonna 3 o 4 con la minore somma																								
Colonna 7	Prodotto della colonna 5 e 6																								
Colonna 8	Prodotto della colonna 5 e 7																								
C, A, E	Somma delle colonne 6, 7 e 8																								
F <sub>50</sub>	Livello di carico minore																								
F <sub>A50</sub>	Mediana, ampiezza di carico con il 50% di probabilità di non-rottura																								
x	Fattore di correzione, +0.5 se la colonna 6 = colonna 4, -0.5 se la colonna 6 = colonna 3																								
ΔF <sub>all</sub>	Step incrementale																								
S	Deviazione standard																								

Figura 2.7: Esempio di test con metodo Staircase

Questa metodologia è la più applicata in quanto si centra sul valore di limite in maniera rapida, facilitando le operazioni.

### Metodo Boundary

Il metodo Boundary è utilizzato quando non si hanno informazioni a priori riguardanti il livello di carico di partenza.

In primis, si testa il primo provino ad un carico scelto dall'utente: se questa prova non presenta rottura, il carico viene aumentato progressivamente fino a che il provino non cede. Pertanto, si fanno numerose prove sullo stesso provino.

Quando viene raggiunta la prima rottura, si eseguono numerose prove allo stesso livello di carico che ha generato la rottura del provino numero 1. Il numero di test effettuati dipende dall'accuratezza che si vuole ottenere.

A questo punto, si seleziona un secondo livello di carico, inferiore al precedente, tramite le seguenti considerazioni:

$$F_{a2} = F_{a1} + \Delta F_{aII} \quad (2.8)$$

Dove  $F_{a2}$  rappresenta il secondo livello di carico,  $F_{a1}$  il primo, mentre  $\Delta F_{aII}$  viene calcolato come segue:

$$\Delta F_{aII} = \left(1 - \frac{r}{n}\right) B \cdot F_{a1} \text{ se } r \geq 0.5 \quad (2.9)$$

Oppure

$$\Delta F_{aII} = \frac{r}{n} \cdot B \cdot F_{a1} \text{ se } r \leq 0.5 \quad (2.10)$$

In questo caso  $r$  rappresenta il numero di test che hanno portato alla rottura del provino,  $n$  il numero dei test totali,  $B$  un fattore correttivo compreso tra 0.15 e 0.2.

Dopo che si è ottenuto anche il secondo livello di carico, è necessario testare lo stesso numero di provini utilizzati per il precedente livello. A questo punto, si calcola la probabilità di rottura ( $P_t$ ) per entrambi i livelli di carico tramite la formula:

$$P_t = \frac{3r - 1}{3n + 1} \quad (2.11)$$

Riportando i due livelli in relazione della probabilità di rottura su un grafico cartesiano, cosa che è attuabile siccome l'andamento segue la distribuzione gaussiana, è possibile ottenere il valore di carico che garantisce una probabilità di sopravvivenza del provino pari al 50%. Per fare questo, occorre semplicemente collegare i due punti ottenuti con una linea retta e verificare dove si attesta il 50% di probabilità.

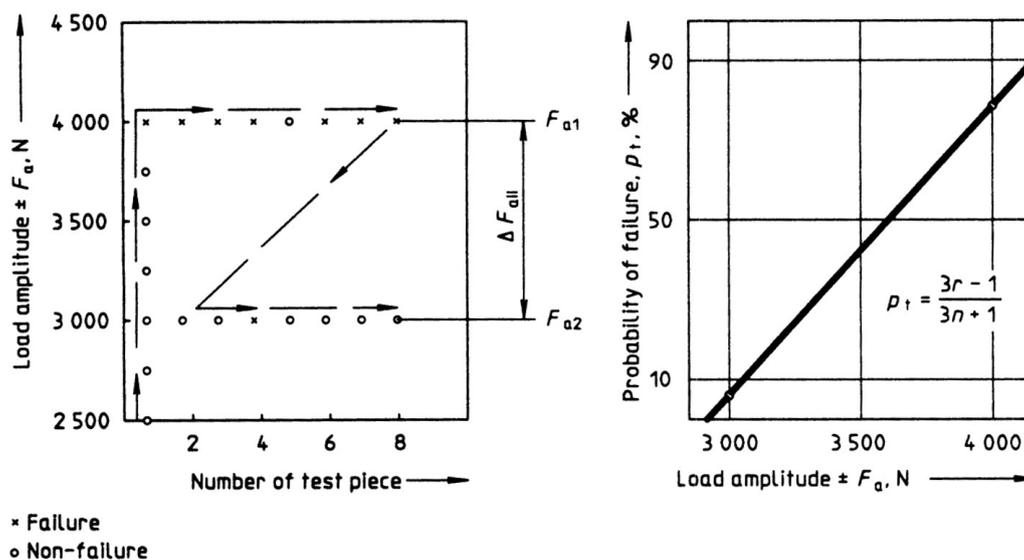


Figura 2.8: Esempio di test con metodo Boundary

Questa metodologia è utilizzata anche per la facilità di ricavare il  $F_{A10}$  e  $F_{A90}$ , ossia la probabilità di sopravvivenza del provino pari al 90% e 10%, rispettivamente.

## 2.2.6 Report Finale

Una volta terminate le prove e ottenuti i risultati  $F_{A50}$ , bisogna convertirli in tensioni ( $\sigma_a$ ).

Le tensioni permettono di definire, se unite a precedenti risultati di test a vita finita, il diagramma di Wöhler, ossia una curva S/N che identifica il limite di fatica a diverse percentuali probabilistiche di errore.

Infine, nel report finale della prova devono comparire le seguenti informazioni:

**Tipologia di provino:** devono essere indicate la tipologia e la classe della filettatura, nonché tutti i parametri geometrici e caratteristiche meccaniche. Inoltre, vanno indicati, se presenti, specifici metodi di fabbricazione, lubrificanti, adattatori e materie prime.

**Tipologia di dado di prova:** vanno fornite le informazioni riguardanti il tipo e la classe del dado, la sua durezza, la materia prima e la lubrificazione.

**Rondella di test:** va specificata la sua presenza o assenza.

**Macchina, metodo, frequenza e condizioni ambientali:** va indicata la tipologia di macchina, il metodo con cui viene condotta la prova, la frequenza con quale viene effettuato il test e le condizioni ambientali, in particolar modo temperatura e umidità.

**Tipo di carico e modalità di frattura:** va indicata la tipologia di carico e la localizzazione della frattura, se possibile; inoltre, vengono fornite anche indicazioni riguardanti il punto di innesco della frattura.

# Capitolo 3

## Prove meccaniche

### 3.1 Analisi preliminari

Lo studio in esame prende forma a partire da alcuni risultati ottenuti da prove effettuate su viti M6 classe 8.8 e 12.9. In particolare, sono stati svolti dei test di fatica a vita finita su viti standard, determinandone, così, il limite di resistenza.<sup>[16]</sup> Successivamente, sono stati ripetuti gli stessi test su viti snervate al fine di determinare l'influenza del serraggio sul limite di fatica a vita finita.

Per i test sono state utilizzate:

- 36 viti classe 8.8, di cui 18 standard testate solamente a fatica, mentre le restanti 18 sono state sottoposte a una prova di serraggio;
- 36 viti classe 12.9, di cui 18 standard testate solamente a fatica, mentre le restanti 18 sono state sottoposte a una prova di serraggio.

#### 3.1.1 Test di fatica su viti non serrate

Allo scopo di determinare il limite di fatica a vita finita, si sono seguite le procedure definite nella normativa ISO 3800 riguardanti la vita finita. Sono stati preliminarmente decisi tre livelli di stress alternato ( $\sigma_a$ ), precisamente 126 MPa, 151 MPa e 190 MPa per viti 8.8, mentre 125 MPa, 151 MPa e 176 MPa per viti 12.9. Per ogni carico sono state svolte 6 prove, ordinate, successivamente, in maniera crescente in relazione al numero di cicli supportati, al fine di determinare una probabilità di

rottura ( $P_t$ ) tramite la formula seguente:

$$P_t = \frac{3i - 1}{3n + 1} \quad (3.1)$$

Dove  $i$  rappresenta il numero ordinale della prova, mentre  $n$  il numero totale delle prove.

Una volta ottenuti i risultati, è stata ricavata la dipendenza della probabilità di rottura rispetto al numero di cicli per via grafica sfruttando la retta di regressione: la nuvola di punti ottenuta è stata approssimata con una retta che indica la variazione di  $P_t$ .

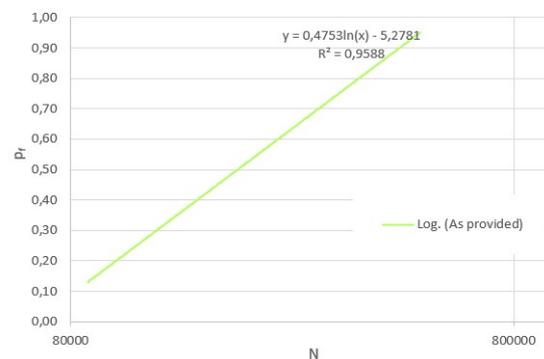


Figura 3.1: Probabilità di rottura vite 8.8 sollecitata a  $\sigma_a = 151$  MPa

I dati ottenuti mostrano, quindi, per un dato livello di carico, il limite di fatica. Ovviamente non è possibile svolgere infiniti test per generare la curva di Wöhler, per questo motivo si è ricorso ad un approccio statistico. I dati ottenuti sono stati rappresentati da una linea di regressione in modo da ottenere un limite di fatica continuo. Inoltre, avendo a disposizione le informazioni riguardanti la probabilità di rottura, si può ottenere anche il limite con  $p_t$  al 10% e al 90%.

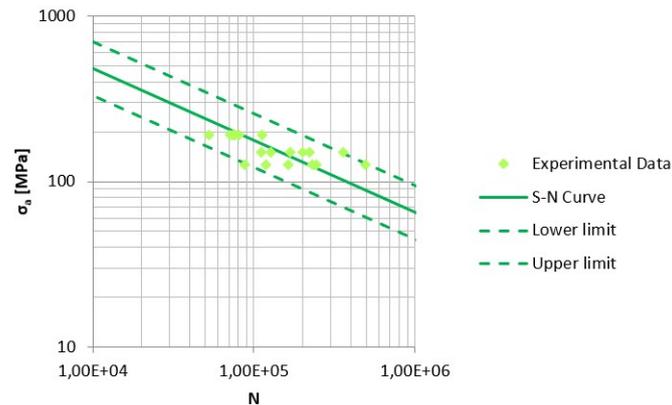


Figura 3.2: Resistenza a fatica per viti 8.8

### 3.1.2 Test di fatica per viti serrate

Al fine di valutare l'effetto dello snervamento, sono state, poi, serrate alcune viti, sia 8.8 che 12.9. Per fare questo, i provini sono stati montati, come illustrato nel Capitolo 2, sulla macchina per il test del serraggio ed è stata, poi, applicata una coppia crescente alla testa della vite, mentre il dado di bloccaggio risultava vincolato al telaio della macchina. La prova è proseguita fino al raggiungimento del limite di snervamento, captato dai sensori della macchina come un decremento della resistenza del materiale, al raggiungimento del quale la coppia di serraggio veniva azzerata. I valori medi del momento ottenuti dai test sono stati:

- $\sim 18.72$  Nm per viti di classe 8.8;
- $\sim 24.87$  Nm per viti di classe 12.9.

Terminata la fase di serraggio, i provini sono stati testati a fatica, seguendo le stesse procedure applicate ai provini non serrati, ottenendo i risultati mostrati nelle Figure 3.3 e 3.4.

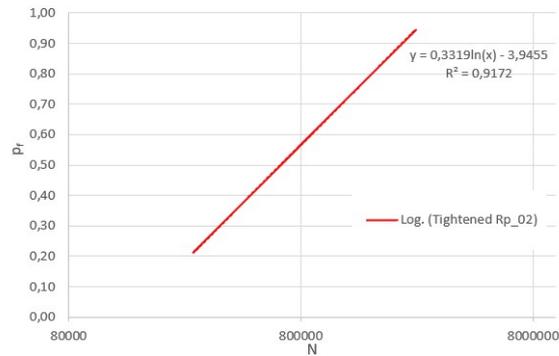


Figura 3.3: Probabilità di rottura vite 12.9 sollecitata a  $\sigma_a = 151$  MPa

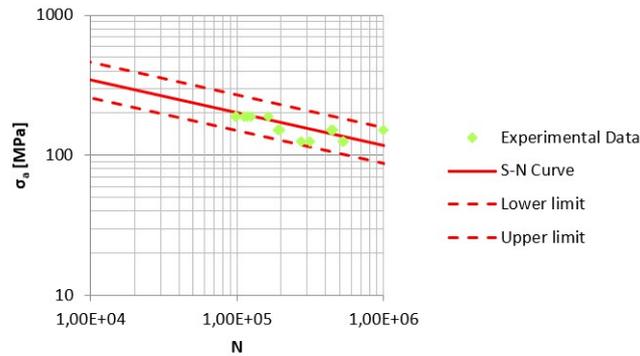


Figura 3.4: Resistenza a fatica per vite 12.9

### 3.1.3 Comparazione dei risultati

Analizzando le curve di Wöhler, mostrate nelle Figure 4.5 e 3.6, si può notare come il limite a fatica presenti miglioramenti per viti snervate sia nel caso delle 8.8 che per le 12.9. In particolare, il limite a fatica, nella zona di transizione, migliora in maniera maggiore per le viti 8.8 rispetto alla classe superiore.

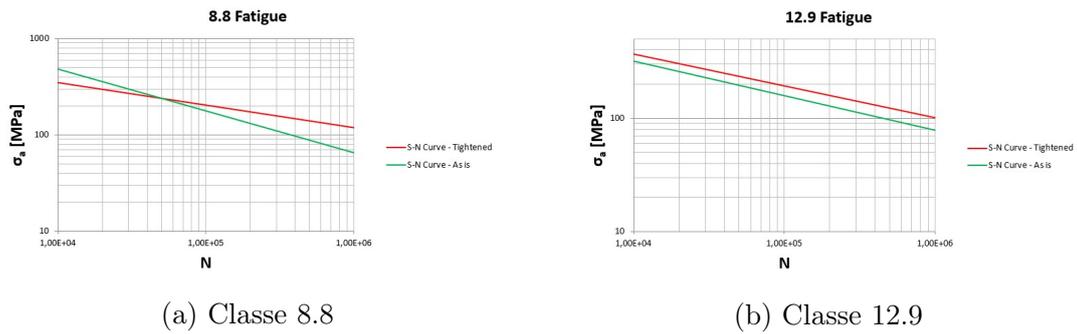


Figura 3.5: Diagrammi di Wöhler per  $N < 10^6$  cicli

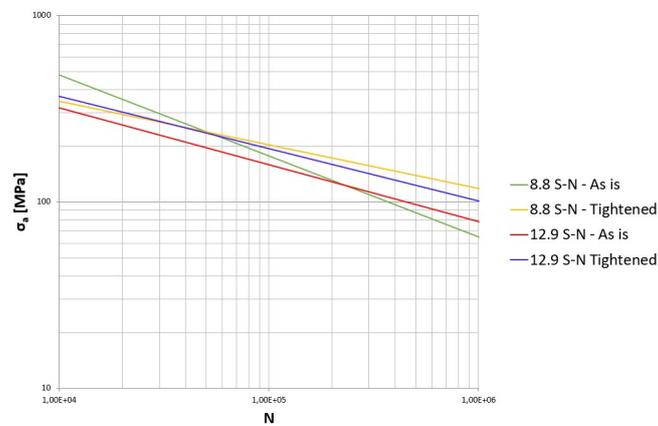


Figura 3.6: Risultati test di fatica a vita finita

Da questa analisi si possono ottenere dei valori indicativi del limite di fatica a vita infinita, quindi, per cicli maggiori di  $10^6$ , utili per la fase successiva:

- $\sigma_a \sim 65MPa$  per viti 8.8 non serrate;
- $\sigma_a \sim 110MPa$  per viti 8.8 serrate;
- $\sigma_a \sim 80MPa$  per viti 12.9 non serrate;
- $\sigma_a \sim 100MPa$  per viti 12.9 serrate.

## 3.2 Strumentazione

### 3.2.1 Provini

Allo scopo di valutare l'effetto dello snervamento prodotto durante il serraggio sulla vita a fatica, sono state testate alcune tipologie di viti a testa cilindrica con cava esagonale.

Di seguito, nelle Tabelle 3.1 e 3.2, sono riportati tutti i valori caratteristici dei provini che seguono la normativa UNI 4536-64.

Classe 8.8			
d	Diametro nominale	6	mm
P	Passo	1	mm
d <sub>2</sub>	Diametro medio	5.35	mm
d <sub>3</sub>	Diametro di nocciolo	4.773	mm
d <sub>1</sub>	Diametro di raccordo	4.917	mm
h <sub>3</sub>	Profondità del filetto	0.613	mm
r	Raggio di raccordo	0.144	mm
d <sub>t</sub>	Diametro resistente	5.06	mm
A <sub>t</sub>	Area resistente	20.12	mm <sup>2</sup>
A <sub>3</sub>	Area di nocciolo	17.89	mm <sup>2</sup>
S <sub>y</sub>	Tensione di snervamento	640	MPa
R <sub>m</sub>	Tensione di rottura	800	MPa
W <sub>t</sub>	Modulo di resistenza a torsione	25.47	mm <sup>3</sup>

Tabella 3.1: Parametri geometrici e meccanici delle viti di test classe 8.8

La tabella mostra un diametro resistente calcolato utilizzando la relazione 1.1:

$$d_t = d - 0.9382 \cdot P = 6 - 0.9382 \cdot 1 = 5.06 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Da questa formula è possibile ricavare il parametro di Area resistente come mostrato nel primo capitolo:

$$A_t = \frac{5.0618^2 \cdot \pi}{4} = 20.12 \text{ mm}^2 \quad (3.3)$$

Come si può notare, inoltre, le due tipologie differiscono esclusivamente per proprietà meccaniche dovute alla classe, mentre non vi sono scostamenti per quanto

Classe 12.9			
d	Diametro nominale	6	mm
P	Passo	1	mm
d <sub>2</sub>	Diametro medio	5.35	mm
d <sub>3</sub>	Diametro di nocciolo	4.773	mm
d <sub>1</sub>	Diametro di raccordo	4.917	mm
h <sub>3</sub>	Profondità del filetto	0.613	mm
r	Raggio di raccordo	0.144	mm
d <sub>t</sub>	Diametro resistente	5.06	mm
A <sub>t</sub>	Area resistente	20.12	mm <sup>2</sup>
A <sub>3</sub>	Area di nocciolo	17.89	mm <sup>2</sup>
S <sub>y</sub>	Tensione di snervamento	1080	MPa
R <sub>m</sub>	Tensione di rottura	1200	MPa
W <sub>t</sub>	Modulo di resistenza a torsione	25.47	mm <sup>3</sup>

Tabella 3.2: Parametri geometrici e meccanici delle viti di test classe 12.9

riguarda la geometria. La classe di resistenza, infatti, definisce la resistenza alla rottura ( $R_m$ ) e allo snervamento ( $S_y$ ) dei bulloni. Essa è rappresentata attraverso due numeri separati da un punto: il primo indica  $\frac{1}{100}$  di  $R_m$ , mentre il secondo illustra la percentuale della tensione di rottura in cui si trova il carico di snervamento. Per i casi in esame avremo:

$$\text{Classe 8.8} \quad R_m = 8 \cdot 100 = 800 \text{ MPa} \text{ e } S_y = 800 \cdot 0.8 = 640 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

$$\text{Classe 12.9} \quad R_m = 12 \cdot 100 = 1200 \text{ MPa} \text{ e } S_y = 1200 \cdot 0.9 = 1080 \text{ MPa} \quad (3.5)$$

In totale sono stati utilizzati:

- 30 provini M6 8.8, di cui 15 testati solo a fatica, mentre i restanti 15 sono stati serrati prima del test a fatica;
- 37 provini M6 12.9, di cui 22 testati solo a fatica, mentre i restanti 15 sono stati serrati prima del test a fatica.

### 3.2.2 Dadi e rosette di test

Per quanto concerne i dadi di test, ne sono stati utilizzati, per i motivi che verranno mostrati in seguito, due tipi: 45 dadi standard M6 e 22 dadi realizzati seguendo particolari specifiche mostrate in Figura 3.7.

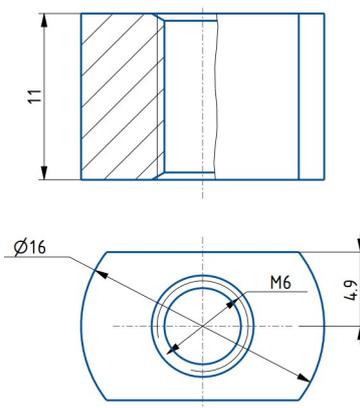


Figura 3.7: Dado di test personalizzato

Invece, in Tabella 3.3 sono riportate le informazioni geometriche.

Dado di test			
D	Diametro esterno	6	mm
P	Passo	1	mm
D <sub>2</sub>	Diametro medio	5.35	mm
D <sub>1</sub>	Diametro di nocciolo	4.917	mm
H <sub>1</sub>	Ricoprimento	0.541	mm
r	Raggio di raccordo	0.144	mm
s	Distanza tra le facce	10	mm
e	Distanza tra i vertici	11.05	mm
m	Altezza del dado	6	mm

Tabella 3.3: Parametri geometrici dei dadi di test standard

Infine, le rosette di test utilizzate seguono la normativa UNI 6592 e Uni 5714. Esse sono realizzate in acciaio R80 e tutti i parametri geometrici sono indicati in Tabella 3.4. Per questo studio sono state impiegate 67 rosette.

Rosetta di test			
$d_h$	Diametro interno	6.4	mm
$d_z$	Diametro esterno	11	mm
s	Spessore	1.6	mm

Tabella 3.4: Parametri geometrici delle rosette di test

### 3.3 Prove di serraggio

Per ottenere informazioni coerenti si è optato per svolgere preliminarmente il test di serraggio, snervando così i provini, al fine di svolgere i test di fatica senza interruzioni.

Il test di serraggio, come esplicitato nella normativa trattata nel capitolo precedente, prevede l'inserimento in macchina di un provino e il suo montaggio con un dado di test. Successivamente, la macchina applica una coppia crescente nel tempo alla testa della vite finché non genera uno stress tale da superare lo snervamento. A questo punto, la macchina cessa l'applicazione della coppia e il provino si scarica. I risultati sono ottenibili da terminale e analizzabili per istanti temporali, ma è anche possibile esportare un documento Excel contenente tutti i valori numerici discreti della prova dall'avvio allo smontaggio del provino.

In particolare, la prova mette in relazione:<sup>[17]</sup>

**Tempo:** istanti in cui viene svolta l'analisi dei risultati;

**Coppia di serraggio:** valore della coppia in un determinato istante;

**Forza di precarico:** valore del precarico del giunto generato dalla forza di serraggio in un determinato istante;

**Angolo:** rotazione compiuta dalla testa della vite rispetto alla posizione di partenza (viene fornito sia complessivo che istantaneo);

**Coefficienti d'attrito:** vengono calcolati diversi coefficienti d'attrito istantaneamente, il risultato finale sarà il valore medio dei risultati ottenuti. In particolare, viene calcolato il coefficiente d'attrito tra i filetti e nel sottotesta;

**Altre informazioni:** vengono riportate anche altre informazioni riguardanti la coppia, sia d'appoggio che tra i filetti.

Una volta che si sono ottenuti i dati di interesse dalle prove, occorre estrarre il punto di snervamento al fine di ottenere tutti i valori all'istante di maggior sollecitazione.

### 3.3.1 Utilizzo del dado personalizzato

A seguito dei primi test sulle viti di classe 12.9, si è notato un difetto presente nella prova: le tensioni generate dalla prova portavano allo snervamento prima il dado rispetto alla vite, con conseguente rottura dei filetti del dado di test. Questo comportamento è dovuto al fatto che la resistenza meccanica del dado risulta inferiore a quella della vite.

Pertanto, si è optato per realizzare un dado personalizzato, i cui unici vincoli geometrici esterni fossero la compatibilità con le macchine di test e che l'altezza del dado garantisca un numero minimo di filetti in presa.

L'altezza del dado ( $h$ ), dunque, deve essere:

$$h = n_{th} \cdot P \quad (3.6)$$

Dove  $n$  rappresenta il numero dei filetti in presa e  $p$  il passo.  
Ricordando che la forza di snervamento ( $F_y$ ) sulla vite è:

$$F_y \sim \sigma_{SV} \frac{\pi (0.9 \cdot d)^2}{4} \quad (3.7)$$

Dove  $\sigma_{SV}$  rappresenta la tensione di snervamento della vite.  
Mentre la forza di strappamento dei filetti ( $F_t$ ) della madrevite risulta essere:

$$F_t = 0.577 \cdot \sigma_{SM} \cdot \pi \cdot d \cdot 0.75 \cdot h \quad (3.8)$$

Dove  $\sigma_{SM}$  rappresenta la tensione di snervamento della madrevite.  
Uguagliando la 3.7 con la 3.8 si ottiene:

$$h = \frac{\sigma_{SV}}{\sigma_{SM}} \cdot \frac{0.9^2 \cdot d}{4 \cdot 0.577 \cdot 0.75} \quad (3.9)$$

Utilizzando, quindi, il valore di  $\sigma_{SV}$  tipico della classe 12.9, quindi 1080 MPa, e

un  $\sigma_{SM}$  tipico degli acciai C40 normalizzati, 290 MPa, si ottiene:

$$h = \frac{1080}{290} \cdot \frac{0.9^2 \cdot 6}{4 \cdot 0.577 \cdot 0.75} = 10.456 \sim 11 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Ottenuta, così, l'altezza del dado necessaria per sostenere il carico, si è proseguito con la produzione di 22 elementi e testando le viti 12.9 con quei dadi.

### 3.3.2 Analisi dei risultati

In primo luogo, occorre calcolare la tensione equivalente di Von Mises ( $\sigma_{VM}$ ) agente sulla vite, tramite la formula:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{F_i}{A_t}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{th}}{W_t}\right)^2} \cdot 1000 \quad (3.11)$$

Per analizzare i risultati, è necessario estrapolare dei grafici dai dati discreti ottenuti dalla prova. I provini sono stati analizzati prima singolarmente, mettendo in relazione, in grafici separati, la coppia di serraggio, il precarico e la tensione equivalente.

Successivamente, sono stati riportati i grafici dei diversi provini in un unico grafico per valutare la dispersione dei risultati e ottenere un andamento medio per regressione. Da questi grafici si può notare l'andamento simile del comportamento dei

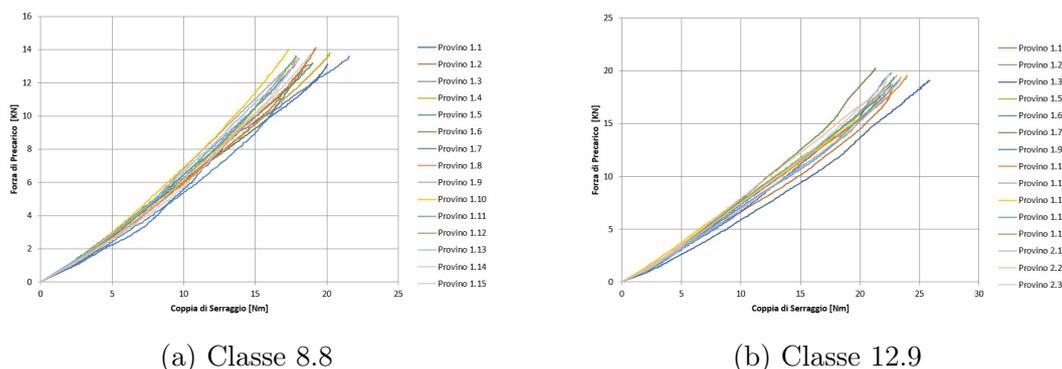


Figura 3.8: Risultati della prova di serraggio

diversi provini, che conferma la correttezza della prova. Inoltre, da tali grafici si

è in grado di ricavare la tensione equivalente, la coppia di serraggio e il precarico allo snervamento, i cui valori sono mostrati in Tabella 3.5.

		<b>8.8</b>	<b>12.9</b>
$F_y$ [kN]	Forza di precarico	13.51	19.24
$M_y$ [Nm]	Coppia di serraggio	18.69	22.91
$\sigma_{VM}$ [MPa]	Tensione equivalente	772.49	1219.61

Tabella 3.5: Valori notevoli allo snervamento

### 3.4 Test di fatica su provini non snervati

A valle delle informazioni ottenute dai test preliminari, vedi Sezione 3.1, si è analizzata la vita infinita. Al fine di analizzare ogni aspetto operativo, dapprima verrà trattata l'analisi delle viti non serrate per poi passare a quelle snervate.

#### 3.4.1 Calcoli preliminari

Il metodo utilizzato in questo studio è quello dello Staircase a rapporto costante, che, come visto in precedenza, si presenta come la procedura più veloce e in grado di ottenere dati affidabili.

Il rapporto scelto per il provino sotto una sollecitazione alterna di pura trazione con valori minimi di tensione pari al 10% della tensione massima.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0.1 \quad (3.12)$$

Per il calcolo della tensione alterna di partenza si fa riferimento ai dati preliminari, in particolare, utilizzando i grafici di Wöhler, mostrati in Figura 3.6, si può dedurre un limite di fatica indicativo ipotizzando il limite di transizione a circa  $10^6$  cicli. Al fine di ricavare la forza da applicare al provino per ottenere la tensione ricercata, si procede, in primo luogo, calcolando la variazione di tensione ( $\Delta\sigma$ ):

$$\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_a \quad (3.13)$$

Dove  $\sigma_a$  rappresenta la tensione alterna.

Ottenuto il valore  $\Delta\sigma$ , si può facilmente ricavare la forza massima ( $F_{max}$ ) e quella minima ( $F_{min}$ ):

$$F_{max} = \Delta\sigma \cdot \frac{A_3}{1 - R} \quad (3.14)$$

$$F_{min} = F_{max} \cdot R \quad (3.15)$$

Dalle relazioni appena ottenute si può risalire alla forza media ( $F_{med}$ ), definita anche precarico, e quella alterna ( $F_a$ ):

$$F_{med} = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (3.16)$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (3.17)$$

### 3.4.2 Il Test

Una volta ottenuti i dati numerici sugli sforzi da applicare al provino, esso viene montato in macchina, assicurato in maniera tale che la vite esca dal dado di 6 mm dopo l'accoppiamento. Quest'ultimo dato deve sempre essere verificato per garantire la coerenza dei risultati e prevenire la non uniformità della distribuzione degli sforzi nelle diverse prove.

Montato il provino, esso viene precaricato con un valore di forza pari a  $F_{med}$ , calcolata in precedenza. La macchina, poi, inizia a imporre uno sforzo alterno al provino con picchi pari a  $F_{max}$  e frequenze superiori ai 100 Hz. Ogni ciclo di carico e scarico è monitorato dalla macchina e conteggiato, in modo da determinare la fine della prova non distruttiva a 5100000 cicli. Per quanto riguarda la rottura del provino, essa viene monitorata da un apposito sistema di controllo: qualora si verifichi un crollo delle proprietà meccaniche, la sollecitazione cessa.

Terminato il primo test, occorre modificare il livello di carico incrementando o diminuendo, a seconda del risultato della prova, non distruttiva o distruttiva rispettivamente, il valore della  $F_{med}$  e, di conseguenza, quello di  $F_{max}$ . Per coerenza con l'ordine di grandezza delle sollecitazioni ricavate nelle prove a vita finita, si è

optato per applicare uno step di tensione alterna pari a:

$$\Delta\sigma_a = 10 \text{ MPa} \quad (3.18)$$

Quindi:

$$\sigma_{a\ n} = \sigma_{a\ n-1} \pm \Delta\sigma_a \quad (3.19)$$

Procedendo come mostrato nel paragrafo precedente, è, dunque, possibile calcolare i valori delle forze da applicare.

Per ottenere dei risultati affidabili, riducendo al limite l'incertezza, sono stati testati 15 provini di classe 8.8 e altrettanti di classe 12.9, ognuno dei quali montato con il corrispettivo dado di test. I dati ottenuti sono stati raccolti e inseriti nelle tabelle di report mostrate in Figura 3.9 a pagina seguente.

### 3.4.3 Limite a fatica e dispersione

Per il calcolo del limite di fatica è necessario, in primis, calcolare il numero di rotture e di non rotture per ogni livello di carico e considerare solamente il dato complessivo minimo ( $f$ ), in quanto il massimo è affetto dall'incertezza di livellamento iniziale.

Successivamente, occorre numerare i livelli di carico in ordine crescente ( $z$ ) e calcolare il fattore correttivo ( $x$ ), come spiegato nel Paragrafo 2.2.5. Con queste informazioni è possibile ottenere i dati:

$$C = \sum^n f \quad (3.20)$$

$$A = \sum^n z \cdot f \quad (3.21)$$

$$E = \sum^n z^2 \cdot f \quad (3.22)$$

Dove  $n$  rappresenta il numero di livelli di carico utilizzati.

A questo punto, è possibile ricavare il limite di fatica a vita infinita, ricordando l'Equazione 2.6 e, poi, convertire il risultato in tensioni, utilizzando l'area di

1		2															3	4	5	6	7	8	
F <sub>A</sub> [N]		x Rottura • Nessuna Rottura															x	•	z	f	zf	z <sup>2</sup> f	
1640																		5	0	2	5	10	20
1420	x	•																2	6	1	2	2	2
1200																		0	2	0	0	0	0
Pezzo No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		7	8					
Somma delle colonne																							
C																							

(a) Classe 8.8

1		2															3	4	5	6	7	8	
F <sub>A</sub> [N]		x Rottura • Nessuna Rottura															x	•	z	f	zf	z <sup>2</sup> f	
1750	x																	1	0	3	0	0	0
1530		x																5	0	2	0	0	0
1310			•															2	5	1	5	5	5
1090																		0	2	0	2	0	0
Pezzo No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		8	7					
Somma delle colonne																							
C																							

(b) Classe 12.9

Figura 3.9: Risultati della prova di fatica su viti non serrate

nocciolo, infatti dalla 3.14:

$$\sigma_a = \frac{F_{max}(1-R)}{2 \cdot A_3} \quad (3.23)$$

Unendo la Relazione 3.23 con la 3.17 e la 3.15 si ottiene:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_3} \cdot \left( \frac{1+R}{1-R} \right) \quad (3.24)$$

Quindi:

$$\sigma_{A50} = \frac{F_{A50}}{A_3} \cdot \left( \frac{1+R}{1-R} \right) \quad (3.25)$$

Un'analisi analoga può essere effettuata anche nello studio della dispersione dei risultati: infatti, utilizzando la Relazione 2.7 si può ottenere la deviazione standard dei risultati in N, mentre la conversione in MPa viene effettuata in maniera analoga all'Equazione 3.25.

$$S_{MPa} = \frac{S_N}{A_3} \cdot \left( \frac{1+R}{1-R} \right) \quad (3.26)$$

### 3.5 Test di fatica su viti snervate

Una volta ultimati i test sulle viti standard, l'attenzione dell'analisi si è rivolta alle viti precedentemente snervate. Anche in questo caso il processo è simile al precedente, già trattato nella sezione precedente: infatti, i dati preliminari forniscono un'indicazione sul limite di fatica nella zona di transizione. I provini sono, quindi, testati a partire da quei valori per procedere con step incrementali di 10 MPa fino alla convergenza dei risultati con il limite ricercato.

Risulta importante, in questa fase, annotare un cambiamento delle condizioni di test dovuto alla differente conformazione geometrica dei test effettuati sulle viti di classe 12.9. Infatti, incrementando il volume del dado di test e utilizzando quello personalizzato per problemi in fase di serraggio, si devono necessariamente modificare anche i settaggi della macchina relativi all'oscillazione della forza. Se così non fosse, il provino verrebbe sollecitato ad una frequenza superiore ai 240 Hz, contro i circa 115 Hz delle altre prove, andando a generare un innalzamento della temperatura interna al provino, cosa che falserebbe i risultati, riducendo la vita a fatica.

1	2															3	4	5	6	7	8																	
	x Rottura      • Nessuna Rottura • Rottura      x Nessuna Rottura																																					
F <sub>A</sub> [N]	x																	x	•	z	f	zf	z <sup>2</sup> f															
2840																		1	0	5	1	5	25															
2620		x																1	0	4	1	4	16															
2410			x															1	0	3	1	3	9															
2190				x														2	0	2	2	4	8															
1970					•	x		x				x						4	2	1	4	4	4															
1750							•						•					0	4	0	0	0	0															
Pezzo No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			9	6																			
																	Somma delle colonne																					
																	9	6																9	20	C	A	E

(a) Classe 8.8

1	2															3	4	5	6	7	8																	
	x Rottura      • Nessuna Rottura • Rottura      x Nessuna Rottura																																					
F <sub>A</sub> [N]																		x	•	z	f	zf	z <sup>2</sup> f															
3280												x						1	0	5	0	0	0															
3060				x						•		x						3	2	4	2	8	32															
2840					•			x						•				1	4	3	4	12	36															
2620									•									0	2	2	2	4	8															
2400																		0	1	1	1	1	1															
2190		•																0	1	0	1	0	0															
Pezzo No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			4	10																			
																	Somma delle colonne																					
																	4	10																10	25	C	A	E

(b) Classe 12.9

Figura 3.10: Risultati della prova di fatica su viti serrate

## 3.6 Analisi dei risultati

Dopo aver terminato, tutte le prove, l'attenzione dello studio si focalizza sulla definizione del limite di fatica e sulla costruzione dei diagrammi di Wöhler. Procedendo in tale direzione, si estraggono i limiti di fatica per vita infinita nelle diverse configurazioni:

- 67.09 MPa per viti di classe 8.8 non serrate;
- 88.40 MPa per viti di classe 8.8 snervate per serraggio;
- 62.06 MPa per viti di classe 12.9 non serrate;
- 123.83 MPa per viti di classe 12.9 snervate per serraggio.

Per quanto riguarda le dispersioni, queste si attestano sui seguenti valori:

- 3.80 MPa per viti di classe 8.8 non serrate;
- 4.09 MPa per viti di classe 8.8 snervate per serraggio;
- 3.80 MPa per viti di classe 12.9 non serrate;
- 3.53 MPa per viti di classe 12.9 snervate per serraggio.

I valori mostrati sono assai contenuti, pari in media al 5% del valore effettivo del limite, sinonimo, quindi, della bontà dei risultati ottenuti dalle prove.

### 3.6.1 Tipi di rottura

L'analisi dei provini derivanti da un test distruttivo mostra una situazione analoga di rottura. Il punto di innesco della cricca, infatti, si mostra sempre in prossimità della superficie e in corrispondenza dei primi filetti in presa. Inoltre, è possibile osservare questo punto anche ad occhio nudo, visibile come una chiazza più scura nella zona di frattura, mentre la zona di propagazione presenta un colore più chiaro e lucente. Quanto descritto conferma la fenomenologia della rottura a fatica, pertanto, si ha una generazione della cricca ed una conseguente propagazione che si verifica in modo duttile fino al raggiungimento della lunghezza critica, mentre, d'altra parte, il completo distaccamento avviene in maniera fragile.



(a) Punto di rottura



(b) Tipo di rottura

Figura 3.11: Frattura del provino

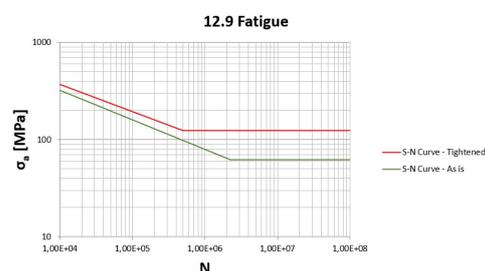
### 3.6.2 Diagrammi di Wöhler

A questo punto, integrando i risultati ottenuti con quelli ricavati dall'analisi preliminare, ossia quelli relativi alla vita finita, è possibile costruire un grafico approssimato di Wöhler. Viene, infatti, ripreso il grafico a vita finita e corretta la pendenza in prossimità della zona di transizione, nonché implementata coi valori ottenuti.

La Figura 3.12 mostra, appunto, i grafici completi relativi al limite a fatica.



(a) Classe 8.8



(b) Classe 12.9

Figura 3.12: Diagrammi di Wöhler completi

Come si può notare, le proprietà di resistenza a fatica risultano notevolmente migliorate a seguito di uno snervamento per serraggio per entrambe le classi di vite. Ovviamente il grado di miglioramento non è uniforme, infatti, si ha un incremento del:

- 31.78% per viti di classe 8.8;
- 99.53% per viti di classe 12.9.

Le cause di questo miglioramento possono essere indagate analizzando lo stato di deformazione dei provini. Pertanto, è possibile trovare la spiegazione del fenomeno in 3 diversi aspetti:

- Uno snervamento iniziale applicato al giunto montato deforma i componenti, migliorando il contatto tra i filetti della vite e del dado, livellando le superfici e rendendo più omogenea la distribuzione del carico;
- Le deformazioni plastiche che si generano nella zona di trasmissione delle forze, ossia i fianchi del filetto, producono tensioni residue di compressione che rallentano la propagazione della cricca;
- Nelle aree deformate, la densità di dislocazioni aumenta, incrementando anche le proprietà resistenziali del materiale.

Da ciò si evince, dunque, come sia possibile ottenere un comportamento generalmente migliore in seguito allo snervamento, ma la sola analisi dei provini non è sufficiente. Infatti, il comportamento assai migliore delle viti di classe 12.9 rispetto all'altra classe trova spiegazione solo nell'utilizzo di un diverso dado di test.

### 3.7 Influenza del dado rialzato

Analizzando i risultati, si nota come le prove effettuate sulle viti di classe 12.9 snervate, quelle testate con il dado personalizzato, risultino assai migliorative e poco in linea con le aspettative derivanti dai dati preliminari. Non è da trascurare, perciò, che l'utilizzo di un dado rialzato migliori il limite a fatica. Difatti, la distribuzione del carico migliora notevolmente incrementando la lunghezza di accoppiamento, riducendo i picchi di tensioni e ritardando la generazione di cricche.

Analizzando la lunghezza dell'accoppiamento, si nota effettivamente che il dado standard presenta:

$$n_{std} = \frac{h_{std}}{P} = \frac{6}{1} = 6 \quad (3.27)$$

$$L_{std} = n_{std} \cdot \frac{\pi \cdot d_m}{\cos(\lambda)} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot 5.35}{\cos(30)} \sim 116 \text{ mm} \quad (3.28)$$

D'altro canto, per il dado rialzato si ha:

$$n_{rlz} = \frac{h_{rlz}}{P} = \frac{11}{1} = 11 \quad (3.29)$$

$$L_{rlz} = n_{rlz} \cdot \frac{\pi \cdot d_m}{\cos(\lambda)} = 11 \cdot \frac{\pi \cdot 5.35}{\cos(30)} \sim 214 \text{ mm} \quad (3.30)$$

I calcoli mostrano, pertanto, un incremento del 84.49% nella lunghezza dell'accoppiamento.

### 3.7.1 Test di fatica con dado rialzato

Per verificare l'efficacia dell'uso del dado rialzato, si sono svolte 7 prove con delle viti di classe 12.9 non serrate, analizzando, così, il valore del limite di fatica in modo tale da poterlo confrontare con i risultati derivanti dai test svolti.

La metodologia di test è la medesima applicata precedentemente: il dato relativo alla forza di partenza è stato ricavato incrementando di uno step il limite di fatica ottenuto dagli stessi provini testati con dado standard. Inoltre, anche lo step incrementale è il medesimo.

1	2						3	4	5	6	7	8	
F <sub>A</sub> [N]	×	Rottura		•	Nessuna Rottura		×	•	z	f	zf	z <sup>2</sup> f	
1970			×		×		×	3	0	2	3	6	12
1750		•		•		•		0	3	1	0	0	0
1530	•							0	1	0	0	0	0
Pezzo No.	1	2	3	4	5	6	7						
Somma delle colonne							3	4		3	6	12	
										C	A	E	

Figura 3.13: Risultati della prova di fatica con dado rialzato

Dalla Figura 3.13, in cui sono presentati i risultati dei test svolti con il dado rialzato, si può osservare come le prove portino ad individuare il limite di fatica in maniera rapida e con poca dispersione, ragion per cui si è optato per interrompere lo studio dopo solo 7 prove e non dopo le consuete 15.

La resistenza a fatica si assesta su valori pari a 85.05 MPa, con dispersione standard

0.47 MPa. Questi valori, se confrontati con quelli ottenuti dai test con il dado rialzato, mostrano come si abbia un incremento di resistenza dovuto alla migliore distribuzione delle tensioni sui provini.

Per concludere, è possibile confrontare i risultati delle prove svolte con il dado rialzato sia nel caso di viti serrate sia per quanto riguarda quelle standard: si nota un aumento del limite di fatica pari al 45.60% utilizzando i provini snervati. Questo dato è perfettamente in linea con quanto ottenuto precedentemente con le viti di classe 8.8 e, inoltre, rispetta anche l'incremento previsto dai dati iniziali.

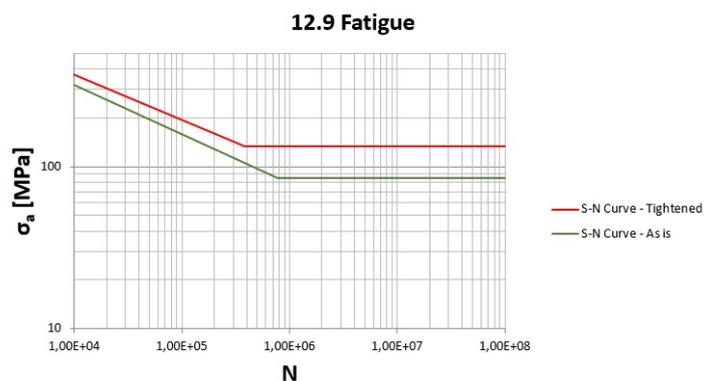


Figura 3.14: Diagrammi di Wöhler per viti 12.9 con dado rialzato

# Capitolo 4

## Modellazione e Analisi FEM

Lo studio si conclude con un'analisi sugli elementi finiti volta a fornire maggiori informazioni circa il fenomeno in esame. Per poterla svolgere, però, è necessario modellare preliminarmente gli elementi.

### 4.1 Modellazione degli elementi

I modelli realizzati sono semplificati al fine di rendere il calcolo meno dispendioso in termini di tempo. In particolare, si è scelto di semplificare la testa della vite, eliminando la cava esagonale per il serraggio e tutti i raggi di raccordo, e il dado, che muta da esagonale a cilindrico. Per garantire i corretti vincoli al sistema, si è interposta tra la testa della vite e il dado una boccia cilindrica con diametro esterno sufficientemente ampio da includere il cono di Rotscher.

#### 4.1.1 Provini

Come già descritto, i provini prevedono una testa cilindrica piena e sono sprovvisti di raggi di raccordo. Il diametro della testa della vite risulta essere 9.9 mm con un'altezza di 6 mm, dati ricavati da una misurazione diretta. Per quanto riguarda, invece, il gambo e la filettatura, si è optato per un accoppiamento standard del tipo H6/g6, ragion per cui le tolleranze relative alla vite sono g6, il che prevede uno scostamento di 26  $\mu\text{m}$ , come definito nella normativa ISO 965-1. Pertanto, il diametro del gambo risulta essere di 5.884 mm per una lunghezza totale di 60.5

mm, di cui solamente gli ultimi 26 mm presentano filettatura. Inoltre, la faccia inferiore del gambo mostra uno smusso  $45^\circ \times 0.5685$  mm.

Successivamente, il filetto è stato modellato tramite uno sweep di taglio. In particolare, si è definito il profilo del filetto attraverso alcuni calcoli: in primo luogo, si è calcolato il diametro esterno sottraendo al diametro nominale lo scostamento e metà del grado di tolleranza IT 6, che si attesta sui  $180 \mu\text{m}$  per passi unitari.

$$d = 6 - 0.026 - \frac{0.18}{2} \sim 5.884 \text{ mm} \quad (4.1)$$

A questo punto, si può procedere in due modi: costruire il profilo standard e garantire un offset pari al grado di tolleranza oppure definire tutte le misure notevoli dei diametri e costruire geometricamente il filetto. Si è optato per quest'ultima soluzione in modo da garantire un accoppiamento in fase di assemblaggio, come verrà analizzato in seguito. Si procede con il calcolo di  $d_3$ , sottraendo dal valore nominale lo scostamento:

$$d_3 = 4,773 - 0,026 = 4.747 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Per quanto riguarda l'angolo di apertura, esso mantiene il valore di  $60^\circ$ , mentre il raggio di raccordo viene modificato, passando a 0.125 mm.



Figura 4.1: Modello della vite

### 4.1.2 Boccola

In primis, viene definita la lunghezza della boccola: è necessario considerare le condizioni di test, ossia l'uscita del filetto dal dado pari a 6 mm con un'altezza del

dado di 6 mm. Pertanto, ne deriva che:

$$L_{boccola} = 60.5 - 6 - 6 = 48.5 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Per modellare la boccola è di fondamentale importanza conoscere anche le dimensioni del cono di Rotscher, infatti, come già descritto, questo componente deve contenere la zona di incremento della rigidità dovuta alla compressione. Si procede, dunque, al calcolo del diametro minimo esterno, prendendo in considerazione, per semplicità, un'apertura standard del cono pari a  $30^\circ$ , poi, geometricamente si ricavano gli altri parametri.

$$P_R = \frac{L_{boccola}}{2 \cdot \tan(30)} + \frac{9.9}{2} = 18.95 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Si opta, quindi, per avere una boccola di dimensioni maggiorate del 10% rispetto al cono:

$$D_{boccola} = P_R \cdot 2 \cdot 1.1 \sim 42 \text{ mm} \quad (4.5)$$

$$d_{boccola} = 6 \cdot 1.1 = 6.6 \text{ mm} \quad (4.6)$$

### 4.1.3 Dado

Per la modellazione del dado si è analizzato il componente reale, cercando di mantenere coerenti le dimensioni. Il diametro esterno, infatti, risulta essere pari alla dimensione massima e = 11.05 mm e ad un'altezza di 6 mm. Per quanto concerne la filettatura, invece, si è sviluppata una modellazione dall'assieme, al fine di garantire il corretto accoppiamento tra i fianchi del filetto. A tale scopo, è stato assemblato il modello con il dado pieno, si è proiettato, sul piano intermedio, il profilo del filetto della vite e da esso è stato costruito quello della madre vite. Viene, così, garantita un'apertura di  $60^\circ$ , mentre, d'altro canto, i parametri da imporre sono:

$$D_1 = 4,917 + \frac{0,236}{2} = 5.035 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$D_r = d = 6 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Il raggio raccordo si attesta sugli stessi valori della vite (0.125 mm).

Una volta definiti i valori notevoli, il filetto viene realizzato con uno sweep di taglio dal dado pieno e, successivamente, viene creato uno smusso a  $60^\circ \times 0.4825$  mm su entrambe le estremità.



Figura 4.2: Modello del dado di test

## 4.2 Analisi agli elementi finiti

I modelli geometrici degli elementi generati sono stati utilizzati all'interno di un'analisi condotta sugli elementi finiti (FEM), tramite il software Ansys 17.2, al fine di verificare l'effettiva distribuzione della tensione nel filetto.<sup>[18]</sup>

### 4.2.1 Parametri di simulazione

Vengono, ora, definiti tutti i parametri utilizzati durante la simulazione:

**Geometria:** al fine di migliorare la discretizzazione delle zone critiche e ridurre i tempi di calcolo si è optato per separare ogni corpo in sottoparti, in particolare sono state isolate le zone di contatto tra testa della vite/boccola, dado/boccola e la zona filettata della vite in presa con il dado;

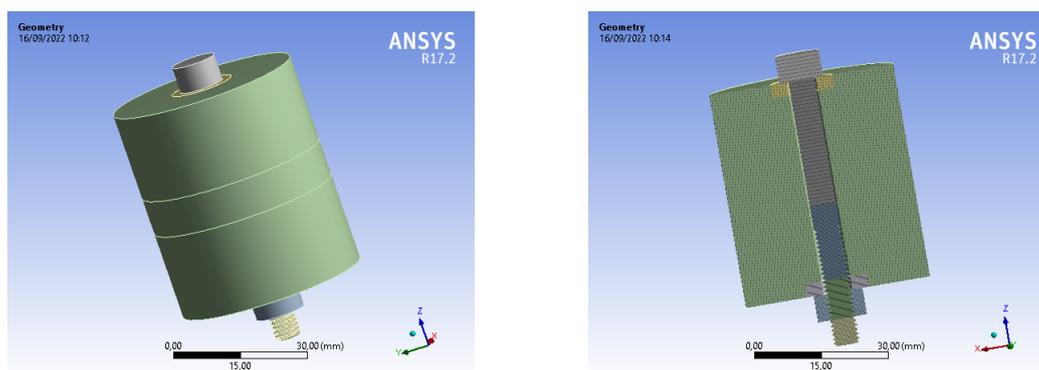


Figura 4.3: Geometria dell'analisi FEM

**Contatti:** sono stati imposti dei vincoli alla simulazione al fine di eliminare tutti i gradi di libertà. I vincoli simulano il comportamento reale degli elementi: infatti, è stata fissata rigidamente la boccia al telaio, il dado è stato incollato alla boccia tramite una connessione “bonded” e alla vite è stato applicato un contatto con attrito ( $\mu_b = 0.15$ ) al sottotesta. Particolare attenzione va prestata al contatto tra i filetti della vite e del dado: tra questi due elementi viene posta una connessione con attrito ( $\mu_{th} = 0.15$ ), in quanto una connessione “frictionless” impedisce la convergenza del sistema e, inoltre, è stato applicato uno smorzamento per garantire il contatto;

**Contact Tool:** per valutare i possibili difetti di esportazione geometrica del filetto si è monitorato anche il “gap” nella zona di contatto vite – dado. Questo strumento mostra, dunque, lo scostamento tra le due superfici, che, ovviamente, deve rimanere fisso sullo zero. Altri parametri di controllo inseriti nel contatto critico sono lo “status” e la penetrazione;

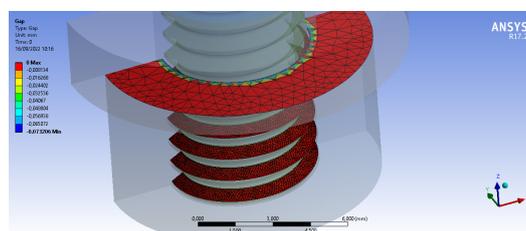


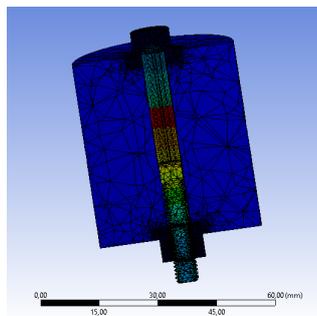
Figura 4.4: Analisi del "gap" nella zona filettata

**Mesh:** la discretizzazione è stata effettuata con elementi tetraedrici (Tetrahedrons) di grandezza standard definita dal programma per le zone di minor interesse. Per quanto riguarda le parti critiche, invece, si è imposto un “element size”, vincolando la grandezza degli elementi a 0.1 mm al fine di avere risultati più affidabili e precisi;<sup>[19]</sup>

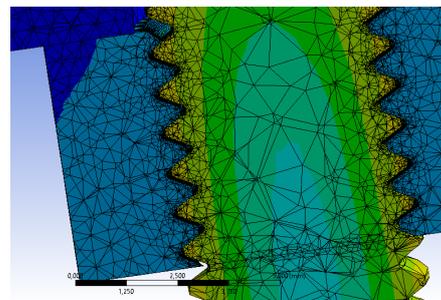
**Forze:** in ultimo, è stata applicata alla zona centrale della vite una forza di compressione, volta a simulare il precarico ( $F_i$ ), tramite l’apposito tool “bolt pretension”. La forza applicata è volta a simulare gli effetti del serraggio, in particolare cresce da valori iniziali nulli fino a  $\sim 13500$  N, valore della forza di precarico allo snervamento per le viti di classe 8.8. L’incremento imposto è stato progressivo e omogeneo in 20 step.

#### 4.2.2 Analisi dei risultati

La simulazione è volta a verificare le ipotesi formulate sull’incremento del limite di fatica, infatti, i test sperimentali portano a supporre che la distribuzione del carico svolga un ruolo fondamentale sul limite di fatica: maggiore è il carico sostenuto dal fianco del filetto, in particolare nel primo, maggiore sarà la tensione che si scarica nella radice, portando ad un incremento della plasticizzazione e conseguente aumento della resistenza.



(a) Deformazione totale



(b) Deformazione nel filetto

Figura 4.5: Analisi della deformazione

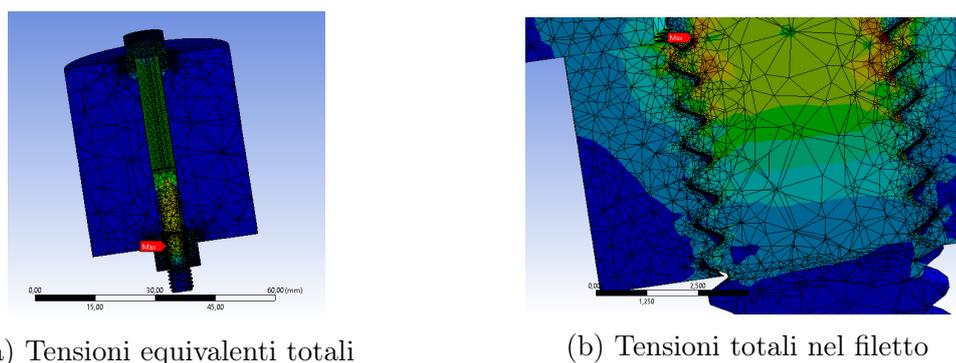


Figura 4.6: Analisi delle tensioni

In particolare, analizzando le deformazioni e la sollecitazione equivalente, secondo il modello di Von Mises, è possibile notare come le zone maggiormente sollecitate siano i fondi filetti, nello specifico i primi due presentano i picchi maggiori. Localizzando le sollecitazioni massime alla radice del filetto è possibile confermare l'ipotesi delle tensioni residue di compressione dovute al carico. La porzione maggiormente caricata, infatti, risulta essere il nocciolo che si mostra fortemente ridotto di dimensioni a seguito della sollecitazione che porta allo snervamento. Pertanto, i risultati numerici confermano le ipotesi avanzate a valle delle prove sperimentali: infatti, al cessare del carico, la porzione deformata non avrà un completo ritorno elastico, le zone limitrofe scaricheranno tensioni residue su queste zone che risulteranno, appunto, compresse con risultati benefici.

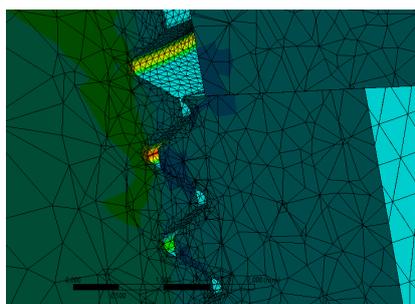


Figura 4.7: Analisi della tensione normale nella zona filettata

Occorre precisare che la simulazione è stata svolta considerando esclusivamente il precarico, ma per una maggiore accuratezza dei risultati è necessario implementare il modello prevedendo la coppia di serraggio.

# Capitolo 5

## Conclusioni

Questo studio ha messo in evidenza il limite di fatica delle viti metriche ISO mediante prove cicliche a carico medio costante, prestando particolare attenzione all'influenza dello stato del provino e al tipo di dado. Per le indagini sono state scelte delle viti M6 classe 8.8 e 12.9 e queste sono state sollecitate con carichi variabili a  $R=0.1$ . Inoltre, è stata studiata l'influenza di un precarico maggiore del limite di snervamento sul limite di fatica per le connessioni vite-dado. Per entrambe le tipologie di provini testati, si evidenziano effetti benefici in seguito all'applicazione di una  $F_i$ , generata dalla macchina di test sottoforma di coppia di serraggio iniziale. Gli effetti migliorano soprattutto per le viti di classe 12.9 con un incremento del 45.60% contro il 31.78% della classe 8.8. Analizzando, invece, gli effetti dell'aumento del numero di filetti in presa, dunque, dell'incremento relativo alla lunghezza di accoppiamento, si nota la possibilità di trasmettere ampiezze di carico maggiori. Ciò è dovuto ad una migliore distribuzione delle tensioni, dovuta al maggior numero di filetti accoppiati che rendono più uniforme la trasmissione del carico. A fronte di un innalzamento dell'altezza del dado dell'83.33% rispetto al dado standard, si ha un aumento di circa il 37% del limite di resistenza a fatica. Pertanto, incrementare l'altezza del dado influenza in maniera positiva la resistenza a fatica del sistema, ma non in maniera proporzionale.

Le cause delle modifiche resistenziali delle viti possono essere individuate in alcuni aspetti:

- Un'applicazione del carico più omogenea determina una distribuzione degli

sforzi più uniforme, il che, come è noto, migliora la capacità di carico;

- Grazie al precarico sovra-elastico, si ottiene un'introduzione del carico più omogenea ed un miglioramento delle condizioni di contatto tra la vite e la filettatura del dado;
- Viene generato uno stato di compressione residua, derivante dalla deformazione plastica e dal recupero elastico una volta cessata la coppia di serraggio.

Sulla base dei risultati sperimentali, è stata verificata l'influenza del precarico sul limite di fatica, in particolare la migliore distribuzione delle tensioni e l'effetto dello stato tensionale residuo, tramite una simulazione numerica agli elementi finiti. Tramite quest'analisi si nota chiaramente come il fondo filetto sia la zona più sollecitata, specialmente quello dei primi due filetti in presa, il che coincide effettivamente con il punto di rottura verificato nelle prove sperimentali. Le analisi numeriche, inoltre, hanno evidenziato come, all'aumentare del precarico, più intense saranno le sollecitazioni e, di conseguenza, più ampie le tensioni residue di compressione nel fondo filetto. Questo, ovviamente, genera una distribuzione del carico migliore con conseguente incremento della resistenza a fatica.

## 5.1 Sviluppi futuri

A conclusione dell'elaborato è di fondamentale importanza definire le possibili linee di sviluppo dell'analisi qui presentata. Ponendo l'attenzione sull'oggetto in analisi, un aspetto di rilevante interesse sarebbe migliorare l'affidabilità e la precisione della simulazione, in particolare applicando un momento oppure una rotazione alla testa della vite al fine di simulare l'effettivo serraggio della vite.

Inoltre, un suggerimento sostanziale è quello di effettuare ulteriori test al fine di valutare gli effetti dello snervamento su viti e dadi di diversi materiali. In modo particolare, questi test potrebbero essere condotti con coppie di serraggio superiori allo snervamento, ma inferiori alla rottura, in modo tale da valutare gli effetti con diversi gradi di plasticizzazione.

In ultima istanza, sarebbe conveniente porre attenzione alla possibilità di verificare anche altri parametri, come il volume sollecitato, l'ampiezza delle sollecitazioni e

la distribuzione del carico in relazione alla vita a fatica, al fine di ricavare una procedura che implementi l'applicazione pratica, migliorando la resistenza dei giunti filettati.

# Bibliografia

- [1] M. Sabbaghian A. S. Grewal. “Load Distribution Between Threads in Threaded Connections”. In: *J. Pressure Vessel Technology* (1997), pp. 91–95.
- [2] H. Kitagawa T. Fukuoka N. Yamasaki. “Stresses in Bolt and Nut: Effects of Contact Conditions at the First Ridge”. In: *Bulletin of JSME* (1986), pp. 3275–3279.
- [3] W. Thomala H. Wiegand KH. Kloos. “Bolted joints: Basics, calculation, properties, handling”. In: *Springer-Verlag* (2013).
- [4] S. Hardy GH. Majzoobi M. Agh-Mohammad Dabbagh. “Improvement of performance of bolt-nut connections”. In: *Istitution of Mechanical Engineers* (2014).
- [5] G. Kinzel S. Venkatesan. “Reduction of stress concentration in bolt-nut connection”. In: *J. Mech. Des.* (2006), pp. 1337–1342.
- [6] P. Asgari G. Majzoobi MA. Dabbagh. “Improvement of performance of bolt-nut connections”. In: *J. Manuf. Sci.* (2014), pp. 3078–3089.
- [7] “ASTM E1823 - Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture”. In: *ASTM* (2000).
- [8] Howard E. Boyer. “Atlas of Fatigue Curves”. In: *ASM International* (1985).
- [9] T. Trossmann C. Berger B. Pyttel. “Very high cycle fatigue tests with smooth and notched specimens and screws made of light metal alloy”. In: *International Journal of Fatigue* (2006).
- [10] T. Seeger Chr. Boller. “Materials Data for Cyclic Loading”. In: *Elsevier* (1987).

- [11] D. Bertheau A.L. Gloanec G. Hénaff. “Influence of temperature on the cycle fatigue behaviour of a gamma-titanium-aluminide alloy”. In: *European Structural Integrity Society* (2002), pp. 103–112.
- [12] T. Li SA. Nassar. “Novel modeling of mean stress effect on the high-cycle fatigue performance of preloaded threaded fasteners”. In: *ASME* (2019).
- [13] KW. Lee SS. Cho H. Chang. “Dependence of fatigue limit of high-tension bolts on mean stress and ultimate tensile strength”. In: *International Journal of Automotive Technology* (2009).
- [14] “ISO 16047 Fastners-Torque/Clamp force testing”. In: *International Satandard* (2005), pp. 1–15.
- [15] “ISO 3800 Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results”. In: *International Satandard* (1993), pp. 1–23.
- [16] M. Oechsner F. Kraemer M. Klein. “Fatigue strength of metric steel screws depending on pre-load and nut type”. In: *Engineering Failure Analysis* (2020).
- [17] S. Kasei A. Yamamoto. “Investigation on the self-loosening of threaded fastener under transverse vibration – a solution for selfloosening mechanism”. In: *Bull. Jpn Soc. Precision* (1977).
- [18] H. Zhao. “Analysis of the load distribution in a bolt-nut connector”. In: *Computers and Structures* (1994), pp. 1465–1472.
- [19] A. Iwasaki S. Izumi T. Yokoyama. “Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener”. In: *Engineering Failure Analysis* (2005), pp. 604–615.

# Elenco delle figure

1.1	Geometria del filetto . . . . .	10
1.2	Diverse tipologie di profilo . . . . .	10
1.3	Parametri del filetto . . . . .	11
1.4	Forze applicate sul giunto . . . . .	13
1.5	Errori dovuti a un precarico non corretto . . . . .	14
1.6	Cono di Rotscher . . . . .	16
1.7	Triangolo di serraggio . . . . .	17
1.8	Configurazione di lavoro . . . . .	18
1.9	Distribuzione del carico con $k_b$ aumentato . . . . .	20
1.10	Generazione della cricca . . . . .	21
1.11	Schema di avanzamento della cricca . . . . .	22
1.12	Andamento di $\sqrt{\rho}$ . . . . .	24
1.13	Andamento di $K_L$ . . . . .	25
1.14	Valori di R e tipologie di carico . . . . .	27
1.15	Diagramma di Goodman-Smith . . . . .	28
1.16	Curva di Wöhler . . . . .	28
2.1	Principali parametri misurabili in una prova di serraggio . . . . .	32
2.2	Strumentazione di fissaggio per una prova di serraggio . . . . .	33
2.3	Rosetta di test per una prova di serraggio . . . . .	33
2.4	Sistemi di fissaggio per un test di fatica . . . . .	39
2.5	Rosetta di test per prova di fatica . . . . .	39
2.6	Montaggio del dado di test per prova di fatica . . . . .	40
2.7	Esempio di test con metodo Staircase . . . . .	42
2.8	Esempio di test con metodo Boundary . . . . .	44

## ELENCO DELLE FIGURE

---

3.1	Probabilità di rottura vite 8.8 sollecitata a $\sigma_a = 151$ MPa . . . . .	47
3.2	Resistenza a fatica per vite 8.8 . . . . .	48
3.3	Probabilità di rottura vite 12.9 sollecitata a $\sigma_a = 151$ MPa . . . . .	49
3.4	Resistenza a fatica per vite 12.9 . . . . .	49
3.5	Diagrammi di Wöhler per $N < 10^6$ cicli . . . . .	50
3.6	Risultati test di fatica a vita finita . . . . .	50
3.7	Dado di test personalizzato . . . . .	53
3.8	Risultati della prova di serraggio . . . . .	56
3.9	Risultati della prova di fatica su viti non serrate . . . . .	60
3.10	Risultati della prova di fatica su viti serrate . . . . .	62
3.11	Frattura del provino . . . . .	64
3.12	Diagrammi di Wöhler completi . . . . .	64
3.13	Risultati della prova di fatica con dado rialzato . . . . .	66
3.14	Diagrammi di Wöhler per viti 12.9 con dado rialzato . . . . .	67
4.1	Modello della vite . . . . .	69
4.2	Modello del dado di test . . . . .	71
4.3	Geometria dell'analisi FEM . . . . .	72
4.4	Analisi del "gap" nella zona filettata . . . . .	72
4.5	Analisi della deformazione . . . . .	73
4.6	Analisi delle tensioni . . . . .	74
4.7	Analisi della tensione normale nella zona filettata . . . . .	74

# Elenco delle tabelle

1.1	Fattori di concentrazione a fatica per elementi filettati . . . . .	29
2.1	Parametri geometrici e meccanici delle rosette di test . . . . .	33
3.1	Parametri geometrici e meccanici delle viti di test classe 8.8 . . . . .	51
3.2	Parametri geometrici e meccanici delle viti di test classe 12.9 . . . . .	52
3.3	Parametri geometrici dei dadi di test standard . . . . .	53
3.4	Parametri geometrici delle rosette di test . . . . .	54
3.5	Valori notevoli allo snervamento . . . . .	57

# Appendice A

## Simbologia utilizzata

Per completezza, viene inserita in questa appendice un elenco di tutta la simbologia utilizzata nello studio.

<b>Simbolo</b>	<b>Descrizione</b>	<b>Unità di misura</b>
P	Passo	mm
d	Diametro nominale	mm
d <sub>1</sub>	Diametro di cresta	mm
d <sub>2</sub>	Diametro medio	mm
d <sub>3</sub>	Diametro di nocciolo	mm
D <sub>b</sub>	Diametro di contatto teorico	mm
D <sub>0</sub>	Diametro massimo di contatto	mm
$\lambda$	Angolo d'elica	°
H	Altezza base	mm
l	Avanzamento	mm/giro
l <sub>th</sub>	Lunghezza del tratto filettato	mm
l <sub>n</sub>	Lunghezza parte non filettata	mm
A <sub>th</sub>	Area parte filettata	mm <sup>2</sup>
A <sub>n</sub>	Area parte non filettata	mm <sup>2</sup>
A <sub>3</sub>	Area di nocciolo	mm <sup>2</sup>
d <sub>t</sub>	Diametro resistente	mm
A <sub>t</sub>	Area resistente	mm <sup>2</sup>
L	Lunghezza di accoppiamento	mm
F <sub>i</sub>	Forza di precarico	kN
M <sub>T</sub>	Coppia di serraggio	Nm
M <sub>G</sub>	Coppia sul gambo	Nm

APPENDICE A. SIMBOLOGIA UTILIZZATA

Simbolo	Descrizione	Unità di misura
$M_b$	Coppia nel sottotesta	Nm
$P_{ex}$	Carico esterno	kN
$P_b$	Incremento di carico sostenuto dalla vite	kN
$P_e$	Decremento di carico sulle piastre	kN
$F_b$	Carico totale sulla vite	kN
$M_{th}$	Coppia nei filetti	mm
$F_y$	Forza allo snervamento	kN
$M_y$	Coppia allo snervamento	Nm
$F_u$	Forza alla rottura	kN
$M_u$	Coppia alla rottura	Nm
$W_t$	Modulo di resistenza a torsione	mm <sup>3</sup>
$S_y$	Tensione di snervamento	MPa
$R_m$	Tensione di rottura	MPa
$l_p$	Spessore piastre	mm
$d_z$	Diametro esterno della rosetta	mm
$d_h$	Diametro interno della rosetta	mm
$h$	Altezza del dado	mm
$D_r$	Diametro di inizio raccordo del dado	mm
$n_{th}$	Numero filetti in presa	
$\mu_p$	Coefficiente di attrito tra le piastre	
$\mu_{th}$	Coefficiente di attrito tra i filetti	
$\mu_b$	Coefficiente di attrito nel sottotesta	
$\mu_{tot}$	Coefficiente di attrito totale	
$k_b$	Rigidezza del giunto	N·m <sup>-1</sup>
$k_{bt}$	Rigidezza parte filettata	N·m <sup>-1</sup>
$k_{bn}$	Rigidezza parte non filettata	N·m <sup>-1</sup>
$k_e$	Rigidezza dovuta alla compressione	N·m <sup>-1</sup>
$\epsilon_i$	Allungamento	
$\delta_b$	Allungamento giunto	mm
$\delta_e$	Accorciamento piastre	mm
$\Delta\delta$	Allungamento dovuto al carico	mm
$\sigma_n$	Tensioni nominali	MPa
$\sigma_{locale}$	Tensioni locali	MPa
$K_t$	Fattore di forma	
$q$	Fattore di sensibilità all'intaglio	
$K_f$	Fattore di forma totale	
$K_L$	Fattore di finitura superficiale	
$\sigma_i$	Tensione dovuta al precarico	MPa
$K$	Coefficiente di torsione	

APPENDICE A. SIMBOLOGIA UTILIZZATA

---

<b>Simbolo</b>	<b>Descrizione</b>	<b>Unità di misura</b>
$\sigma_{SV}$	Tensione di snervamento della vite	MPa
$\sigma_{SM}$	Tensione di snervamento della mdrevite	MPa
$\sigma_{VM}$	Tensione equivalente di Von Mises	MPa
$\sigma_{\min}$	Tensione minima	MPa
$\sigma_{\max}$	Tensione massima	MPa
$\sigma_m$	Tensione media	MPa
$\sigma_a$	Tensione alterna	MPa
$F_{\min}$	Forza minima	kN
$F_{\max}$	Forza massima	kN
$F_{\text{med}}$	Forza media	kN
$F_a$	Forza alterna	kN
$R$	Rapporto di carico	
$N$	Numero di cicli	
$F_{a0}$	Livello di carico minore	kN
$F_{a1}$	Primo livello di carico	kN
$F_{a2}$	Secondo livello di carico	kN
$\Delta\sigma_a$	Incremento di tensione alterna	MPa
$\sigma_{a\ n}$	Livello di carico tensionale	MPa
$\Delta\sigma$	Variazione di tensione	MPa
$\Delta F_{aII}$	Step incrementale	kN
$r$	Numero del test	
$n$	Numero di test totali	
$P_t$	Probabilità di rottura	
$F_{A50}$	Limite di fatica con 50% di sopravvivenza	kN
$\sigma_{A50}$	Limite di fatica con 50% di sopravvivenza	MPa
$S_N$	Deviazione standard	kN
$S_{MPa}$	Deviazione standard	MPa
$IT$	Grado di tolleranza	$\mu\text{m}$
$P_R$	Cono di Rotscher	mm
$L_{\text{boccola}}$	Lunghezza della boccola	mm
$D_{\text{boccola}}$	Diametro esterno della boccola	mm
$d_{\text{boccola}}$	Diametro interno della boccola	mm

# Appendice B

## Report test di serraggio

In questa appendice sono riportati tutti i risultati sperimentali derivanti delle prove di serraggio svolte sulle viti di classe 8.8 e 12.9.

### B.1 Condizioni di test

Le Tabelle 3.1 3.2, presenti nel Capitolo 3, descrivono i parametri fondamentali dei provini utilizzati per i test di serraggio, mentre le Tabelle 3.3 e 3.4 i dati relativi ai dadi e rosette standard. Sotto invece sono elencati i parametri dei dadi rialzati mostrati in Figura 3.7

<b>Dado di test</b>			
D	Diametro esterno	6	mm
P	Passo	1	mm
D <sub>2</sub>	Diametro medio	5.35	mm
D <sub>1</sub>	Diametro di nocciolo	4.917	mm
H <sub>1</sub>	Ricoprimento	0.541	mm
r	Raggio di raccordo	0.144	mm
s	Distanza tra le facce	9.8	mm
D <sub>ext</sub>	Diametro esterno	16	mm
m	Altezza del dado	11	mm

La macchina utilizzata per svolgere le prove, invece, è una Kistler 5413 - 1962 A (200/350). L'apparecchiatura è in grado di imprimere una coppia massima di 500 Nm con rotazioni comprese tra i 10 e i 300 rpm. Il motore è connesso ad

un mandrino, attrezzato con una cella di carico, che trasmette il moto torcente al provino. Quest'ultimo viene montato su una cella di carico, in grado di misurare tutte le sollecitazioni, e serrato all'altra estremità con il dado di test. Infine, il macchinario è dotato di un sistema computerizzato in grado di elaborare le misure e fornire i grafici richiesti.

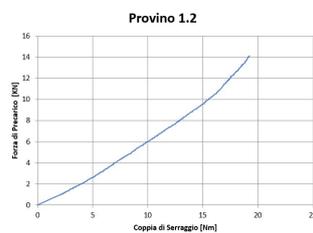
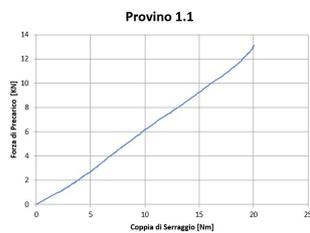


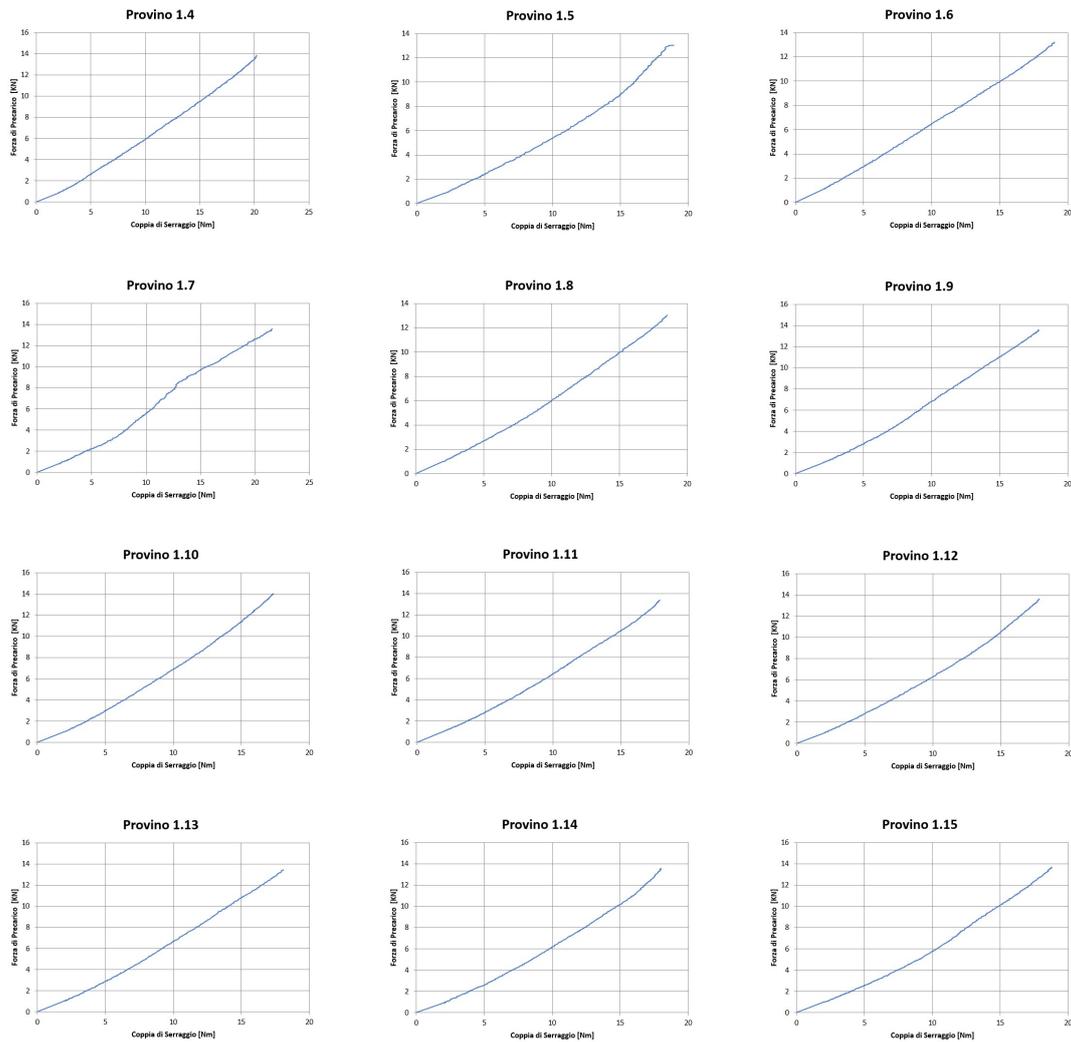
La prova si è svolta a temperatura controllata di 24°C e un'umidità compresa tra il 40% e il 60%.

## B.2 Viti classe 8.8

Di seguito sono elencati tutti i risultati ottenuti dalle prove di serraggio svolte sui provini e il risultato complessivo.

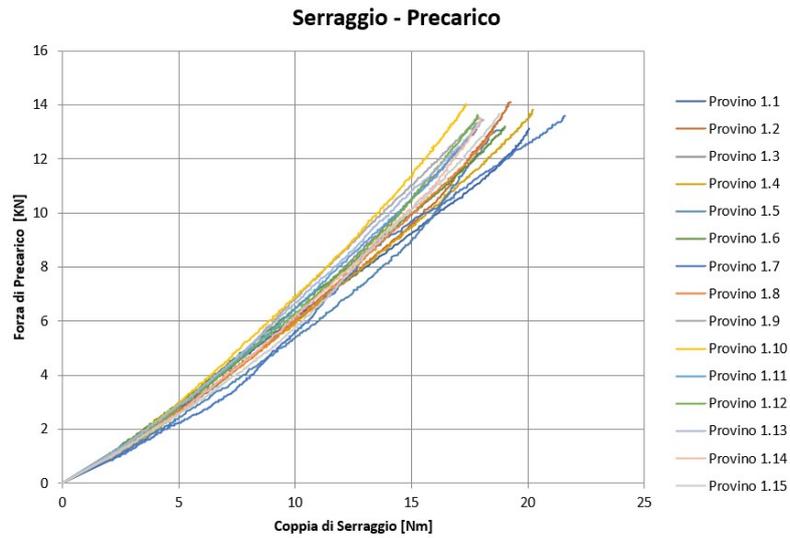
### B.2.1 Provini





## B.2.2 Risultati

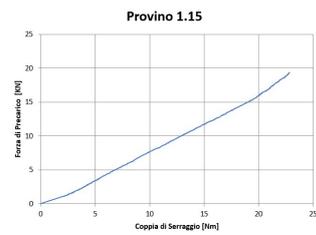
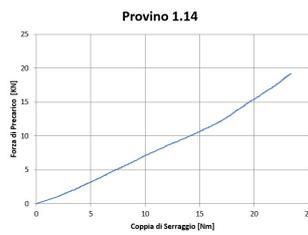
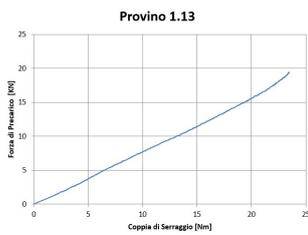
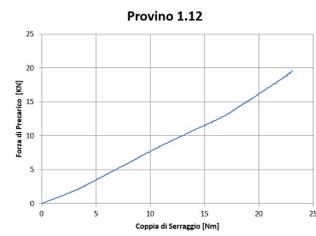
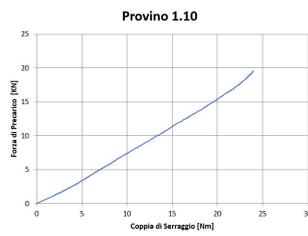
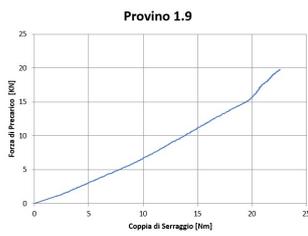
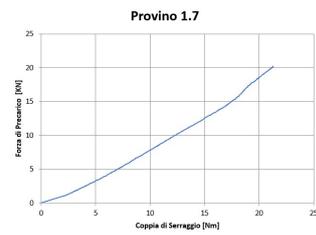
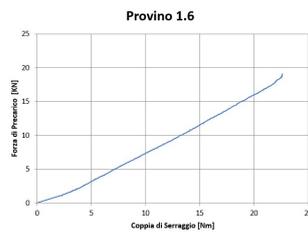
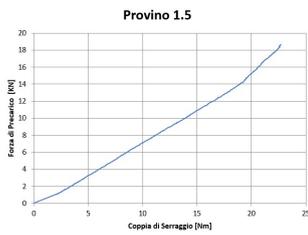
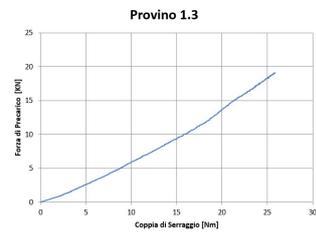
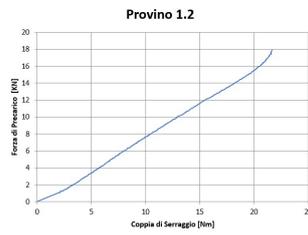
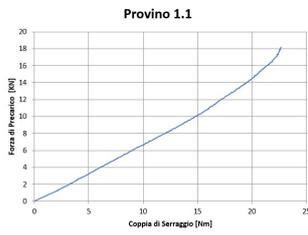
Al fine di visualizzare meglio i risultati sono state comparate le prove svolte sui provini in un unico grafico. Viene anche mostrato il rapporto tra tensione  $\sigma$  e coppia di serraggio.

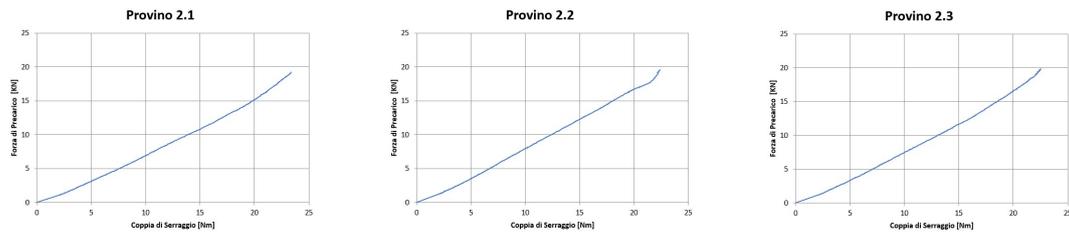


### B.3 Viti classe 12.9

Di seguito sono elencati tutti i risultati ottenuti dalle prove di serraggio svolte sui provini e il risultato complessivo.

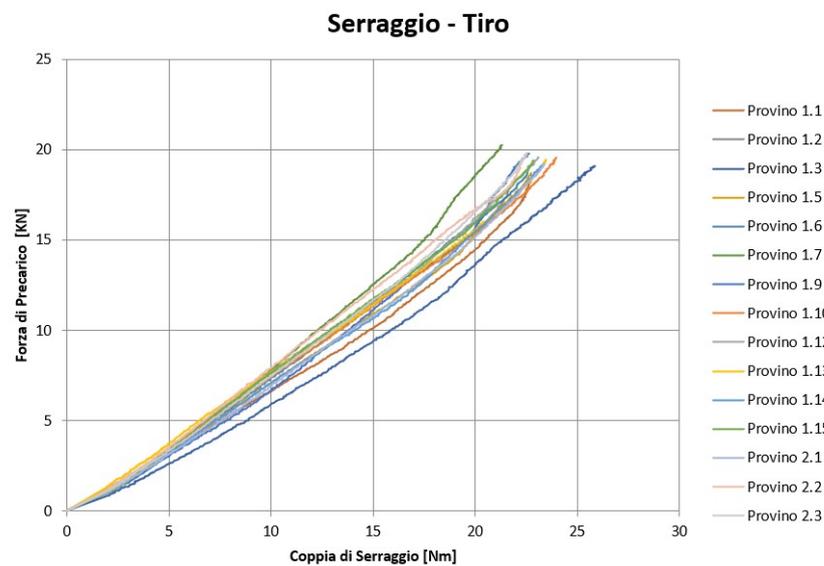
### B.3.1 Provini





### B.3.2 Risultati

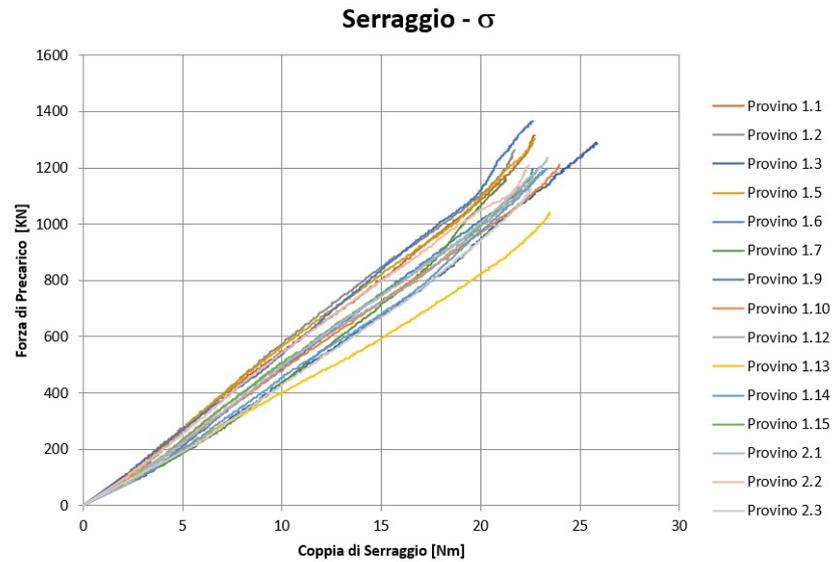
Al fine di visualizzare meglio i risultati sono state comparate le prove svolte sui provini in un unico grafico. Viene anche mostrato, a pagina seguente, il rapporto tra tensione  $\sigma$  e coppia di serraggio.



### B.4 Risultati finali

Analizzando quindi i grafici si può ricavare i valori di snervamento per le viti di classe 8.8 e 12.9:

**Classe 8.8:** la vite giunge allo snervamento applicando una coppia di circa 18.69 Nm e un precarico pari a circa 13.51 kN;



**Classe 12.9:** la vite giunge allo snervamento applicando una coppia di circa 22.91 Nm e un precarico pari a circa 19.24 kN;

Per il calcolo delle tensioni si può procedere per via grafica oppure per la classe 8.8:

$$\sigma_{8.8} = \sqrt{\left(\frac{F_y}{A_t}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{th}}{A_t}\right)^2} \cdot 1000 \sim 772 \text{ MPa} \quad (\text{B.1})$$

Di conseguenza per la classe 12.9:

$$\sigma_{12.9} = \sqrt{\left(\frac{F_y}{A_t}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{th}}{A_t}\right)^2} \cdot 1000 \sim 1219 \text{ MPa} \quad (\text{B.2})$$

# Appendice C

## Report test di Fatica

In questa appendice sono riportati tutti i risultati sperimentali derivanti delle prove di serraggio svolte sulle viti di classe 8.8 e 12.9.

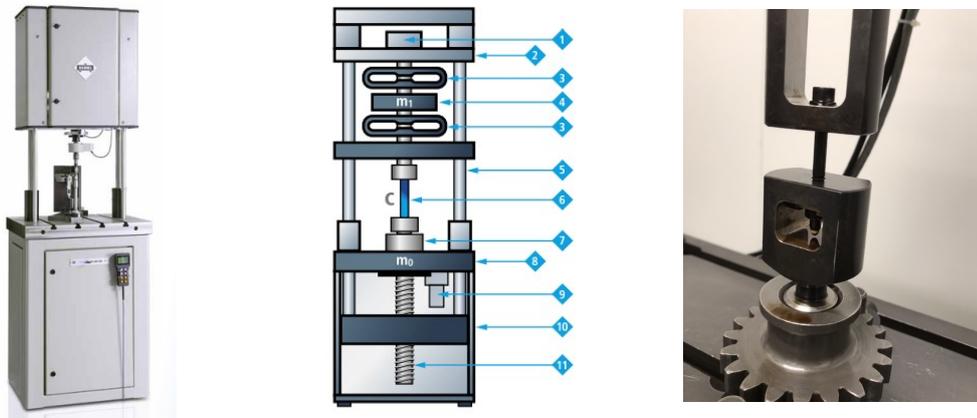
### C.1 Condizioni di test

Le Tabelle 3.1 3.2, presenti nel Capitolo 3, descrivono i parametri fondamentali dei provini utilizzati per i test di serraggio, mentre le Tabelle 3.3 e 3.4 i dati relativi ai dadi e rosette standard. Sotto invece sono elencati i parametri dei dadi rialzati mostrati in Figura 3.7

<b>Dado di test</b>			
D	Diametro esterno	6	mm
P	Passo	1	mm
D <sub>2</sub>	Diametro medio	5.35	mm
D <sub>1</sub>	Diametro di nocciolo	4.917	mm
H <sub>1</sub>	Ricoprimento	0.541	mm
r	Raggio di raccordo	0.144	mm
s	Distanza tra le facce	9.8	mm
D <sub>ext</sub>	Diametro esterno	16	mm
m	Altezza del dado	11	mm

La macchina utilizzata per svolgere le prove, invece, è la Rumul Mikrotron, un'attrezzatura in grado di imprimere una forza alternata tramite una vibrazione in risonanza. L'apparecchio è in grado di fornire picchi di sollecitazione di circa

500 kN a una frequenza  $F$  che varia tra i 100 e i 250 Hz, inoltre, il numero di cicli massimi registrabili è  $10^7$ . Il carico statico è fornito da un mandrino a sfera tramite un sistema che può essere regolato durante il funzionamento, si può variare infatti da una sollecitazione completamente di trazione a una di pura compressione. La parte dinamica, invece, è costituita da una massa e una contromassa che compongono il sistema oscillante della macchina che viene azionato e controllato in risonanza da dei sensori. Le misure vengono effettuate da apposite celle di carico dotate di un trasduttore di accelerazione in grado di valutare gli effetti dell'inerzia.



La prova si è svolta a temperatura controllata di  $24^{\circ}\text{C}$  e un umidità compresa tra il 40% e il 60%.

## C.2 Test effettuati

Le tabelle sottostanti mostrano i test svolti sulle due classi di viti sia snervate che standard.

### C.2.1 Viti classe 8.8

Sono qui mostrati i risultati delle prove su viti 8.8. In questa prima Tabella sono indicate le viti standard ("As is").

Prova	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F_med	1,42	1,2	1,42	1,64	1,42	1,64	1,42	1,2	1,42	1,63	1,42	1,63	1,42	1,63	1,42
F_max	2,59	2,19	2,59	2,98	2,59	2,98	2,59	2,19	2,59	2,98	2,59	2,98	2,59	2,98	2,59
Hz	112,33	112,79	114,06	114,19	113,68	114,14	114,3	114,12	114,35	114,19	114,2	114,14	113,95	113,82	113,7
N	1096000	5100000	5100000	1630800	5100000	2274700	N/D	5100000	5100000	1056500	5100000	817100	5100000	608600	5100000
Inizio	11:10	12:10	10:47	16:23	12:33	09:15	17:30	11:50	16:41	11:08	14:29	09:37	12:18	09:50	16:08
Fine	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Rottura	SI	NO	NO	SI	NO	SI	NO	NO	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO

<b>F<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival load</b>	1467,14	N
<b>σ<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival stress</b>	67,09	Mpa
<b>S<sub>N</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	83,07	N
<b>S<sub>MPa</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	3,80	MPa

Vengono indicati ora i risultati dei test svolti su provini snervati.

Prova	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F_med	2,84	2,64	2,41	2,19	1,97	2,19	1,97	1,75	1,97	1,75	1,97	1,75	1,97	1,75	1,97
F_max	5,17	4,77	4,37	3,98	3,58	3,98	3,58	3,18	3,58	3,18	3,58	3,18	3,58	3,18	3,58
Hz	114,72	114,53	114,66	114,53	114,42	114,34	114,36	114,19	114,26	114,25	114,66	113,66	113,42	114	114,54
N	738100	1440900	730400	4836300	5100000	4691700	3662900	5100000	3831700	5100000	994400	5100000	1361000	5100000	5100000
Inizio	12:32	10:50	09:48	09:29	09:48	11:00	N/D	N/D	09:22	09:17	N/D	11:40	09:40	10:33	15:47
Fine	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Rottura	SI	SI	SI	SI	NO	SI	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	NO
n Provino	2	10	5	4	6	12	7	9	8	13	15	14	16	18	11

<b>F<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival load</b>	1933,333	N
<b>σ<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival stress</b>	88,40	Mpa
<b>S<sub>N</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	89,5356	N
<b>S<sub>MPa</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	4,09	MPa

### C.2.2 Viti classe 12.9

Sono qui mostrati i risultati delle prove su viti 12.9. In questa prima Tabella sono indicate le viti standard ("As is").

Prova	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F_med	1,75	1,53	1,31	1,53	1,31	1,09	1,31	1,09	1,31	1,53	1,31	1,53	1,31	1,53	1,31
F_max	3,18	2,78	2,39	2,78	2,39	1,99	2,39	1,99	2,39	2,78	2,39	2,78	2,39	2,78	2,39
Hz	113,52	111,9	113,33	113,2	112,72	112,06	112,95	111,64	114,01	113	111,94	112,13	112,13	113,87	112,7
N	280800	668800	5100000	644300	2307700	5100000	1853000	5100000	5100000	965100	5100000	408800	5100000	440400	51000000
Inizio	N/D	11:10	09:29	14:30	17:45	15:30	16:30	09:30	15:30	15:58	08:05	08:53	10:28	12:13	N/D
Fine	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Rottura	SI	SI	NO	SI	SI	NO	SI	NO	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO

<b>F<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival load</b>	1357,143	N
<b>σ<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival stress</b>	62,06	Mpa
<b>S<sub>N</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	83,07029	N
<b>S<sub>MPa</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	3,80	MPa

Vengono indicati ora i risultati dei test svolti su provini snervati.

Prova	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F_med	2,19	2,4	2,62	2,84	3,06	2,84	3,06	2,84	2,62	2,84	3,06	3,28	3,06	2,84	3,06
F_max	3,98	4,37	4,77	5,17	5,57	5,17	5,57	5,17	4,77	5,17	5,57	5,97	5,57	5,17	5,57
Hz	114,59	114,76	113,95	114,36	114,58	114,41	114,83	112,85	113,84	113,4	113,88	114	113,6	113,76	113,88
N	5100000	5100000	5100000	5100000	1305800	5100000	657900	2062900	5100000	5100000	5100000	1355100	3458700	5100000	5100000
Inizio	09:31	N/D	15:30	17:15	09:29	09:21	N/D	10:00	10:06	09:03	09:10	09:12	10:43	10:43	13:22
Fine	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Rottura	NO	NO	NO	NO	SI	NO	SI	SI	NO	NO	NO	SI	SI	NO	NO

<b>F<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival load</b>	2905	N
<b>σ<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival stress</b>	132,83	Mpa
<b>S<sub>N</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	77,1606	N
<b>S<sub>MPa</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	3,53	MPa

### C.2.3 Dado rialzato

Sono ora mostrati i risultati delle prove di fatica svolte su provini di classe 12.9 "As is" e dado di test rialzato.

Prova	1	2	3	4	5	6	7
F_med	1,53	1,75	1,97	1,75	1,97	1,75	1,97
F_max	2,78	3,18	3,58	3,18	3,58	3,18	3,58
Hz	113,93	114,2	114,28	113,49	114,31	113,35	113,7
N	5100000	5100000	778600	5100000	465500	5100000	606400
Inizio	14:14	12:40	16:15	13:22	13:08	10:58	10:30
Fine	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Rottura	NO	NO	SI	NO	SI	NO	SI

<b>F<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival load</b>	1860	N
<b>σ<sub>A50</sub></b>	<b>50% of survival stress</b>	85,05	Mpa
<b>S<sub>N</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	10,34	N
<b>S<sub>MPa</sub></b>	<b>Standard deviation</b>	0,47	MPa