

**POLITECNICO DI TORINO**

**I Facoltà di Ingegneria**

**CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA  
MECCANICA**



Tesi di Laurea Specialistica

**Studio della resistenza a fatica di  
ruote dentate**

***Relatori***

**Ing. Andrea Mura**

**Prof. Francesca Curà**

***Candidato***

**Salvatore Giambusso**

**A.A. 2017/18**

*Alla mia famiglia  
che mi ha sempre sostenuto  
in tutti questi anni*

# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>10</b>
<b>1. Prove a fatica su ruote dentate</b>	<b>12</b>
1.1. Concetto di fatica	12
1.2. Banco prova four square	14
1.2.1. Risposta dinamica e sollecitazione degli ingranaggi	18
1.2.2. Cuscinetti a rotolamento	18
1.2.3. Componenti aggiuntivi del banco	19
1.3. Evoluzione del banco prova four square	20
1.3.1. Integrazione del banco nel sistema di prova	21
1.4. Test STF	23
1.4.1. Metodo Dixon	25
1.4.2. Risultati del test	27
<b>2. Descrizione della metodologia di prova</b>	<b>29</b>
2.1. Calcolo della forza per raggiungere il limite di fatica	31
2.1.1. Descrizione metodo ISO 6336	31
2.1.2. Calcolo FEM	36
2.1.3. Confronto tensioni ISO e FEM	56

2.2. Descrizione dell'attrezzatura sperimentale	58
2.2.1. Descrizione della prova	61
<b>3. Risultati preliminari</b>	<b>67</b>
3.1. Risultati ottenuti	67
<b>Conclusioni</b>	<b>72</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>74</b>

## Elenco dei simboli

$\sigma_F$	Tensione alla radice del dente
$F_t$	Forza tangenziale
$Y_F$	Fattore di forma
$Y_S$	Fattore di correzione della tensione
$m$	Modulo normale ruota
$b$	Larghezza di fascia
$\sigma_{FP}$	Tensione ammissibile
$\sigma_{F \text{ lim}}$	Tensione limite di fatica del materiale
$S_{F \text{ min}}$	Fattore di sicurezza minimo alla flessione
$Y_{ST}$	Fattore di correzione della tensione riferito alla ruota testato
$Y_{NT}$	Fattore di durata
$Y_{\delta \text{ relT}}$	Fattore relativo di sensibilità all'intaglio
$Y_{R \text{ relT}}$	Fattore relativo dello stato della superficie al piede del dente
$y_X$	Fattore di dimensione
$h_{Fe}$	Braccio del momento flettente

$S_{Fn}$	Larghezza del piede del dente
$\alpha_{Fen}$	Angolo inclinazione forza
$\alpha$	Angolo di pressione
$\rho_F$	Raggio fondo dente

# Elenco delle figure e delle tabelle

<b>Figura</b>	<b>Pag.</b>
1.1. <i>Deragliamento della locomotiva AMSTETTEN</i>	13
1.2. <i>Banco prova four square tipo FZG</i>	14
1.3. <i>Configurazione del precarico ottenuto con ingranaggio elicoidale (in alto) o con attuatore torsionale rotante (in basso)</i>	16
1.4. <i>Schema del nuovo banco ingranaggi</i>	20
1.5. <i>Schema test STF</i>	23
2.1. <i>Fattore di durata Y in funzione del numero di cicli</i>	33
2.2. <i>Parametri del fattore di forma</i>	35
2.3. <i>Profilometro</i>	38
2.4. <i>Risultati profilometro per ruota z20 m3</i>	39
2.5. <i>Risultati profilometro z15 m6</i>	40
2.6. <i>Esempio punzoni</i>	41
2.7. <i>Ruota z20 m3</i>	42
2.8. <i>Ruota z20 m4</i>	43
2.9. <i>Ruota z25 m4</i>	44

2.10. <i>Ruota z15 m6</i>	45
2.11. <i>Punzone 3D, vista isometrica</i>	46
2.12. <i>Punzoni, vista laterale</i>	47
2.13. <i>Punzoni, vista frontale</i>	48
2.14. <i>Dente spianato per applicazione carrello</i>	50
2.15. <i>Creazione in ambiente Solidworks dello schema per determinare il punto di contatto</i>	51
2.16. <i>Parametri mesh</i>	53
2.17. <i>Andamento tensioni in funzione delle dimensioni dell'elemento</i>	54
2.18. <i>Simulazione Solidworks</i>	55
2.19. <i>Valutazione tensioni a fondo dente</i>	57
2.20. <i>INSTRON 8516</i>	59
2.21. <i>Morse macchina INSTRON 8516</i>	60
2.22. <i>Posizionamento con barre di acciaio e calamite</i>	62
2.23. <i>Posizionamento con staffe</i>	63
2.24. <i>Ciclo di carico macchina INSTRON, evidenza del precarico impostato</i>	64
2.25. <i>Ciclo di carico macchina INSTRON, evidenza del ciclo sinusoidale</i>	66
3.1. <i>Simmetria dovuta al numero di denti pari</i>	68
3.2. <i>Simmetria non rispettata a causa del numero di denti dispari</i>	69
3.3. <i>Ruota dopo le prove a fatica</i>	70
3.4. <i>Rottura del dente dopo la prova a fatica</i>	71



<b>Tabella</b>	<b>Pag.</b>
1.1. <i>Esempio tabella di una prova Dixon</i>	26
1.2. <i>Parametri ruota campione STF</i>	27
2.1. <i>Ruote dentate da catalogo</i>	37
2.2. <i>Caratteristiche mesh</i>	52
2.3. <i>Ciclo di carico</i>	65

# Introduzione

Il lavoro che ci accingiamo a presentare, analizza lo studio della resistenza a fatica di ruote dentate mediante la realizzazione di un'apposita attrezzatura montata su una macchina servo-idraulica adibita alle prove di fatica.

Per poter realizzare tale progetto abbiamo suddiviso il lavoro in due fasi:

- prima fase di calcolo;
- seconda fase attività sperimentale, presso il laboratorio di meccanica.

Come riferimento è stato preso in considerazione il lavoro svolto dal Politecnico di Milano, relativo al comportamento a fatica durante il contatto e la flessione di ruote dentate in acciaio duttile austemperato.

Tale lavoro si basa su un test STF (single tooth fatigue) dove, dopo aver inserito la ruota dentata in un apposito supporto secondo normativa SAE J1619, il carico veniva

applicato su un dente con un pulsatore meccanico, per mezzo di appositi cunei, senza riprodurre l'ingranamento con un'altra ruota [1].

Il primo problema che si è affrontato è stato la realizzazione di due punzoni: uno con la funzione di sostegno e l'altro per trasmettere il carico, tangente alla circonferenza di base della ruota.

Scelte quattro ruote da analizzare, la progettazione dei due punzoni doveva essere fatta in modo tale da garantire il criterio di tangenza della forza alla circonferenza di base, tenendo conto degli ingombri dei denti delle varie ruote.

Un secondo problema è stato quello di determinare il punto di contatto ottimale per rispettare tale condizione e di sistemare fisicamente la ruota nella macchina servo-idraulica per poter eseguire la prova a fatica.

Una volta risolti questi problemi è stata eseguita la prova a fatica in cui la macchina trasmetteva un carico pulsante al dente in modo che resistesse, teoricamente, a  $10^6$  cicli.

Il lavoro di seguito esposto è diviso in tre sezioni: nella prima sezione viene descritta la metodologia di prova eseguita in cui è stato trovato il valore di forza che produce la tensione al limite di fatica. Tale valore è stato messo a confronto con i risultati prodotti da un'analisi agli elementi finiti; nella seconda sezione viene descritta la procedura della prova; nella terza sezione vengono presentati i risultati preliminari della prova.

## Capitolo 1

# Prove a fatica su ruote dentate

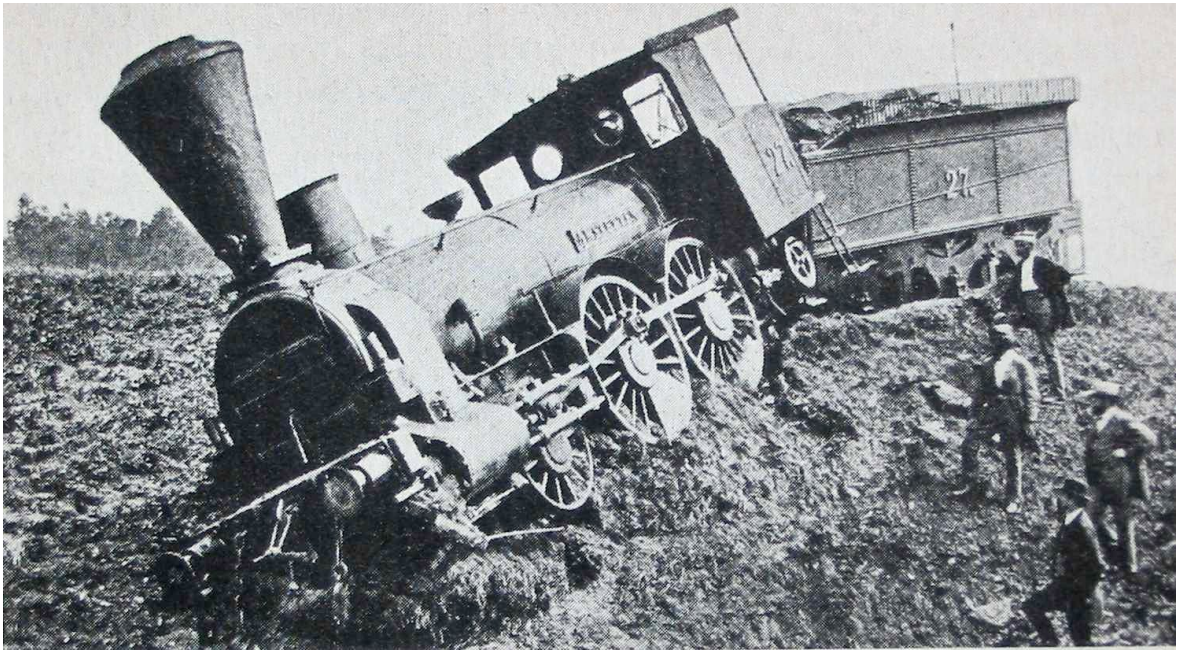
In questa sezione viene presentato un brevissimo excursus sulla fatica e le principali prove di fatica su ruote dentate ricordando che, usualmente, le prove a fatica su ruote dentate vengono effettuate realizzando l'ingranamento.

### 1.1 Concetto di fatica

Il fenomeno della fatica assume una grande importanza in ambito ingegneristico tant'è vero che, è il responsabile della maggior parte dei cedimenti di organi meccanici.

Per descrivere l'insieme di sollecitazioni ripetute nel tempo si usa il termine "fatica", dal verbo fatigare, ossia stancare. Storicamente il primo ricercatore ad affrontare in modo sistematico il fenomeno della fatica fu l'ingegnere tedesco Wohler che lavorava presso le ferrovie dello stato.

Egli notò come gli assali dei treni manifestassero nel tempo delle rotture, dovute a sollecitazioni in esercizio molto inferiori a quelle statiche cui erano stati sottoposti in laboratorio.



*Fig.1.1 Deragliamento della locomotiva AMSTETTEN*

Il fenomeno della fatica si presenta nel caso in cui si ha un carico variabile nel tempo con un andamento ciclico che può portare alla rottura, anche se la sollecitazione a cui un componente è soggetto è inferiore al carico di snervamento o al carico di rottura del materiale.

## 1.2 Banco prova four square

Per poter simulare le condizioni limite sia di sollecitazione che di lubrificazione d'ingranaggi sono necessarie attrezzature dedicate, detti banchi prova, dove una o più coppie di ruote dentate possono essere caricate e fatte ruotare in determinate condizioni.

Uno dei più efficienti banchi prova d'ingranaggi è quello denominato *four square* tipo FZG il quale minimizza gli effetti della reciproca influenza dei due ingranaggi grazie alla deformabilità torsionale degli alberi di accoppiamento, che sono relativamente lunghi [1].

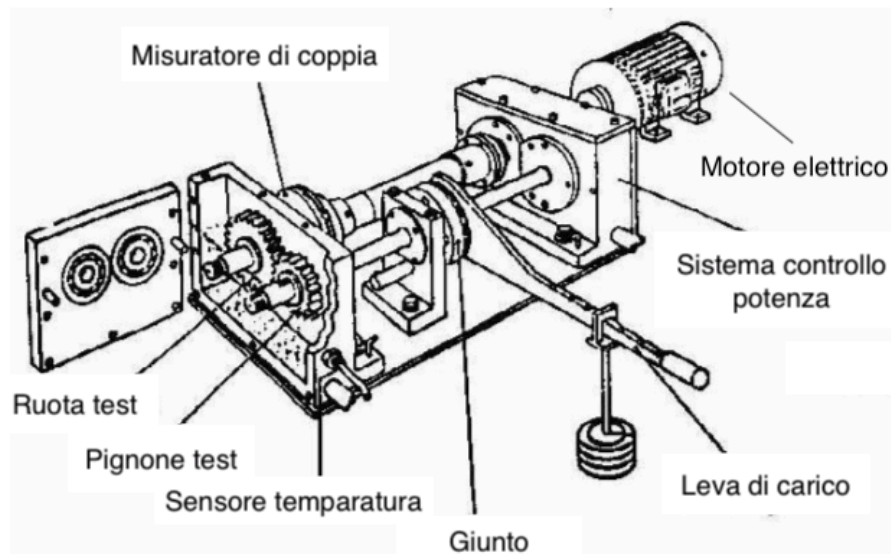
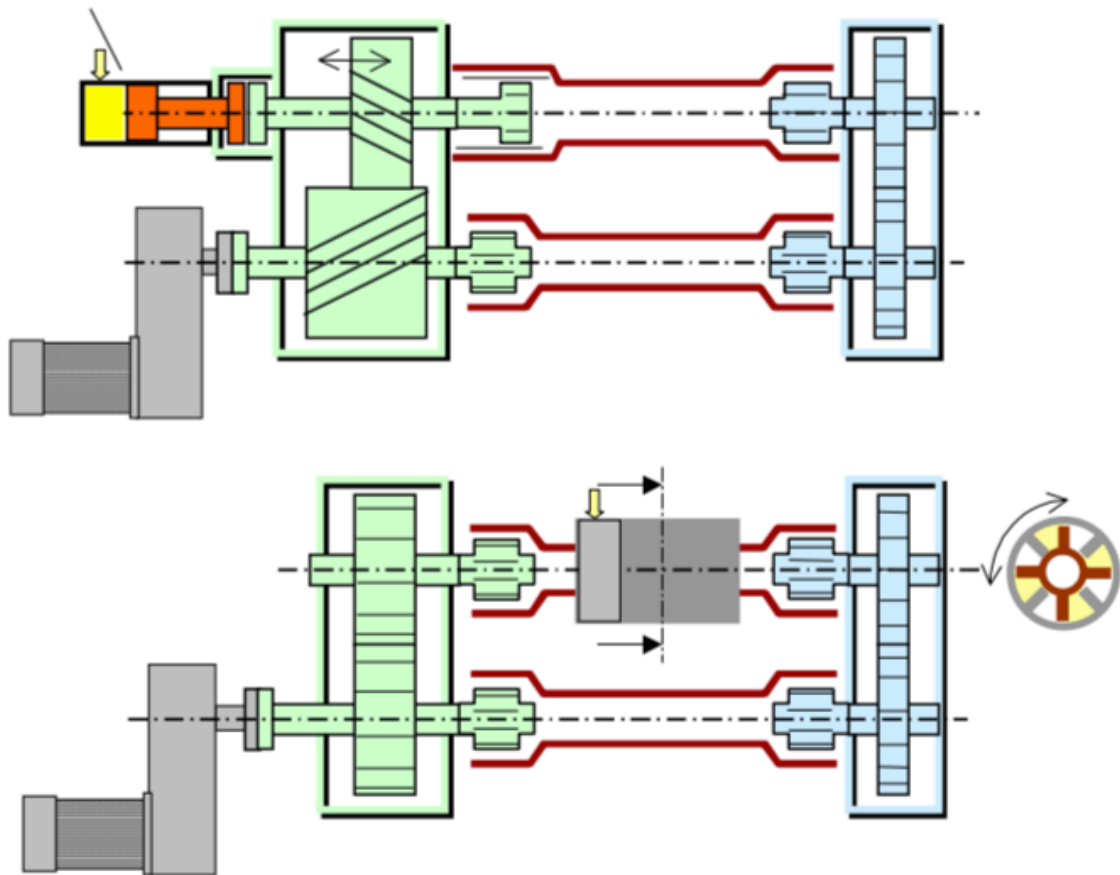


Fig.1.2 Banco prova four square tipo FZG

La configurazione tipica del banco prova four square tipo FZG è costituita da due ingranaggi: ingranaggio campione e ingranaggio di banco, connessi da due alberi paralleli.

Questo è un sistema molto flessibile infatti, è possibile simulare dei transitori relativamente rapidi anche con inversioni di carico.

Il funzionamento di tale banco prova consiste nel mettere in rotazione l'albero su cui è calettato il pignone, attraverso un attuatore meccanico torsionale o tramite ingranaggio elicoidale.



*Fig.1.3 Configurazione del precarico ottenuto con ingranaggio elicoidale (in alto) o con attuttore torsionale rotante (in basso)*

Indicativamente l'attuatore può esercitare al massimo una pressione di 210 bar generando una coppia attorno ai 1000Nm per applicazioni dinamiche.

Il pignone esercita una coppia, la cui intensità dipende dalla leva di carico, alla ruota da testare tramite l'uso di un giunto a denti in presa con uno scanalato.



In questo albero viene misurata la coppia applicata grazie ad un torsionmetro o grazie a degli estensimetri posti sull'albero, soluzione preferibile nel caso in cui la velocità di rotazione è elevata.

Il motore elettrico, anch'esso sullo stesso albero, solitamente di tipo asincrono e controllato da un inverter, ha la sola funzione di fornire la coppia resistente.

Questa configurazione è più indicata nel caso di carichi quasi statici; tuttavia, introducendo un certo angolo d'inclinazione tra le due parti del giunto scorrevole, si ottiene uno scorrimento assiale reciproco delle parti accoppiate facilitandone la lubrificazione.

### ***1.2.1. Risposta dinamica e sollecitazione degli ingranaggi***

Un aspetto molto rilevante riguarda il comportamento dinamico dell'intera struttura. A causa dell'elevata velocità di rotazione e delle tolleranze di equilibramento dei componenti rotanti, vi è il problema di evitare le risonanze flessionali in ogni regime di prova.

Il carico di prova dell'ingranaggio campione non deve risentire di eventuali errori di accoppiamento con l'ingranaggio da testare come, ad esempio, l'insorgere del danno tra i denti ingrananti.

Quindi, secondo un usuale criterio, la prima frequenza propria torsionale non dovrebbe essere superiore ad un quarto della frequenza d'ingranamento dei denti a qualunque regime di prova.

### ***1.2.2. Cuscinetti a rotolamento***

Dati i valori elevati dei carichi e delle velocità di rotazione, la tipologia di cuscinetti adottata è quella a rotolamento, tipicamente a rulli.

La configurazione a rulli è relativamente semplice e richiede portate ridotte d'olio lubrificante.

Inoltre, le perdite per attrito sono contenute con conseguente richiesta di minor potenza da parte del motore elettrico.

### *1.2.3. Componenti aggiuntivi del banco*

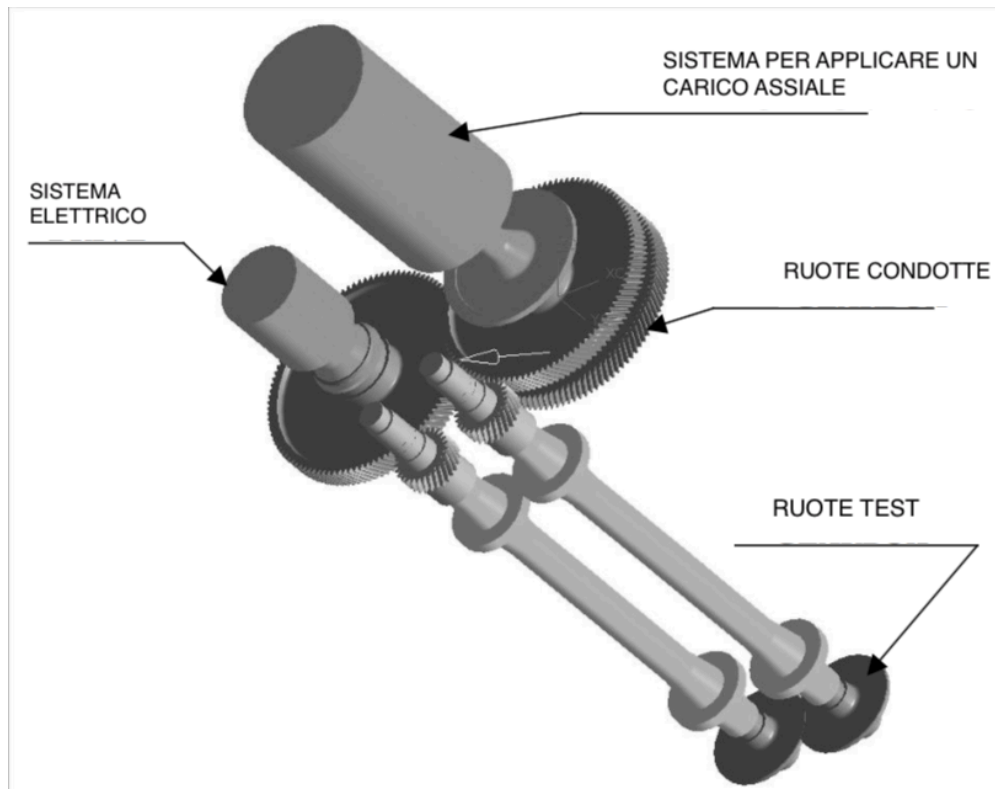
I componenti aggiuntivi del banco sono essenzialmente due: un ingranaggio moltiplicatore e un limitatore di coppia.

Il primo, proporzionato in base alla potenza ed alla coppia del motore elettrico, viene inserito nel caso in cui la velocità di rotazione in ingresso è elevata.

Il secondo, invece, è usato per proteggere gli ingranaggi e i componenti del banco da sovraccarichi che possono verificarsi soprattutto quando uno o più denti si rompono impedendo la rotazione della ruota stessa.

### 1.3 Evoluzione del banco prova four square

Il banco prova four square non è adatto per prove ad alta velocità periferica, pertanto è stata ideata una nuova tipologia di banco prova.



*Fig.1.4 Schema del nuovo banco ingranaggi*

L'aspetto fondamentale riguarda l'eliminazione dello scanalato scorrevole così da controllare con maggiore precisione la coppia anche durante i transitori senza adottare un costoso attuatore torsionale rotante.

Inoltre uno degli alberi, che sono collegati tra loro mediante giunti flessibili, è strumentato per la misura della coppia circolante.

Infine, sebbene il banco sia progettato per prove su ingranaggi campione a denti dritti, la sezione di prova può essere modificata agevolmente in modo da poter testare ingranaggi a denti elicoidali.

### ***1.3.1. Integrazione del banco nel sistema di prova***

I banchi per prove su ingranaggi richiedono un corredo d'impianti e di strumentazione relativamente complesso, soprattutto per ciò che riguarda la lubrificazione.

Nel caso del banco prova descritto in precedenza, il sistema di lubrificazione termoregolata richiede la presenza di due centraline oleodinamiche per la lubrificazione degli organi meccanici in prova, in modo da poter inviare flussi di olio a temperatura e portata controllate.

La portata di alimentazione ai vari organi varia tra 0 e 30 l/min mentre la temperatura dell'olio in ingresso è variabile tra 20°C e 180°C.

Il funzionamento dell'intero impianto viene gestito da un apposito quadro di comando collocato nella sala di controllo.

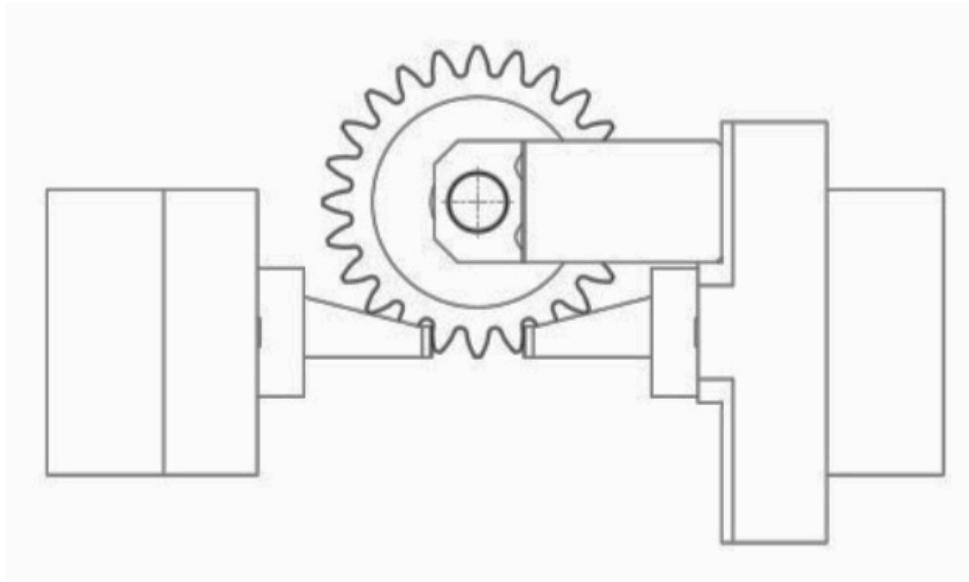
Inoltre, i locali d'installazione degli impianti e dei banchi prova devono essere dotati di un sistema di aspirazione forzata dell'aria, per mezzo di cappe in modo da poter rimuovere l'eventuale presenza di nebbie o di vapori di olio dall'ambiente di lavoro.

Per ridurre l'impatto ambientale, inoltre, viene associato un sistema con diversi stadi di filtraggio dell'aria.

## 1.4 Test STF

Un'altra tipologia di prova a fatica su ruote dentate, in questo caso prova di tipo statica, è denominata "STF" (single tooth fatigue) dove la ruota non viene posta in rotazione ma viene bloccata tramite degli appositi cunei e il carico viene trasmesso in modo pulsante da uno dei due [2].

Il circuito viene lubrificato, pertanto è possibile condurre uno studio sulla resistenza al pitting.



*Fig.1.5 Schema test STF*

La prova consiste nel caricare un dente per mezzo di un cuneo (l'altro ha la funzione di sostegno). Il carico, di tipo pulsante, viene generato da un sistema meccanico denominato "Pulsatore meccanico di risonanza Schenck" capace di applicare un carico massimo pari a 60kN.

La ruota è dotata di un foro centrale nel quale viene inserito un perno, in modo da evitare la caduta della ruota quando il dente sollecitato si rompe.

L'obiettivo della prova descritta è quello di determinare il limite di fatica a  $10^6$  cicli attraverso il metodo *Dixon*, tale metodo è preferibile allo *stair case* classico per la velocità con cui si possono ottenere i risultati.

Il numero di provini utilizzati è generalmente pari a 9 ma la prova risulta valida anche per un numero inferiore.



### 1.4.1. Metodo Dixon

Il metodo *Dixon* [3] consiste nel sollecitare il primo provino con un carico prefissato.

Se si giunge a rottura, il secondo provino viene sollecitato con un carico diminuito di una quantità prefissata  $\delta$ .

Se si giunge nuovamente a rottura, si andrà a diminuire il carico sempre della stessa quantità  $\delta$  fin quando si verifica la prima non rottura.

Verificata questa nuova condizione, si andrà ad aumentare il carico della quantità  $\delta$  e se il provino si rompe si diminuisce nuovamente il carico. Se non si rompe si continua ad aumentarlo fino all'esaurimento dei provini o all'ottenimento di una sequenza di rotture-non rotture utile per la definizione del limite di fatica.

L'accuratezza con cui il limite di fatica viene determinato dipende fortemente dall'entità del valore  $\delta$ : tanto più piccolo è  $\delta$  tanto più precisa è la sua definizione ma ciò comporta un numero di provini e tempi di applicazione del metodo maggiori.

Prima di iniziare la prova, è buona norma stimare il valore del limite di fatica, in modo tale da non rompere un numero elevato di provini.

Tab. 1.1 Esempio tabella di una prova Dixon

N° d'ordine di esecuzione	N° provino	$\sigma_b$ applicata [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_\theta$ [MPa]	$\sigma_b + \alpha(\sigma_r + \sigma_\theta)$ [MPa]	Cicli sperimentali	Rotto(X)- Non Rotto(O)
1	19	350	-101.7	-182.8	260	315870	X
2	14	340	-42.6	-76.5	302	432438	X
3	16	330	-100.6	-180.9	241	615527	X
4	17	320	-63.7	-114.5	264	1000000	O
5	13	330	-71.6	-128.7	267	786439	X
6	15	320	-70.0	-125.9	258	1146939	O
7	18	330	-45.5	-81.7	290	1091310	O
8	20	340	-72.7	-130.6	276	1013820	O

Nella tabella sopra viene riportato uno schema riassuntivo di una prova Dixon dove il  $\delta$  vale 10 MPa e dove con il simbolo X viene indicata la rottura del componente mentre con O la non rottura.

### 1.4.2. Risultati del test

Durante la prova STF si utilizza una ruota a denti dritti con le seguenti caratteristiche:

*Tab.1.2 Parametri ruota campione STF*

<b>Parametri</b>	<b>Valori</b>
Modulo normale	5 mm
Angolo di pressione	28°
Correzione del dente	+0.200
Numero denti	36

I dati della ruota sono stati valutati con la seguente equazione in modo da ottenere un limite di fatica ( $X_{50}$  [kN]) con il 50% di probabilità di fallimento:

$$X_{50} = X_f + K \cdot d \quad (1)$$

dove  $d$  indica lo step di carico (nel caso in esame vale 2) e  $K$  è ottenuto dalla tabella fornita dal metodo Dixon. Il valore di  $X_{50}$  così ottenuto sarà pari a 46,7 kN.

La relazione tensione – carico esercitato è stata ottenuta applicando la procedura descritta dal metodo B dello standard ISO 6336-3 determinando prima i valori di  $Y_F$  e  $Y_S$  necessari per la soluzione di:

$$\frac{\sigma_F}{F} = \frac{\cos \alpha_n}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \quad (2)$$

da cui si ottiene un valore di 10,44 MPa per 1kN di carico applicato.

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fe}}{m} \cdot \cos(\alpha_{Fen})}{\left(\frac{S_{Fn}}{m}\right)^2 \cdot \cos(\alpha)} \quad (3)$$

$$Y_S = (1,2 + 0,13 L) q_s \left[ \frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right] \quad (4)$$

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (5)$$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F} \quad (6)$$

Il valore del limite di fatica, a cui corrisponde la probabilità di rottura del 50%, in termini di tensione, vale 487,55 MPa.

## Capitolo 2

# Descrizione della metodologia di prova

Lo studio fatto sulla fatica di ruote dentate consta di due parti: nella prima parte è stata calcolata, mediante l'utilizzo della normativa ISO 6336, la forza per produrre una tensione al limite di fatica il cui risultato verrà confrontato con un'analisi FEM mediante l'uso del pacchetto *Simulation* del software Solidworks; nella seconda parte è stata realizzata un'analisi sperimentale mediante l'utilizzo di una macchina per prove di fatica, utilizzando il valore di forza calcolato nella parte precedente e verificando la resistenza della ruota a  $10^6$  cicli.

L'obiettivo perseguito è stato quello di realizzare un'attrezzatura compatibile per diverse tipologie di ruote differenti in modulo e numero di denti, per poter eseguire le prove a fatica in modo statico, similmente a quanto illustrato nel test STF.

L'attrezzatura realizzata consiste in due punzoni (vedi capitolo 2): uno con la funzione di appoggio e l'altro con la funzione di trasmettere il carico al dente della ruota.

Questi due punzoni vengono inseriti nelle morse di una macchina per prove a fatica, che nel caso analizzato era una INSTRON 8516.

Tra i due punzoni viene posizionata la ruota in modo che la forza trasmessa risulti tangente alla circonferenza di base.

Questa condizione fa sì che il numero di denti della ruota tra i due punzoni non è sempre lo stesso.

Il valore di carico inserito nella macchina, per poter eseguire la prova, è quello calcolato nella prima parte mediante la normativa ISO 6336.

Infine, il carico viene trasmesso al dente e, a rottura avvenuta del dente, si va a vedere il numero di cicli che ha causato questa condizione.

## 2.1 Calcolo della forza per raggiungere il limite di fatica

Il primo passo è stato quello di determinare il valore di forza, tramite la normativa ISO 6336, per poter eseguire successivamente la parte sperimentale, verificando che la tensione a fondo dente non superasse la tensione limite di fatica del componente.

### 2.1.1 Descrizione metodo ISO 6336

La normativa ISO 6336 [4] permette di calcolare la tensione a fondo dente sia per ruote con dentatura interna ed esterna, sia che si tratti di dentatura dritta o dentatura di tipo elicoidale.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \quad (7)$$

L'obiettivo è stato quello di ottenere il valore di forza da impostare per la prova sperimentale.

La normativa UNI 8862 mette in relazione la tensione a fondo dente con la tensione ammissibile a fondo dente:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (8)$$

dove la tensione ammissibile è funzione della tensione limite di fatica del materiale  $\sigma_{F \text{ lim}}$ , del fattore di sicurezza  $S_{F \text{ min}}$  e di una serie di coefficienti che correggono il limite di fatica del materiale:

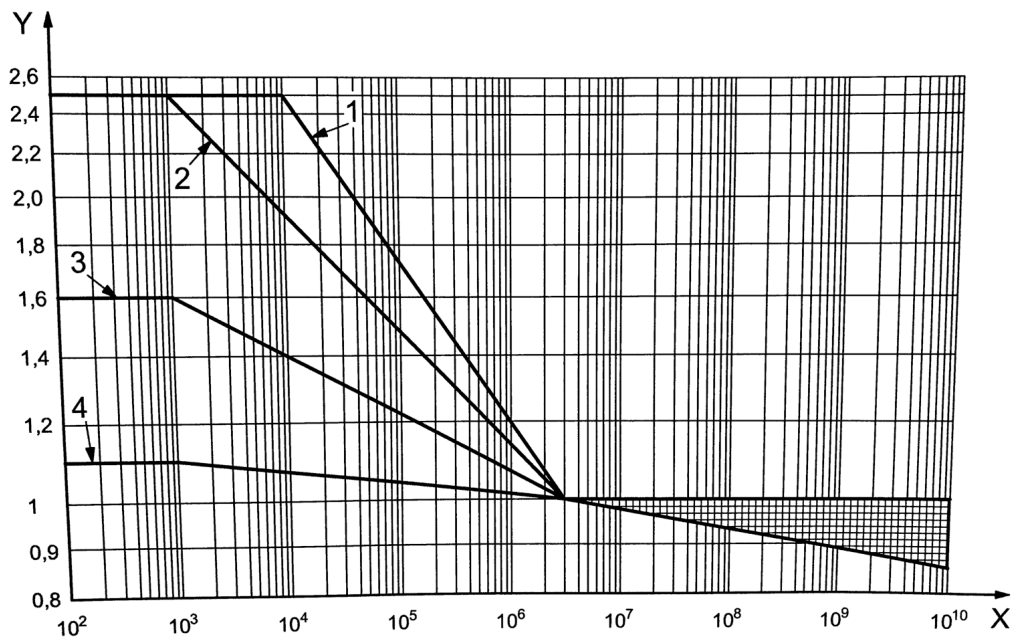
$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{\delta \text{ relT}} \cdot Y_{R \text{ relT}} \cdot Y_X \quad (9)$$

$\sigma_{F \text{ lim}}$  vale 200MPa per un acciaio non legato

$S_{F \text{ min}}$  vale 1 per non far diminuire il valore di  $\sigma_{FP}$

$Y_{NT}$  rappresenta la curva di Wöhler del componente, il quale è prossimo all'unità visto che le ruote analizzate sono a basso tenore di carbonio (curva 4).





*Fig.2.1 Fattore di durata Y in funzione del numero di cicli*

I fattori  $y_{\delta_{relT}}$ ,  $y_{R_{relT}}$ ,  $y_X$  possono essere inclusi nel diagramma S-N pertanto, come espresso dalla normativa vengono considerati unitari, fatta eccezione per  $y_{ST}$ , il quale tiene conto del tipo di sollecitazione (pulsante, alternata, alternata positiva...) che si ricava utilizzando il diagramma di Smith e Goodman.

Nel caso di sollecitazione pulsante positiva vale 2, come implicitamente indicato nella normativa.

Le assunzioni fatte portano ad una semplificazione dell' Eq. (9):

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F \text{ lim}} \cdot y_{ST} = 400\text{MPa} \quad (10)$$

Quindi passando per l' Eq. (8) la (7) diventa:

$$\sigma_{FP} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \quad (11)$$

### Fattore di forma $Y_F$

Questo coefficiente tiene conto dell'effetto della geometria del dente sulla tensione nominale di flessione, definito nell' Eq. (3).

La sezione più sollecitata, secondo la normativa, è individuata da due rette inclinate di  $30^\circ$  rispetto l'asse di simmetria del dente (aventi origine nel punto di intersezione fra l'asse di simmetria e la retta dei contatti) e tangenti al profilo ad evolvente.

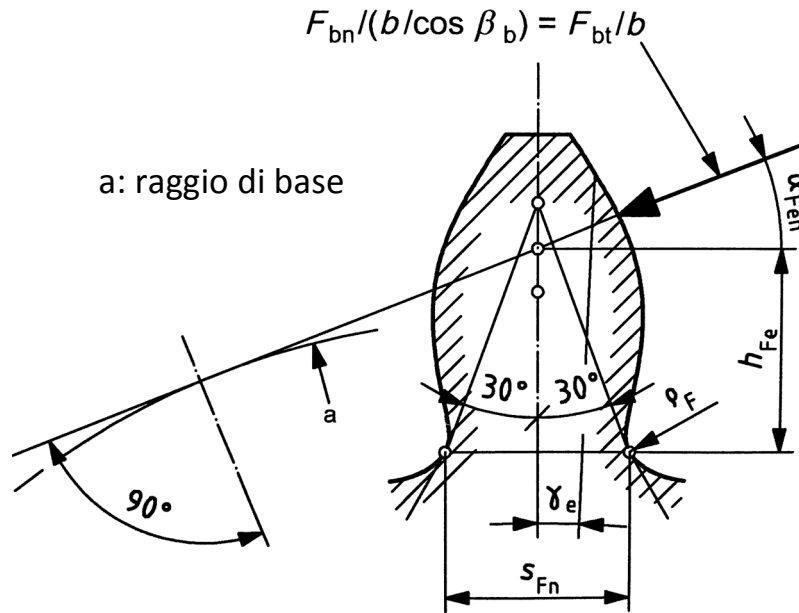


Fig.2.2 Parametri del fattore di forma

I parametri  $h_{Fe}$ ,  $s_{Fn}$  e  $\alpha_{Fen}$  sono stati ottenuti direttamente dal file CAD, una volta creato il modello della ruota tramite Solidworks, senza utilizzare le formule espresse dalla normativa ISO 6336.

### Fattore di correzione delle tensioni $Y_S$

Questo fattore è usato per convertire la tensione nominale in una tensione locale alla radice del dente. Equazioni (5), (6) e (7).

A questo punto, noti  $Y_F$  e  $Y_S$ , è stato possibile ottenere il valore della forza tangenziale utilizzando l'Eq. (11).

La forza che dovrà trasmettere la macchina per poter eseguire la prova di fatica sarà:

$$F = \frac{F_t}{\cos(\alpha_{Fen})} \quad (12)$$

#### **2.1.2 Calcolo FEM**

Per poter eseguire il calcolo agli elementi finiti è stato necessario, per prima cosa, creare tramite Solidworks la geometria CAD delle ruote dentate e dei punzoni.

Sono state scelte quattro tipologie di ruote dentate che differiscono per numero di denti e modulo da catalogo e realizzate dall'azienda Ct Meca.

Tali ruote non presentano alcun tipo di trattamento.

*Tab.2.1 Ruote dentate da catalogo*

<b>RUOTE CT MECA</b>		
Numero di denti (z)	Modulo [mm]	Larghezza di fascia [mm]
20	3	30
20	4	40
25	4	40
15	6	60

### Analisi ruote mediante profilometro di contatto

Per capire con quanta accuratezza siano state realizzate le ruote è stato utilizzato un profilometro di contatto.

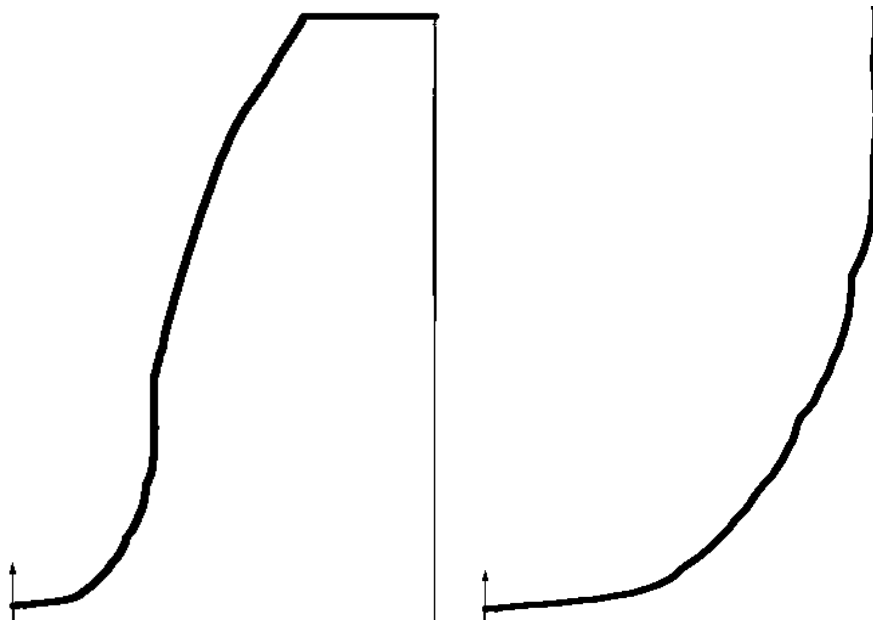
Il profilometro è uno strumento atto alla misurazione e all'analisi della geometria di pezzi i cui risultati vengono redatti in 2D.



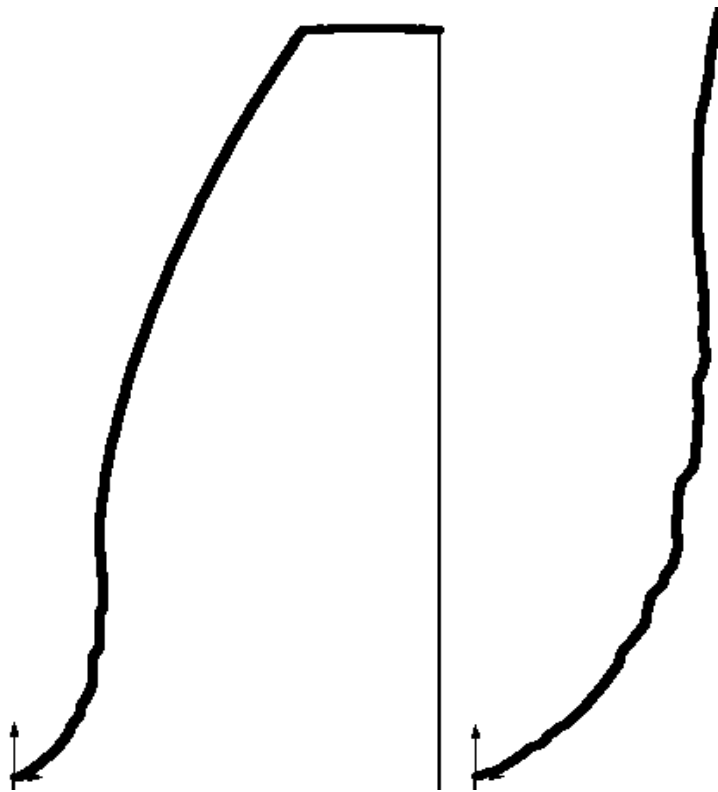
*Fig.2.3 Profilometro*

Esso è costituito da uno stilo con la punta di diamante che si muove prima verticalmente in contatto con il campione e poi lateralmente in modo da tracciarne il profilo [6].

A titolo d'esempio sono stati riportati i risultati ottenuti dal profilometro per le ruote z20 m3 e z15 m6.



*Fig.2.4 Risultati profilometro per ruota z20 m3. Nell'immagine di destra è stato fatto uno zoom del profilo per mettere in evidenza l'irregolarità della superficie*



*Fig.2.5 Risultati profilometro z15 m6. Nell'immagine di destra è stato fatto uno zoom del profilo per mettere in evidenza l'irregolarità della superficie*

E' possibile notare una scarsa qualità della superficie dei denti delle ruote dovuta al fatto che si sono acquistate ruote da catalogo sebbene ciò non influirà nell'analisi redatta.

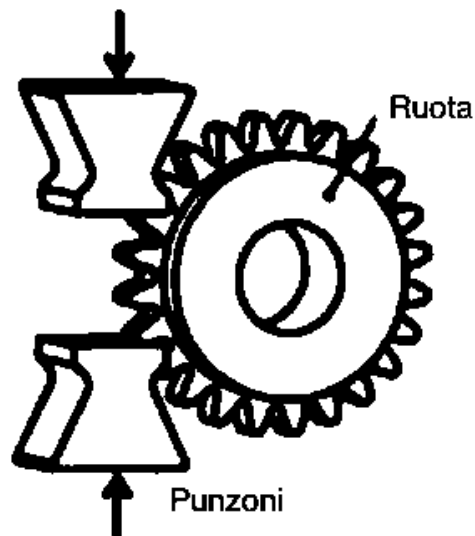
A questo punto è stato creato il modello CAD delle ruote e si è passati alla progettazione dei punzoni.



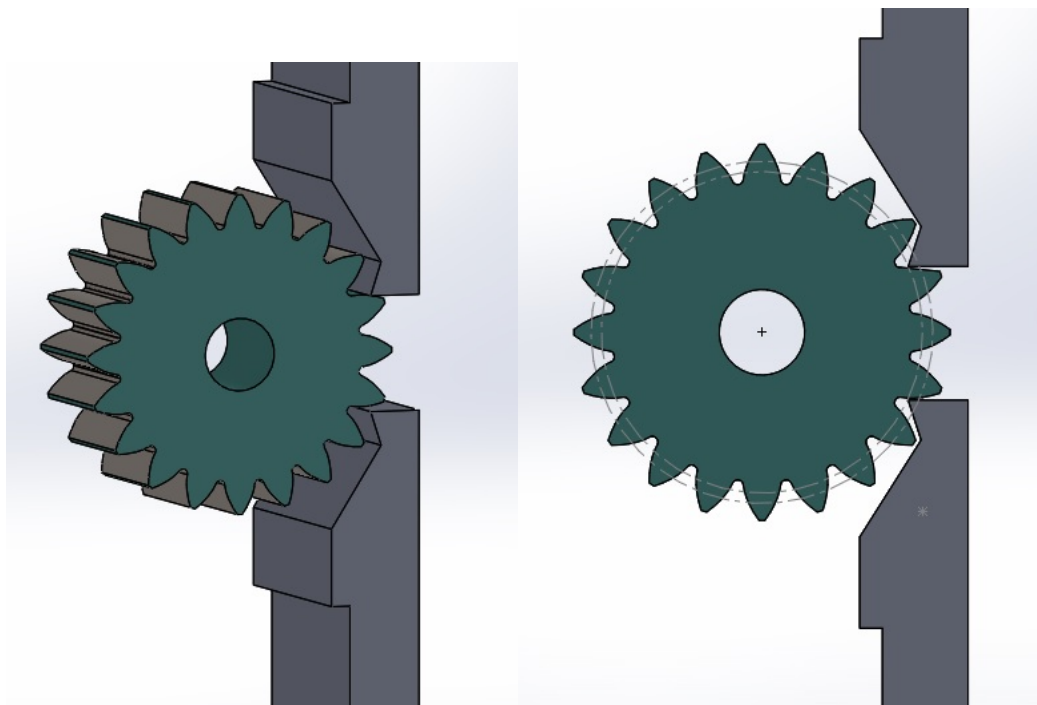
## Dimensionamento dei punzoni

Un aspetto fondamentale per il dimensionamento dei punzoni è stato l'ingombro dei denti delle ruote, in modo da poterli utilizzare per varie tipologie di ruote, rispettando inoltre la condizione di tangenza della forza con la circonferenza di base.

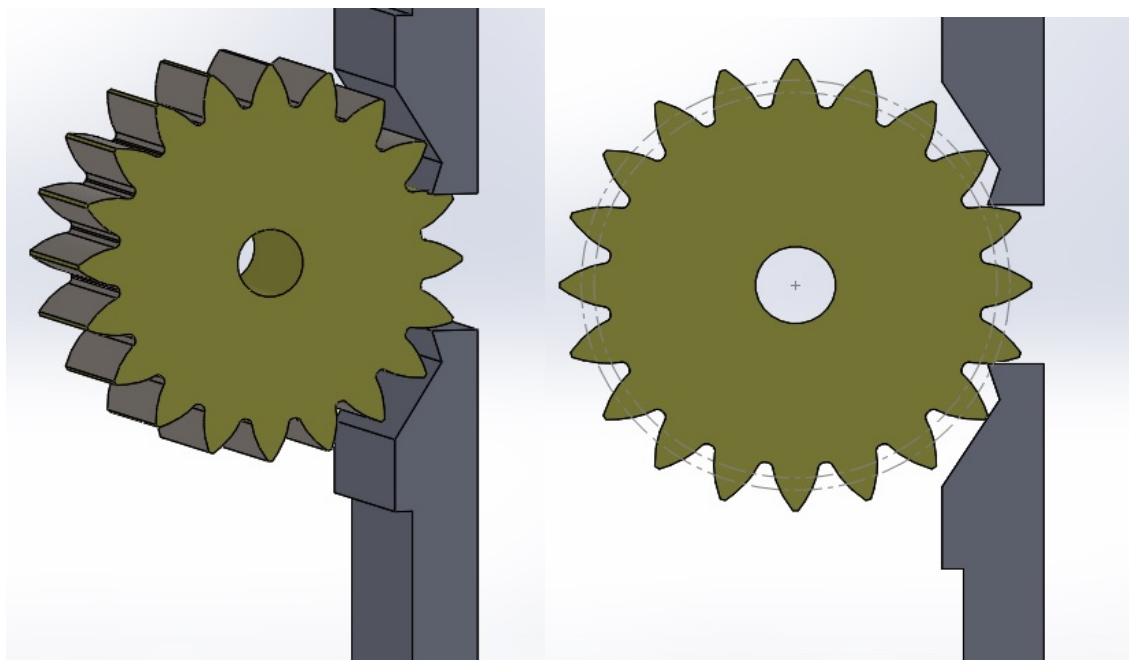
Per la creazione della forma dei punzoni si è preso spunto dal lavoro fatto dal Politecnico di Milano [2], adattandola nel modo migliore alle ruote sopra citate.



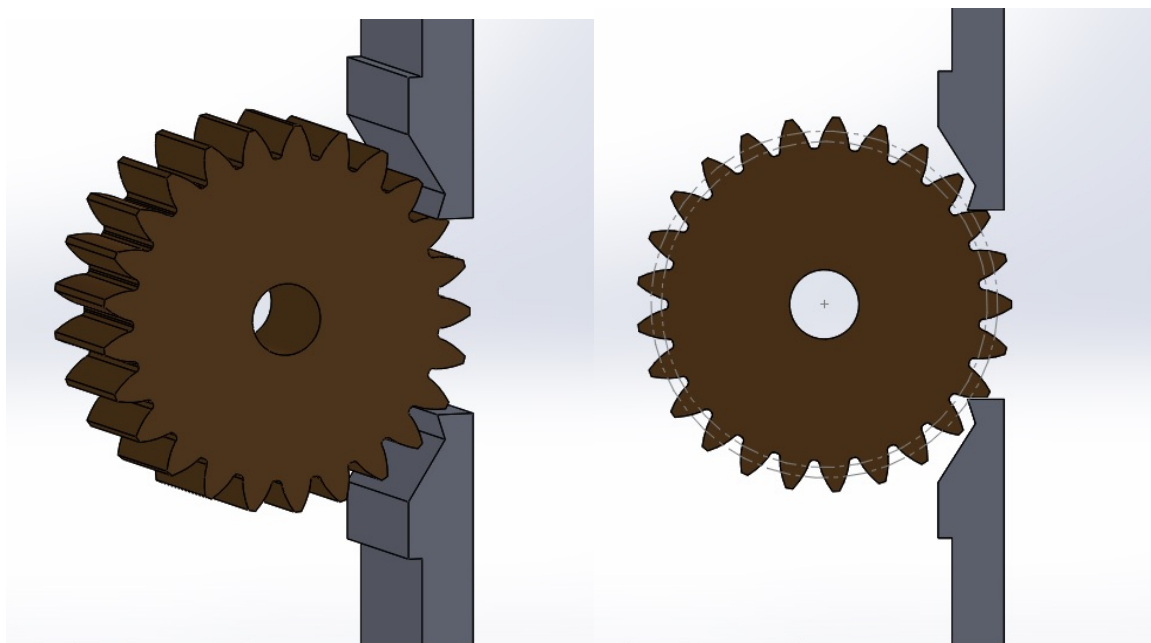
*Fig.2.6 Esempio punzoni*



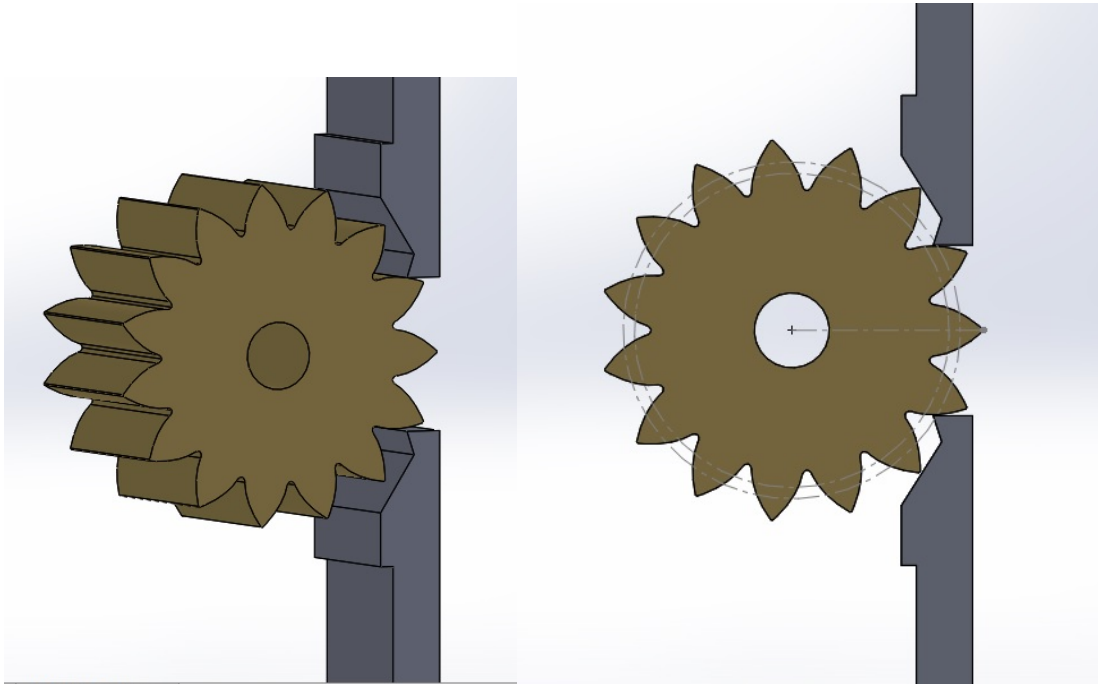
*Fig.2.7 Ruota z20 m3*



*Fig.2.8 Ruota z20 m4*



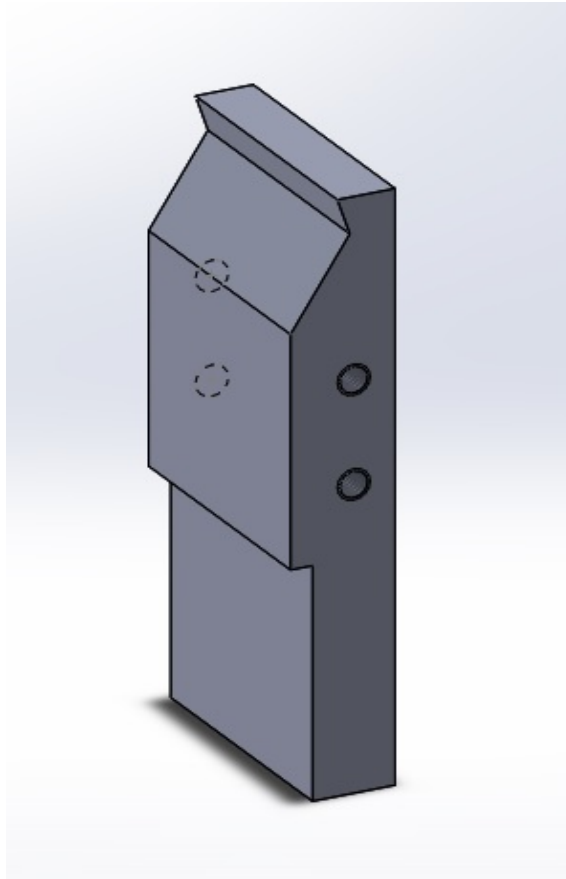
*Fig.2.9 Ruota z25 m4*



*Fig.2.10 Ruota z15 m6*

Sono stati considerati, nel progetto dei punzoni, due fori filettati in modo da poter collegare una staffa per il sostegno della ruota durante la prova.

La superficie dei punzoni, che andava in contatto con quella del dente della ruota, è stata temprata in modo da rinforzarla.

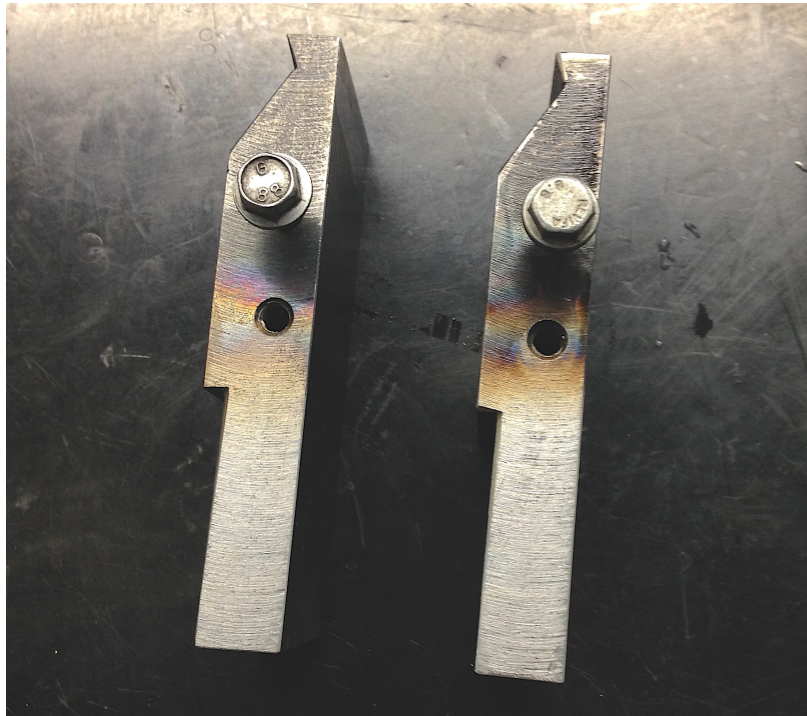


*Fig.2.11 Punzone 3D, vista isometrica*

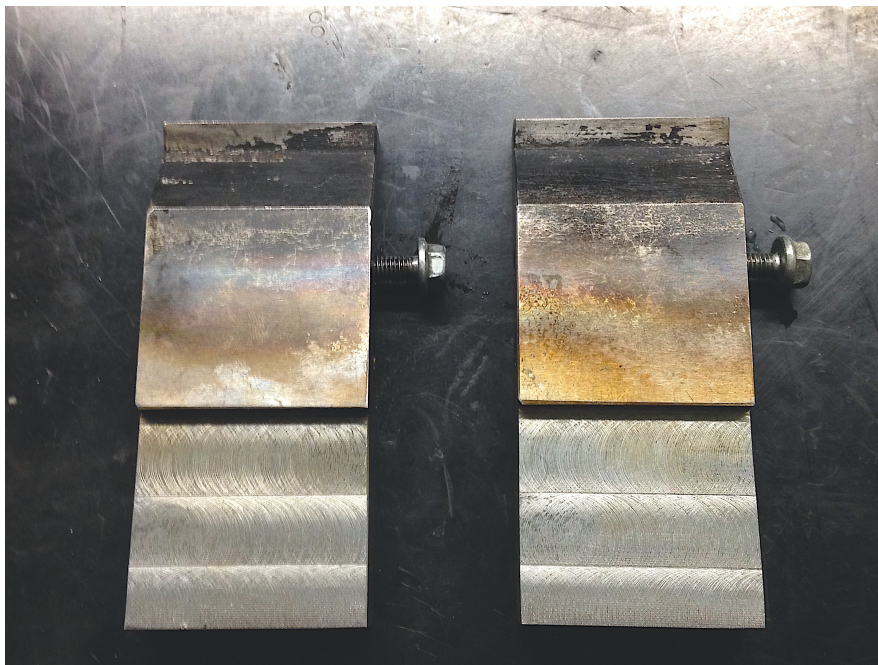
La lunghezza e lo spessore dei punzoni sono stati determinati valutando la sede di attacco della macchina per la prova a fatica.

La larghezza, invece, è stata posta poco superiore alla media delle larghezze di fascia delle ruote.

Una volta stabilita la forma dei punzoni, questi sono stati realizzati da un'officina meccanica.



*Fig.2.12 Punzoni, vista laterale*



*Fig.2.13 Punzoni, vista frontale*



## Analisi FEM

A questo punto è stata fatta un'analisi statica tramite l'uso di Solidworks.

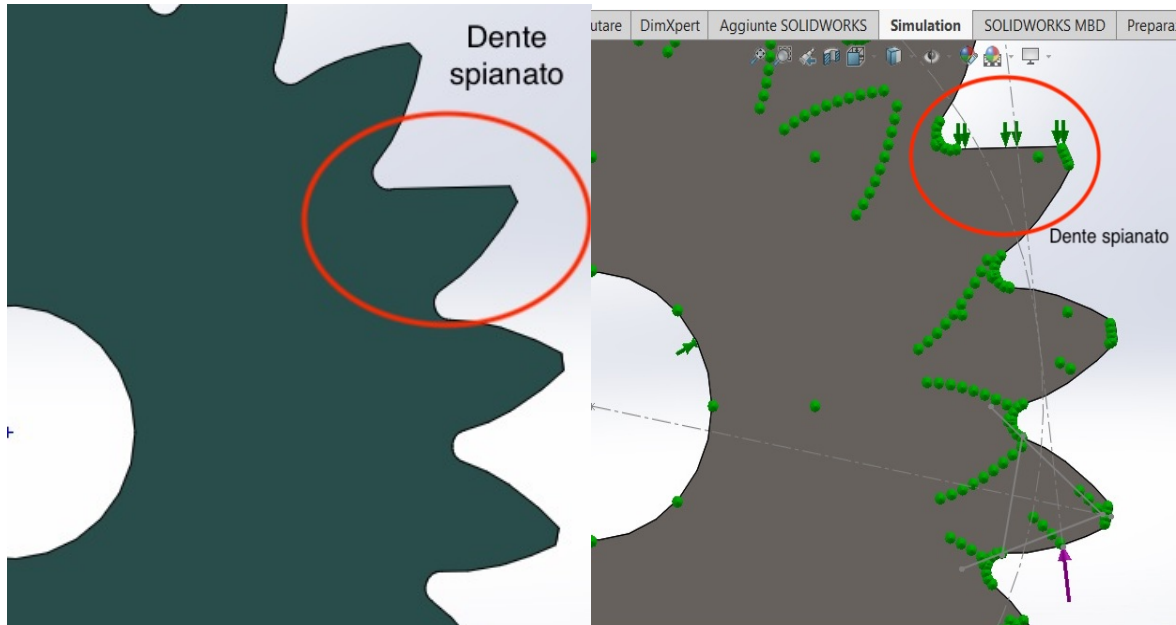
E' stata scelta come ruota quella più piccola tra quelle disponibili, vale a dire quella avente numero di denti pari a 20 e modulo 3.

I passi seguiti per tale analisi sono stati i seguenti:

- Definizione dei vincoli
- Definizione del materiale
- Applicazione del carico
- Generazione della mesh

I vincoli introdotti per il bloccaggio della ruota sono stati: un carrello per entrambe le facce della ruota, un carrello sul dente di sostegno e una cerniera nel foro centrale, in modo tale da poter simulare la condizione reale della prova di fatica.

Per poter introdurre il carrello nel dente di sostegno si è dovuto spianare il dente, come mostrato in figura.



*Fig.2.14 Dente spianato per applicazione carrello. Nella figura di destra si è stato applicato il carrello*

E' stato scelto come materiale un acciaio in lega.

Per determinare il punto di contatto tra il carico e il dente, è stato ricreato nell'ambiente virtuale lo schema presentato in figura 2.15, da cui è stato possibile estrapolare i valori di  $h_{Fe}$  ,  $s_{Fn}$  e  $\alpha_{Fen}$  utili per il calcolo della forza da applicare al dente.

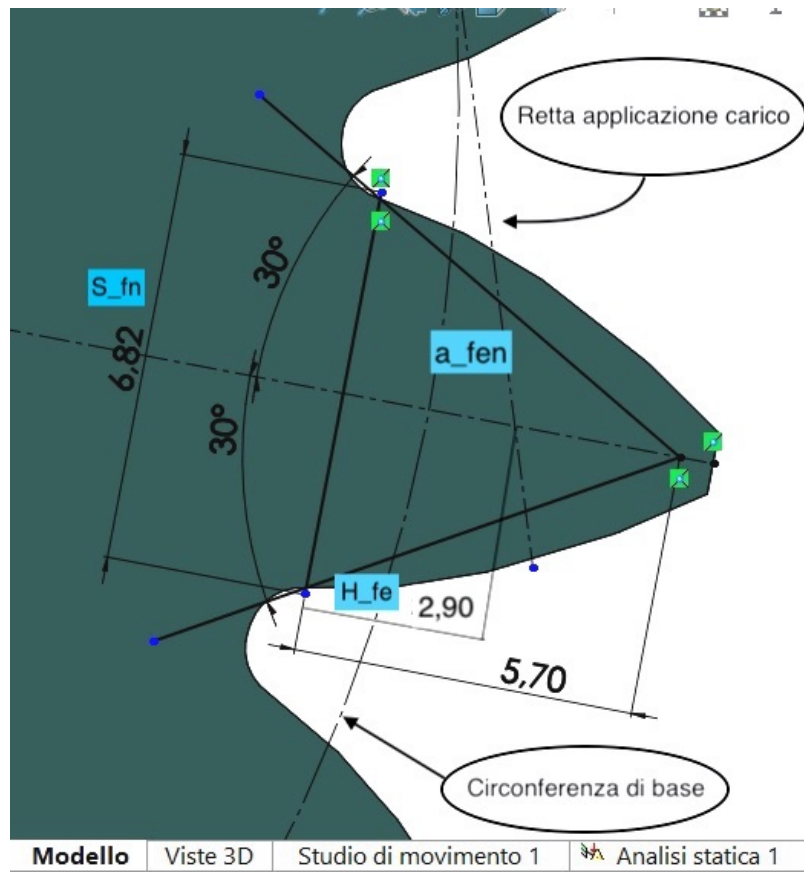


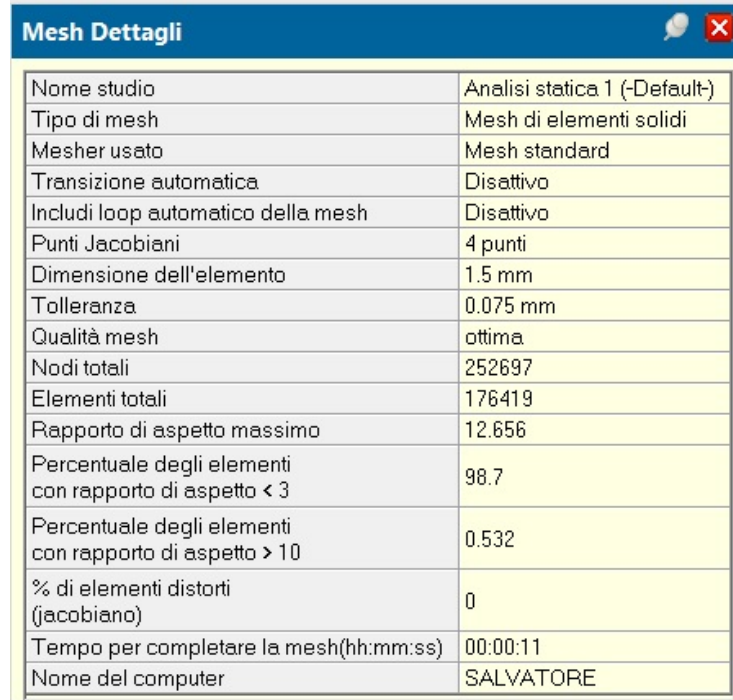
Fig.2.15 Creazione in ambiente Solidworks dello schema per determinare il punto di contatto

Un aspetto di fondamentale importanza ha riguardato la generazione della mesh.

*Tab.2.2 Caratteristiche mesh*

<b>Dimensione elemento [mm]</b>	<b>Numero di elementi</b>
4,5	13.866
4	17.965
3,5	23.198
3	27.704
2,5	54.033
2	68.776
1,5	176.419
1	417.783

La dimensione dell'elemento della mesh è stata presa pari a 1.5 mm su tutto il componente.



Mesh Dettagli	
Nome studio	Analisi statica 1 (-Default-)
Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Mesheser usato	Mesh standard
Transizione automatica	Disattivo
Includi loop automatico della mesh	Disattivo
Punti Jacobiani	4 punti
Dimensione dell'elemento	1.5 mm
Tolleranza	0.075 mm
Qualità mesh	ottima
Nodi totali	252697
Elementi totali	176419
Rapporto di aspetto massimo	12.656
Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto < 3	98.7
Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto > 10	0.532
% di elementi distorti (jacobiano)	0
Tempo per completare la mesh(hh:mm:ss)	00:00:11
Nome del computer	SALVATORE

*Fig. 2.16 Parametri mesh*

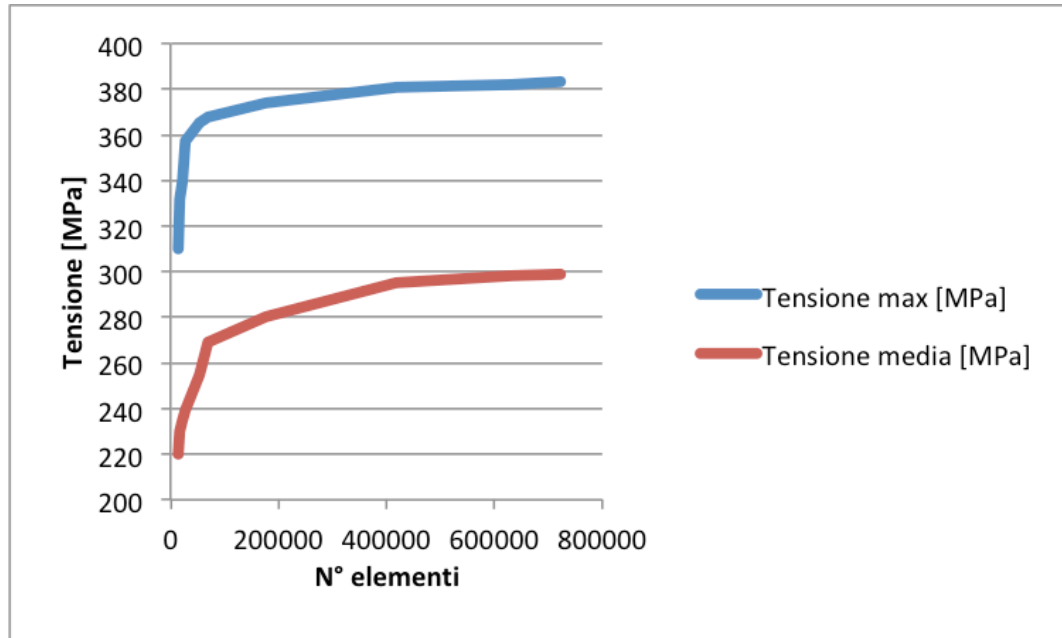


Fig. 2.17 Andamento tensioni in funzione delle dimensioni dell'elemento

Non è stato necessario infittire la mesh nel vano tra due denti (con il comando *controllo mesh*) poiché il valore di tensione ottenuto non si discostava molto dai risultati ottenuti precedentemente.

Il controllo mesh si riferisce alla specificazione di diverse dimensioni degli elementi in regioni diverse del modello.

Elementi di dimensione piccola migliorano la precisione dei risultati.

Infine è stata lanciata la simulazione e sono stati ottenuti i valori di tensione a fondo dente.

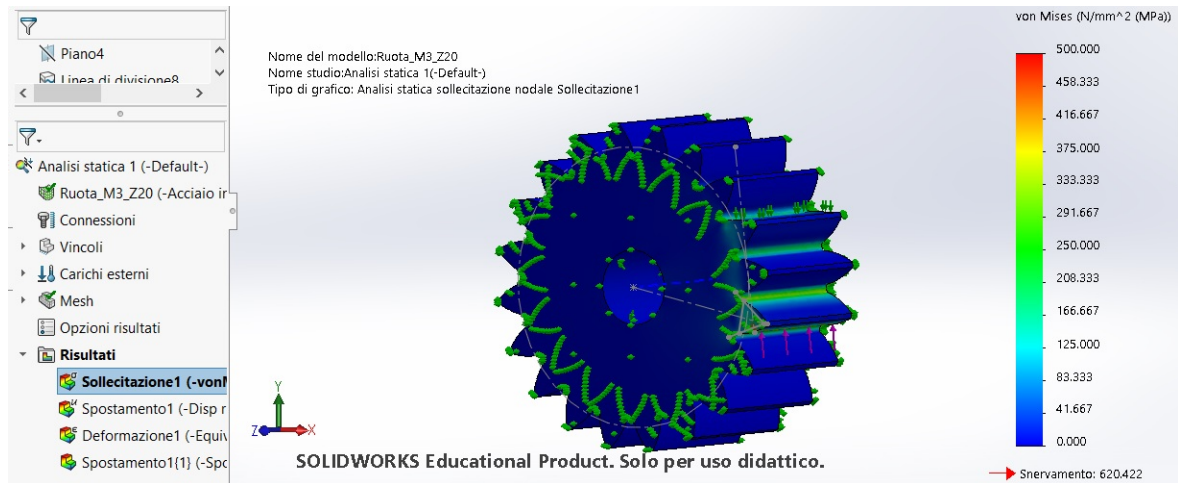


Fig. 2.18 Simulazione Solidworks

### 2.1.3 Confronto tensioni ISO e FEM

Prima di proseguire con l'analisi sperimentale è stato necessario un confronto tra i risultati ottenuti con il calcolo mediante normativa ISO 6336 e quelli ottenuti con gli elementi finiti.

Nel primo caso la tensione al limite di fatica ha un valore pari a 400MPa (Eq. 4) mentre con l'analisi FEM la tensione massima raggiunta al piede del dente era di 374 MPa.

Quest'ultima è stata ottenuta selezionando la zona d'interesse mediante lo strumento *sonda*. La differenza tra i due valori di tensione è ritenuta accettabile poiché l'errore è del 7%.



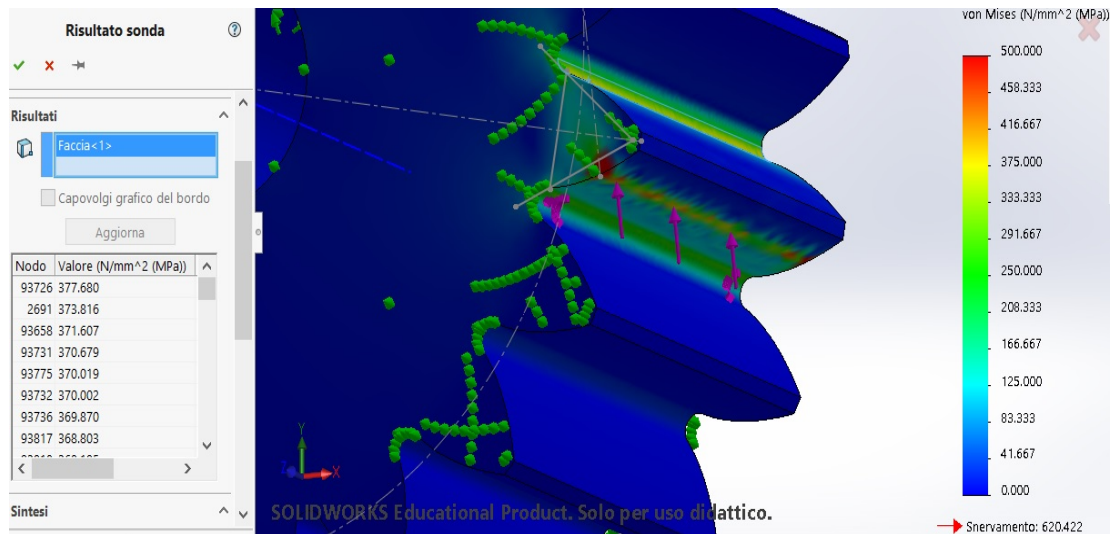


Fig. 2.19 Valutazione tensioni a fondo dente

Tra due tipologie di modelli è sempre presente un errore nel valore di una grandezza che si vuole calcolare, ciò sta nella natura del modello stesso.

La stima in difetto del valore della tensione è dovuta al fatto che non è stato utilizzato un software specifico per l'analisi FEM.

E' bene inoltre ricordare che tali valori calcolati saranno un po' diversi nella realtà poiché entrano in gioco altri fattori come ad esempio un'inclinazione diversa del carico, il modo in cui questo viene trasmesso, la presenza di difetti nel materiale, ecc.

## **2.2 Descrizione dell'attrezzatura sperimentale**

La prova a fatica, eseguita nel laboratorio di meccanica, è stata realizzata mediante l'uso di una macchina per prove a fatica INSTRON 8516.

Tale macchina è dotata di un sistema di controllo PID (proportional integral derivative) dove grazie ad un input che determina il valore attuale è in grado di reagire ad un eventuale errore positivo o negativo tendente ad annullarlo.



*Fig. 2.20 INSTRON 8516*

La macchina è alimentata da un sistema servo-idraulico necessario per la movimentazione delle morse (apertura/chiusura e avanzamento) e per il trasferimento del carico.



*Fig. 2.21 Morse macchina INSTRON 8516*

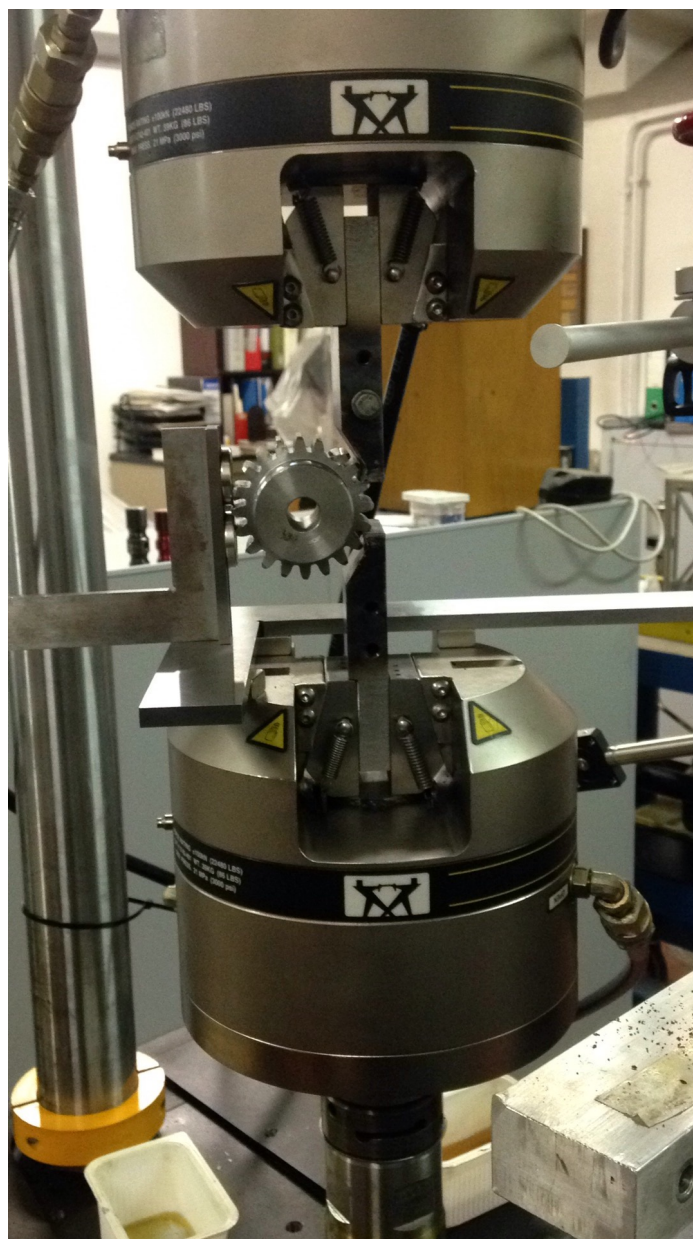
Essa è programmabile mediante un apposito software che ci permette di gestire la forma d'onda da trasmettere, la taratura, i limiti di configurazione e il monitoraggio dello stato. [5]

### *2.2.1 Descrizione della prova*

I passi seguiti per l'esecuzione della prova di fatica sono stati i seguenti:

- Inserimento dei punzoni all'interno delle morse
- Posizionamento della ruota
- Sostegno della ruota durante la prova
- Definizione del ciclo di carico

Dopo aver inserito i due punzoni nelle morse della macchina e aver posizionato la ruota tra i due punzoni, il sostegno è stato realizzato in due diversi modi: il primo è stato fatto mediante l'uso di due barre in acciaio e due calamite, con il vantaggio di avere un posizionamento preciso della ruota ma scarso risultato se il numero di denti era dispari; il secondo è stato fatto con il sostegno di due staffe collegate mediante viti filettate all'interno di uno dei due punzoni, con il vantaggio che la ruota non cadeva a rottura avvenuta ma con problemi nell'aver il punto di contatto corretto.



*Fig. 2.22 Posizionamento con barre di acciaio e calamite*



*Fig. 2.23 Posizionamento con staffe*

Alla fine è stata scelta la prima soluzione in quanto risultava più efficace nel sostegno della ruota e più precisa rispetto alla seconda.

A questo punto sono stati definiti i parametri necessari per il ciclo di carico mediante apposito software per il controllo della macchina.

Innanzitutto è stato dato un precarico di compressione pari a 2 kN sul dente della ruota, in modo da sostenerla (quindi i due punzoni risultano sempre in compressione in modo tale da tenere salda la ruota durante il ciclo a fatica) e avere tensione media non nulla.

Tale precarico viene trasmesso secondo una "rampa discendente" con durata pari a 10 s a cui segue il ciclo di carico, secondo una sinusoide.

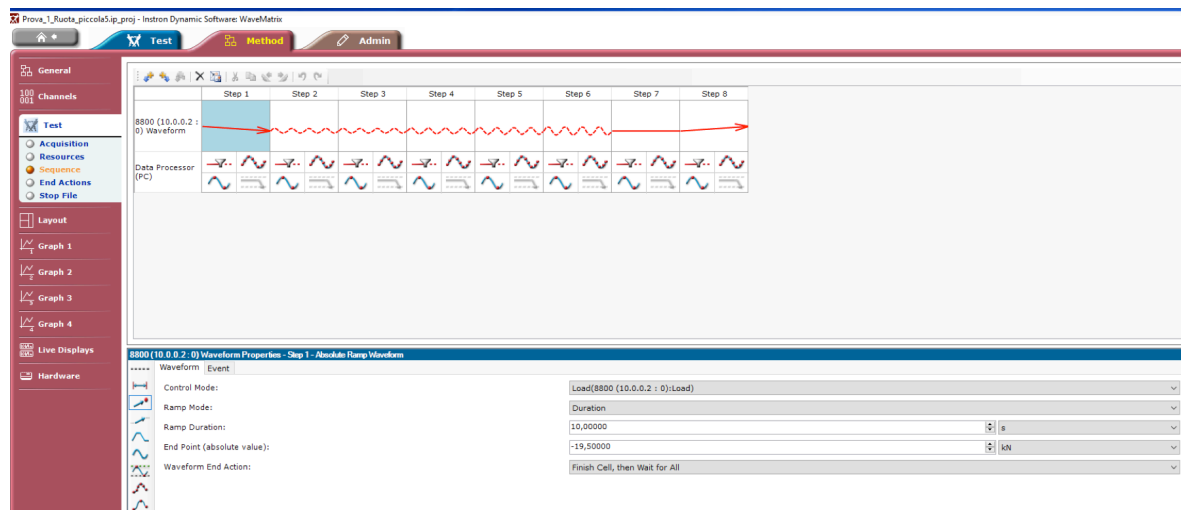


Fig. 2.24 Ciclo di carico macchina INSTRON, evidenza del precarico impostato

Il valore finale di carico da impostare è stato pari a 19,5 kN.



La tecnica con cui il carico viene trasmessa consiste nel suddividere il numero di cicli totali cui è soggetto un componente in vari step nei quali si va ad aumentare la frequenza di eccitazione del sistema e il carico applicato in modo graduale.

*Tab. 2.3 Ciclo di carico*

Carico [kN]	5	10	12,5	15	17,5
Frequenza [Hz]	1	2	5	10	20
N° cicli raggiunti	100	200	500	1000	10 <sup>6</sup>

Una volta raggiunti i 10<sup>6</sup> cicli si è introdotto un ciclo stabilizzante della durata di 10 s con il carico massimo impostato per poi scaricare la macchina.

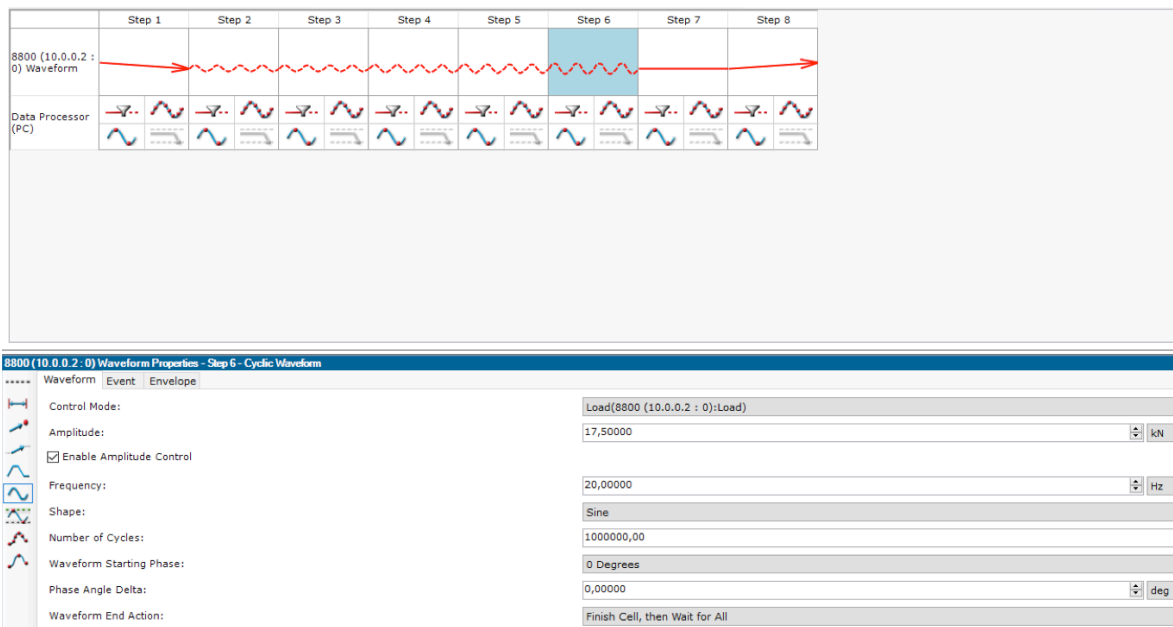


Fig. 2.25 Ciclo di carico macchina INSTRON, evidenza del ciclo sinusoidale

A questo punto tutto è pronto per poter eseguire la prova sperimentale.

## Capitolo 3

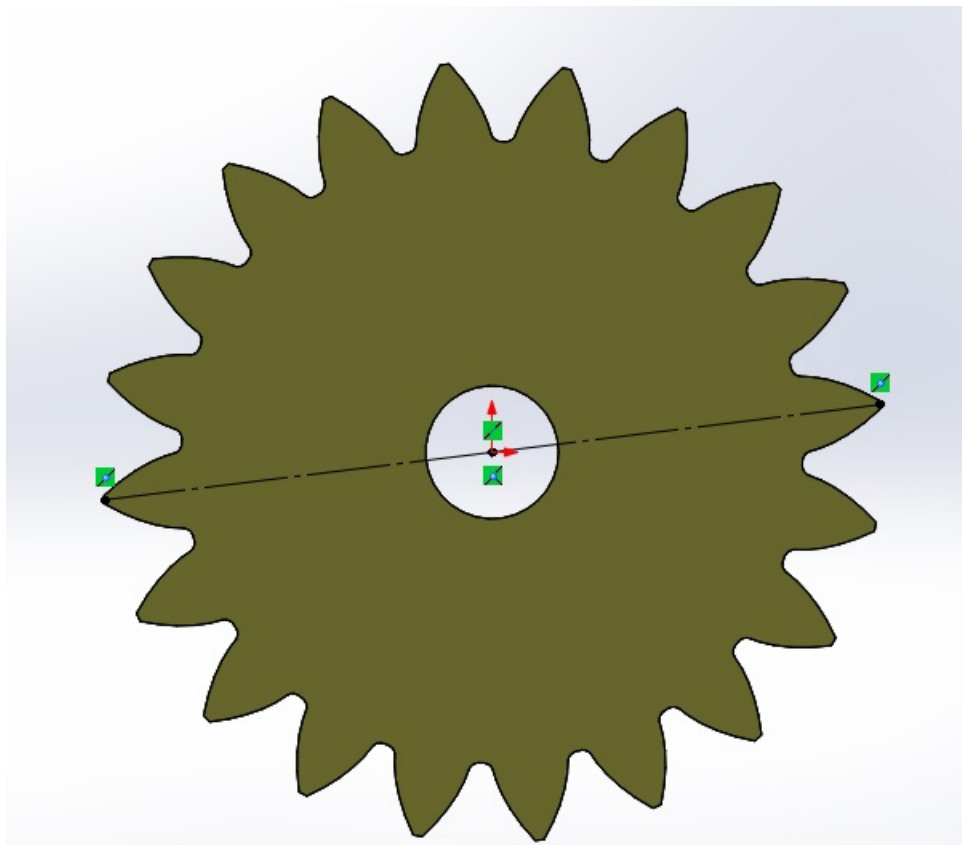
# Risultati preliminari

In questa sezione vengono presentati i risultati ottenuti durante le prove sperimentali.

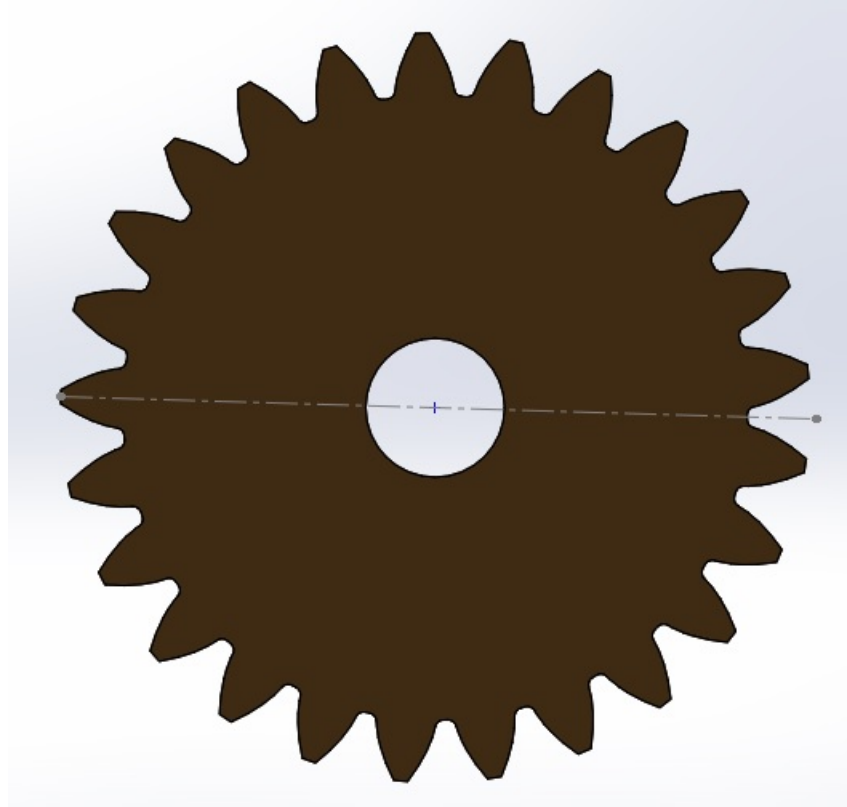
### 3.1 Risultati ottenuti

Prima di giungere a un risultato concreto, sono stati riscontrati dei problemi durante l'esecuzione della prova legati al posizionamento con le due calamite.

Questo tipo di posizionamento risulta efficace solo se il numero di denti della ruota è pari, infatti, con un numero dispari di denti, non essendo garantita la simmetria tra i denti della ruota, il carico non risulterebbe tangente alla circonferenza di base.



*Fig. 3.1 Simmetria dovuta al numero di denti pari*



*Fig. 3.2 Simmetria non rispettata a causa del numero di denti dispari*

Quindi al termine della prova a fatica sulla ruota con numero di denti pari a 20, posizionata con le calamite, la rottura del dente della ruota è avvenuta ad un numero di cicli inferiore a  $10^6$ , più precisamente a 470000 cicli.



*Fig. 3.3 Ruota dopo le prove a fatica*



*Fig. 3.4 Rottura del dente dopo la prova a fatica*

La causa della rottura è additata alla scarsa qualità di lavorazione delle ruote.

## Conclusioni

In conclusione, possiamo affermare che la procedura qui esposta per lo studio a fatica di ruote dentate ha dato ottimi risultati.

La parte più complicata da realizzare è stata la progettazione dei punzoni, la cui geometria doveva essere versatile e adattabile alle ruote sopracitate.

Si ricorda che l'obiettivo della tesi è stato quello di mettere a punto una tipologia alternativa per lo studio a fatica delle ruote dentate, sebbene i risultati ottenuti durante il ciclo a fatica non rispecchiavano perfettamente i valori attesi.

Questi possono essere migliorati utilizzando ruote con qualità di lavorazione migliore, in modo tale che la rottura sia prossima milione di cicli e non prima, ma ciò influirebbe drasticamente sul costo d'acquisto delle ruote.



In futuro, questo lavoro sperimentale, può essere migliorato con lo studio di un nuovo metodo di posizionamento della ruota, in particolare per le ruote con numero di denti dispari.

Infine, appurato che la ruota riesce a resistere all'incirca a  $10^6$  cicli, si potrà procedere con lo studio dell'avvenuta rottura/non rottura mediante il metodo Dixon.

## Bibliografia

- [1] S. Manconi, E. Manfredi, "Attrezzature per prove su ingranaggi ad alte prestazioni", ResearchGate
- [2] C. Gorla, E. Conrado, "Contact and bending fatigue behaviour of austempered ductile iron gears", Journal of mechanical engineering science.
- [3] Dixon, "Applied mathematics of science and engineering", Wilery, 1971
- [4] Internationale Standard ISO 6336, edition 2006
- [5] <https://it.wikipedia.org/wiki/Profilometro>
- [6] <http://www.instron.it/it-it/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems/servo-hydraulic-fatigue/8801-floor-model/>