



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

---

Corso di Laurea triennale in  
Ingegneria Meccanica

ANALISI A FATICA PER SEMIASSI DI FORMULA SAE

FATIGUE ANALYSIS OF FORMULA SAE DRIVESHAFTS

Relatore:  
Prof. Marco Sasso

Rapporto Finale di:  
Luca Verdecchia

Anno Accademico 2018/2019



INTRODUZIONE.....	2
1. STUDIO DEL SEMIASSE.....	7
1.1. Ricerca e studio dei profili scanalati .....	8
1.2. Studio e calcolo delle misure .....	12
1.3. Ricerca del materiale .....	17
1.4. Calcolo del momento torcente .....	19
1.5. Determinazione del diametro minimo.....	20
1.6. Verifica del dente.....	23
1.7. Disegno CAD .....	24
2. LA RESISTENZA A FATICA: FONDAMENTI .....	25
2.1. Curva di wohler e limite di resistenza a fatica curva di wohler .....	29
2.2. Determinazione della storia di carico .....	37
2.2.1. Optimumlap.....	37
2.2.2. Matlab e Simulink .....	41
2.2.3. Rainflow .....	45
2.3. Abaqus-analisi fem .....	47
2.4. Quick fatigue tool .....	50
2.5. Risultati.....	54
3. Conclusioni .....	55
BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA .....	56

## INTRODUZIONE

Con il presente lavoro ci si pone l'obiettivo di progettare, dimensionando e svolgendo un'analisi a fatica, i semiasse di un'auto da corsa che parteciperà alla Formula Sae, una competizione universitaria internazionale organizzata dalla Society of Automotive Engineers (SAE) che prevede la progettazione e la produzione di un prototipo da corsa secondo un preciso regolamento, atto soprattutto a garantirne la sicurezza ed a limitarne le prestazioni, lasciando ampio spazio alle soluzioni tecniche adottabili.

Istituita nel 1981, con lo scopo di dare agli studenti universitari la possibilità di confrontarsi in un evento che risulti quanto più appetibile e interessante, la competizione è ad oggi diffusa in tutto il mondo, con oltre dieci eventi annuali, organizzati direttamente dalla SAE in collaborazione con le associazioni nazionali di ingegneri e tecnici dell'automobile. L'edizione italiana, organizzata dall'Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA), si svolge nell'autodromo Riccardo Paletti di Varano de' Melegari (PR) ed accoglie ogni anno oltre 70 team universitari provenienti da tutto il mondo. In gara le auto sono valutate durante una serie di prove in base alle loro qualità di design e di efficienza ingegneristica. Le prove si dividono in due macro categorie: prove statiche e prove dinamiche.

Nelle tre discipline statiche gli studenti presentano le loro costruzioni, il piano dei costi e il business plan, e li discutono in presenza dei giudici.

**Engineering:** nel Design Event gli studenti espongono le loro soluzioni costruttive e le motivazioni delle loro scelte. Il colloquio è supportato da un apposito fascicolo preparato dal team (appunto il Design Report), al fine di

trasmettere ai giudici, nel miglior modo possibile, il lavoro svolto e le conoscenze apprese. Il punteggio totalizzato nella prova è determinato dalla concomitanza di Design Report, risposte nella discussione ed ispezione della macchina.

**Analisi dei costi:** i costi sono un importante fattore per costruire una macchina da corsa. Nel Cost Event gli studenti devono trattare di: stime dei costi, tecniche e processi di realizzazione di parti della vettura. La prova consiste in un rapporto scritto (il Cost Report) e in una discussione con i giudici riguardo il prototipo costruito. Il rapporto dei costi contiene una lista di tutti i componenti, coadiuvata dai relativi costi di acquisto e/o di produzione. Il giudizio verte sull'organizzazione del Cost Report, la comprensione dei processi di produzione, ma anche sulle strategie possibili per ridurre i costi di produzione, simulando un caso reale.

**Presentazione del business plan:** i team presentano il loro business plan di fronte ad una platea di giudici, rappresentanti, in questa specifica prova, una casa costruttrice interessata alla produzione del prototipo. L'obiettivo è quello di dimostrare la perfetta adeguatezza del proprio prodotto al target di mercato proposto, garantendo al contempo degli alti livelli di producibilità e commercializzazione della vettura. Dopo l'esposizione del proprio lavoro, sostenuta da un rappresentante del team, i giudici pongono una serie di domande al fine di approfondire le tematiche trattate, cercando talvolta di mettere in difficoltà l'esaminato per testare il suo livello di preparazione.

Le discipline dinamiche rappresentano senza dubbio le prove più attese dai team, ma anche le più impegnative. Il vero risultato del progetto viene fuori dopo i due giorni di gara vera e propria, dove le vetture vengono testate in

una serie di prove atte a valutare la versatilità, la prestazione e l'affidabilità. Si svolgono in totale 4 prove: **acceleration, skid pad, autocross, endurance**. Per accedere alle prove dinamiche è necessario prima superare ulteriori prove per motivi di sicurezza che non danno però punteggio. Si tratta dell'ispezione tecnica, in cui si deve superare un rigidissimo controllo tecnico da parte dei giudici, del tilt test, in cui la macchina viene inclinata prima a 45° senza dover perdere fluidi, poi a 60° senza doversi ribaltare: questa prova simula infatti l'accelerazione G laterale massima raggiungibile e serve proprio a testare la sicurezza dei prototipi in curva. Si passa poi al noise test, in cui si deve attestare che la macchina non sia troppo rumorosa, dovendo rimanere sotto i 110 dB di emissione sonora. Infine, si passa al brake test dove, dopo un'accelerazione di 30 m, si deve riuscire a bloccare tutte e 4 le ruote. Superati i test si può accedere alle prove dinamiche vere e proprie.

**Accelerazione:** Consiste in una prova di accelerazione 0-75 m con partenza da fermi. Le vetture migliori impiegano meno di 4 secondi per percorrere tale distanza, superando i 100 km/h dopo soli 70 m.

**Skid pad:** le macchine vengono guidate su un percorso a forma di otto. Ci sono due giri consecutivi per ogni cerchio e solo il secondo giro viene cronometrato. Le vetture dimostrano, con il giro più veloce, quanta accelerazione laterale riescono a sostenere (fino a 1,4 G).

**Autocross:** la monoposto viene guidata su un percorso di circa 1 km attraverso rettilinei e curve. Il tempo sul giro serve come indicatore delle capacità dinamiche della vettura. I risultati nell'autocross determinano l'ordine di partenza nell'endurance.

**Endurance:** fornendo il maggior numero di punti, l'endurance è la disciplina principale. Due piloti si susseguono nella guida, intervallati da qualche minuto di break, per percorrere una distanza totale di 22 km, caratterizzata da rettilinei, slalom tra i birilli e curve continue. Accelerazione, velocità, guidabilità, dinamica, consumi, affidabilità: le macchine devono mettere alla prova tutto questo. L'endurance richiede anche una certa abilità di guida da parte del pilota poiché ci possono essere fino a quattro macchine contemporaneamente sulla pista. Ogni team ha solo un tentativo e il pilota deve essere sostituito dopo 11 km. In aggiunta, nell'endurance viene misurato anche il consumo di carburante.

Il punteggio complessivo è di 1000 punti, ripartiti nelle diverse prove come mostrato nella Fig. 1.

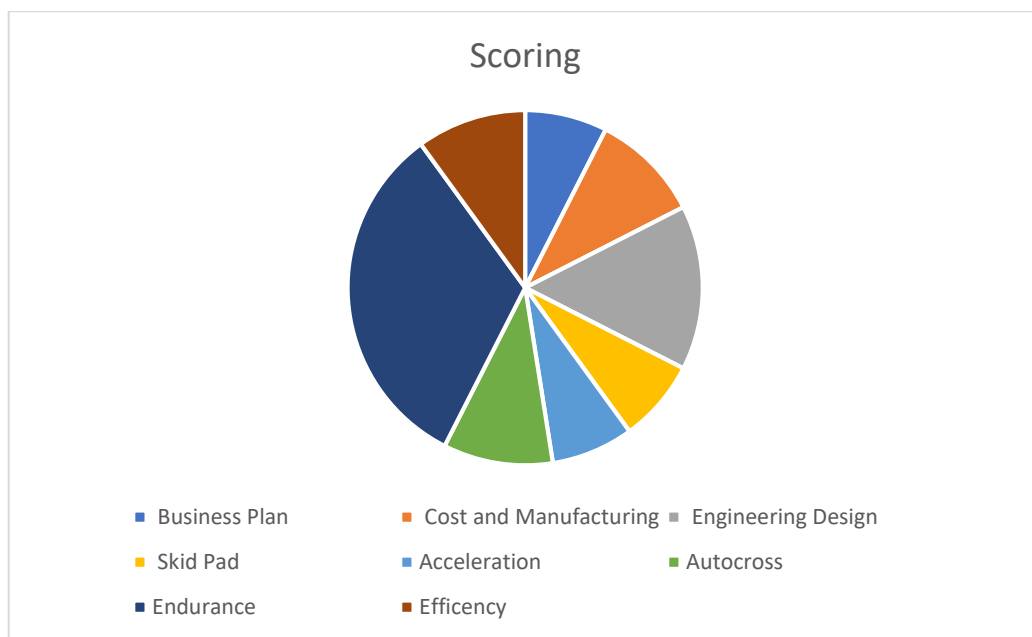


Figura 1 - Ripartizione dei punteggi attribuiti nelle prove statiche e dinamiche.

Una delle principali regole che limitano le prestazioni è il limite di cilindrata a 610 cm<sup>3</sup> e una restrizione di 20 mm all'aspirazione: queste principali restrizioni causano limitati range di potenza e di coppia, che andranno quindi ad influenzare la progettazione dei semiassi. Per i team con più anni di esperienza ci si attesta infatti su valori di coppia difficilmente superiori ai 90 Nm al motore: basta citare, tra i molti, l'università di Stoccarda (RennTeam Stuttgart) con 65 Nm, l'austriaca "TU Graz" con appena 55 Nm e tra le italiane "l'UniBo Motorsport" (Bologna) con 85 Nm, il "RaceUp Team" (Padova) con 78 Nm ed il team "Sapienza Corse" (Roma) con 58 Nm. Al momento della progettazione dei semiassi il motore del nostro prototipo era ancora in fase di studio, pertanto ci si è basati su dati attesi di 110 Nm in uscita dal motore e non su dati misurati su banco prova. Successivamente verrà preso in esame un calcolo più approfondito della coppia che interesserà i nostri semiassi.



# 1. STUDIO DEL SEMIASSE

Un semiasse è un albero di acciaio il cui compito principale è quello di trasmettere il moto rotatorio dal differenziale alla ruota. Di norma viene utilizzato congiuntamente a dei giunti che permettono la continuità della trasmissione anche in situazioni di disallineamento dovute alle frequenti oscillazioni dell'assieme della ruota causate dalle diverse condizioni dinamiche del veicolo. Usato in due configurazioni distinte, il semiasse può essere un albero dritto con scanalature ricavate in ciascuna estremità per poter essere calettato nel differenziale su un'estremità e nel mozzo sull'altra; può anche essere un albero dritto con una sola scanalatura ricavata nella parte terminale per essere calettato nel differenziale ed una flangia dall'altro lato per permettere il montaggio di una ruota all'assale. La prima tipologia è utilizzata principalmente nei progetti con asse full - floating mentre la seconda è comunemente utilizzata sulle autovetture e camioncini leggeri. In un asse di tipo full-floating, il semiasse è un asse dritto con scanalature lavorate su ogni estremità. Questo asse, comune in autocarri pesanti così come nelle applicazioni ad alte prestazioni e da corsa, non supporta alcun peso del veicolo. L'assieme della ruota è fissato al semiasse mediante un giunto che è poi calettato sul mozzo, a sua volta inserito nel portamozzo tramite un cuscinetto: con questa configurazione la ruota rotola liberamente rispetto al telaio pur sostenendo tutto il peso del veicolo. Il semiasse a sua volta viene calettato ad un giunto che, inserito all'interno di un bicchiere calettato sul differenziale, permette la libertà di movimento assiale dovuta alle oscillazioni della ruota rispetto al telaio. Data la nostra applicazione da corsa, si è scelto

l'utilizzo di semiassi di tipo full – floating: grazie a questa scelta infatti il peso della vettura non grava sui semiassi e non si ha quindi la necessità di progettare a fatica, ma solamente a torsione, permettendo di ottenere diametri minori, con conseguenti masse rotanti inferiori e quindi maggiori rendimenti della trasmissione, oltre ad una diminuzione di peso, sempre utile nelle applicazioni racing. Per una analisi completa, in questo studio verrà seguito lo schema riportato in fig.2

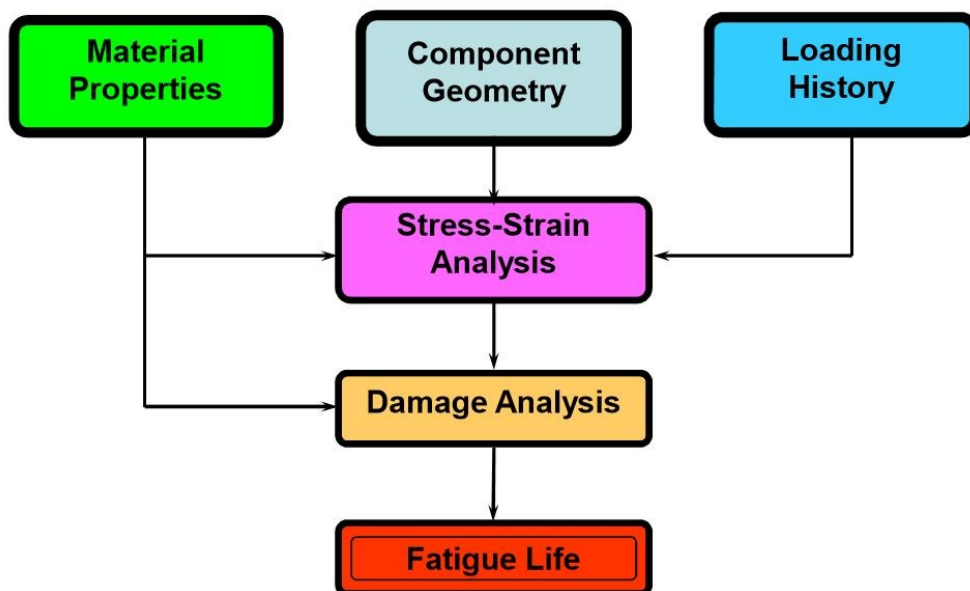


Fig. 2

### 1.1. Ricerca e studio dei profili scanalati

Per la tipologia di semiassi scelti, necessitiamo di due giunti omocineticici per garantire la trasmissione del moto, pertanto i semiassi andranno calettati sui giunti, calettamento che sarà effettuato tramite profili scanalati. I profili scanalati rappresentano infatti un metodo di collegamento albero – mozzo

realizzato attraverso due profili coniugati, uno sull'albero e l'altro sul mozzo. Vengono utilizzati principalmente quando le coppie e le velocità da trasmettere sono rilevanti, e anche quando deve essere consentita la possibilità di movimenti assiali, seppur limitati, tra albero e mozzo anche durante la trasmissione del carico. Per come sono realizzati si può dire che i profili scanalati sono equivalenti all'utilizzo di svariate linguette, con il vantaggio di trasmettere elevate coppie, di effettuare un ottimo centraggio e di permettere moti relativi tra i componenti. A discapito si avranno certamente costi di realizzazione più alti dovuti all'utilizzo di utensili dedicati. I profili scanalati dei semiassi nel nostro caso dipendono dalla scelta dei giunti da montare. Per la nostra applicazione è stato scelto un solo tipo di giunto.

Sia dal lato differenziale che dal lato mozzo ruota, si è scelto di montare un giunto a tripode da inserire poi nella campana di alloggiamento. Questo tipo di giunto ha normalmente una forcella a tre punte calettata all'albero di trasmissione, e su ogni punta si trova un cuscinetto a rulli. Questi si inseriscono in un bicchiere di alloggiamento con tre scanalature corrispondenti, nel nostro caso uno calettato al differenziale ed un altro integrato nel mozzo ruota. Poiché vi è un solo movimento significativo da assecondare assialmente all'albero, questo tipo di giunto è preferibile agli altri per assolverlo con continuità di trasmissione, scaricando inoltre i carichi assiali. Un giunto a tripode ha in media 50 mm di escursione assiale e riesce a lavorare correttamente fino a 26 gradi di escursione angolare, minore rispetto alla maggior parte dei giunti, ma con la tendenza ad avere costi minori e maggiore efficienza nella trasmissione. A causa di queste ragioni è in genere utilizzato nelle configurazioni di veicoli a trazione posteriore sul lato differenziale, dove

il range di movimento necessario è inferiore. Da cataloghi commerciali abbiamo scelto il “tripod joint di RCV Performance”, apposito per Formula SAE (Fig.3).

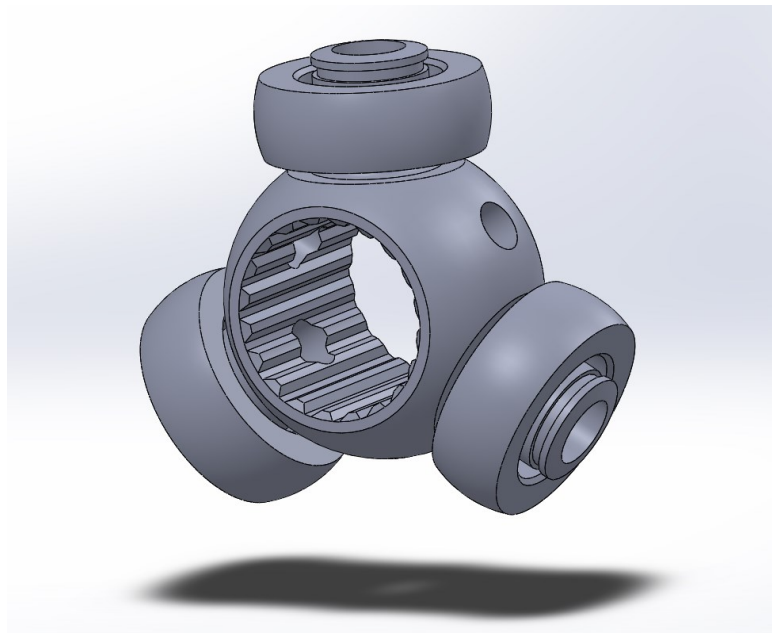


Figura 3 - Rendering del giunto tripode

Scelto il tipo di giunto da usare siamo in grado di definire il profilo scanalato come segue in tabella 1:

<b>TRIPOD JOINT</b>
Number of teeth: 20 (mm)
Pitch circle diameter: 20.000 (mm)
Pressure angle at the pitch circle: 30,000 (°)
Addendum: 0.7191 (mm)
Base diameter: 17,321 (mm)

Tabella 1

Se volessimo verificare la bontà dei profili scanalati potremo usare due diverse modalità di rottura del dente: per taglio o per usura dovuta a eccessiva pressione superficiale.

Il dimensionamento del profilo per taglio va fatto come se ogni singolo dente corrispondesse all'utilizzo di una linguetta, tuttavia, a causa delle probabili imperfezioni di lavorazione, dovremo tener conto che non tutti i denti saranno sempre in presa: di norma si considera che la coppia sia equamente divisa tra il 25% dei denti. Il taglio sulla superficie primitiva per denti a fianchi a evolvente è esprimibile come:

$$\tau = \frac{M_t}{\frac{D_P}{2} \cdot (0,25) \cdot N \cdot l \cdot \frac{P}{2}}$$

Dove  $M_t$  è il momento torcente,  $N$  il numero di denti,  $l$  la lunghezza della scanalatura,  $D_P$  il diametro primitivo e  $P$  il passo.

Nel calcolo della pressione superficiale invece si considera che tutti i denti siano in presa, ipotesi realistica perché, se anche ad inizio vita non tutti i denti saranno in presa, con l'usura il contatto diventerà uniforme su tutti i denti. Definendo con  $h$  l'altezza del dente, che per i profili ad evolvente è circa uguale al modulo, si utilizza la seguente formula per il calcolo della pressione superficiale sul fianco del dente:

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_t}{D_P \cdot N \cdot P \cdot h}$$

Tuttavia, poiché il calcolo del momento torcente  $M_t$  agente sui semiassi verrà calcolato in seguito, rimanderemo la verifica del dente ad una successiva trattazione.

## 1.2. Studio e calcolo delle misure

Definiti i profili scanalati, prima di progettare i semiassi è necessario studiare le misure longitudinali partendo dai disegni CAD di assieme del prototipo in configurazione di macchina appoggiata a terra (quindi con ammortizzatori sotto carico). Poiché il differenziale è montato in posizione asimmetrica rispetto al telaio, e capace di muoversi con un eccentrico (Fig 4) la posizione assunta da questo, influisce sul calcolo della lunghezza del semiasse.

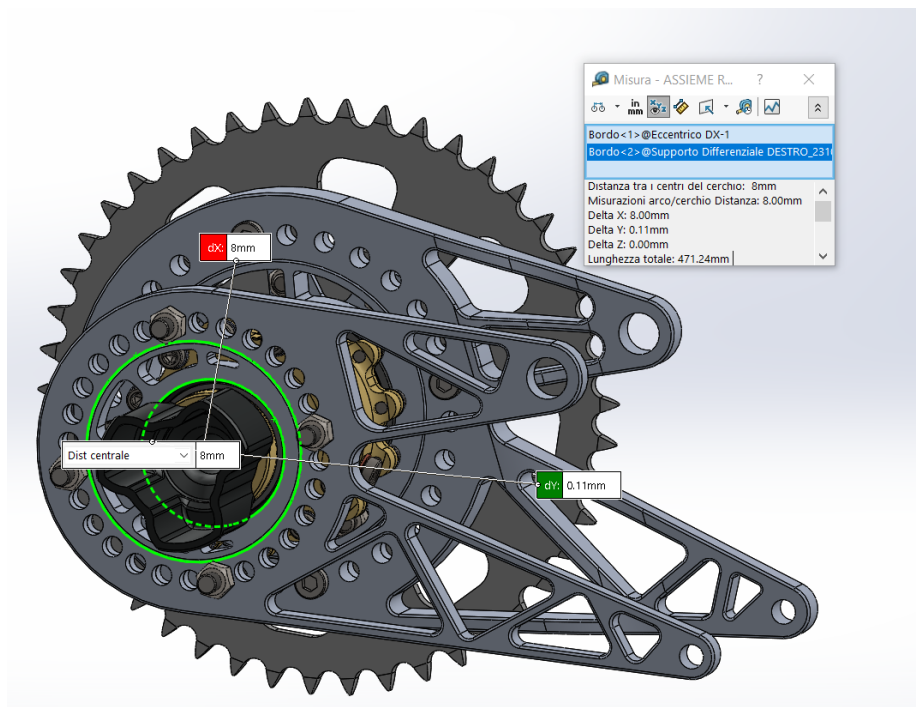


Fig.4 - Eccentrico

Procederemo con il determinare le lunghezze all'interno delle cave, analizzando le varie configurazioni possibili assunte dall'eccentrico e quindi dal giunto tripode lato differenziale e definendo infine la distanza tra le facce delle cave.

Definiamo dapprima le distanze interne del bicchiere (Fig.5)

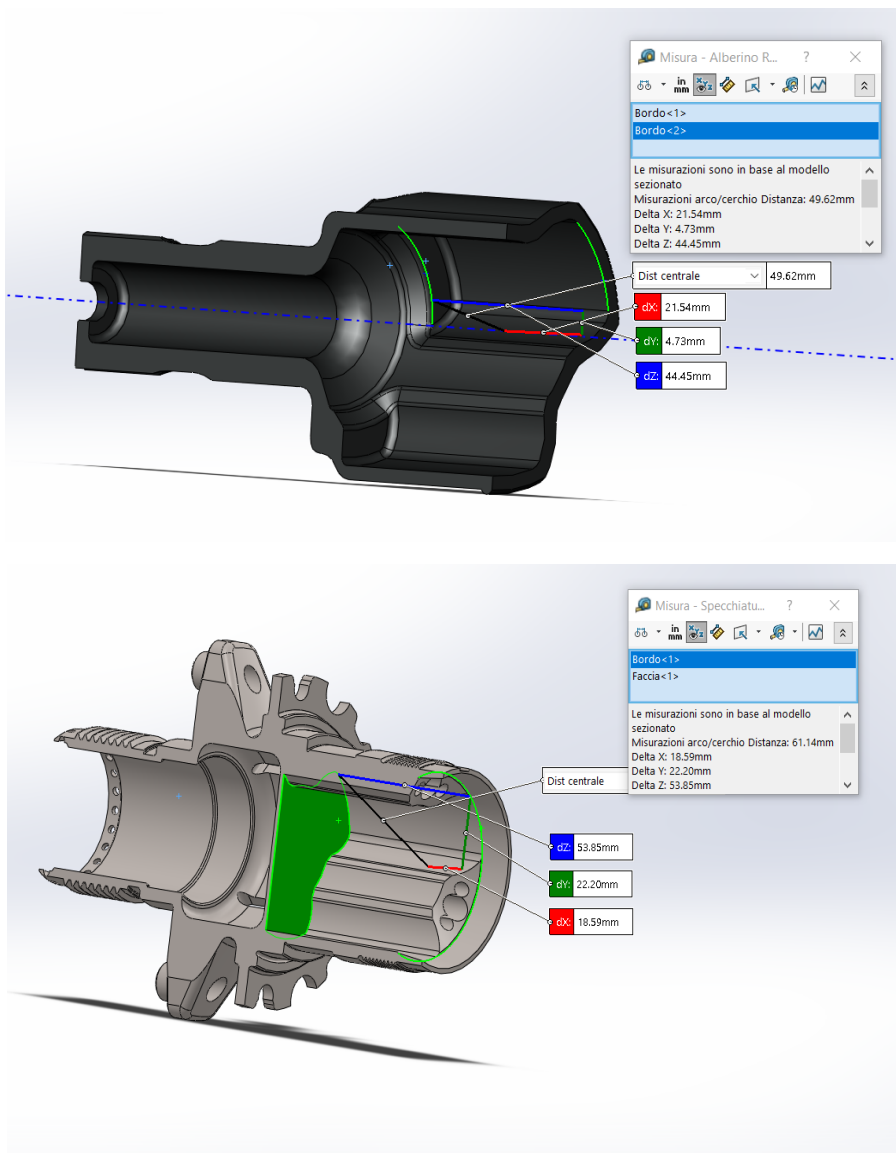


Fig.5

Scegliendo un gioco interno di 10 mm per cava tripode (nella configurazione eccentrico-mozzo ruota più distante), la lunghezza complessiva del semiasse all'interno delle cave considerando la gola per gli anelli elastici deve essere di 78,5 mm.

Ora procediamo con il determinare le lunghezze critiche (la più distante e la più corta) per il nostro semiasse al variare dell'eccentrico e dell'escursione del gruppo ruota (+30 mm -30 mm) rispetto alla configurazione auto ferma e poggiata a terra. Scomponendo la distanza delle cave in coordinate (x;y;z) della configurazione in cui si trova nel CAD (fig.6)

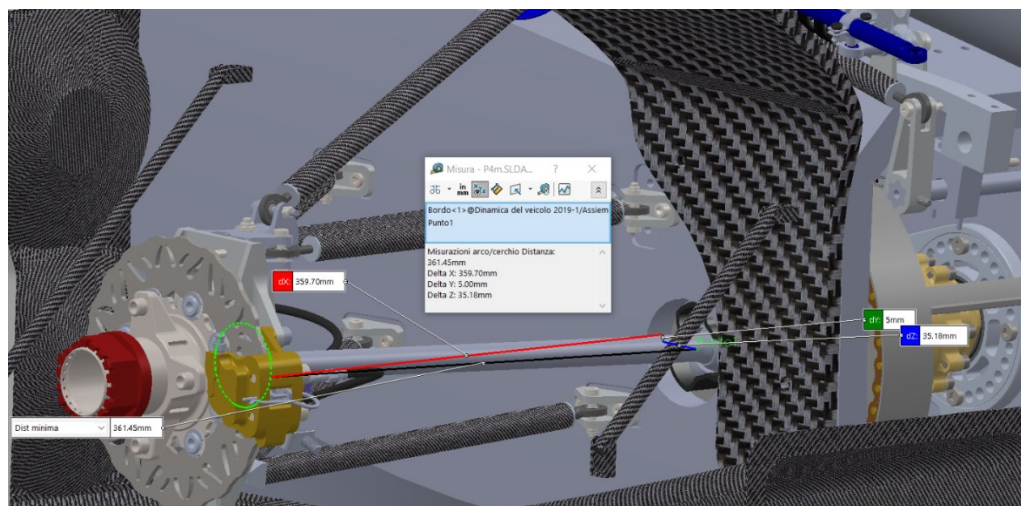


Fig.6 – distanza facce cave



Si è scelto tale sistema come sistema di riferimento per il nostro calcolo, considerato che il centro della cava tripode si muove lungo una circonferenza di 8 mm (fig.7) con coordinate x,y relative che nel sistema di riferimento scelto corrispondono a z,y) dettata dall'eccentrico e l'escursione del gruppo ruota (che si sposta lungo y).

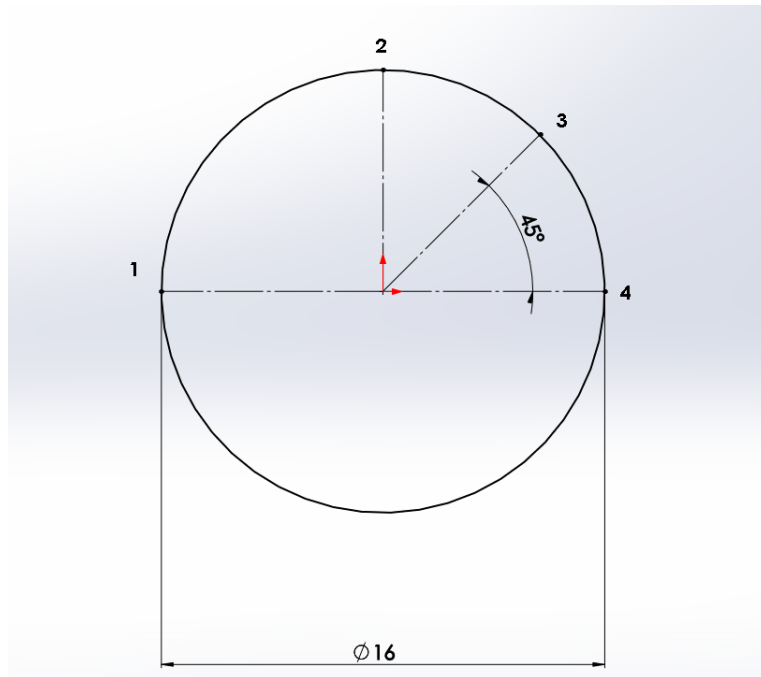


Fig 7 – Punti critici della posizione dell'eccentrico

Usando un foglio di calcolo excel per i calcoli delle lunghezze totali al variare della combinazione delle configurazioni riportate in precedenza, otteniamo i risultati visualizzati nella tabella 2:

Posizione mozzo \ Posizione eccentrico	Posizione 1	Posizione 2	Posizione 3	Posizione 4
Posizione macchina a terra	361,82	363,21	364,37	364,97
+ 30 mm Compressione sospensioni	363,8	366,23	367,09	366,9
-30 mm Estensione sospensioni	362,3	363,42	364,67	365,46

Tabella 2

Come possiamo notare la posizione 3 dell'eccentrico con una compressione delle sospensioni verso l'alto (vettura che prende una buca) risulta la più lunga per il semiasse. Sommando al risultato la lunghezza interna delle cave avremo che la lunghezza totale per il semiasse sinistro risulta:

$$367,09 + 78,65 = 445,74 \text{ (mm)}$$

Per il semiasse destro deve essere aggiunto invece un  $\Delta=34,86$

$$\text{Lunghezza semiasse destro: } 445,74 + 34,86 = 480,6$$

Per terminare l'analisi delle lunghezze si deve verificare che la misura scelta non porti al contatto delle componenti nella configurazione più corta, per convalidare tutto ciò in fig.8 è riportato lo schizzo, non comprensivo di tutte

le quote per una visualizzazione più chiara del disegno, che conferma la soluzione trovata.

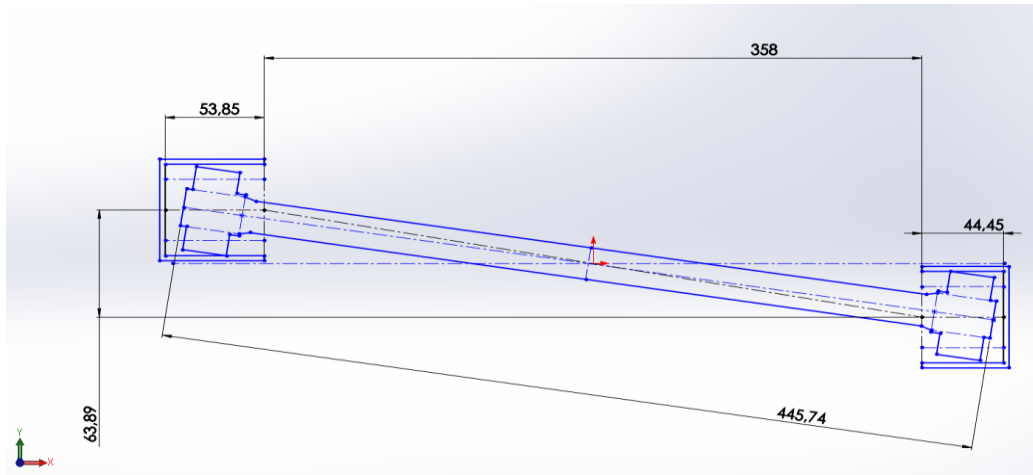


Fig.8

Come in figura alle estremità del semiassse vi è la sede dell'anello elastico e il tratto del profilo scanalato (24 mm) in cui si posiziona il giunto tripode, la restante parte sarà liscia con sezione minima utile per resistere ai carichi in uscita dal differenziale e che dimensioneremo in seguito.

### 1.3. Ricerca del materiale

La caratteristica principale da ricercare nel nostro materiale sarà quella di avere un buon compromesso tra resistenza meccanica e tenacità, in quanto dovremo avere un albero che sia il più piccolo possibile ma che resista ad elevata torsione e al tempo stesso che abbia una superficie sufficientemente resistente all'usura. Ci possiamo quindi con certezza muovere all'interno degli acciai da bonifica: in questo gruppo sono compresi gli acciai da costruzione

destinati al trattamento di bonifica (tempra seguita da rinvenimento intorno a 600° C). In genere gli acciai da bonifica sono impiegati per la costruzione di organi meccanici sottoposti a carichi statici e dinamici; essi trovano largo impiego nelle industrie meccaniche, per alberi di qualsiasi tipo, aste, bielle, organi di collegamento, leve, steli per magli, colonne presse e, per l'appunto, semiassi. Gli acciai legati sono particolari acciai in cui sono presenti altri elementi oltre il ferro e il carbonio, al fine di migliorarne le caratteristiche chimico-fisiche. Tra i migliori in assoluto per le caratteristiche meccaniche troviamo gli acciai al Ni-Cr-Mo, usati per l'appunto in molte componenti meccaniche soggette a forti sollecitazioni. Nello specifico, il nichel ha il vantaggio di favorire la tenacità del materiale e assieme al cromo favorisce la temprabilità, mentre il molibdeno opera contro lo svilupparsi della fragilità al rinvenimento.

Per il nostro utilizzo sceglieremo quindi un acciaio da bonifica legato al Ni Cr Mo, individuando nello specifico il 300M/S155 disponibile dalla NeoNickel (Fig.9)

## PROPERTIES

Densità:	7,85 g/cm <sup>3</sup>
Capacità calore specifico:	448 J/kg*K
Coefficiente di espansione termica da -17,8 -93 °C:	11,34 µm/mm/°C

### PROPRIETÀ MECCANICHE E FISICHE (NORMALE A 927 °C PER 1 ORA + ARIA FREDDA/AUSTENITIZZATO A 871 °C PER 1 ORA + QUENCHING A OLIO/TEMPRATO A 302 °C PER 1 ORA + RAFFREDDAMENTO AD ARIA)

PROPRIETÀ MECCANICHE E FISICHE (NORMALE A 927 °C PER 1 ORA + ARIA FREDDA/AUSTENITIZZATO A 871 °C PER 1 ORA + QUENCHING A OLIO/TEMPRATO A 302 °C PER 1 ORA + RAFFREDDAMENTO AD ARIA)	21 °CN
Carico di rottura / MPan	1981
0,2% Resistenza allo snervamento / MPan	1672
Riduzione dell'area %n	35
Allungamento %n	10
Durezza a temperatura ambiente / Rockwell Cn	58

### DUREZZA ALLE VARIE TEMPERATURE DI TEMPRA (AUSTENITIZZATO A 871 °C PER 1 ORA + QUENCHING A OLIO/TEMPRATO PER 2+2 ORE + RAFFREDDAMENTO AD ARIA)

DUREZZA ALLE VARIE TEMPERATURE DI TEMPRA (AUSTENITIZZATO A 871 °C PER 1 ORA + QUENCHING A OLIO/TEMPRATO PER 2+2 ORE + RAFFREDDAMENTO AD ARIA)N	204°CN	316°C	427°C	538°C	649°C
Durezza / Rockwell Cn	53	52,5	50	47	35

Fig.9

## 1.4. Calcolo del momento torcente

Passando alla determinazione del diametro minimo, dobbiamo innanzitutto tenere conto di alcuni fattori importanti: ogni singolo semiasse è libero di oscillare assialmente, quindi non va incontro a nessun carico assiale, e allo stesso tempo non è soggetto a forze longitudinali in quanto non supporta il peso della macchina. Sarebbe tuttavia soggetto al suo stesso peso, ma in quanto questo è decisamente trascurabile rispetto al momento torcente a cui è sottoposto, la determinazione del diametro avverrà per l'appunto a sola torsione. Ci troviamo dunque a determinare quale sia la coppia che arriva ad ogni semiasse. Poiché al momento del progetto il motore della macchina non

è ancora nella configurazione definitiva, ipotizziamo in accordo con il motorista una coppia uscente dal motore di 120 Nm. A questo punto dobbiamo determinare le varie componenti della trasmissione che si trovano tra l'albero motore e il nostro semiasse.

Montando un motore di derivazione motociclistica, avremo le seguenti componenti:

1. Campana con rapporto di trasmissione tra motrice e condotta di  $i=2$
2. Prima marcia del motore originale con rapporto di trasmissione  $i=2,5$
3. Trasmissione a catena con rapporto complessivo di pignone/corona di  $i=2.3$
4. Differenziale con bloccaggio della coppia massimo al 92%
5. Rendimento del sistema di trasmissione ipotizzabile  $\eta= 0,96$

Otteniamo perciò un rapporto di trasmissione complessivo di:

$$2 * 2,5 * 2,3 = 11,5$$

Perciò con una coppia massima erogabile di 110 Nm su un semiasse è possibile scaricare una coppia comprensiva di perdite per attrito di :

$$110 * 11,5 * 0,92 * 0,96 = 1117Nm$$

## 1.5. Determinazione del diametro minimo

Per la determinazione del diametro utilizziamo il criterio di Von Mises, un criterio di resistenza relativo a materiali duttili (è quindi un criterio di snervamento), isotropi, con uguale resistenza a trazione e a compressione. Il

criterio può essere fatto risalire originariamente a Maxwell (1856), che lo propose sulla base di considerazioni puramente matematico-formali. In un contesto più propriamente meccanico, il criterio è stato successivamente proposto da von Mises (1913) e, pressoché indipendentemente e in base a considerazioni diverse, anche da Huber (1904) ed Hencky (1924). A tali autori il criterio è oggi più comunemente riferito.

Secondo tale criterio, lo snervamento del materiale viene raggiunto quando l'energia di deformazione distorcente raggiunge un valore limite, intendendo per energia di deformazione distorcente di un corpo l'aliquota dell'energia di deformazione elastica legata a variazione di forma (la deformazione distorcente) ma non di volume del corpo.

Essendo ogni semiasse sollecitato principalmente a torsione, calcoliamo il modulo di resistenza a torsione con la formula:

$$w_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Calcoliamo poi la tensione tangenziale  $\tau$  come:

$$\tau = \frac{1117 \cdot 10^3}{w_t} = \frac{5.688.834,28}{d^3}$$

Individuata la quale, tramite la teoria di Von Mises, possiamo calcolare la  $\sigma$  equivalente come segue:

$$\sigma = \sqrt{3}\tau = \frac{5.688.834,28 * \sqrt{3}}{d^3} = \frac{9.853.350,01}{d^3}$$

Tenendo conto del fatto che il nostro materiale ha una  $\sigma$  di rottura di 1672 MPa, e volendo ottenere un fattore di sicurezza di 1,2 (valore basso data l'applicazione racing), la nostra  $\sigma_{eq}$  deve valere:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_s}{1,2} = 1520 \text{ MPa}$$

dalla quale ricaviamo il diametro minimo

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{9.853.350,01}{\sigma_{eq}}} = 18(\text{mm})$$

Il valore trovato rappresenta la sezione piena minima resistente, ma ricordando il diagramma del momento torcente su una trave, con andamento tipico a farfalla, il materiale che si trova al centro della sezione risulta inutile al sostenimento dello sforzo ma contribuisce ad innalzare il peso del semiasse. Occorre quindi optare per una sezione cava che abbia però lo stesso modulo di resistenza a torsione.

$$W_{t,min} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 1145,2 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Lo stesso modulo deve risultare dal calcolo per una sezione cava

$$W_t = \frac{\pi * (d_e^4 - d_i^4)}{32} * \frac{2}{d_e}$$

Dove "de" è il diametro esterno, "di" è il diametro interno.

Eseguendo il calcolo con il risolutore di Excel si è giunti ad ottenere:

$$De = 19 \text{ mm}$$

$$Di = 8 \text{ mm}$$

Il che corrisponde per il semiasse SX ad un alleggerimento di 320g.



L'esigenza però di ottenere dei semiassi che abbiano lo stesso peso risulta determinante al fine di evitare sbilanciamenti delle inerzie che comporterebbero una diversa accelerazione rotazionale dei due semiassi con la conseguenza di far girare una ruota più dell'altra determinando inevitabilmente un effetto di tiro dell'auto verso destra o sinistra a seconda del lato in cui si trova il semiasse più pesante.

## 1.6. Verifica del dente

Tornando alla verifica del dente, ora che conosciamo il momento torcente agente sui semiassi possiamo risolvere le formule viste precedentemente.

$$\tau = \frac{M_t}{\frac{D_P}{2} \cdot (0,25) \cdot N \cdot l \cdot \frac{P}{2}} = 608 \text{ Mpa}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_t}{D_P \cdot N \cdot P \cdot h} = 240 \text{ Mpa (pressione superficiale)}$$

Calcolo la  $\sigma_{Von Mises}$  per il taglio:

$\sigma_{V.M} = \sqrt{3} * 608 \text{ Mpa} = 1050 \text{ Mpa}$  avremo quindi un coefficiente di sicurezza di:

$$X = \frac{1672}{1050} = 1,65$$

## 1.7. Disegno CAD

Individuate tutte le misure possiamo procedere al disegno CAD del semiasse (Fig.10)

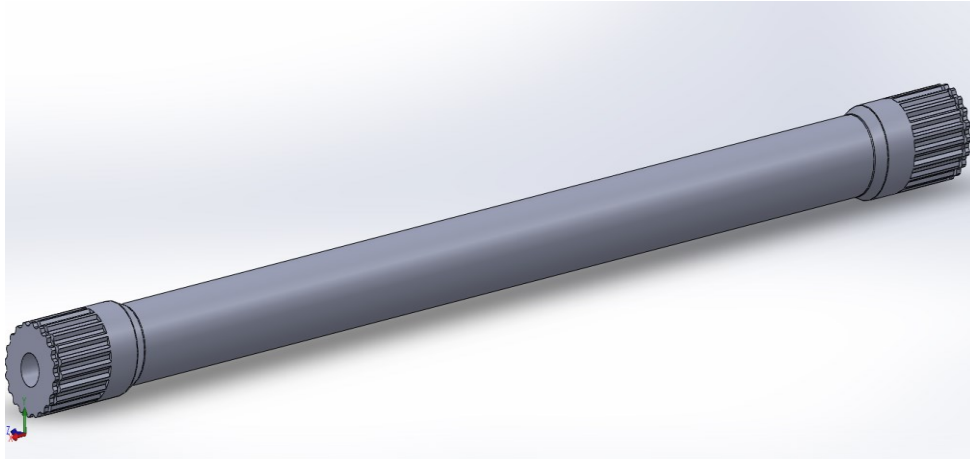


Fig.10

Terminata la parte relativa al dimensionamento, prenderemo ora in considerazione l'analisi a fatica del semiasse che è l'oggetto di questa tesi.

## 2. LA RESISTENZA A FATICA: FONDAMENTI

Gli elementi meccanici sono spesso soggetti a sollecitazioni che variano nel tempo in modo ciclico, cioè a storie di carico nelle quali si può identificare una successione di valori massimi (picchi) e minimi (valli) alternati. Ad esempio, le fibre sulla superficie di un albero rotante, sotto l'azione di carichi di flessione con direzione prefissata, sono soggette ad una tensione che varia nel tempo in modo sinusoidale (flessione rotante) a causa della rotazione. Quando un componente meccanico si danneggia sotto l'azione di tensioni cicliche nonostante i valori massimi di tensione si mantengono al di sotto di quelli di rottura, il cedimento avviene per il fenomeno definito di fatica. Alcuni autori sostengono che l'80-90% dei cedimenti di componenti strutturali è dovuto a questo fenomeno.

Si noti che nella vita a fatica di un materiale contano soltanto i livelli dei picchi e delle valli della storia temporale della tensione cui è soggetto e non la forma della funzione compresa tra essi.

Per spiegare il meccanismo fisico del danneggiamento per fatica si deve anzitutto osservare che i materiali da costruzione non sono mai omogenei e isotropi, assunzione fatta, in molti casi, per l'analisi statica. Ad esempio, i metalli sono aggregati di grani cristallini (che, a loro volta, sono aggregati di cristalli, che sono anisotropi); ulteriori disomogeneità sono dovute alla presenza di vuoti o di particelle di materiale differente. Anche se non sono presenti intagli, le tensioni risultano distribuite in modo non uniforme e localmente è facile che superino i limiti dello snervamento anche se la

tensione nominale è molto più bassa. Il cedimento per fatica è dovuto all'accumulo di danni localizzati causati da deformazione cicliche in campo plastico. Tipicamente la rottura avviene dopo diverse migliaia di cicli. Le zone più svantaggiate sono quelle a tensione più elevata (ad esempio le zone di concentrazione di tensione) e la superficie esterna.

Lo sviluppo del danneggiamento varia in base alle proprietà di duttilità o fragilità del materiale.

Nei materiali duttili si ha uno sviluppo di bande di scorrimento nei grani cristallini che hanno un orientamento più svantaggioso rispetto alla tensione agente. Quando il numero di bande di scorrimento raggiunge un livello di saturazione, le più severe si trasformano in microfratture interne al grano con successiva estensione ad altri grani. Più microfratture iniziate in punti diversi del materiale si uniscono e producono una frattura che si propaga fino al collasso.

Nei materiali fragili il danno microstrutturale si concentra in prossimità dei difetti localizzati assumendo direttamente l'aspetto di una piccola frattura. Le tensioni cicliche di trazione provocano la propagazione della frattura iniziale.

Il processo del cedimento per fatica viene tipicamente diviso in 4 fasi:

1. nucleazione della frattura di fatica;
2. accrescimento della frattura lungo un piano di elevata tensione tangenziale (stadio I della propagazione), secondo il Modo II descritto da Irwin, predominante nei materiali duttili;
3. propagazione della frattura in direzione normale alla tensione di trazione (stadio II della propagazione), secondo il Modo I descritto da

Irwin, predominante nei materiali fragili;

#### 4. rottura dell'elemento.

Un cedimento per fatica inizia, quindi, con una frattura microscopica, inizialmente difficile da rilevare con tecniche sperimentali (liquidi penetranti, ispezione con i raggi X, ecc..). Man mano che la frattura si sviluppa gli effetti di concentrazione delle tensioni divengono maggiori e la velocità di accrescimento aumenta sempre più rapidamente, prima nella direzione delle massime tensioni tangenziali, poi in direzione ortogonale alle tensioni normali. La sezione resistente diminuisce in ampiezza e la tensione aumenta sino a quando non raggiunge il livello di collasso.

Il cedimento è caratterizzato da due distinte aree di frattura: la prima dovuta al progressivo sviluppo della cricca, appare quasi liscia (in realtà ha una struttura molto fine), la seconda, dovuta alla frattura finale, è molto simile alla superficie di frattura di un materiale fragile rotto in trazione.

Quando un elemento di macchina è sottoposto a carichi statici vicini ai limiti di rottura generalmente si verificano deformazioni molto grandi e in molti casi i danneggiamenti sono visibili e/o danno luogo a fenomeni premonitori (irregolarità e/o anomalie di funzionamento), mentre le rotture a fatica sono improvvise e totali, quindi più pericolose.

S'intuisce facilmente che la fatica è un fenomeno estremamente più complesso del cedimento nel caso statico, in quanto dipende simultaneamente dal livello di tensione (in realtà di deformazione) alternata locale e dalla distribuzione di difetti localizzati nel materiale; ad oggi non esiste un modello matematico in grado di descrivere in modo totalmente soddisfacente il comportamento a fatica dei materiali. Se si vogliono

progettare elementi di macchina sollecitati a fatica interpretando il carico agente come statico, occorre usare coefficienti di sicurezza molto più alti, tipicamente al di sopra del doppio o del triplo di quelli ordinari.

L'analisi a fatica è basata sui seguenti approcci alternativi:

- approccio basato sulla tensione - analisi basata sulla tensione nominale agente nella sezione del componente;
- approccio basato sulla deformazione - analisi delle deformazioni plastiche localizzate durante i cicli di carico;
- approccio basato sulla meccanica della frattura.

L'approccio basato sulla tensione nominale è quello più utilizzato da un punto di vista pratico in quanto più semplice, ed è quello che useremo. Il dato d'ingresso per la valutazione della vita a fatica è la tensione nominale ottenuta con le formule semplici della sollecitazione, considerando il materiale elastico lineare ( $F_n$  nominale =  $F/A$ ,  $Mh/I$ ) da correggere con opportuni coefficienti.

I principali fattori che influenzano la vita a fatica sono elencati di seguito.

#### **Fattori legati all'applicazione del carico:**

- entità della tensione alternata;
- presenza di una tensione media;
- tipo di sollecitazione (normale-tangenziale, sollecitazione mono/bi/tri-assiale);
- gradiente della tensione.

#### **Fattori legati alla resistenza e alle condizioni del materiale:**

- caratteristiche meccaniche;

- temperatura;
- corrosione;
- tensioni residue.

**Fattori legati alla geometria dell'elemento:**

- forma;
- dimensioni;
- finitura superficiale.

Per migliorare la vita a fatica il progettista ha a disposizione le seguenti opzioni:

- scelta della geometria;
- scelta del materiale;
- miglioramento della finitura superficiale;
- introduzione di tensioni residue superficiali,
- uso di trattamenti termici.

## 2.1. Curva di wohler e limite di resistenza a fatica curva di wohler

Per determinare la resistenza del materiale sotto l'azione di carichi di fatica i provini vengono assoggettati a forze variabili ciclicamente nel tempo tra un valore massimo ed uno minimo prefissati, contando i cicli necessari per la rottura. Un ciclo di fatica è costituito dalla porzione di storia di carico compresa tra 2 massimi o 2 minimi consecutivi aventi lo stesso valore). Nel caso di sollecitazioni nelle quale i massimi e i minimi sono simmetrici rispetto

all'asse temporale, i cicli risultano a valor medio nullo e la loro ampiezza è pari al valore massimo della tensione. Per caratterizzare la resistenza del materiale, evitando di introdurre fattori legati alla geometria del componente, nelle prove vengono utilizzati provini standardizzati, a sezione circolare di diametro pari a 7.5 mm, con ottimo grado di finitura superficiale, soggetti a flessione pura (taglio nullo) rotante. Le prove possono essere condotte ad alta velocità mediante una macchina apposita chiamata macchina di Moore (fig.9), che assoggetta i provini a flessione rotante. In alternativa, i provini possono essere soggetti a trazione e compressione alternate utilizzando macchine servoidrauliche o a risonanza. In entrambi i casi la sollecitazione è di tipo monoassiale. Come già detto, nel caso della macchina di Moore, la tensione varia nel tempo in modo sinusoidale, come mostrato in fig.9, tuttavia, come già detto, il fenomeno della fatica non dipende dalla forma della funzione della tensione rispetto al tempo, ma solo dai valori massimi e minimi raggiunti. In particolare, nelle prove:

- su un certo numero di provini viene applicata una storia di carico ciclica ad ampiezza  $\sigma_f$  costante (con tensione variabile nel campo  $-\sigma_f \leq \sigma(t) \leq +\sigma_f$ ) e viene registrato il numero di cicli  $N_f$  alla rottura: si noti che la tensione considerata è quella nel punto più sollecitato del provino, nel quale lo stato tensionale è monoassiale, e che la tensione media è nulla; la prima serie di prove è effettuata ad una tensione leggermente al di sotto della tensione di rottura del materiale;
- la prova viene ripetuta con una seconda serie di provini, applicando una tensione alternata minore, e così via;
- i risultati sono riportati in un diagramma  $\sigma_f-N_f$ .



La curva interpolante i risultati sperimentali è nota come curva di Wöhler (fig.11) o curva tensione-vita. Generalmente essa viene tracciata in coordinate logaritmiche o in coordinate lineari introducendo, però, i logaritmi in base 10 dei valori di  $\sigma$  e di  $N$ . L'ordinata del diagramma è chiamata resistenza a fatica  $\sigma_f$ : la definizione di questa resistenza deve essere sempre accompagnata dal numero di cicli che le corrisponde, cioè  $\sigma_f(N_f)$ . Si noti che il valore di  $N_f$  cambia molto rapidamente al variare di  $\sigma_f$ . In fig.12 è mostrata, entro linee tratteggiate, la fascia di dispersione entro la quale si rompe il 90% dei provini. I risultati sperimentali sono piuttosto dispersi in orizzontale, cioè, fissato il valore  $\sigma_f$ , si osserva che i provini si rompono con valori di  $N_f$  compresi in un ampio intervallo. La distribuzione statistica dei numeri di cicli per fissato valore della tensione è di tipo gaussiano (fig.13). In verticale la dispersione è minore, quindi, per ottenere che i componenti abbiano una vita a fatica non inferiore a quella di progetto, è sufficiente fare in modo che la tensione agente sia ragionevolmente inferiore a quella media.

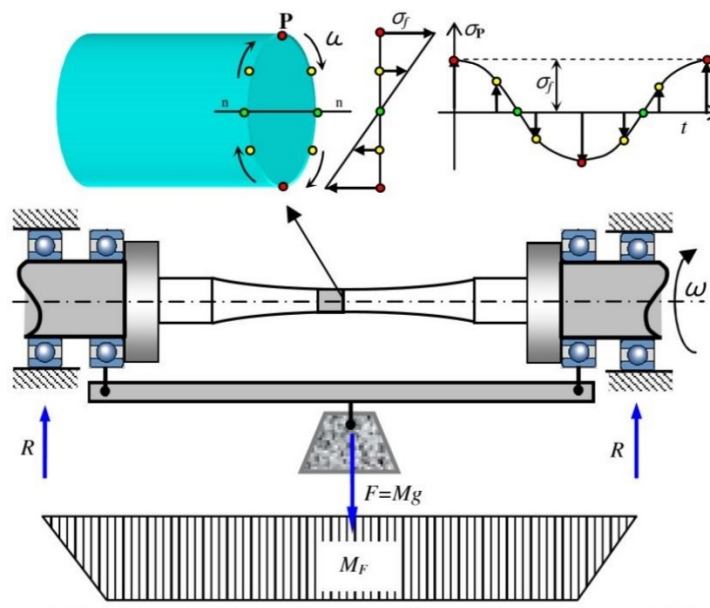


Fig.11

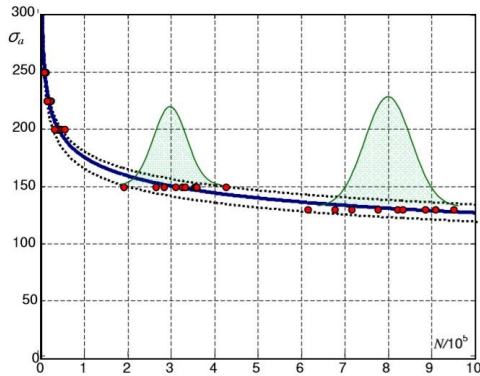


Fig.12

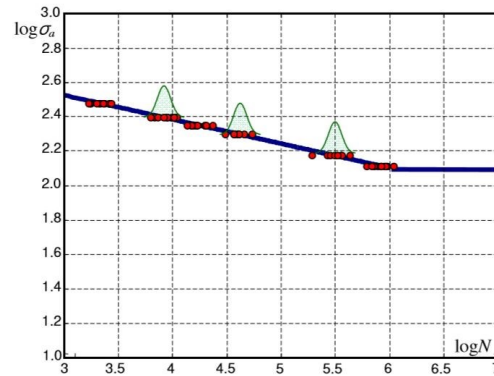


Fig.13

Nel diagramma di Wöhler si distinguono tre campi:

- campo della resistenza quasi statica o fatica oligociclica ( $N_f < 10^3 \div 4$ );
- campo della resistenza a termine o a fatica finita o ad alto numero di cicli ( $10^3 \div 4 < N_f < 10^6$ ); dove l'equazione della curva di Wöhler è del tipo  $\sigma_f^\mu N_f = K$  (1) con  $\mu$  e  $K$  costanti relative al materiale;
- campo rettilineo parallelo all'asse  $N$  o con lieve pendenza ( $N_f > 10^6$ ) (non per tutti i materiali).

Nel campo della resistenza a termine il numero di cicli alla rottura varia rapidamente col variare della tensione, per cui è più pratico riportare il diagramma in scala logaritmica. Il diagramma di Wöhler in coordinate logaritmiche è rappresentato da una retta e può essere tracciato conoscendone soltanto due punti. La rappresentazione in scala logaritmica evidenzia una pendenza costante della curva che non appare in coordinate ordinarie.

La (1) può essere esplicitata rispetto alla tensione o al numero di cicli come:

$$\sigma_f = \left(\frac{N_f}{K}\right)^{-1/\mu}$$

Spesso scritta anche nella seguente forma  $\sigma_f = aN_f^b$

con a e b ancora costanti relative al materiale legate a K e  $\mu$  mediante le seguenti relazioni:  $a = (1/K)^{-1/\mu}$   $K = (1/a)^{1/b}$   $b = -1/\mu$   $\mu = -1/b$

### Campo della resistenza quasi statica

Per  $N_f < 10^3$ , la  $\sigma_f$  raggiunge valori prossimi a quelli di rottura. Usualmente si assume che  $\sigma_f$  sia pari a circa  $0.9 \sigma_r$  per  $N_f = 10^3$ . Si tratta di un valore nominale ottenuto con la formula di Navier che può essere superiore a quello di snervamento. La tensione reale massima nella sezione può essere di poco superiore a quella di snervamento.

### Il limite di resistenza a fatica

Nel caso di diversi materiali ferrosi e loro leghe il diagramma di Wöhler diviene orizzontale al di sotto di un certo livello di tensione. Nel caso degli acciai nel diagramma logaritmico si osserva una cuspidè o *ginocchio*; la resistenza corrispondente al ginocchio è chiamata *limite di fatica* o di *durata*  $\sigma_l$  ed è il *massimo* valore della tensione alternata alla quale *non* si verifica rottura (o il *minimo* valore al quale si verifica).

Il valore di  $N_f$  cui corrisponde il limite di resistenza a fatica varia in dipendenza del materiale:

Acciai semplici al carbonio	$10^6$ $10^7$
Acciai legati	meno netto e anche $10^8$
Acciai ad elevata resistenza	non si determina
Leghe di alluminio e magnesio	non presentano un $\sigma_l$
Leghe non bonificabili	non si trova oltre $5 \cdot 10^8$

Per alcuni metalli non ferrosi e loro leghe il grafico non diviene orizzontale, quindi questi materiali non hanno un limite di fatica e si usa il valore corrispondente a  $10^8$  o  $5 \cdot 10^8$  cicli.

Si osserva che in molti casi esiste una relazione fra il limite di fatica e la resistenza ottenuta dalla semplice prova di trazione. Le prove sperimentali mostrano che il limite di fatica varia fra il 40 e il 60% della resistenza a trazione per l'acciaio. Cioè il rapporto di fatica  $\phi = \sigma_l / \sigma_r$  risulta compreso fra 0.4 e 0.6.

Si osserva che esiste una certa dispersione statistica nella determinazione del limite di fatica a partire dalla tensione di rottura, in particolare la deviazione standard del limite di fatica varia dal 4 al 10%.

Per gli acciai il limite di fatica medio per provini a flessione rotante è solitamente ottenuto con le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} \sigma_l &= 0.5 \sigma_r && \text{per } \sigma_r \leq 1400 \text{ Mpa} \\ \sigma_l &= 700 \text{ Mpa} && \text{per } \sigma_r > 1400 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Nel caso della ghisa il limite di fatica può essere ottenuto mediante la seguente relazione:

$$\sigma_l = 0.4 \sigma_r$$

Le leghe di magnesio ed alluminio non hanno un limite di fatica e si assume un valore compreso fra il 30 e il 40% della resistenza a trazione per una vita pari a  $10^8$

La tabella 1 e 2 riassume il valore di  $\phi$  e di  $N_f$  per alcuni materiali

<b>Materiale</b>	$\phi$	$N_f$
<b>Acciaio</b>	0.5	$10^6$
<b>Ghisa</b>	0.4	$10^6$
<b>Ghise grige</b>	0.34-0.46	$10^6$
<b>Titanio e leghe</b>	0.40-0.65	$10^6$
<b>Leghe rame</b>	0.25-0.5	$10^8$
<b>Leghe nichel</b>	0.35-0.5	$10^8$
<b>Leghe alluminio</b>	0.4	$5 \cdot 10^8$
<b>Leghe magnesio</b>	0.35	$10^8$

<b>Caratteristiche delle prove</b>	
<b>Tensione</b>	Monoassiale
<b>Storia temporale</b>	Ampiezza costante
	Valor medio nullo
<b>Sollecitazione</b>	Flessione rotante
	Trazione-compressione
<b>Provini</b>	Dimensioni ridotte
	Ottima finitura superficiale

Non conoscendo però la curva del Wöhler per l'M300/S155 usato per il semiasse, possiamo tuttavia definire una resistenza torsionale a fatica. Lo stato tensionale dovuto alla torsione, cioè lo stato di tensione puramente tangenziale, è di tipo biassiale, con le tensioni principali aventi uguale modulo e segno opposto. Nel caso della torsione alternata simmetrica le tensioni principali agiscono in controfase, cioè una tensione principale passa da valori positivi a negativi, mentre l'altra si comporta nel modo opposto. In generale non è possibile utilizzare i criteri di resistenza relativi alle sollecitazioni statiche al caso della fatica, tuttavia, nel caso particolare dello stato di tensione puramente tangenziale, in mancanza di dati sperimentali e per materiali duttili, il limite di fatica per tensione tangenziale alternata può essere ottenuto dal limite di fatica a flessione utilizzando teoria della massima tensione tangenziale o quella di Von Mises. Nel caso statico tali teorie affermano che la resistenza di snervamento al taglio è data, rispettivamente,

da:

$$\tau_s = \sigma_s \cdot 0,5$$

Per il nostro materiale la  $\tau_s = 836 \text{ Mpa}$  , mentre il semiasse è soggetto ad una  $\tau_s = 975 \text{ Mpa}$ . Quindi è soggetto a fatica ed avrà una vita ciclica finita che cercheremo di determinare.

## 2.2. Determinazione della storia di carico

Come definito in precedenza la vita a fatica di un componente è determinata da molteplici fattori, il nostro semiasse si presenta, nella zona più sollecitata che corrisponde alla sezione minima, come una trave continua senza geometrie particolari con particolari fattori di intaglio, la rottura sarà quindi provocata principalmente dal tipo di carico applicato e dalla sua intensità. Non potendo fare riferimento a dati acquisiti sulla coppia erogata/scaricata delle precedenti vetture Fsaе realizzate, il carico ciclico, che prenderemo in considerazione per il conseguimento del calcolo a fatica, sarà realizzato attraverso l'uso di due software sufficientemente accurati.

### 2.2.1. Optimumlap

OptimumLap è uno strumento di simulazione semplificato del veicolo che stima le prestazioni di un veicolo su una determinata pista che può essere creata all'interno del software o sfruttare quelle già esistenti all'interno dello stesso tra le quali troviamo anche il percorso dell'autocross realizzato nella competizione FSG (Formula Student Germany) nel 2012(Fig.14). Definendo il

veicolo attraverso 10 parametri ognuno rappresentante un aspetto specifico dell'auto (come motore, pneumatici o aerodinamica) è possibile visualizzare come ciascun parametro influisce sulle prestazioni della vettura, in modo da sapere dove concentrare il tempo e le risorse. Tutti i dati di OptimumLap possono essere esportati in Excel per ulteriori elaborazioni e analisi.

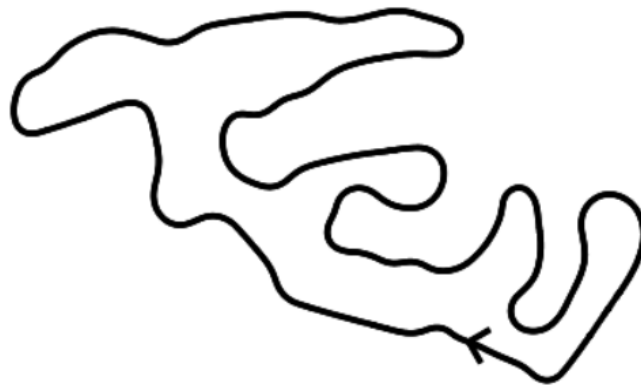


Fig.14 – FSAE Autocross Germany 2012, Hockenheim, Germany



Una volta determinato il tracciato, si procede alla parametrizzazione del veicolo attraverso la definizione dei parametri riportati in fig.15

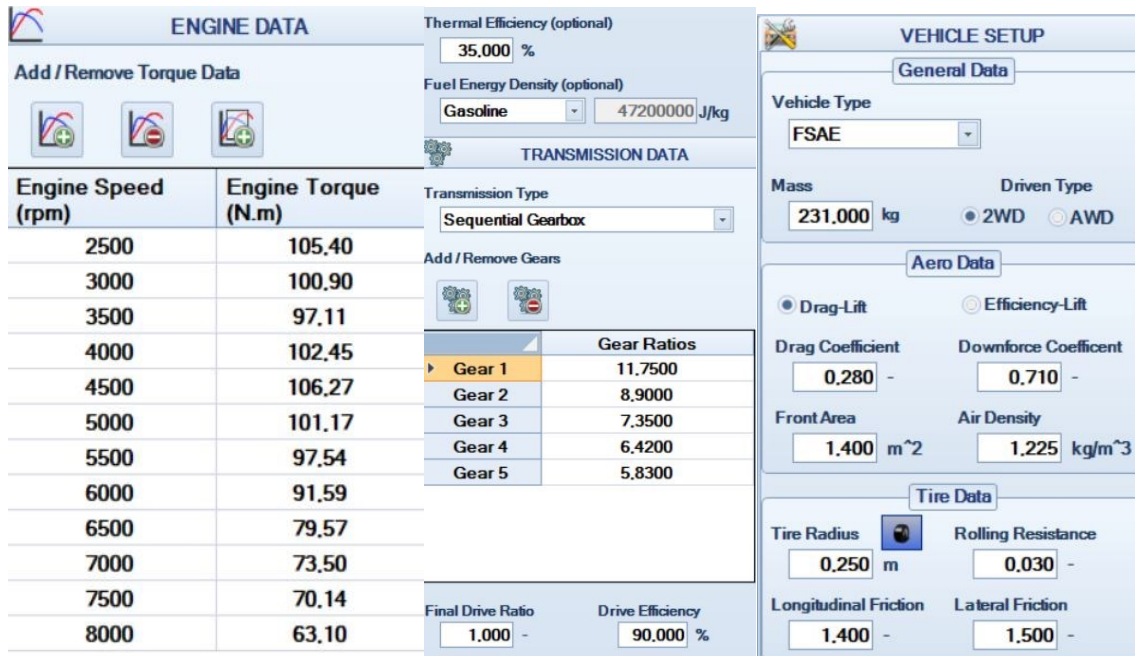


Fig.15 – dati relativi a motore, dati pneumatici, aerodinamica, massa veicolo, efficienza pilota/macchina

Al termine della simulazione svolta(Fig.16) il programma restituirà le performance globali della vettura in relazione al giro di pista effettuato in modo virtuale, mostrando i risultati principali da cui si possono definire le prestazioni globali di una vettura ( tempo sul giro, velocità,rpm, marcie usate, accelerazioni longitudinali e laterali, deportanza e drag generati, etc) ma i dati estrapolati che useremo per una successiva analisi sono quelli relativi al TPS (throttle position sensor) e BPS (brake position sensor) Fig.17

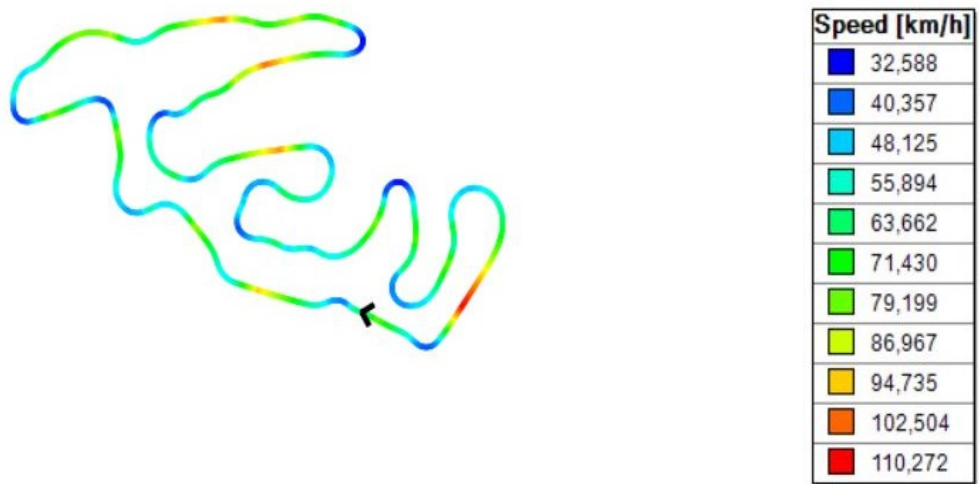
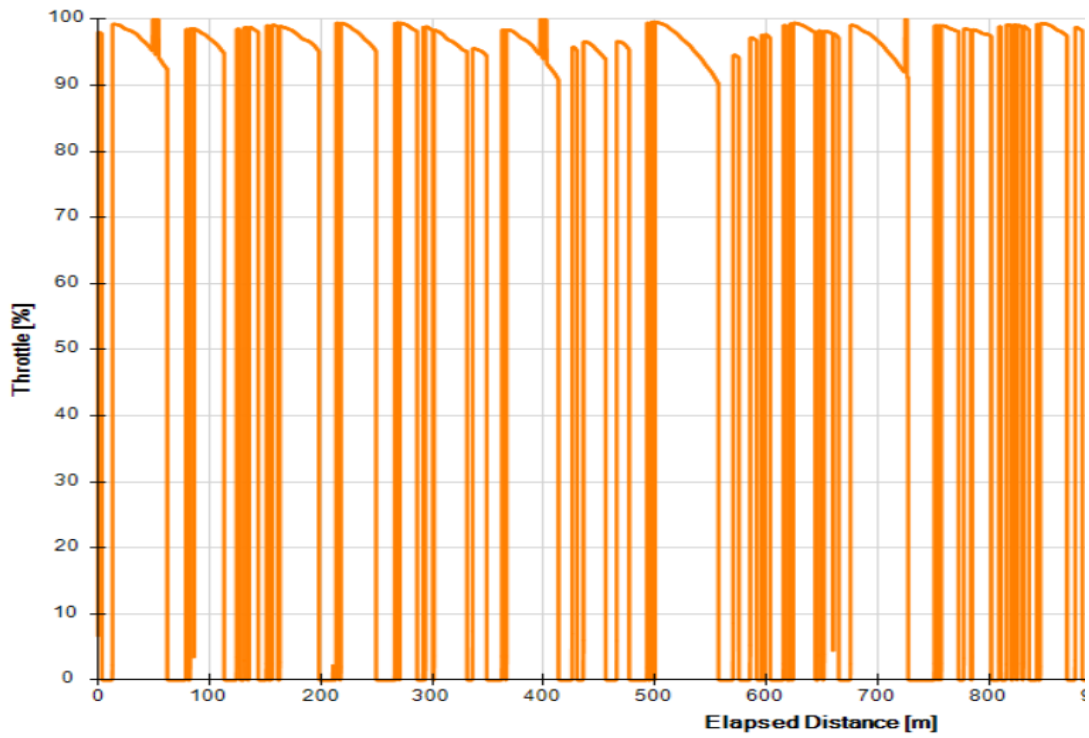


Fig.16 – velocità della vettura lungo il tracciato  
FSAE Autocross Germany



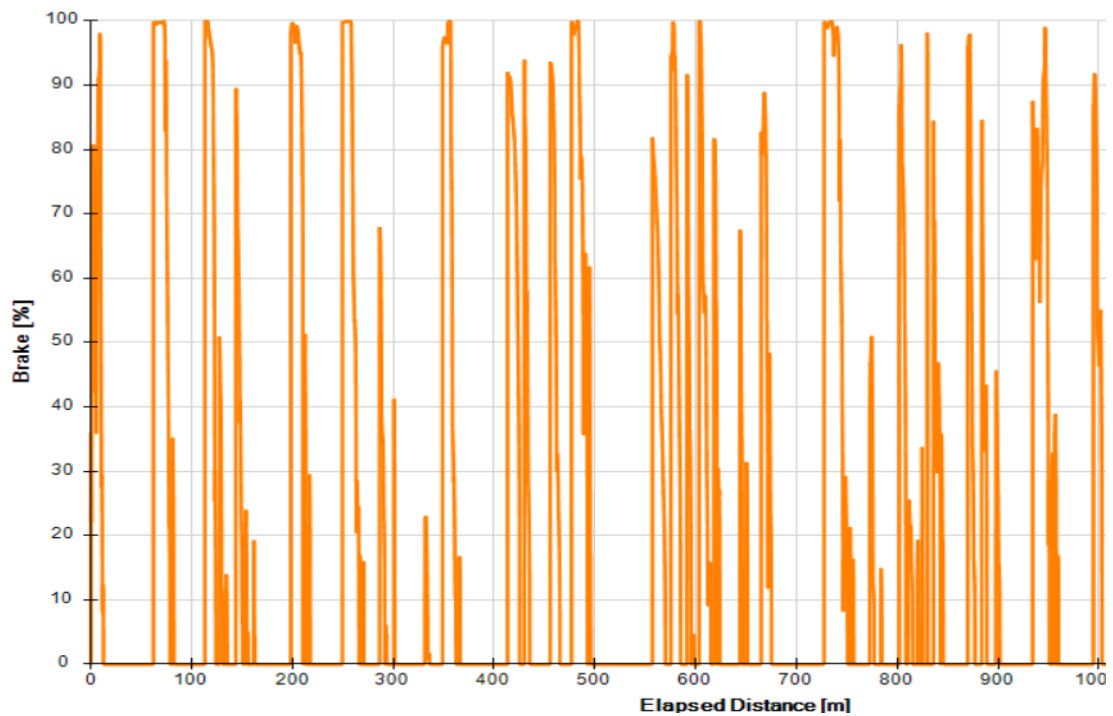


Fig.17– TPS e BPS

### 2.2.2. Matlab e Simulink

Dopo aver trovato i dati relativi ad acceleratore e freno di un pilota virtuale, occorre ora procedere alla creazione di un modellino dinamico della vettura che sia in grado di restituire con adeguata accuratezza i valori delle coppie scaricate da parte di una vettura parametrizzata secondo le caratteristiche della prossima vettura di Formula SAE, la P4M.

Per far questo si è sfruttato un modulo che si trova all'interno di Matlab: Simulink è un software per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici, sviluppato dalla compagnia statunitense MathWorks.

Grazie alla disponibilità della modellazione a blocchi, estremamente semplificata rispetto ad una modellazione analitica, è stato possibile ricreare

il comportamento dinamico a 2 gradi di libertà avanzamento e beccheggio. Quest'ultimo tiene anche conto all'interno della simulazione dei trasferimenti di carico della vettura dovuti ad accelerazioni e decelerazioni.

La realizzazione di questo modello parametrizzato (Fig.18) non sarà discussa in questa tesi poiché richiederebbe una trattazione separata; ci limiteremo pertanto a studiarne i risultati.

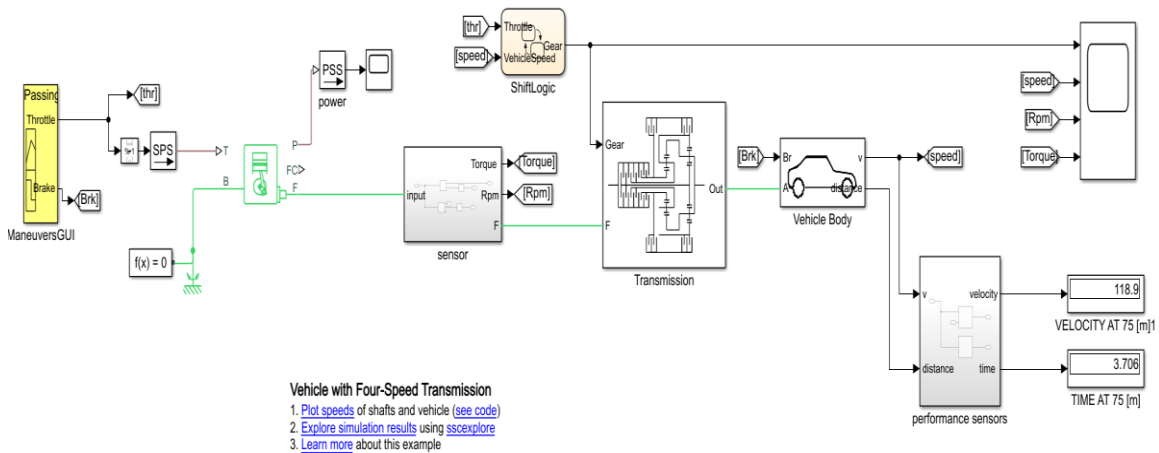


Fig.18 – modello simulink della P4M parametrizzata usando totalmente dati reali, dotato di un cambio automatico.

Per procedere alla simulazione occorre prima elaborare i dati di TPS e BPS estrapolati dal programma precedente per renderli leggibili. Usando Excel, attraverso un alleggerimento in termini decimali dei dati estrapolati, in due fogli separati e la messa in colonna dipendente dal tempo, abbiamo predisposto i dati alla lettura sotto forma di matrice (Fig.19 pedale) all'interno di matlab

0,002	98
0,003	98
0,027	98
0,027	98
0,027	10
0,028	98
0,034	98
0,038	98
0,042	98
0,043	98
0,053	98
0,057	98
0,065	0
0,072	0
0,087	0
0,102	0
0,11	0
0,117	0
0,122	0
0,132	0
0,134	0
0,146	0
0,148	0
0,152	0
0,161	0
0,161	0
0,176	0
0,18	0
0,188	0
0,19	0

Fig.19 – tempo/posizione pedale

Il segnale essendo discretizzato con un tempo campionamento di 0.0015, viene approssimato dal foglio di calcolo e successivamente all'interno della simulazione in simulink i dati vengono interpolati tra loro per creare un segnale continuo nel tempo. La durata della simulazione è dipendente dalla durata del segnale di TPS e BPS e la storia di carico che pertanto otterremo sarà quella relativa ad un giro del tracciato. Il risultato finale perciò di questo studio a fatica mostrerà il numero di cicli (giri) realizzabili prima che i semiassi vadano in contro ad un danneggiamento irreversibile (rottura).

Al termine della simulazione avremo in output simile a quelli visti in optimum lap, ma estremamente più accurati (maggior complessità della simulazione) (fig.20-21-22)

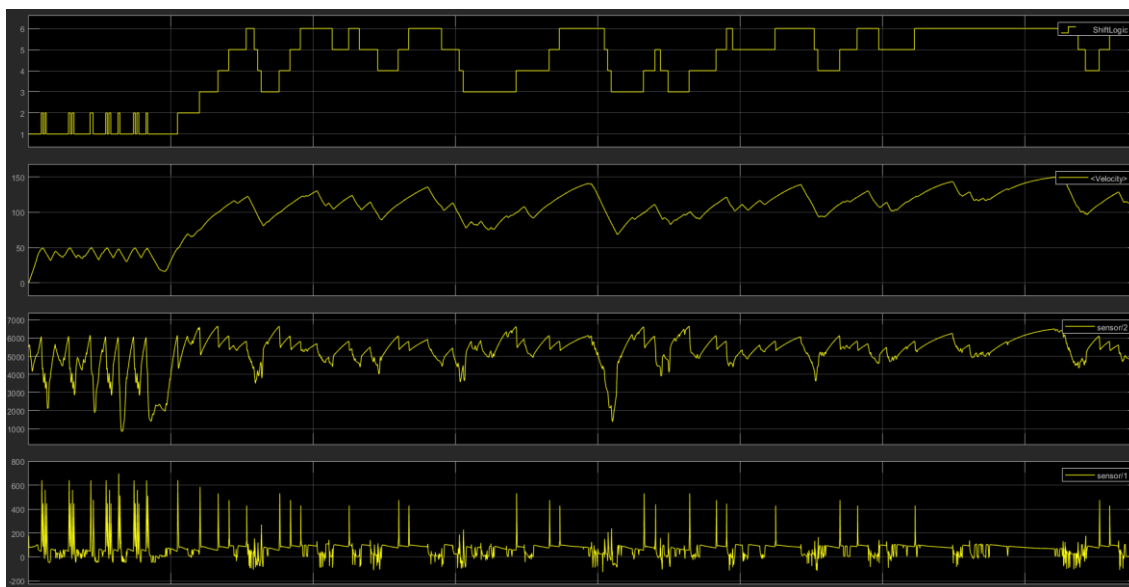


Fig.20 – dati relativi a cambi marcia, velocità, rpm, coppia.

I picchi di coppia a 1000Nm non sono da prendere in considerazione poiché avvengono in dirittura dei cambi marcia (solo innesto) a causa dello slittamento della frizione nel modellino.

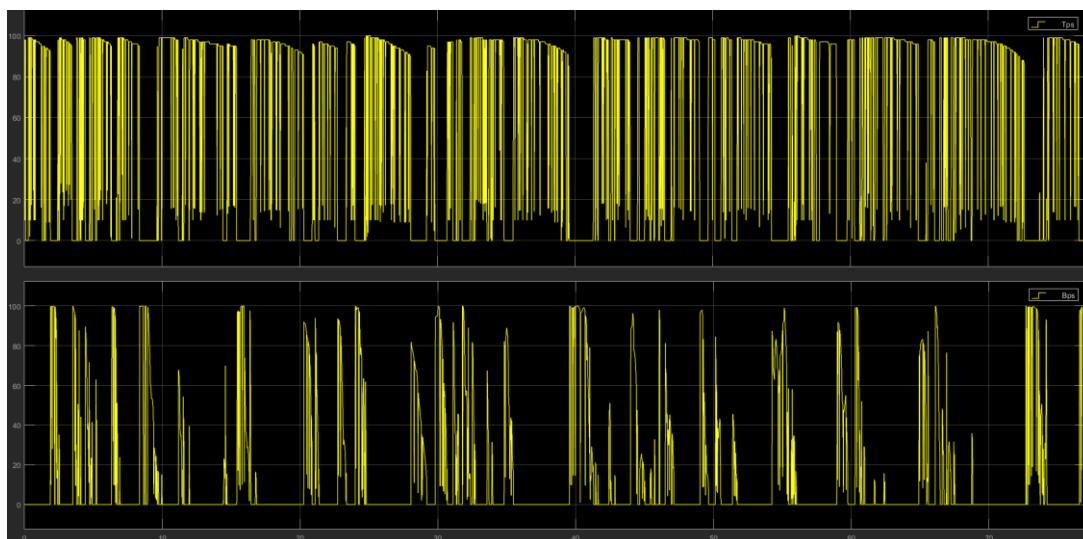


Fig.21 – TPS e BPS

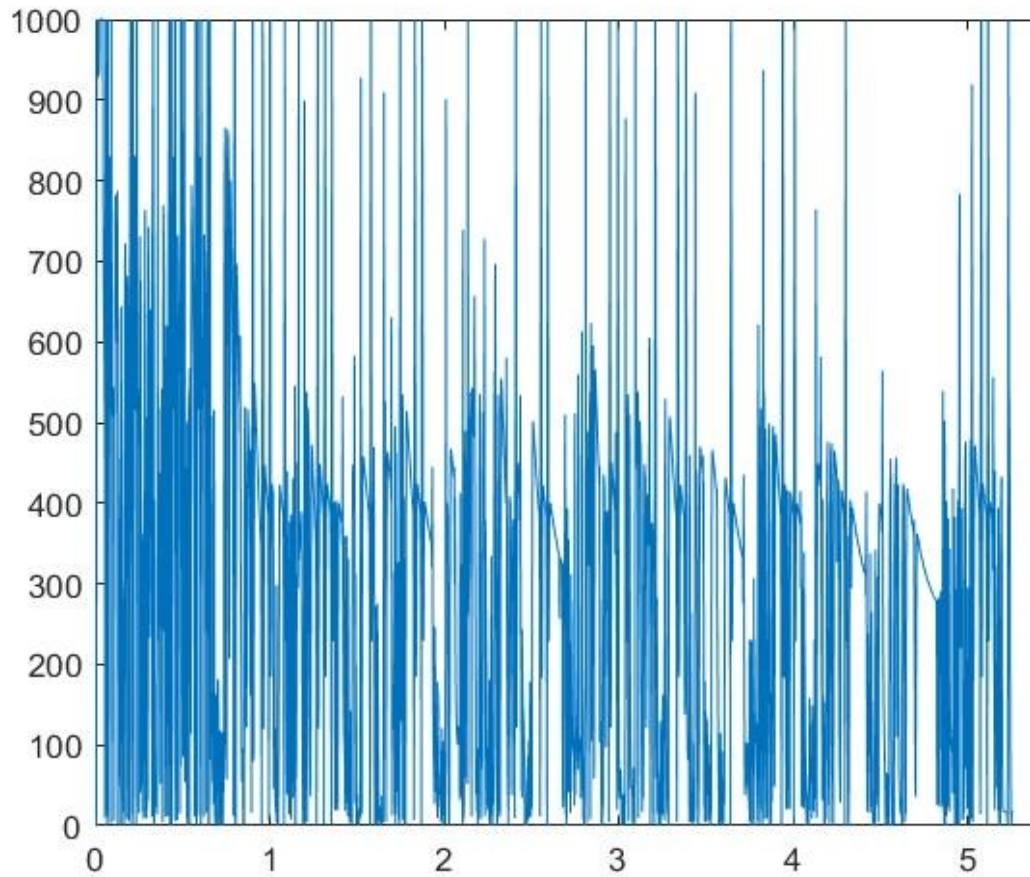


Fig.22 – coppia scaricata a terra (picchi di 1000Nm non verranno presi in considerazione)

### 2.2.3. Rainflow

Determinata la coppia scaricata sul semiasse è essenziale racchiudere questa storia di carico in una ripetizione approssimata di cicli in modo da individuarne il più gravoso che viene ripetuto maggiormente.

Grazie all'uso di uno script disponibile per Matlab chiamato "rainflow" è possibile visualizzare in modo rappresentativo attraverso un istogramma il conteggio dei cicli (fig.23)

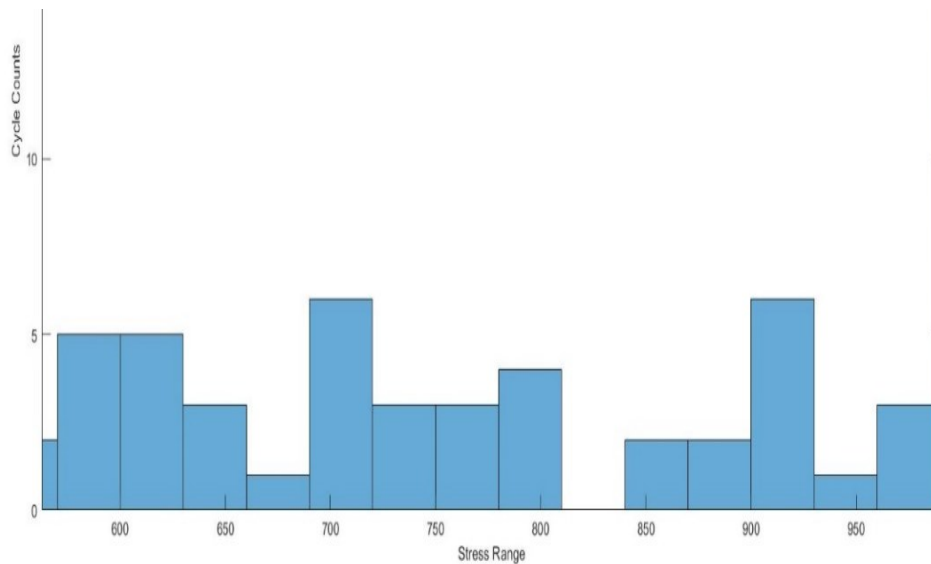


Fig.23 – conteggio dei cicli

Lo sforzo preponderante è racchiuso con approssimazione tra i 900/950 Nm che per la sezione più piccola del semiasse corrisponde ad uno sforzo tra i 1100/1200 Mpa. Ora per prepararci all'analisi conclusiva di questo studio è utile eseguire una simulazione FEM utilizzando il software Abaqus.



### 2.3. Abaqus-analisi fem

Il Metodo F.E.M. si applica a corpi fisici suscettibili di essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute. Nel continuum, ogni singolo elemento finito viene considerato un campo di integrazione numerica di caratteristiche omogenee. La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da primitive (elementi finiti) di forma codificata (triangoli e quadrilateri per domini 2D, tetraedri e esaedri per domini 3D). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta essere espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma (shape functions). Da notare che talora la funzione viene approssimata, e non necessariamente saranno i valori esatti della funzione quelli calcolati nei punti, ma i valori che forniranno il minor errore su tutta la soluzione.

Ciò che eseguiremo è importare la geometria Cad (fig.24) semplificata (senza le scanalature per il giunto tripode) per facilitare la creazione di una mesh.

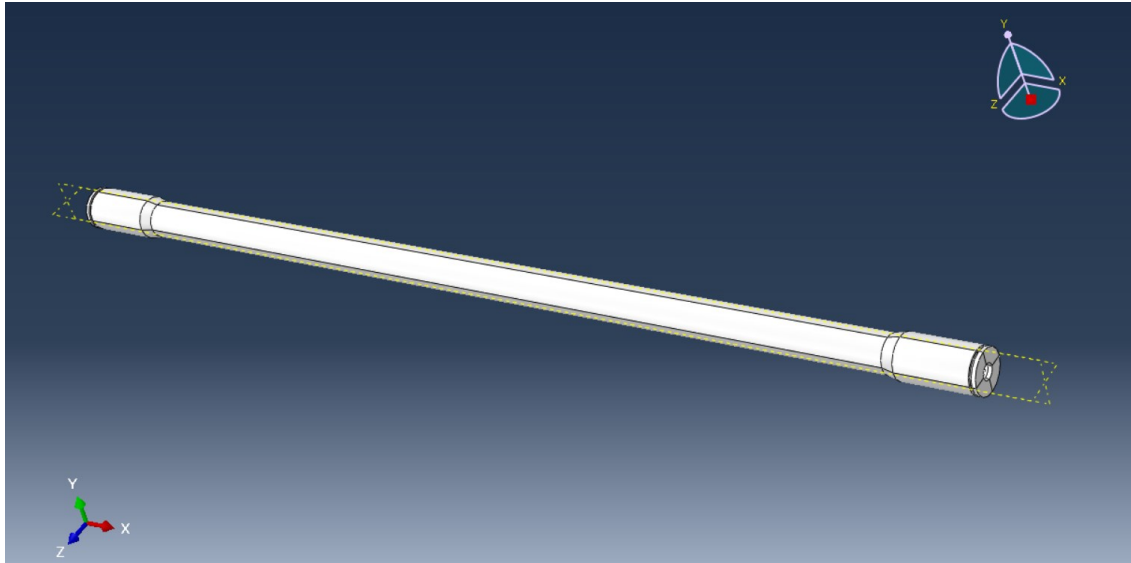


Fig.24 – importazione del modello cad semplificato del semiasse

Suddividendo il semiasse in sotto regioni per migliorare la qualità e l'accuratezza, usando la mesh automatica, otteniamo una mesh complessiva del semiasse che risulta essere accettabile. (fig.25)

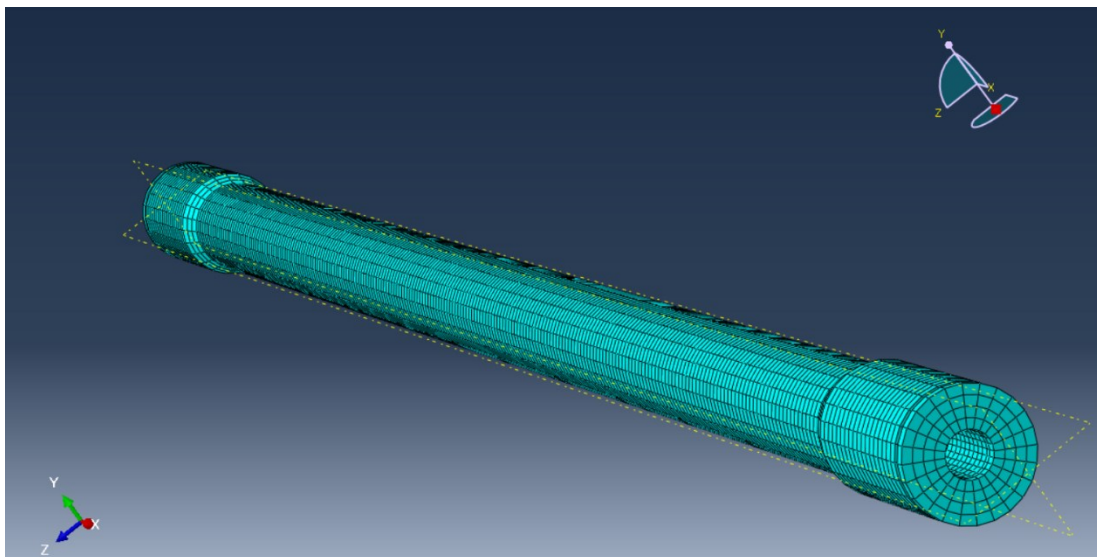


Fig.25 – risultato mesh del semiasse

Il passo successivo è definire i vincoli e il carico da applicare al componente.

Per quanto riguarda i vincoli si è imposto l'incastro (ovvero zero gradi di libertà) in una delle estremità del semiasse, mentre nell'altra si è scelto un reference point (posizionato sull'asse baricentrico) su cui costruire una rete di punti (constraint) al quale applicare il momento torcente di 950Nm. Eseguendo la simulazione si è giunti al risultato che era stato ipotizzato in precedenza attraverso calcoli manuali, ovvero il raggiungimento di una tensione massima di circa 1170 Mpa nella sezione più sollecitata del semiasse. (fig.26)

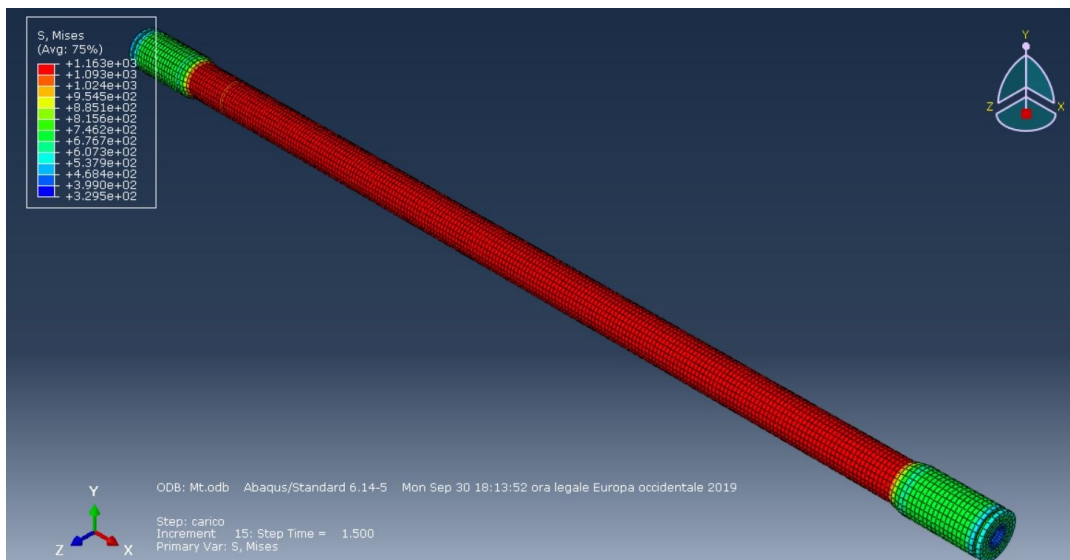


Fig.26 – risultati dell'analisi fem

Come ultima azione all'interno di abaqus si sono esportati i risultati in formato .rpt e .odb contenenti all'interno rispettivamente le informazioni di tutti i singoli elementi della mesh, dei nodi, i relativi valori di stress e nel file .odb è racchiusi il job che si è creato per la simulazione. Questi file saranno molto importanti per l'ultimo step che dobbiamo eseguire in questa analisi.

Grazie a queste informazioni l'algoritmo che useremo successivamente, sarà in grado di far riferimento ad elementi specifici del semiasse, di valutarne gli stress sotto cicli di carico e calcolarne la rottura e la sua propagazione che corrisponderà alla nascita della cricca superficiale (dove lo stress è massimo) e alla sua propagazione.

## 2.4. Quick fatigue tool

Quick Fatigue Tool per MATLAB è un codice di analisi della fatica multiassiale per modelli ad elementi finiti. Questo script è reso disponibile da mathworks e ha lo scopo di prevedere danneggiamenti, fratture, inizio di cricche generate dal comportamento a fatica. Usando i dati precedentemente acquisiti, si tratta ora di inserirli all'interno di questo script.

Per quanto riguarda la caratterizzazione del materiale, il programma richiede valori che sono stati trattati precedentemente e che riporto in fig.27.

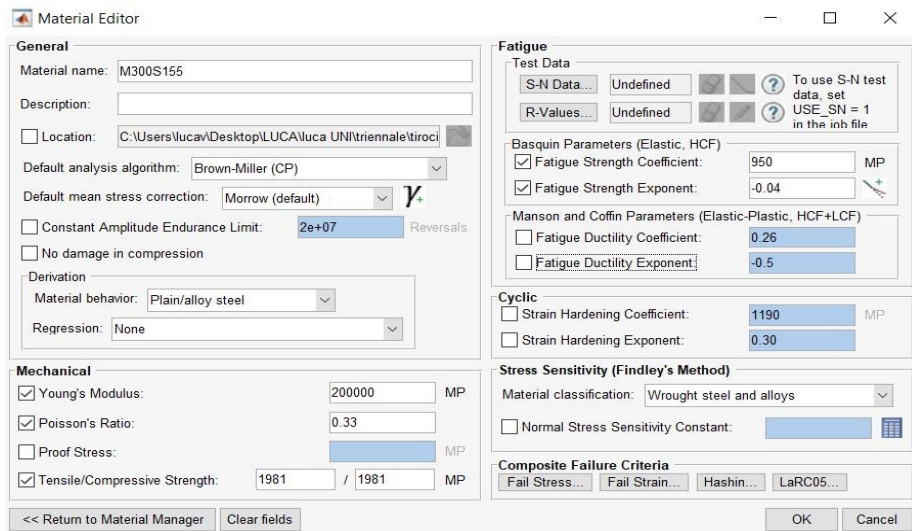


Fig.27

Modulo di young: 200Gpa

Coeff.poisson: 0.33

Tensione di rottura: 1981 Mpa

Fatigue strengh coefficient (Basquin): 950 Mpa (per metalli approssimabile a limite di fatica)

Fatigue strenght exponent: 0.04 (Basquin; per metalli è approssimabile a tale valore che può però variare in base a trattamenti termici e superficiali).

Definito il materiale, viene riportato in seguito la definizione dei parametri della simulazione. (fig.28-29-30-31)

```

%% 1: JOB

JOB_NAME = 'Vitasemiasse';

JOB_DESCRIPTION = 'Calcolo vita a fatica di un semiasse di Fsae';

CONTINUE_FROM = '';

]%(
0: Full analysis (reload model) (default)
1: Data check analysis
2: Continue from data check analysis (current job)
'file-name.mat': Specify the fatigue definition file
-%)
DATA_CHECK = 0.0;

```

Fig.28 - Per l'analisi dei dati si è optato per la scelta di default che corrisponde all'analisi completa.

```

%% 2: MATERIAL

MATERIAL = 'M300S155.mat';

% STRESS-LIFE CURVE
]%(
0: Coefficients (Sf' and b)
1: S-N data points (default—if applicable)
-%)
USE_SN = 0.0;

% SCALE S-N STRESS DATAPOINTS
SN_SCALE = [];

% S-N KNOCK-DOWN FACTORS
SN_KNOCK_DOWN = {};

```

Fig.29- Materiale precedentemente definito come M300/S155, con l'utilizzo dei coefficienti di Basquin

```

%% 3: LOADING

% STRESS DATASETS
DATASET = 'semiasseofficial.rpt';

% LOAD HISTORIES
%{
    HISTORY = [] if loading is dataset sequence
%}
HISTORY = [1,0];

% DATASET UNITS
%{
    0: User-defined
    1: Pa
    2: kPa
    3: MPa (default)
    4: psi
    5: ksi
    6: Msi
%}
UNITS = 'MPa';

%{
    [Pa] = CONV * [dataset]
%}
CONV = [];

% LOAD EQUIVALENCE
LOAD_EQ = {1.0, 'Repeats'};

```

```

%% 10: ABAQUS ODB INTERFACE

% ASSOCIATE THE JOB WITH AN ABAQUS OUTPUT DATABASE (.ODB) FILE
OUTPUT_DATABASE = 'Mt.odb';

PART_INSTANCE = 'temp-semiasseM300(con foro)persi-1';

EXPLICIT_FEA = 0.0;

STEP_NAME = 'carico';

RESULT_POSITION = 'ELEMENT NODAL';

```

Fig.30/31 - Utilizzo dei file esportati dalla simulazione di abaqus.

## 2.5. Risultati

Definiti tutti i parametri per la simulazione, viene lanciato lo script e i risultati (fig.32) stimano la vita del semiassale con ripetizioni del carico applicato di un milione di cicli circa.

Il che tirando i risultati di questa tesi, il semiassale progettato con l'utilizzo della sezione determinata durante il dimensionamento, con il materiale scelto, sotto l'azione dei carichi sottopostogli dal motore, sarà in grado di spingere la vettura per circa un milione di giri del tracciato di FSG 2012.

FATIGUE RESULTS SUMMARY:

=====

```
Worst Life-Repeats           : 1.3602e+06  
at item 20073.1
```

Fig.32 – stima della vita del semiassale



### 3. Conclusioni

Nello studio svolto sono stati analizzati gli aspetti principali della progettazione di semiassi e l'analisi della loro resistenza a fatica.

L'iter progettuale, iniziato con il definire il componente e la sua funzione, focalizzandosi sull'aspetto meccanico del dimensionamento e dell'accoppiamento con gli altri organi che lo supportano, si è poi soffermato sull'analisi della resistenza a fatica del semiasse. Attraverso l'uso di molteplici software/script è stata determinata una storia di carico da applicare al componente per svolgerne l'analisi. Testandone la vita a fatica, i risultati stimano una ripetizione del carico di un milione di cicli.

In futuro si potrebbe approfondire questa trattazione, cercando di ottimizzare la vita utile del componente, legata alle sue proprietà meccaniche, che data l'applicazione racing in cui si richiedono le massime prestazioni conciliate con il minimo peso, risulta troppo longeva. Questo sviluppo richiederebbe però dapprima una validazione sperimentale di questo studio.

## BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

Joseph E. Shigley (Autore), Richard G. Budynas (Autore), J. Keith Nisbett (Autore), D. Amodio (Traduttore), G. Santucci (Traduttore), *Progetto e costruzione di macchine*

G. PETRUCCI, *Lezioni di Costruzione di Macchine*

Grzegorz Glinka, *The Local Stress-Strain Fatigue Method*, 2010

CDM N.Bonora, *Fatica oligociclica*, 2016

Politecnico di Torino, *Comportamento meccanico dei materiali (slides)*

[www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)

[www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)

## **RINGRAZIAMENTI**

Ai miei genitori, che hanno sempre costituito per me un punto di riferimento e che nella mia vita non mi hanno mai fatto mancare nulla, aiutandomi in qualsiasi modo ogni volta che ne avevo il bisogno. A loro devo la mia persona, a loro devo ciò che sono.

Ai miei fratelli Fabio e Giulia, sempre presenti in qualsiasi momento della giornata, sempre pronti a portare un sorriso per tirarti su.

Ai miei parenti, zii e nonni che hanno sempre creduto in me e insieme ai miei genitori mi hanno sempre accudito, formandomi, facendomi crescere e regalandomi amore.

Agli amici di NZ, a loro devo le amicizie più belle, quelle che averle è un tesoro, perché ti sopportano e ti aiutano e ti ascoltano come pochi farebbero. In loro ho trovato una seconda famiglia

Ai miei amici e compagni di corso, a loro devo le giornate passate insieme all'università, piene di ansie, gioie, delusioni, divertimenti e risate. In loro ho trovato una spalla nella mia carriera universitaria.

Infine agli amici della Formula SAE, un gruppo compreso me di svalvolati, matti, appassionati, sognatori e amici che ogni giorno si dedicano alla costruzione di una macchina, che sa regalarti gioie incredibili, sconforti immensi, ma che ci fa sentire vivi.