
POLITECNICO DI TORINO

I Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

**Effetto del disallineamento sulle tipologie di
danneggiamento negli accoppiamenti scanalati:
tilting moment e friction moment**

Relatore

Prof. Curà Francesca Maria

Correlatore

Ing. Mura Andrea

Candidato

Di Molfetta Antonio

Ai miei genitori.

Indice

<i>Prefazione</i>	VI
CAPITOLO 1 Il fenomeno del <i>fretting</i>	1
1.1 Cedimento da <i>fretting</i>	2
1.1.1 <i>Fretting wear</i> e i vari meccanismi di usura	3
1.1.2 <i>Fretting fatigue</i> e confronto con la fatica classica	11
1.2 Cinematica del <i>fretting</i>	12
1.2.1 Metodi di classificazione: la mappatura	16
1.2.2 Il <i>fretting loop</i> : <i>partial slip regime</i> , <i>gross slip regime</i> e <i>mixed zone</i>	18
1.2.3 Determinazione del regime di scorrimento	25
1.2.4 I parametri che caratterizzano il <i>fretting</i>	30
1.3 Analisi del danneggiamento da <i>fretting</i>	36
1.3.1 Modelli per la quantificazione dell'usura	37
1.3.1.1 La legge di Archard	38
1.3.1.2 Il metodo dell'energia dissipata	39
1.3.2 Modelli per la valutazione della vita a fatica	41
1.3.3 Il parametro di Ruiz	41
1.4 Strategie per la misura del danneggiamento da <i>fretting</i>	42
1.4.1 Peso del provino	43
1.4.2 Rugosità superficiale	43
1.4.3 Percentuale dei detriti nel lubrificante.....	45
1.4.4 <i>Penetrant test PT</i>	46
CAPITOLO 2 Prove di usura a <i>fretting</i> di accoppiamenti scanalati disallineati	48
2.1 Banco prova per accoppiamenti scanalati	49
2.2 Descrizione dei provini	54
2.3 Andamento dell'usura dei provini in funzione del disallineamento	56

CAPITOLO 3 Effetti del disallineamento: <i>tilting moment</i> e <i>friction moment</i>	59
3.1 Cause del <i>tilting moment</i>	60
3.1.1 Modello teorico del <i>tilting moment</i>	61
3.2 Cause del <i>friction moment</i>	66
3.3 <i>Romax technology</i>	69
3.4 Geometria dell'accoppiamento scanalato utilizzato	71
3.4.1 Modifiche geometriche al profilo del dente	80
3.4.2 Modifiche geometriche al modello utilizzato	84
3.5 Sistema albero-mozzo	85
3.5.1 Albero-mozzo allineati	85
3.5.2 Albero-mozzo disallineati rispetto all'asse dell'albero	87
3.5.3 Albero-mozzo disallineati rispetto al centro del contatto dello scanalato	88
3.6 Risultati delle simulazioni: pressioni di contatto e reazioni vincolari sui cuscinetti	88
3.6.1 Albero-mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning</i> pari a 20 μm	89
3.6.2 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 0 Nm e <i>crowning</i> pari a 20 μm	91
3.6.3 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning</i> pari a 20 μm	92
3.6.4 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 0 Nm e <i>crowning</i> pari a 20 μm	95
3.6.5 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning</i> pari a 20 μm	96
3.6.6 Albero-mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning-barrelling</i> pari a 20 μm	98
3.6.7 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 0 Nm e <i>crowning-barrelling</i> pari a 20 μm	99
3.6.8 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning-barrelling</i> pari a 20 μm	101
3.6.9 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 0 Nm e <i>crowning-barrelling</i>	

pari a 20 μm	102
3.6.10 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning-</i> <i>barrelling</i> pari a 20 μm	103
3.7 Sistema albero-doppio mozzo	104
3.7.1 Albero-doppio mozzo allineati	107
3.7.2 Albero-doppio mozzo disallineati rispetto all'asse dell'albero di 0.5°	107
3.8 Risultati delle simulazioni: pressioni di contatto	108
3.8.1 Albero-doppio mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning-barrelling</i> pari a 20 μm	108
3.8.2 Albero-doppio mozzo disallineato di 0.5° con coppia uguale a 400 Nm e <i>crowning-barrelling</i> pari a 20 μm	110
3.9 Influenza della coppia torcente: incremento della coppia a parità di disallineamento	112
3.10 Confronto tra accoppiamenti scanalati con numero di denti pari e dispari	114
3.11 Confronto con accoppiamento scanalato a rigidezza infinita	115
3.12 Comparazione modello teorico e sperimentale	118
CAPITOLO 4 Conclusioni	121
4.1 Sintesi	121
4.2 Commenti sulle prove sperimentali	122
4.3 Commenti sulle analisi del software	124
4.4 Suggerimenti per le prove future	127
Allegati	VII
Bibliografia	IX

PREFAZIONE

Il forte avanzamento tecnologico e le nuove norme sempre più restrittive hanno portato le aziende operanti soprattutto nel campo aeronautico a rinnovare i loro prodotti al fine di ottenere prestazioni ottimizzate. In particolare, quando si vogliono trasmettere coppie molto elevate tra albero e mozzo senza che vi sia un moto relativo, il sistema più utilizzato è l'accoppiamento scanalato. A fronte di numerosi vantaggi, si è riscontrato però che gli accoppiamenti scanalati, dotati in teoria di una vita media a fatica molto elevata, possono danneggiarsi anche rapidamente a causa del cosiddetto *fretting* e dei sovraccarichi locali causati e accentuati da un eventuale disallineamento angolare tra gli alberi.

In questo lavoro di tesi si vuole dare una introduzione teorica al fenomeno del *fretting*, dalle cause, ai parametri da cui dipende principalmente fino alle varie modalità per la quantificazione ed eventuali prove in laboratorio per comprovare la teoria (Capitolo 1-2); si pone poi particolare attenzione all'effetto del disallineamento sui fenomeni di danneggiamento e sulla nascita di due momenti spuri detti *tilting moment* e *friction moment*, che provocano un sovraccarico sui cuscinetti e riduzione della vita utile (Capitolo 3). Questo studio, volto a validare un modello teorico utilizzabile in fase di progettazione, è stato realizzato grazie alle analisi svolte tramite il pacchetto software Romax Technology e presso l'azienda EPTa Projects.

1 Il fenomeno del *fretting*

Il fenomeno del *fretting* si manifesta quando due corpi connessi strisciano fra di loro lungo l'area di contatto con un moto relativo di ampiezza compresa fra 1 e 100 μm (sebbene alcuni testi in letteratura parlano di *fretting* fino a valori di 300 μm). Quando l'ampiezza del moto invece è maggiore o uguale alla larghezza del contatto, non si parla più di *fretting* ma di semplice scorrimento relativo.

I danni dovuti al *fretting* causano spesso gravi cedimenti e notevole perdita di funzionalità in numerose applicazioni industriali; è per questo motivo che il fenomeno in questione è considerato critico per l'industria moderna.

Il *fretting* si presenta in tutti i carichi quasi-statici e si manifesta spesso a causa di vibrazioni esterne, provocando danni e ossidazioni nei corpi interessati e concentrazioni di sforzi nelle aree di contatto, che possono in seguito portare alla generazione di cricche di fatica.

Si presentano moti relativi anche nel caso di carichi alternati ed oscillanti applicati a contatti quasi-statici, che sembrano essere privi di movimento come, per esempio, le connessioni ad interferenza tra due elementi ma che presentano poi danni simili a quelli manifestatisi nei corpi in strisciamento.

Altri esempi riportati in letteratura sono chiavette, scanalati, anelli dei cuscinetti montati con interferenza, molle a balestra, collegamenti mozzo-albero, flange, accoppiamenti flessibili, giunti rivettati e imbullonati. In questi casi anche un danno di lieve entità può compromettere la capacità di tenuta e causare la formazione di giochi inammissibili che influiscono sulla funzionalità del sistema meccanico.

Tutto ciò può condizionare il comportamento meccanico di organi come giunti o bulloni di serraggio, o più in generale il trasferimento del moto e della potenza in sistemi accoppiati tramite o ruote dentate o scanalati

1.1 Cedimento da *fretting*

Il danneggiamento da *fretting* è dovuto a due fattori: uno meccanico ed uno chimico [1].

L'azione meccanica consiste nella formazione di microsaldature causate dalle elevate temperature e dalle notevoli pressioni locali che si raggiungono nei punti di contatto effettivi tra i due materiali. Il moto relativo poi tra le due superfici fa sì che tali microsaldature vengano ciclicamente rotte: tale fenomeno detto di usura adesiva non solo genera potenziali inneschi di rottura dovuti alla variazione delle proprietà meccaniche superficiali ma anche detriti metallici danno luogo ad una seconda usura detta abrasiva lungo le superfici a contatto.

L'azione chimica consiste nella formazione di un nuovo strato di ossido sia sulle superfici degli elementi a contatto, sia su quelle dei frammenti già distaccati, il quale va a sostituire lo strato asportato subito prima dell'azione meccanica.

L'azione chimica dipende in modo significativo dalle condizioni ambientali: ad esempio un ambiente fortemente umido o acido accentua il fenomeno, mentre gas inerti o vuoti spinti limitano il fenomeno.

Esistono quattro modalità con cui si può verificare il *fretting*, come mostrato in Figura 1.1: tangenziale, radiale, torsionale e rotazionale [2]. Esse si distinguono a seconda degli assi lungo i quali o attorno ai quali sono applicati scorrimenti e forze.

Nel *fretting* radiale l'area di contatto hertziana è circolare e il suo raggio cresce o diminuisce proporzionalmente con il variare della forza normale nel tempo; è il carico alternato e oscillante a causare danni da *fretting*.

Nelle altre tipologie vi è invece un movimento relativo; in particolare nel *fretting* torsionale si osserva uno scorrimento angolare con strisciamento causato dalla rotazione dei corpi attorno all'asse perpendicolare al piano mentre in quello rotazionale lo scorrimento angolare è generato dalla rotazione dei corpi attorno ad un asse parallelo.

Infine il *fretting* tangenziale prevede un moto relativo lineare con scorrimento parallelo all'area di contatto.

Quest'ultimo è il più diffuso e gli studi del fenomeno si sono inizialmente basati su di esso, per poi essere estesi agli altri casi.

Nel periodo in cui fu scoperto il *fretting* si parlava di *fretting corrosion*, a causa delle particelle di ossido che si osservavano sull'interfaccia del contatto, ma oggi è noto che i meccanismi di danneggiamento principali causati dal *fretting* sono altri due: l'usura (*fretting wear*) e la fatica (*fretting fatigue*). Questi sono sempre presenti contemporaneamente, ma nel cedimento di un componente uno può prevalere sull'altro a seconda del valore della forza scambiata tra i due corpi a contatto, dell'ampiezza dello spostamento relativo e della funzione del componente stesso nel sistema meccanico.

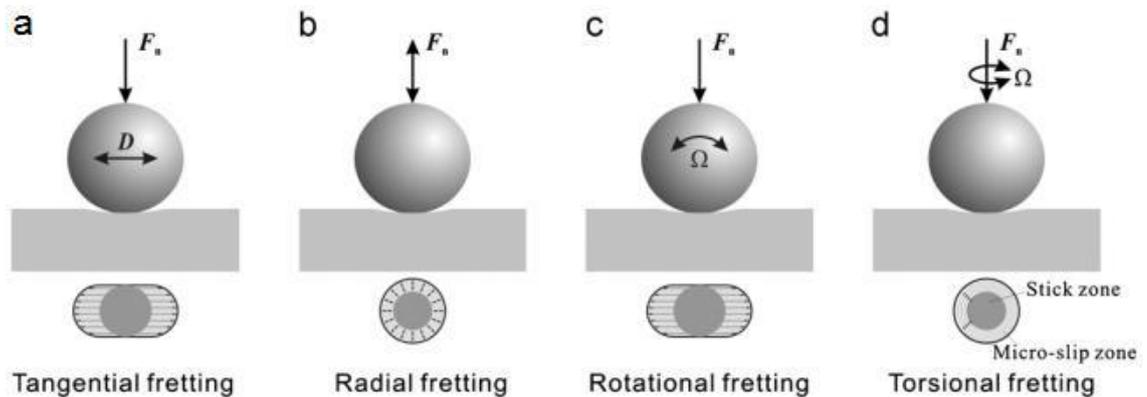


Figura 1.1 – 4 modalità di fretting

1.1.1 *Fretting wear* e i vari meccanismi di usura

L'usura da *fretting* è il meccanismo di danneggiamento predominante nei casi in cui la forza normale è relativamente bassa e l'ampiezza di scorrimento è alta. La perdita di materiale che avviene all'interfaccia di scorrimento può portare a cedimento per i seguenti motivi:

- la variazione delle dimensioni di un componente, che non rispettano più la tolleranza;
- il grippaggio di un giunto mobile, a seguito dell'usura chimica: i detriti o semplicemente le zone più superficiali dei corpi a contatto si ossidano per mezzo di gas, acqua o lubrificanti, riducono quindi la loro densità e a parità di massa occupano più volume rispetto al materiale puro, annullando i giochi presenti e causando il blocco del sistema;
- falsa brinellatura nei cuscinetti: l'impronta che le parti volventi dei cuscinetti lasciano sulle piste di rotolamento assume irregolarità che ne compromette tutto il funzionamento.

Meccanismi di usura

L'usura da *fretting* nasce dalla combinazione di diversi fattori raggruppati in *usura adesiva, usura abrasiva e usura corrosiva*.

La prima generalmente ad intervenire è l'usura adesiva che produce piccole particelle di detriti metallici lungo l'area di contatto; poiché si ricordi che si parla di *fretting* quando l'ampiezza di scorrimento è molto piccola, quest'ultimo non è sufficiente ad allontanare le particelle che rimangono intrappolate nel contatto provocando usura abrasiva. A seconda infine che i due componenti siano lubrificati o meno si può manifestare l'usura corrosiva o da ossidazione [3].

L'**usura adesiva** è dovuta principalmente al fatto che tutte le superfici metalliche reali sono descritte da un certo grado di rugosità che può andare da qualche decina di microm per i semilavorati a decimi o centesimi di microm per componenti rettificati, lucidati o lappati.

In virtù di questo quando due corpi entrano in contatto, saranno solo le rispettive asperità ad interagire fra loro creano alte pressioni locali di contatto che riescono

facilmente a rimuovere, se c'è scorrimento, gli strati più superficiali ossidati e contaminati.

Le elevate pressioni di contatto accoppiate al calore generato dall'attrito durante lo scorrimento innalza fortemente la temperatura su zone di area non troppo estesa, innescando le condizioni favorevoli per le microsaldature: piccole particelle di materiale rimosso si fondono e solidificano nuovamente nell'area di contatto lungo la direzione di scorrimento; possono essere poi rotte per taglio e passare da una superficie all'altra fin quando non vengono espulse come detriti da usura.

In virtù di quanto detto quindi, essendo l'usura adesiva essenzialmente un fenomeno di deterioramento ciclico dovuto a microsaldature, i materiali più facilmente saldabili risultano più sensibili a tale processo.

È possibile ancora suddividerla in:

- *Scoring* o raschiatura, se vi è passaggio di materiale da una superficie all'altra a seguito della rottura delle asperità;
- Grippaggio, quando le microsaldature sono estese su porzioni di superfici così ampie da impedire o ridurre fortemente il moto proprio del sistema;
- *Galling* o sfaldatura, se prevale fortemente l'usura adesiva rispetto alle altre possibilità;
- *Scuffing*, se produce graffiature superficiali o eccessiva lucidatura di superficie; si presenta molto spesso quando le parti non sono adeguatamente lubrificate;

In Figura 1.2 si riporta l'andamento ciclico della formazione e successiva rottura a taglio delle microsaldature, che chiaramente vanno a compromettere velocemente ed in modo irreversibile i corpi a contatto.

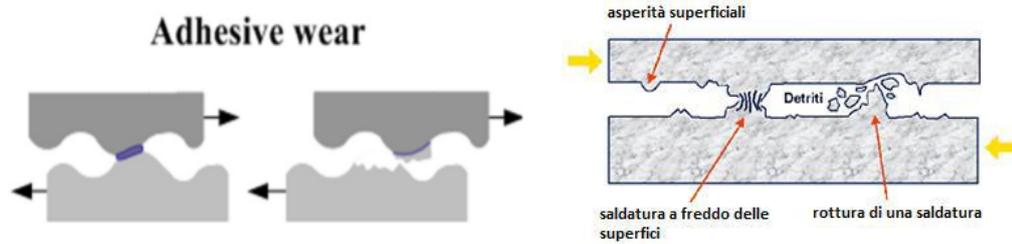


Figura 1.2 - Usura adesiva

Su questo meccanismo Archard ha ideato la sua legge di usura, che lega il volume di usura W con il carico normale P , la distanza di scorrimento δ e la durezza H tramite un coefficiente k , detto coefficiente di Archard:

$$W = k_{ad} P \frac{\delta}{H}$$

Il volume asportato per usura adesiva risulta direttamente proporzionale al carico normale e all'ampiezza di scorrimento mentre inversamente proporzionale alla durezza superficiale che si oppone alla sfaldabilità della struttura.

La determinazione del coefficiente di Archard k non è di semplice risoluzione in quanto non dipende solo dalla coppia di materiali utilizzati ma anche dalle condizioni di carico e dell'ambiente esterno (lubrificante, temperatura, ecc.).

Nel caso di contatto lubrificato infatti, l'olio si frappone fra le asperità dei due corpi riducendone l'usura: occorre quindi calcolare caso per caso in funzione delle reali condizioni di lavoro il coefficiente k esatto.

L'**usura abrasiva** è quel meccanismo di taglio e deformazione che nasce nell'accoppiamento tra due superfici striscianti dove si possono trovare particelle dure e con bordi taglienti (provenienti da uno dei due corpi o dall'esterno) che, impiantate sul materiale più plastico, incidono quello più duro, in presenza o meno di lubrificante (Figura 1.3).

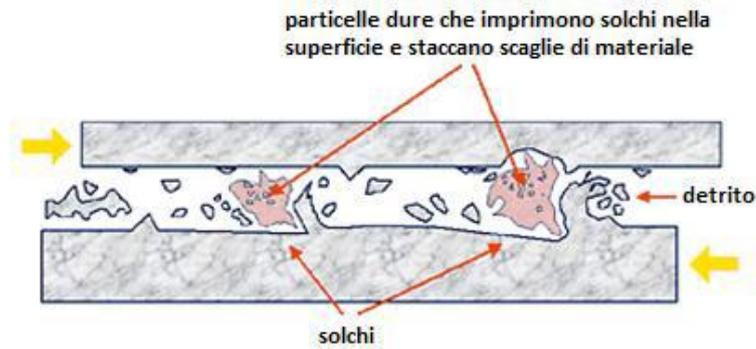


Figura 1.3 - Usura abrasiva

Viene naturale pensare quindi che maggiore è la durezza superficiale di un componente, maggiore sarà la sua resistenza all'usura abrasiva; sfruttando questo concetto spesso si cerca di avere quindi una usura mirata: si sottopone solo uno dei corpi a contatto a trattamenti come tempra, nitrurazione, elettrodeposizione per aumentarne le proprietà in modo che a consumarsi sia il corpo con cui è a contatto e che si suppone essere di più semplice manutenzione e sostituzione (un esempio pratico sono i cuscinetti a strisciamento).

Anche per l'usura abrasiva è possibile utilizzare la legge di Archard:

$$W = k_{ab} P \frac{\delta}{H}$$

con l'unica differenza rappresentata dal coefficiente di Archard di usura abrasiva k_{ab} , generalmente più alto di quello adesivo.

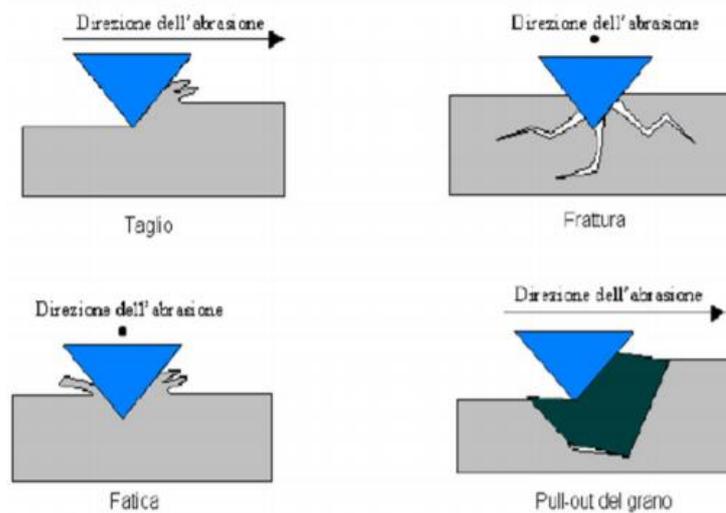


Figura 1.4 – Diverse direzioni di usura abrasiva

L'**usura corrosiva** (in presenza di liquidi) o **da ossidazione** (in presenza di aria) è quella in cui risulta significativo l'effetto delle reazioni chimiche o elettrochimiche tra la superficie e l'ambiente, formando un film strutturalmente più debole che sarà poi rimosso dall'usura adesiva.

Si innesca un ciclo vizioso in cui le prime due modalità di usura fanno emergere strati di acciaio puro, che sarà poi facilmente attaccato dagli agenti corrosivi, creando uno strato superficiale più debole e facilmente degradabile tramite usura adesiva e abrasiva (Figura 1.5).

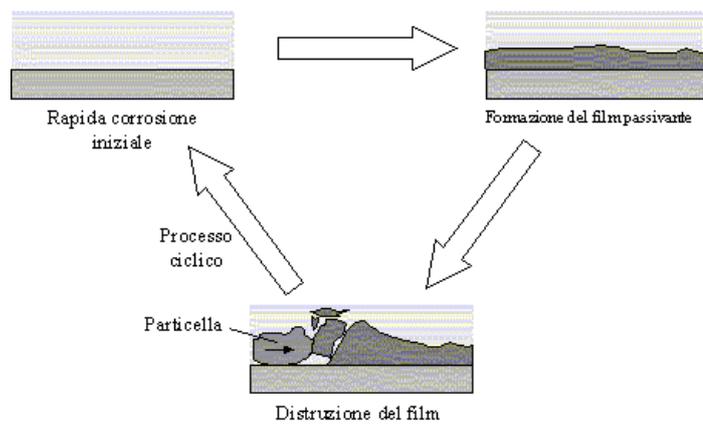


Figura 1.5 - Usura corrosiva

L'usura corrosiva si manifesta sotto forma di variazione di colore lungo l'aria di contatto o nei detriti: l'alluminio produce detriti bianchi che ossidati diventano neri, mentre l'acciaio da grigio diventa marrone rossastro.

Vale la pena osservare che gli strati di materiale ossidato possono anche portare vantaggi e proteggere le superfici a contatto dall'usura adesiva.

La teoria del terzo corpo

Si è detto che nel processo di usura da *fretting*, gran parte dei detriti rimane intrappolata nel contatto tra le due superfici ed influisce sui processi di usura; per effetto degli sforzi a cui sono sottoposte e le elevate temperature,

generalmente le particelle si compattano in un film ossidato detto “terzo corpo” che si frappone tra i due corpi principali [4].

Per tale ragione il *fretting* era inizialmente considerato quasi esclusivamente un problema di corrosione o ossidazione vista la presenza di questo strato compatto di “ruggine”. Si osserva che il terzo corpo può portare vantaggi in quanto riduce il coefficiente di attrito, regge il carico e di conseguenza diminuisce la velocità di usura, ma viceversa provoca distacco di particelle per usura abrasiva; quale dei due fenomeni prevale dipende dalla natura dei materiali: particelle dolci tendono a ridurre la velocità di usura, particelle dure l’accentuano. Per quanto concerne lo spessore del film, esso raggiunge una posizione di equilibrio stabile e rimane costante quando la velocità di generazione di nuove particelle tramite usura e quella con cui alcune di esse vengono espulse dal contatto si equiparano.

Analisi qualitativa del fenomeno

Il fenomeno del *fretting wear* è stato largamente studiato ed in letteratura si trovano molti casi di studio fatti in laboratorio. Si ricordi Baker e Olver che hanno sfruttato una lastra di zaffiro trasparente usurata tramite una sfera di acciaio per poter filmare l’andamento del processo tramite una videocamera [5]. Tali esperimento hanno constatato che l’usura comincia lungo i bordi dell’area di contatto formando le prime particelle; queste, in funzione delle forze a cui sono sottoposte, possono essere dirette verso l’esterno o spinte verso l’interno e influire sul processo di *fretting*.

Il processo può essere descritto con i seguenti passi:

1. per prima cosa vengono rimossi gli strati ossidati e contaminati dei due corpi a contatto, strutturalmente più deboli e facilmente deformabili;
2. si formano strati di metallo puro che entrano a contatto fra di loro, si ossidano e formano nuovi detriti rimossi per usura abrasiva;

3. quando i detriti raggiungono un quantitativo sufficiente, gli sforzi li compattano in un film grigio e ossidato che si interpone tra gli strati dei due provini a contatto;
4. il film aumenta progressivamente il suo spessore, riduce l'attrito e le pressioni di contatto fino a separare completamente le due superfici; raggiunta una dimensione critica la crescita si blocca e il foglio può all'interno del contatto senza essere compattato;
5. entra in gioco l'usura abrasiva che rimuove il film ossidato;
6. le particelle generate dal ritrovato contatto tra gli strati di metallo puro vanno ad alimentare nuovamente la crescita del film, fin quando non si raggiunge un equilibrio stabile in cui il numero di detriti prodotti è uguale a quelli espulsi dal contatto.

Si sono poi verificate le caratteristiche delle superfici sottoposte a *fretting wear* tramite uno spettroscopio a elettroni riscontrando:

- I. area di colore rosso, con ossido di ferro Fe_2O_3 , la cui presenza si è dimostrata aumentare al decrescere della pressione media di contatto;
- II. area di color grigio scuro per effetto dei detriti compattati;
- III. area di aspetto brillante con graffi, in opposizione all'area di colore grigio scura; aree quindi di metallo puro nate dall'azione abrasiva dei detriti dell'area opposta corrispondente.

Complessivamente quindi il fenomeno del *fretting wear* è descritto e dipende fortemente dalla combinazione di tanti parametri come il tipo di materiale, il carico, l'ampiezza di scorrimento, tipologia di gas o lubrificante utilizzata, la temperatura di lavoro, eventuali trattamenti termici e di rettifica, ecc.

1.1.2 *Fretting fatigue* e confronto con la fatica classica

La fatica da *fretting* è il meccanismo di danneggiamento predominante nei casi in cui il carico normale è elevato e l'ampiezza di scorrimento è bassa.

Infatti, all'aumentare dell'ampiezza di scorrimento, le cricche di fatica vengono eliminate dall'usura prima che possano propagarsi e causare rottura.

La nucleazione delle cricche avviene in genere nella zona di scorrimento e la loro propagazione avviene verso l'interno del materiale in direzione 45° , come illustrato in Figura 1.6. Quando la cricca raggiunge circa il centro del contatto o una profondità pari a metà della larghezza di esso, la propagazione procede in direzione verticale. Ciò avviene perché a questo livello sul componente prevalgono le tensioni di trazione alternata, che diventano la causa della crescita della cricca [6].

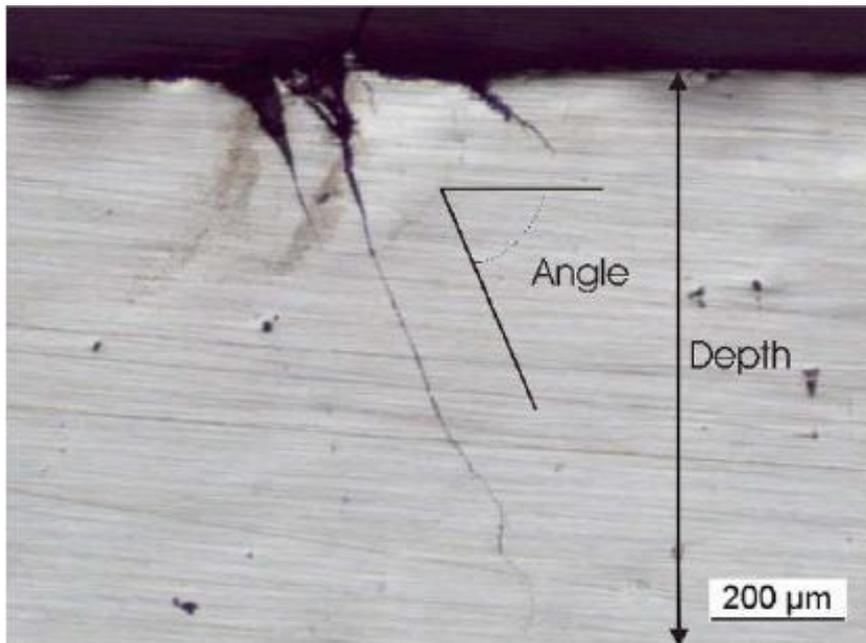


Figura 1.6 - Cricche di fatica da *fretting*

Fatica classica vs fatica da *fretting*

Si voglia ora analizzare e confrontare le differenze fra fatica classica e fatica da *fretting* [7]: il primo parametro da monitorare è la percentuale di vita che viene

usata per la nucleazione delle cricche. Infatti, quando si parla di fatica classica, circa il 90% della vita utile è speso per la nucleazione, nel *fretting* solamente il 5%.

Cambiano gli effetti anche delle lavorazioni superficiali: nella fatica piana quando si lucida la superficie di un componente né si allunga la vita, mentre nella fatica da *fretting* è più conveniente avere superfici con grande asperità per avere minori punti di contatto e di conseguenza meno possibili inneschi di cricche.

Discorso simile vale per la martellatura a pallini o *shot peening* che aumentando la rugosità superficiale risulta conveniente per la fatica da *fretting* ma, inducendo tensioni residue di compressione, porta vantaggi anche alla fatica classica.

Ed infine il *fretting* fa nucleare cricche a tensioni inferiori rispetto a quanto ci si aspetterebbe dalla fatica classica del componente a causa delle concentrazioni di tensioni provocate dal contatto che portano alla nascita di cricche precocemente.

1.2 Cinematica del *fretting*

Lo studio del *fretting* e delle conseguenze che da esso derivano ha portato all'individuazione di tre possibili regimi di scorrimento [8] in funzione dell'ampiezza del moto relativo: PSR, GSR e MR (Figura 1.7).

Il *partial slip regime* (PSR) si manifesta quando entrano in gioco ampiezze di scorrimento ridotte, con una area di incollaggio centrale (*stick zone*) all'interno di una zona anulare esterna dove vi è scorrimento, seppur con entità ridotta.

Nel *gross slip regime* (GSR) le ampiezze di scorrimento sono alte a tal punto che tutti i punti del contatto scorrono relativamente fra di loro.

Infine il *mixed regime* (MR) è caratterizzato da ampiezze di scorrimento intermedie: vi è alternanza dei due regimi precedentemente descritti, in quando

ad un iniziare *gross slip regime* segue un *partial slip regime* a causa dell'incremento del coefficiente di attrito dovuto all'usura superficiale; a tal punto le condizioni di carico e scorrimento non sono alte a sufficienza per la permanenza in GSR e il sistema passa in PSR.

Fondamentale è quindi la conoscenza delle condizioni di scorrimento poiché è evidente come la tipologia di danno da *fretting* e la sua evoluzione nel tempo siano strettamente correlati al regime stesso.

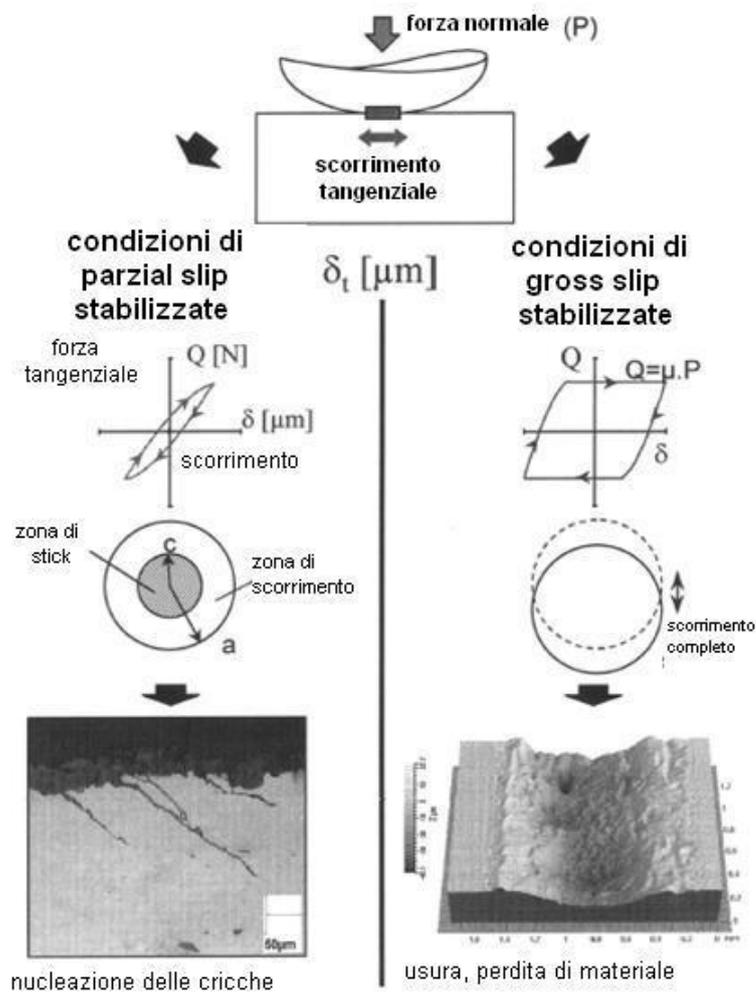


Figura 1.7 - Condizioni di scorrimento e relativi danni

Ciò che è noto è che in *partial slip regime* principalmente nell'area di passaggio da *stick zone* e zona di scorrimento e al limite dell'orma di contatto nucleano le cricche che poi hanno il tempo per crescere fino a portare a cedimento la

struttura per fatica. Diverso è il caso del *gross slip regime* dove è evidente una usura parabolica più importante con picco presente nel centro del contatto, e tale usura cresce così velocemente da spazzare via le cricche che tentano di nucleare; in tal modo il corpo non ha il tempo di cedere per fatica in quando le cricche non si accrescono, ma avrà con grande probabilità problemi legati al grande volume di materiale asportato.

Si riportano di seguito nelle figure 1.8 e 1.9 l'andamento della profondità di usura di un contatto hertziano e del profilo di pressione prima nei due regimi di scorrimento.

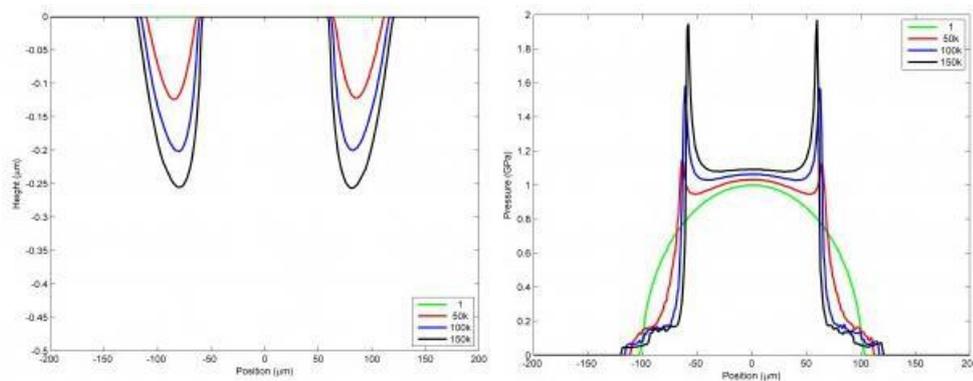


Figura 1.8 – Evoluzione della profondità di usura e della pressione di contatto in *partial slip*

Come è ovvio che sia, in *partial slip* l'usura si manifesta esclusivamente dove si ha scorrimento, quindi nella zona anulare che circonda la zona di incollaggio in cui ha la massima pressione di contatto.

Rimane invece inalterata la zona centrale, dove la pressione hertziana è minima e non si rivelano fenomeni rilevanti se non deformazione per compressione.

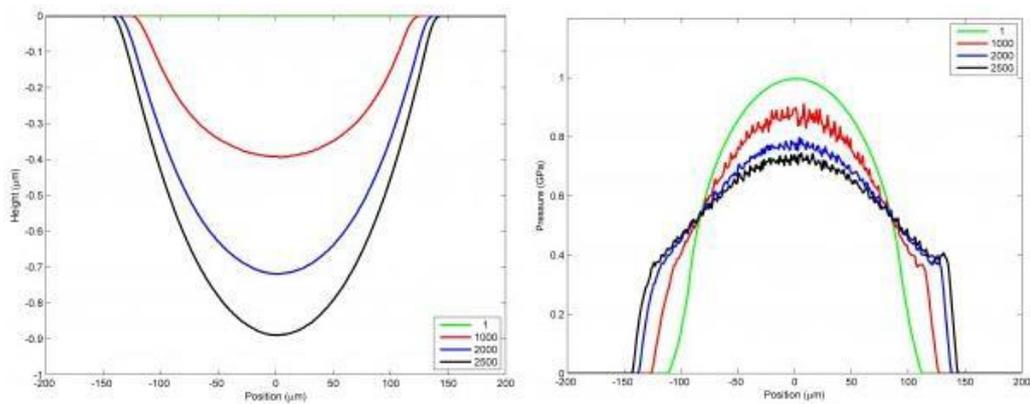


Figura 1.9 – Evoluzione della profondità di usura e della pressione di contatto in *gross slip*

Evidente è la differenza nel *gross slip*: la pressione ha il tipico andamento parabolico o ad U con il massimo al centro dell'orma di contatto, e proporzionalmente collegata alla pressione vi è la quantità di volume asportato. Nel caso di *gross slip* è possibile tuttavia riscontrare un'usura centrale minore rispetto a quella delle zone adiacenti: questo è possibile intuirlo ricordando l'andamento in PSR, e considerando che è sì vero che in GPR tutti i punti scorrono almeno per qualche istante di tempo durante il ciclo di *fretting*, ma è altresì possibile che tale scorrimento per la zona centrale cominci relativamente più tardi causando una minore profondità di usura (Figura 1.10).

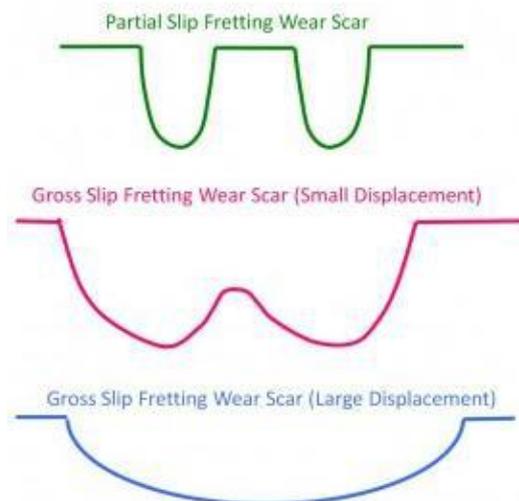


Figura 1.10 - Possibili profili di un'orma di usura

1.2.1 Metodi di classificazione: la mappatura

In letteratura si ritrovano alcune mappe che permettono di stabilire a priori il fenomeno del *fretting* e le conseguenze che si manifesteranno analizzando una serie di parametri identificativi [9].

Si ricordino gli studi di Blanchard e la *mappa di risposta del materiale al fretting* (MRFM) introdotta nel 1991 (Figura 1.11): conoscendo il carico normale e l'ampiezza di scorrimento si possono prevedere i danni che ci si aspetta e quindi il regime di scorrimento ad essi direttamente collegato.

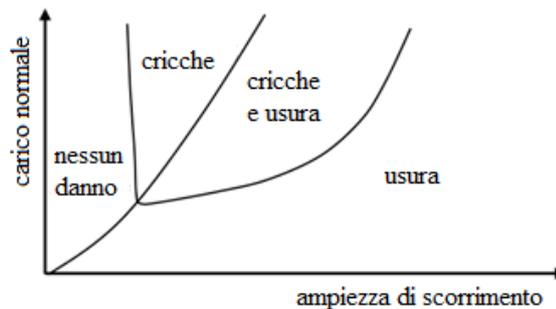


Figura 1.11 – MRFM

Si rilevano 4 zone principali; per carichi normali alti e ampiezze di scorrimento basse si manifesta il *partial slip*, al crescere dello scorrimento si passa quindi in *mixed zone* e *gross slip regime*:

1. Nessun danno: siamo chiaramente in PSR ma lo scorrimento è così piccolo da non generare evidenti danni; gli sforzi in gioco non sono sufficienti a provocare la nucleazione delle cricche e il sistema, in linea teorica, potrebbe lavorare per tempi infiniti.
2. Le cricche: è il classico comportamento del *partial slip*, dove al crescere dello sforzo normale per δ di scorrimento piccole, si raggiungono livelli di concentrazioni locali degli sforzi tali da innescare la nucleazione.
3. Compresenza di cricche ed usura: vi la presenza dei danni di entrambi i regimi, si è cioè in *mixed regime*.

4. L'usura: il cedimento della struttura è causato dall'eccessivo materiale rimosso, con le cricche spazzate via insieme agli detriti asportati: tipico comportamento del *gross slip regime*.

A questa suddivisione si può poi associare quella di Zhou, che nel 1992 ha introdotto la *mappa delle condizioni operative nel fretting* (RCFM), dove attraverso il carico normale e lo scorrimento δ si tracciano le curve per il passaggio da una regione all'altra (Figura 1.12).

Si osserva ancora una volta come per ampiezze di scorrimento basse e carichi normali alti ci si ritrova in PSR, mentre aumentando il δ e riducendo sforzo normale si passa in MR ed GSR.

Il posizionamento di queste curve cambia chiaramente in funzione della coppia di materiali utilizzati, nonché delle condizioni dell'ambiente esterno e la rigidità strutturale, ma l'andamento logico è chiaramente lo stesso per ogni tipologia di contatto.

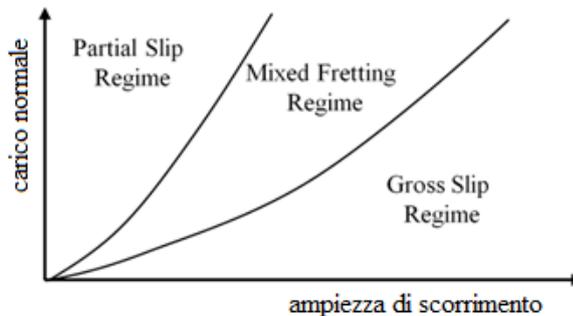


Figura 1.12 – RCFM

I limiti di queste mappature stanno nel fatto che su tali fenomeni influiscono una serie di fattori fin qui non considerati: per esempio la propria cedevolezza di una struttura meccanica influisce in modo importante sullo scorrimento locale a parità di dati in input provocando traslazioni anche importanti alle curve esaminate e quindi cambiando i limiti dei regimi.

Da considerare inoltre che tali mappature sono complicate da ottenere, necessitano di molte prove sperimentali e richiedono quindi un dispendio importante in termini di tempo e denaro.

1.2.2 Il *fretting loop*: *partial slip regime*, *gross slip regime* e *mixed zone*

Il metodo migliore per determinare il regime di scorrimento di un ciclo di *fretting* consiste nel valutare la variazione della forza tangenziale in funzione dello scorrimento istantaneo per ogni ciclo (chiamato anche *fretting loop*). I risultati possono poi essere discussi tramite l'analisi della forza tangenziale massima $Q_{t,max}$ o l'analisi del rapporto $Q_{t,max}/F_n$. [10].

L'evoluzione della forza tangenziale può essere mostrata o tramite i solchi d'attrito o tramite le curve Q_t - δ - N .

Ogni ciclo è caratterizzato da una specifica forma; sono state individuate tre possibili forme: chiusa, ellittica o quasi-rettangola, ognuna delle quali indica tre precise condizioni di *fretting*, rispettivamente *stick*, *partial slip* e *gross slip regime*.

I regimi di *fretting* sono stati mappati per la prima volta da Vingsbo et al. [11]; sulla base di questi studi si possono considerare 3 regimi:

1. *Stick regime*, definito da cicli Q - δ che causano un danno iniziale grossolano che a sua volta provoca una perdita nella rigidità di contatto; non è un regime di tipo dissipativo.
2. *Slip regime*, caratterizzato da cicli che rimangono ellittici, a volte quasi-rettangolari ma per i quali sono possibili grandi variazioni del massimo carico tangenziale alla fine di ogni ciclo; superato il valore di carico critico si innesca il *gross slip*.

3. *Mixed regime*, definito da una forma complessa per il solco d'attrito. Cicli chiusi, quasi rettangolari e spesso ellittici si notano spesso durante lo stesso test.

La forma e tipologia del regime di scorrimento dipende quindi fortemente dal valore del coefficiente di attrito.

Si ricordi infatti che lo scorrimento in *partial slip* è a livello globale statico in quanto caratterizzato da una zona centrale di incollaggio con δ nullo; questo comporta una forza di attrito mai pari al massimo valore raggiungibile:

$$Q_{\max} = \mu * P$$

dove Q è la forza tangenziale o di attrito, μ è il coefficiente di attrito statico e P è il carico normale (non vi è il passaggio da coefficiente di attrito statico a dinamico).

Quando la forza tangenziale raggiunge il valore critico si passa in *gross slip regime* ma in tali condizioni la Q_x non supererà mai questo valore poiché varia il valore del coefficiente di attrito, che passa da statico a dinamico (e per definizione $\mu_{\text{din}} < \mu_{\text{stat}}$).

In Figura 1.13 si riporta quindi un confronto fra i vari regimi: nel *partial slip regime* domina forma ellittica, in *gross slip* si ha un *fretting loop* rettangolare dove i lati orizzontali rappresentano i valori limite della forza di attrito, mentre i tratti verticali lo scorrimento. Visto che δ passa da valori positivi a valori negativi, si intuisce come anche in GSR si manifesti per pochi istanti il fenomeno dello *stick*. Il regime misto alterna forme ellittiche e rettangolari, con una composizione totale di forma complessa. Il caso di totale incollaggio risulta invece non essere dissipativo.

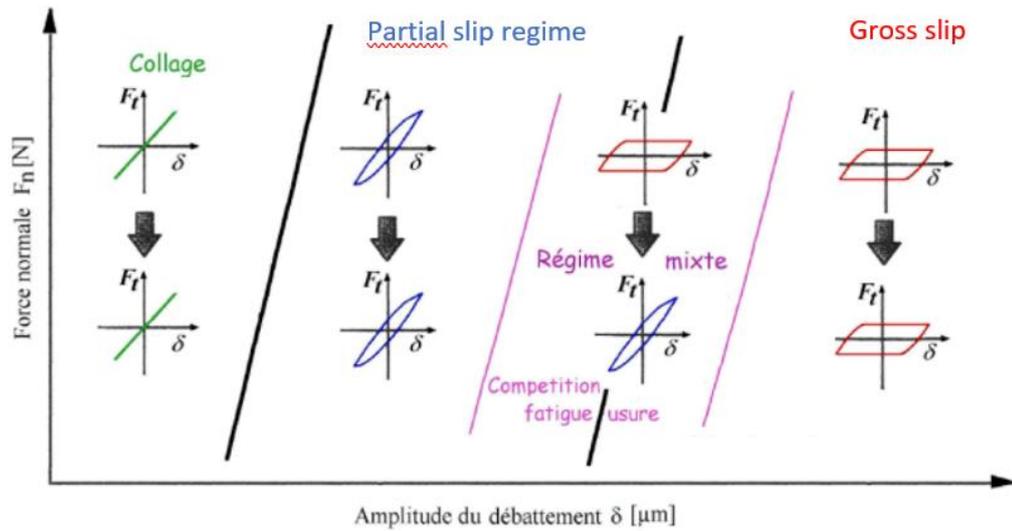


Figura 1.13 - Forma del *fretting loop*

Il caso di *fretting* reale presenta invece una curva complessa e variante nel tempo (Figura 1.14) a causa del coefficiente di attrito, che modifica il suo valore generando mutamenti allo slittamento e alla curva di *fretting loop*. Per tali ragioni il caso reale è molto più vicino al comportamento della *mixed zone* piuttosto che dei due casi limite di PSR e GSR.

Importante è notare come la resistenza al *fretting* non può essere considerata una proprietà intrinseca di un materiale, né di una coppia di materiali.

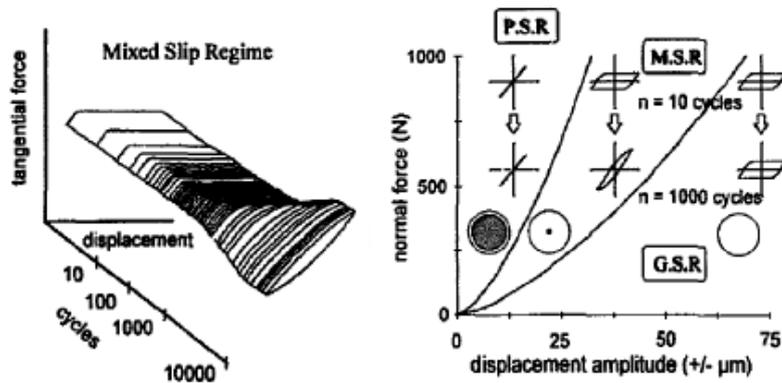


Figura 1.14 - Evoluzione del *fretting loop* durante un processo reale

Quando si vuole valutare quindi il danno da *fretting*, bisogna indentificare il regime di scorrimento e per questo sono stati introdotti dei parametri per la valutazione del regime e dell'usura in funzione degli sforzi agenti sul sistema.

Comportamento quasi-elastico

Regime fin ora non approfondito poiché di poco interesse, caratterizzato da una forza tangenziale Q_x ; il micro-scorrimento δ_x osservato tra due punti distanti $T1$ e $T2$ nelle regioni indeformate di ogni corpo può essere associate a Q_x tramite una relazione lineare. Per questo tipo di carico l'energia dissipata nella piccola area di scorrimento è minima, motivo per cui questo regime può essere considerato non dissipativo.

Partial Slip

Per forze tangenziali più alte ma che rimangono al di sotto del limite di transizione per il *gross slip regime* μP , la relazione $Q_x - \delta_x$ non è più lineare. Il contatto da un'area centrale di incollaggio (*stick area*) circondata da un anello di scorrimento (Figura 1.15).

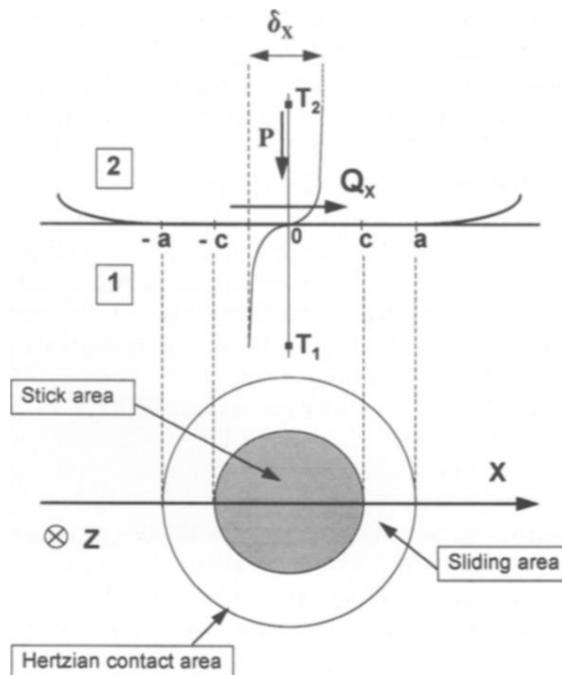


Figura 1.15 – Contatto sfera-piano con P costante e Q_x variabile

Va introdotto il coefficiente di attrito μ pari a $\frac{||t||}{||n||}$ dove n e t sono rispettivamente la componente normale e tangenziale dello stress locale all'interfaccia dell'area di scorrimento. Si assume che rimanga costante sull'intera area di scorrimento (principio di Amonton).

Mindlin ha introdotto poi delle formule analitiche per determinare lo scorrimento e le forze in gioco per un contatto sfera-sfera, tipico degli accoppiamenti tra ruote dentate o accoppiamenti scanalati.

$$\delta_x = \frac{3\mu P}{16} * \left[\frac{2 - \nu_1}{G_1} + \frac{2 - \nu_2}{G_2} \right] * \left(\frac{a^2 + c^2}{a^3} \right)$$

dove ν_1 e ν_2 sono i coefficienti di Poisson del materiale 1 e 2, G_1 e G_2 il modulo elastico, a il raggio del contatto Hertziano e c il raggio dell'area centrale di incollaggio.

La relazione tra δ_x e Q_x vale:

$$\delta_x = \frac{K_1 \mu P}{a} * \left[1 - \left(1 - \frac{Q_x}{\mu P} \right)^{2/3} \right]$$

con

$$K_1 = \frac{3}{16} * \left[\frac{2 - \nu_1}{G_1} + \frac{2 - \nu_2}{G_2} \right]$$

$$a = \left(\frac{3PR^*}{4E^*} \right)^{1/3}$$

$$c = a * \left(1 - \frac{Q_x}{\mu P} \right)^{2/3}$$

e R^* e E^* rispettivamente il raggio di contatto e il modulo elastico equivalente

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$$

Gross Slip

Quando $Q_x = \mu P$ l'intero contatto è in scorrimento; in questa condizione di scorrimento la *contact compliance* tende all'infinito.

Variabili energetiche

Per dare un'indicazione più precisa e sicura sul tipo di slittamento vengono di seguito riportate alcune variabili ricavabili dal *fretting loop* e che saranno utilizzate per definire il tipo di scorrimento, come in Figura 1.16 [10].

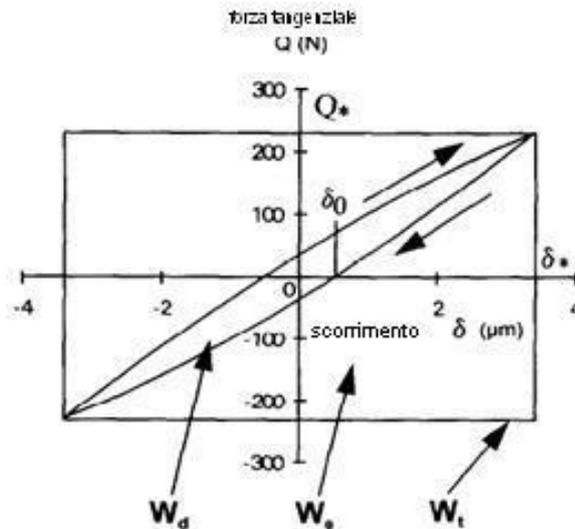


Figura 1.16 - Variabili ricavate dal *fretting loop*

In condizioni di *partial slip*, Mindlin e Cattaneo hanno espresso l'evoluzione dello scorrimento in funzione della forza tangenziale Q . L'ampiezza di oscillazione δ^* e la forza Q^* sono legati dalla seguente relazione:

$$\delta^* = \frac{K_1 \mu P}{a} * \left[1 - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{2/3} \right]$$

Si nota che lo scorrimento che si ottiene per $Q=0$ non è nullo ma pari a $\delta(Q=0) = \delta_0$. Tale valore può essere anch'esso determinato come:

$$\delta_0 = \frac{K_1 \mu P}{a} * \left[2 * \left(1 - \frac{Q^*}{2\mu P} \right)^{2/3} - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{2/3} - 1 \right]$$

L'area della curva corrisponde all'energia meccanica dissipata durante il ciclo (W_d). Mindlin ricavò quest'energia usando un'espressione ellittica [12]:

$$W_d = \frac{24(\mu P)^2 K_1}{5a} * \left[1 - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{5/3} - \frac{5Q^*}{6\mu P} \left(1 + \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{2/3} \right) \right]$$

Le espressioni possono poi essere facilmente semplificate introducendo il parametro:

$$Y = 1 - \frac{Q^*}{\mu P}$$

Altre variabili possono essere introdotte:

- l'energia totale W_t , definita come:

$$W_t = 4 \delta^* Q^*$$

- l'energia elastica W_e , ottenuta dalla differenza tra l'energia totale e l'energia dissipata

$$W_e = W_t - W_d$$

Per un regime puramente elastico, l'energia elastica W_e deve essere chiaramente uguale all'energia totale W_t .

Per estendere i risultati sopra riportati anche per un regime di *gross slip*, è stata sviluppata una descrizione energetica di un ciclo di *fretting* avvalendosi della Figura 1.17.

Le ipotesi sono in accordo con:

- le condizioni restrittive di Mindlin;
- δ^* ampiezza di scorrimento, con $\delta^* > \delta_t$;
- Q^* valore della forza tangenziale, mantenuta costante e indipendente da δ^* (una prima approssimazione può essere $Q^* = Q_t = \mu P$)

Con riferimento alla descrizione del ciclo di *gross slip*, lo scorrimento totale ($2\delta^*$) può essere espresso come somma di uno scorrimento di *partial slip* ($2\delta_t$) ed uno di *gross slip* ($2\delta_g$):

$$\delta^* = \delta_t + \delta_g.$$

Anche l'energia dissipata W_d corrisponde alla somma dell'energia dissipata durante il *partial slip* W_{dt} e durante la fase di totale scorrimento W_{dg} .

$$W_d = W_{dt} + W_{dg}$$

con

$$W_{dg} = 4 \delta_g Q_t$$

e quindi si ricava:

$$W_d = W_{dt} + 4 \delta_g Q_t.$$

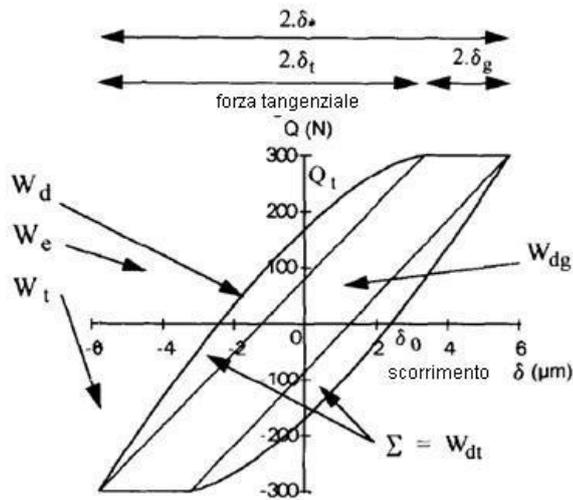


Figura 1.17 - *Fretting loop* in regime di *gross slip*

La seguente equazione esprime invece l'apertura del ciclo in funzione dell'apertura di transizione δ_{0t} e dell'ampiezza di scorrimento δ_g :

$$\delta_0 = \delta_{0t} + \delta_g.$$

I valori di δ^* , W_d e W_t alla transizione (rispettivamente δ_t , W_{dt} e W_{tt}) possono essere così calcolati:

$$\delta_t = \frac{K_1 \mu P}{a}$$

$$W_{dt} = \frac{4(\mu P)^2 K_1}{5a}$$

$$W_{tt} = \frac{4(\mu P)^2 K_1}{a}$$

$$W_{et} = \frac{16(\mu P)^2 K_1}{5a}$$

1.2.3 Determinazione del regime di scorrimento

Vengono riportati i criteri che permettono una determinazione quantitativa del limite di transizione nel passaggio dal *partial* al *gross slip regime* in funzione dei parametri energetici fin ora esaminati; saranno eseguiti e riportati successivamente in questo lavoro dei calcoli analitici con successiva verifica pratica mediante provini munito di un accoppiamento scanalato testati su banco di prova.

Il rapporto di energia A

Il rapporto di energia A è stato introdotto inizialmente per normalizzare l'evoluzione dell'energia come una funzione delle condizioni di carico da Mohrbacher et al. e successivamente è stata elaborata una espressione analitica intesa come criterio di transizione [13].

Sotto condizioni di *partial slip* (per $Q^* < \mu P$) vale:

$$A = \frac{W_d}{W_t} = 1 - \frac{W_e}{W_t} = \frac{\frac{24(\mu P)^2 K_{1*}}{5a} \left[1 - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P}\right)^{\frac{5}{3}} - \frac{5Q^*}{6\mu P} \left(1 + \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P}\right)^{\frac{2}{3}} \right) \right]}{4 \delta^* Q^*},$$

introducendo il parametro $Y = 1 - \frac{Q^*}{\mu P}$

$$A = \frac{6*(1-Y^{5/3})}{5*(1-Y)(1-Y^{2/3})} - \frac{(1+Y^{2/3})}{(1-Y^{2/3})}$$

Si ricordi che al passaggio da *partial slip regime* a *gross slip regime* il valore della forza tangenziale deve essere uguale almeno a μP ; facendo riferimento al principio di Amonton, il coefficiente di attrito si può considerare costante in prima approssimazione.

Risulta evidente quindi come nel momento di transizione vale

$$Y=0 \rightarrow A = \frac{6*(1-0^{5/3})}{5*(1-0)(1-0^{2/3})} - \frac{(1+0^{2/3})}{(1-0^{2/3})} = \frac{6}{5} - 1 = 0.2$$

Di conseguenza, nel caso in cui A risulti minore di 0,2, prevarrebbero le condizioni di *partial slip regime*.

Lo stesso approccio può essere applicato per determinare la transizione nel caso di *gross slip regime*:

$$A = \frac{W_d}{W_t} = 1 - \frac{W_{dt} + W_{dg}}{W_t}$$

Si introduce W_e come energia elastica ristabilita durante il ciclo, identica alla energia elastica ristabilita durante le condizioni di *partial slip*.

$$W_{et} = W_{tt} - W_{dt}$$

$$A = 1 - \frac{W_{et}}{4Q_t\delta_*}$$

In *gross slip regime*:

$$\delta \rightarrow \delta_t,$$

$$4Q_t\delta_t \rightarrow W_{tt}$$

$$A = 1 - \frac{W_{et}}{W_{tt}} = 0.2$$

Dunque, la costante $A_{transizione}$ si dimostra essere indipendente dalle proprietà del materiale, dalla geometria del contatto e dal coefficiente di attrito.

Si riporta nel grafico di Figura 1.18 l'andamento temporale del rapporto di energia A durante un test in cui si tiene costante la forza normale all'aumentare dell'ampiezza di scorrimento: si individuano facilmente le coppie carico-scorrimento di *partial slip regime* e *gross slip regime*, mentre in corrispondenza di tot numero di cicli quando A si avvicina al valore di transizione, il materiale risulta essere in *mixed regime* con effetti composti [14]

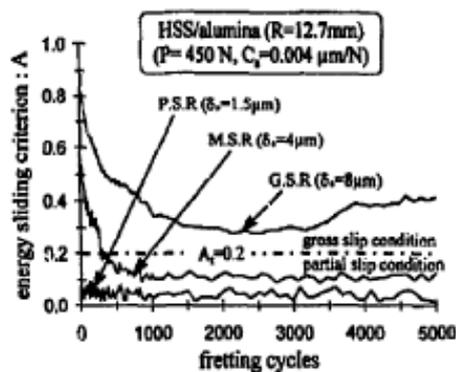


Figura 1.18 - Andamento del rapporto di energia

Il rapporto di scorrimento D

È possibile usare l'evoluzione dell'apertura dei cicli di *fretting* come criterio di transizione. Il rapporto di scorrimento è definito come:

$$D = \frac{\delta_0}{\delta_*}$$

Fu introdotta per analizzare lo scorrimento sotto condizioni di *fretting* [15]; l'espressione analitica di tale parametro vale:

$$D = \frac{\delta_0}{\delta_*} = \frac{\frac{K_1 \mu P}{a} \left[2 \left(1 - \frac{Q^*}{2\mu P} \right)^{\frac{2}{3}} - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{\frac{2}{3}} - 1 \right]}{\frac{K_1 \mu P}{a} \left[1 - \left(1 - \frac{Q^*}{\mu P} \right)^{\frac{2}{3}} \right]} = 1 - 2 \frac{1 - \left(\frac{1+Y}{2} \right)^{\frac{2}{3}}}{1 - Y^{\frac{2}{3}}}$$

Come visto per il parametro A, anche D risulta indipendente dalle dimensioni di contatto R^* e dalle proprietà meccaniche della coppia.

Considerando che ai limiti di transizione dei due regimi $Y=0$ risulta:

$$D_t = \frac{\delta_{0t}}{\delta_t} = 1 - 2 \frac{1 - \left(\frac{1+0}{2} \right)^{\frac{2}{3}}}{1 - 0^{\frac{2}{3}}} = 0.26$$

Quindi, fin quando $D < 0.26$ si rimane in condizione di *partial slip regime*, a meno dei valori di D vicini al valore di transizione dove si manifesta il regime misto.

Criterio di transizione del sistema libero B (system-free criterior SFTC)

Il problema principale delle due metodologie fin ora espote è rappresentata dalla necessità di determinare la cedevolezza del sistema prima di poter valutare i rapporti A e D.

Infatti, anche se le condizioni restrittive di Mindlin risultano verificate, una dispersione deve essere comunque introdotta per determinare la cedevolezza del sistema.

Tuttavia, la determinazione della transizione potrebbe essere più semplice qualora si riuscisse a individuare un parametro di valutazione indipendente dal *device di testing*.

Tale criterio prende il nome di *system-free-criterior* o criterio di transizione del sistema libero e vale:

$$B = \frac{W_d}{4Q_*\delta_0}$$

In condizioni di *partial slip* si ha:

$$B = \frac{\frac{24(\mu P)^2 K_1}{5a} \left[1 - \left(1 - \frac{Q_*}{\mu P}\right)^{\frac{5}{3}} - \frac{5Q_*}{6\mu P} \left(1 + \left(1 - \frac{Q_*}{\mu P}\right)^{\frac{2}{3}}\right) \right]}{4Q_*\delta_0} = \frac{6}{5*(1-Y)} * \left(\frac{1 - Y^{\frac{5}{3}} - \frac{5}{6}(1-Y) \left(1 + Y^{\frac{2}{3}}\right)}{2\left(\frac{(1+Y)}{2}\right)^{\frac{2}{3}} - Y^{\frac{2}{3}} - 1} \right)$$

Nelle condizioni di transizione $Q_t = \mu P$, $Y = 0$ si ha:

$$B_t = \frac{6}{5*(1-0)} * \left(\frac{1 - 0^{\frac{5}{3}} - \frac{5}{6}(1-0) \left(1 + 0^{\frac{2}{3}}\right)}{2\left(\frac{(1+0)}{2}\right)^{\frac{2}{3}} - 0^{\frac{2}{3}} - 1} \right) = 0.77$$

Lo stesso approccio è stato applicato nel caso del *gross slip*. Per $\delta_g = 0$, B raggiunge il valore di transizione $B_t \approx 0.77$ mentre quando δ_g tende ad infinito, B sarà uguale ad uno.

I risultati sperimentali indicano che anche se la transizione corrisponde al valore B_t , si osserva una grande dispersione sperimentale. Ciò è molto probabilmente legato all'effetto combinato delle due variabili δ_0 e W_d (Figura 1.19).

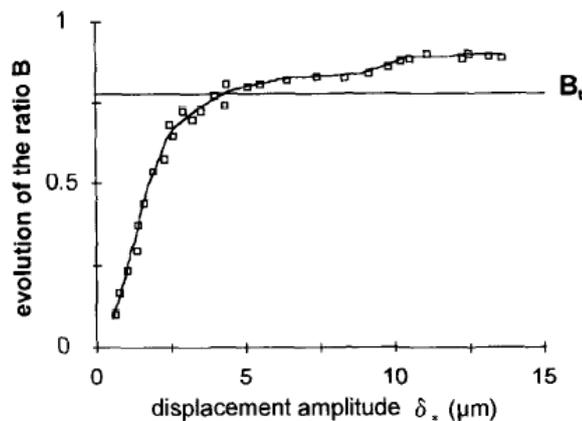


Figura 1.19 - Andamento del rapporto B come funzione dell'ampiezza di scorrimento

Confronti tra i vari criteri di transizione

Le difficoltà correlate alla definizione di una transizione tra le condizioni di *partial slip* e *gross slip* suggeriscono il bisogno di sviluppare vari criteri. La Tabella 1.1 fornisce le tendenze a selezionare un test di verifica secondo la facilità del calcolo e di determinazione sperimentale.

Sembra che il rapporto di energia sia il criterio più semplice da determinare rispetto al criterio di scorrimento visto che i dati necessari per ottenere W_d sono meno dipendenti dai dati di dispersione a favore dell'apertura di scorrimento.

nome	espressione	valore di transizione	Dipendente dalla cedevolezza	Determinazione
A, energy ratio	$A = \frac{W_d}{W_t}$	0.2	si	Facile (W_d)
D, sliding ratio	$D = \frac{\delta_0}{\delta^*}$	0.26	si	Difficile (δ_0)
B, system-free criterion	$B = \frac{W_a}{4Q \cdot \delta_0}$	0.77	no	Difficile ($W_a - \delta_0$)

Tabella 1.1 - Confronto fra i criteri di transizione

Il *system-free criterion* è un criterio molto dipendente dalla variazione di δ_0 e quindi non è facile ottenere un accurato valore per la transizione.

Aldilà di queste valutazioni pratiche, occorre soprattutto ricordare che questi criteri sono stati introdotti teoricamente assumendo la ipotesi restrittive di Mindlin ed è chiaro quindi che sotto elevate condizioni elasto-plastiche le relazioni non sono più valide.

1.2.4 I parametri che caratterizzano il *fretting*

Si è intuito quanto quindi il *fretting* sia un processo complesso e variabile, i cui effetti sono fortemente condizionati da una combinazione dei parametri di processo nonché le condizioni dell'ambiente di lavoro.

Si va quindi di seguito ad elencare i fattori maggiormente di peso [8].

Peculiarità del contatto

Sicuramente tale analisi deve partire dalle peculiarità del contatto, in quanto è intuibile come grani differenti per effetto di diversi processi termini subiti, nonché l'asperità superficiale vadano a modificare la fatica da *fretting*.

- Dimensione dei grani: componenti con grani più piccoli hanno una vita utile a fatica più bassa in quanto offrono maggiore probabilità di nucleazione delle cricche (si ricordi infatti che quest'ultime tendono generalmente a nucleare lungo i bordi di grano; avere i grani più piccoli significa avere maggiori zone per la nucleazione);
- Asperità e relativa distanza: la disomogeneità superficiale influenza il valore delle tensioni, mentre la loro distanza diversifica la distribuzione tra le varie asperità con conseguente aumento delle tensioni locali (responsabili del movimento delle dislocazioni);
- Area di contatto: più è grande più è ampia la zona strutturalmente debole e cedevole.

Le maggiori difficoltà per la previsione e simulazione di questi fenomeni nasce proprio dalla natura delle superfici dei corpi a contatto: nei modelli CAD, infatti, i corpi risultano infatti essere perfettamente lisci e composti da un unico materiale a meno dei trattamenti termini superficiali.

Nella realtà, invece, si è dimostrato come gli effetti dell'usura da *fretting* varino fortemente in funzione dell'irregolarità superficiale e dei vari strati che costituiscono un provino metallico.

In figura 1.20 si riportano i vari substrati che si possono incontrare in un componente metallico:

- Strato contaminato da impurità, grasso-lubrificante, gas assorbiti;
- Strato ossidato;
- Strato *work-hardened* (incrudito e lavorato termicamente);
- Strato di metallo principale.

I primi due layer risultano in realtà molto sottili, vengono facilmente e rapidamente rimossi durante lo scorrimento relativo dei due componenti metallici e di conseguenza non risultano determinanti per il processo di usura, mentre lo strato trattato termicamente può invece portare con sé tensioni residue e diversi valori di resilienza decisivi.

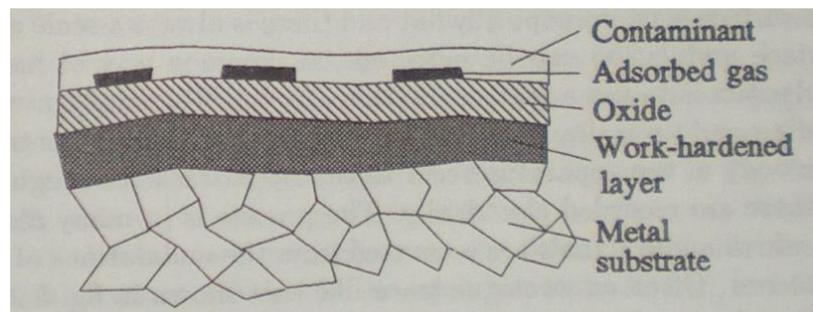


Figura 1.20 – Layer di un componente metallico reale

Per quanto concerne l'asperità superficiale, si può immaginare l'area di contatto non come una zona liscia e piatta ma con una serie di ondulazioni che dipendono dal livello di finitura (Figura 1.21); in tal modo il contatto non avverrà lungo tutta l'area di contatto ma solo sulle cime delle ondulazioni con picchi di pressione di contatto. È vero che il livello delle tensioni provocherà una deformazione elasto-plastica tale da estendere la zona di contatto, ma è anche verificato che vi siano complessivamente punti non sollecitati poiché non a contatto.

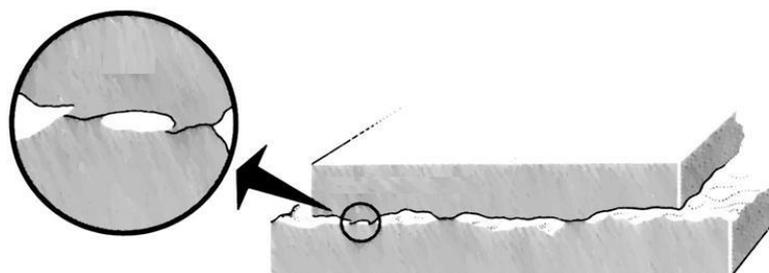


Figura 1.21 - Scorrimento fra superfici ruvide

Tuttavia, a meno dei punti meramente superficiali caratterizzati da un comportamento non prevedibile se non con prove sperimentali, si può ricordare il principio di St Venant's che osserva come il livello delle tensioni interne ottenute tramite un modello matematico delineato da superfici perfettamente piane è praticamente comparabile con quello reale, che ci permette di sorvolare questo problema. Più marcato è invece il contributo all'usura.

Durezza superficiale

È stata precedentemente citata la legge di Archard che lega il volume di usura W in modo proporzionale al carico normale e all'ampiezza di scorrimento, mentre in modo inversamente proporzionale alla durezza superficiale H .

Nella realtà il fenomeno del *fretting* non segue esattamente questo principio: si è notato sperimentalmente che testando coppie di provini differenti inizialmente si consuma il materiale più cedevole, formando uno strato di particelle frapposto tra gli strati a contatto e tali particelle in seguito si ossidano ed usurano abrasivamente anche il materiale più duro.

Rugosità iniziale

Fouvry nel 2010 ha verificato sperimentalmente che il valore della rugosità iniziale cambia il comportamento a *fretting* [16].

È stato applicato un carico normale P costante accoppiato ad un *displacement amplitude* incrementale su materiali con rugosità iniziale diversa (Figura 1.22); obiettivo era determinare il limite di transizione tra *partial slip* e *gross slip regime* tenendo sotto controllo il valore del coefficiente di attrito (μ): in tale istante si ha il più alto valore di μ , variabile durante la prova, e valutabile come rapporto tra sforzo tangenziale e normale (Q/P).

Si è schedulato quindi istante per istante il valore della Q_x tangenziale in funzione del relativo scorrimento per poi calcolare μ (Figura 1.23-1.24).

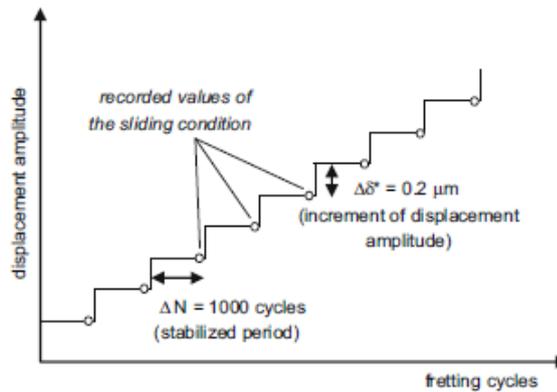


Figura 1.22 – Andamento del δ di scorrimento sperimentale

Dai grafici si nota come il coefficiente di attrito abbia sostanzialmente un doppio comportamento: in *partial slip* aumenta al diminuire della rugosità iniziale, mentre quando l'ampiezza di scorrimento raggiunge un valore tale da entrare in *full sliding* si stabilizza e non cambia al variare della rugosità e di δ .

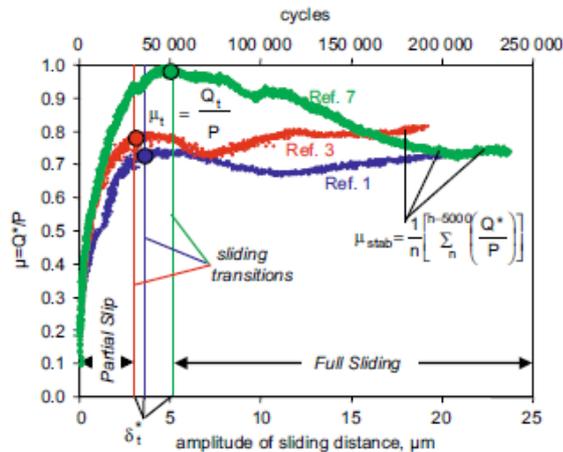


Figura 1.23 - Valore del coefficiente di attrito in funzione dell'ampiezza di scorrimento e della rugosità

In secondo momento si è osservato come tale comportamento cambi al variare dello sforzo normale: l'ampiezza di scorrimento di transizione tra PS e GS per carichi normali bassi è meno influenzata dalla rugosità superficiale, mentre aumentando P essa diminuisce al crescere della rugosità, di conseguenza per

ridurre l'usura da *fretting* assumono un ruolo importante i trattamenti per rendere le superfici il più lisce possibile.

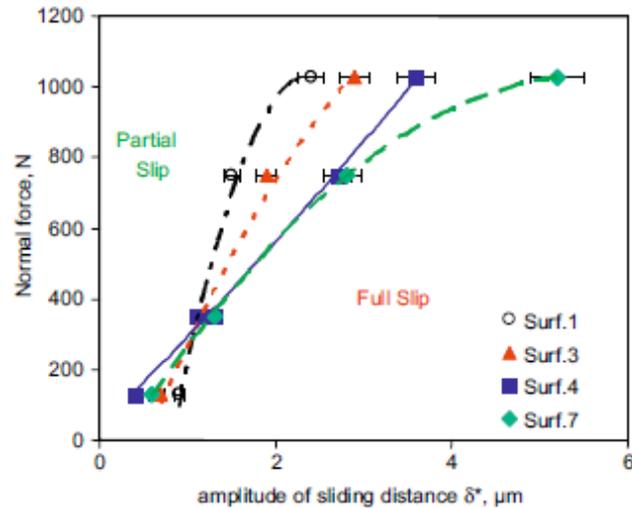


Figura 1.24 - Transizione PSR/GSR in funzione della rugosità iniziale

Condizioni dell'ambiente di lavoro

Parametri come la temperatura, la lubrificazione, gas contaminanti, possono cambiare radicalmente il processo di usura.

Materiali come acciai inox, acciai al carbonio, leghe di titanio, di nichel, ecc. hanno mostrato una velocità di usura più piccola in ambienti privi di acqua e ossigeno.

Inoltre, occorre considerare che T molto alte cambiano i processi di ossidazioni e le proprietà meccaniche dei provini e di conseguenza l'usura adesiva e corrosiva.

Per quanto concerne l'usura corrosiva, acqua ed ossigeno accentuano tali fenomeno, ma è altresì vero che in ambienti con gas inerti l'assenza di detriti ossidati aumenta l'usura adesiva, e con essa il μ , la deformazione e la nucleazione e crescita delle cricche.

Complessivamente quindi la velocità di usura migliore si ottiene sempre da una combinazione di tutti questi fattori.

Ampiezza di scorrimento, carico normale e frequenza di oscillazione

È stato dimostrato che, come è immaginabile, la velocità di usura cresce insieme all'ampiezza di scorrimento tra due superfici a contatto secondo una legge non lineare e diminuisce all'aumentare della forza normale (il cui aumento provoca la riduzione dello scorrimento).

Per quando concerne la vita a fatica, aumentando l'ampiezza di scorrimento aumentano gli stress locali che provocano una più rapida crescita della cricca e quindi una riduzione della vita utile del provino; tuttavia entrato in *gross slip regime* la vita utile a fatica cresce in quanto le cricche vengono eliminate insieme al volume rimosso e non hanno quindi il tempo di crescere. Questo doppio andamento si manifesta anche al variare del carico normale: aumentando la forza P , ad una riduzione iniziale della vita a fatica segue una crescita poiché la forza assume un valore tale da ostacolare il moto relativo [11].

Complessivamente si può affermare che la massima velocità di usura si manifesta in GSR mentre diminuisce con la crescita dello sforzo normale poiché passando il PSR si genera la così detta regione di incollaggio e per questo il moto relativo non va più ad interessare tutta l'area di contatto.

Infine si dimostra che la frequenza interferisce con l'ossidazione: al suo crescere, si riduce la quantità di ossido e di conseguenza l'usura in GSR decresce. Non si osservano invece particolari influenze nella caratterizzazione del regime di scorrimento.

La vita a fatica cala per valori più alti di frequenza poiché aumenta la velocità di propagazione delle cricche.

1.3 Analisi del danneggiamento da *fretting*

Il passo successivo alla determinazione del regime di scorrimento è quello di quantificare attraverso metodi analitici nati da prove sperimentali gli effetti

dell'usura da *fretting* ed il volume di materiale dissipato, la vita a fatica e la nucleazione-propagazione delle cricche.

Il coefficiente di attrito (COF)

È assodato che durante il processo di *fretting* il COF o coefficiente di attrito varia e con esso può cambiare anche il tipo di regime di scorrimento da PSR a GSR e viceversa. Tale parametro inoltre varia soprattutto nella *partial slip regime* dove nella zona di incollaggio passa da un valore massimo f_n ad un valore minimo f_0 (Figura 1.25).

Hills e Nowell nella pubblicazione *Mechanics of Fretting Fatigue* [17] hanno elaborato un modello per determinare dopo un certo numero di migliaia di cicli un valore medio del COF in laboratorio f_m a partire dal quale è possibile risalire a f_n .

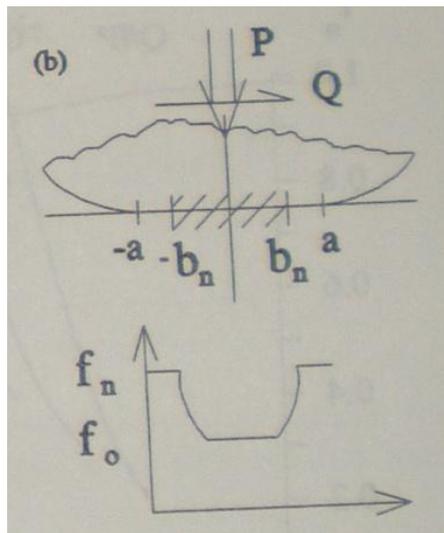


Figura 1.25 – Andamento del COF nella *slip zone*

1.3.1 Modelli per la quantificazione dell'usura

Oltre alla già citata legge di Archard che, noto un coefficiente di usura tipico di una coppia di materiali, ci permette di ottenere solo tramite parametri di input il volume di materiale usurato, vale la pena ricordare anche il metodo dell'energia

dissipata che invece prende in esame grandezze tipiche del contatto e necessita quindi di prove in laboratorio [3].

1.3.1.1 La legge di Archard

Si effettuano una serie di assunzioni: si immagina infatti che il contatto avvenga fra asperità, che l'area sia circolare e proporzionale allo sforzo normale e che le deformazioni delle asperità siano di natura plastica.

Tale legge afferma che:

$$W = k P \frac{\delta}{H}$$

con k coefficiente detto di Archard da determinare sperimentalmente, mentre il carico normale P , l'ampiezza di scorrimento e la durezza H possono essere considerati semplicemente dei parametri in input.

Il coefficiente k cambia chiaramente in funzione della coppia di materiali e delle condizioni di carico e può essere interpretato con diverse letture: può essere visto la percentuale di energia che contribuisce all'usura, la percentuale di volume totale deformato plasticamente o come la possibilità che dall'interazione delle cime delle asperità si generi una particella.

Il limite di questa metodologia sta nel fatto che, poiché k varia cambiando anche solo uno dei parametri di processo (temperatura, lubrificazione, materiali, carico) essenzialmente l'unico modo per determinarlo è effettuare volta per volta delle prove sperimentali riproducendo esattamente quelle che poi saranno le condizioni di lavoro; stimato k sarà poi possibile valutare il volume di materiale usurato del componente reale per un certo numero di cicli e di conseguenza la vita utile della struttura stessa.

Dividendo per l'area S del contatto si ottiene la profondità di usura w :

$$w = kp\delta/H$$

dove p è pari al rapporto P/S , una sorta di pressione media di contatto.

Se si considera poi il fattore tempo si ottiene il tasso di usura:

$$w/t = kpv/H$$

dove v è pari al rapporto δ/t , una specie di velocità di strisciamento.

1.3.1.2 Il metodo dell'energia dissipata

Valutando l'energia locale lungo l'asse della direzione di scorrimento (asse assiale) e perpendicolarmente ad esso (asse laterale) è possibile valutare l'energia dissipata totale e correlarla alla quantità di usura.

L'usura volumetrica in funzione dell'energia volumetrica accumulata è plottata in Figura 1.26.

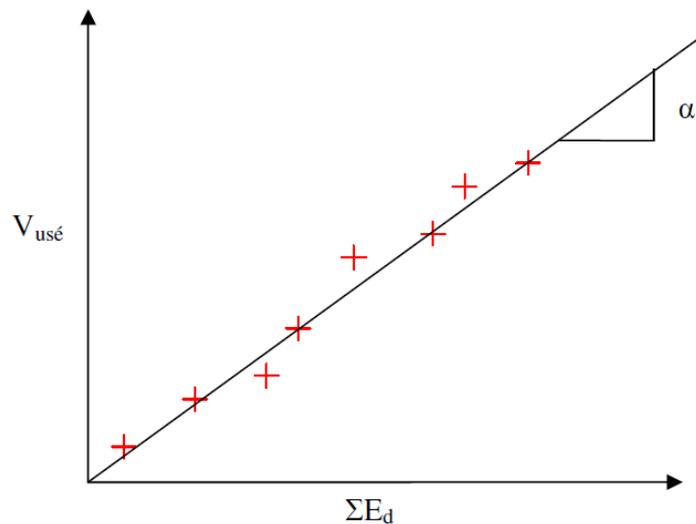


Figura 1.26 – Relazione tra volume d'usura ed energia totale dissipata

Si osservi come esiste una relazione lineare sotto condizione di basse pressioni: sperimentalmente si nota inoltre come cambiando il materiale della coppia di materiali, l'andamento rimane lineare mentre cambia l'angolazione della retta. Conoscendo quindi le condizioni di carico è possibile stimare l'energia dissipata e in funzione di un coefficiente d'usura (valutato come arcotangente dell'angolo della retta) stimare a priori quella che sarà l'usura del particolare.

Secondo questa metodologia l'unica perdita energetica che cambia passando da GSR a PSR è quella provocata dall'attrito mentre l'energia persa per rumore e calore rimane costante.

L'equazione dell'energia dissipata E_d lega quest'ultima al volume di usura W_v , tramite un coefficiente α_v :

$$W_v = \alpha_v \sum E_d$$

con α_v uguale al coefficiente energetico dell'usura volumetrica ($\mu\text{m}^3\text{J}^{-1}$).

Sono molteplici i vantaggi di questo approccio di previsione dell'usura:

- si dimostra che il coefficiente di usura così determinato rimane indipendente all'ampiezza di scorrimento, lo sforzo normale o la frequenza; una volta determinato quindi può essere riutilizzato anche qualora cambiasse il tipo di regime di scorrimento;
- ci si disinteressa dello scorrimento locale nella zona di contatto;
- partendo solo dalla storia temporale di attrito e scorrimento si può misurare la velocità di *fretting wear*.

È possibile stimare inoltre un *axial surface coefficient* e un *lateral surface coefficient* per correlare l'usura lungo l'asse e lungo la lunghezza del componente sottoposto a *fretting*.

$$W_A = \alpha_A \sum E_{dA}$$

$$W_L = \alpha_L \sum E_{dL}$$

dove l'energia dissipata laterale, assiale e totale valgono rispettivamente

$$E_{dA} = 2\pi a^2 q_0 e$$

$$E_{dL} = 2\pi a^2 q_0 (3e - e^3)/3 \text{ con } e < 1$$

$$E_{dL} = 4\pi a^2 q_0 / 3 \text{ con } e > 1$$

$$E_d = 8\pi e a^3 q_0 / 3$$

Dove q_0 è il massimo *shear stress* ed $e = \frac{\delta}{a}$.

Sperimentalmente è possibile utilizzare dei profilometri 3D per determinare il volume d'usura che può essere messo istante per istante in relazione con la

rispettiva energia totale dissipata ottenuta integrando tutti i cicli di *fretting* durante il test.

Si ottiene un grafico simile a quello mostrato in figura 1.26 ed a partire dai risultati sperimentali è possibile calcolare il coefficiente α .

1.3.2 Modelli per la valutazione della vita a fatica

In letteratura è possibile trovare tutta una serie di modelli per calcolare la vita di un provino sottoposto a fatica da *fretting*.

Essendo il fenomeno del *fretting* uno degli studi più recenti ed aperti al dibattito ancora oggi, non è stato ancora individuato un modello universale per risolvere il problema, sebbene sembri che il *Critical plane methods* o modello del piano critico sia uno dei più affidabili [17].

Si ricordino poi ancora l'*Equivalent stress-strain methods* o metodo della tensione-deformazione equivalente e l'*Energy and plastic work methods* o dell'energia e del lavoro plastico.

1.3.3 Il parametro di Ruiz

Il parametro che influenza in maniera più evidente la fatica da *fretting* (FF) è l'ampiezza di scorrimento δ_{\max} . Si ricordi infatti che per alti valore di δ , l'usura è così elevata da rimuovere le cricche nucleate e non permettere al componente di cedere per fatica, mentre si è osservato che per valori di δ fino a 15 μm si hanno i maggiori danni per FF [15].

Una quantificazione approssimativa al fenomeno la si è data tramite il primo parametro di Ruiz, o parametro di energia dissipata per attrito:

$$D=RI=(\tau\delta)_{\max}$$

dato dal massimo prodotto tra l'ampiezza di scorrimento locale e la tensione di taglio, che ha il vantaggio di esprimere risultati significativi anche con ampi slittamenti. Il parametro di Ruiz è un lavoro fatto contro l'attrito, e può essere

quindi in qualche modo correlato all'usura superficiale causata dallo scorrimento: più alto il parametro, maggiore sarà l'usura indotta. Questa metodologia aveva il limite tuttavia di non distinguere le varie possibilità di carico: Ruiz infatti osservò come le cricche possano nucleare solo in presenza di tensioni parallele alla superficie che ne provocavano l'apertura; per includere questa peculiarità un gruppo di ricerca dell'università di Oxford introdusse un secondo parametro di danneggiamento superficiale, o secondo parametro di Ruiz:

$$R2=(\sigma\tau\delta)_{\max}$$

dato dal massimo prodotto tra l'ampiezza di scorrimento locale, la tensione di taglio e la tensione parallela alla superficie, inglobando così in qualche modo la considerazione sperimentale secondo cui le cricche paiono nucleare maggiormente nelle zone con campo tensionale di trazione piuttosto che di compressione. Il parametro di Ruiz risultata tuttavia ancora molto poco chiaro: l'interpretazione fisica del fenomeno infatti rimane ambigua e sono moltiplicati due processi con uguale peso senza conferma alcuna che abbiano lo stesso contributo; può essere però un dato per la locazione delle cricche.

Il fatto che esso dipenda fortemente dalla tensione superficiale σ data da due contributi, il *bulk stress* e la tensione indotta dalle tensioni tangenziali di contatto proporzionali al coefficiente d'attrito, implica una dipendenza da altri parametri che complicano ancor di più la comprensione.

1.4 Strategie per la misura del danneggiamento da *fretting*

Hills e Nowell [17] suggeriscono una metodologia composta da tre passaggi per valutare un contatto sottoposto a *fretting* sperimentalmente:

1. Analisi preliminare del contatto, soffermandosi sui carichi agenti (modulo, direzione, frequenza, ecc.), la forma e le dimensioni della

superficie di contatto e sulle proprietà meccaniche e chimiche dei componenti a contatto.

2. Finite Element Analysis: al fine di valutare le tensioni superficiali e sotto-superficiali è necessario effettuare uno studio FEM dei componenti e della macchina utilizzata nell'usura da *fretting*;
3. Usare un modello di *fretting* studiando separatamente tutte le possibili cause di usura e fatica da *fretting* per valutare indipendentemente i rispettivi effetti.

Il limite di tale analisi è rappresentata dal tempo e dal costo di una analisi FEM, di conseguenza l'obiettivo dell'analisi sperimentale futura è la ricerca di formulazioni analitiche in grado di dare una indicazione rapida sul rischio e sul danno da *fretting* conoscendo pochi dati facilmente misurabili.

1.4.1 Peso del provino

Sicuramente un parametro che presenta variazioni dopo un ciclo di *fretting* è il peso del componente considerato: l'usura, che sia adesiva, abrasiva o corrosiva provoca detriti e perdita di materiale, riduzione di volume e massa.

Diventa tuttavia difficile valutare l'usura sotto forma di riduzione del peso per provini di dimensioni classiche, in quanto le bilance presenti in commercio non hanno una capacità-risoluzione adeguata per misurare il peso di un pezzo di dimensione standard e accorgersi della riduzione di massa pressoché infinitesima (se rapportata a quella totale) dopo poche migliaia di cicli: la risoluzione è inversamente proporzionale alla capacità di carico.

1.4.2 Rugosità superficiale

In forma bidimensionale o tridimensionale, uno dei parametri più utilizzati nella valutazione dell'usura da *fretting* e valutabile direttamente è la rugosità

superficiale che, a causa del moto relativo, subisce importanti variazioni correlabili quindi al grado di usura.

Nel caso bidimensionale, si possono utilizzare i profilometri 2D (Figura 1.27), strumenti muniti di una unità computerizzata, un motorino elettrico ed un tastatore; quest'ultimo ricalca il profilo del provino testato lungo una linea e l'unità di governo restituisce in uscita il suo andamento reale (Figura 1.28).

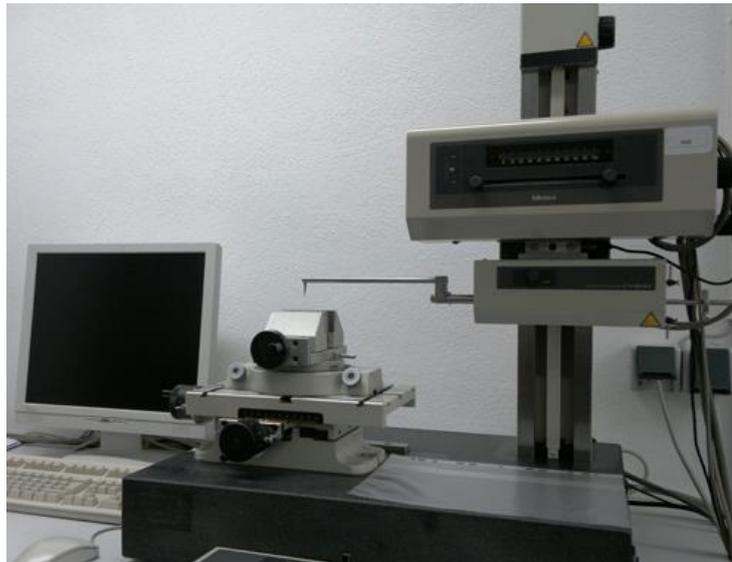


Figura 1.27 – Profilometro 2D

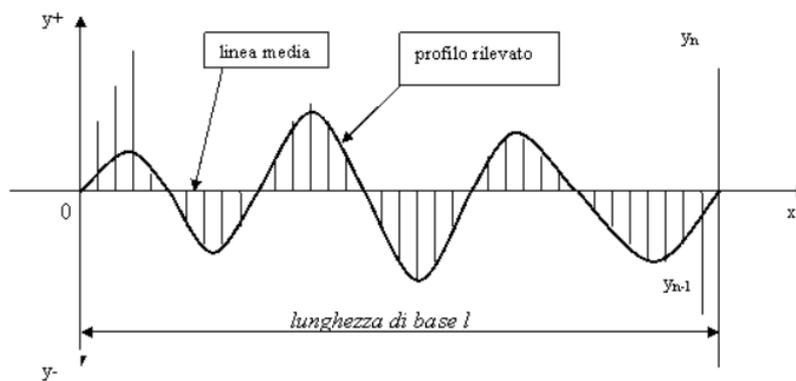


Figura 1.28 – Andamento superficiale ricavato da un profilometro

Nel caso tridimensionale si utilizzano tecniche di *reverse engineering* e si valuta l'intera area di contatto piuttosto che una sola linea del profilo. Uno strumento ottico mediante tecniche di scansione su piani a Z differente acquisisce una serie di punti, un software di elaborazione poi ricostruisce la matematica dell'oggetto usurato ed a questo punto o si calcolano i vari parametri di riferimento o si può effettuare una sottrazione booleana della geometria del particolare di partenza con quella ottenuta dal profilometro 3D ottenendo il volume asportato e di conseguenza l'usura.

Tra i parametri tipici per la valutazione di tali fenomeni si ricordino la rugosità media R_a e la rugosità quadratica media R_q :

- Rugosità media: valore medio aritmetico degli scostamenti (presi in valore assoluto) del profilo reale della superficie rispetto alla linea media

$$R_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |z_i| = \frac{1}{L} \int_0^L |z(x)| dx$$

- Rugosità quadratica media: media quadratica degli scostamenti dei punti del profilo dalla linea media

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N z_i^2} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z(x)^2 dx}$$

1.4.3 Percentuale di detriti nel lubrificante

L'analisi dei detriti presenti nell'olio può essere correlata al volume o alla velocità di usura [18].

Si utilizza un contatore di particelle e si effettua un'analisi spettrometrica del lubrificante grazie ai quali si può quantificare la percentuale, le dimensioni e gli aspetti chimici delle particelle.

La migliore soluzione presente attualmente in commercio è l'*Oil Debris Monitoring (ODM)* (Figura 1.29), capace di rilevare detriti di ogni tipologia metallica. Attraverso tecniche induttive, le particelle vengono individuate,

quantificate e suddivise per dimensione e tipologia (ferromagnetiche e non ferromagnetiche).

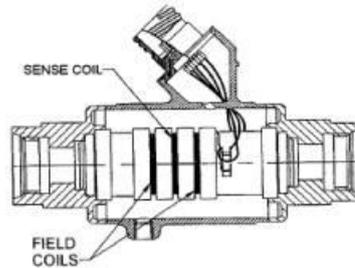


Figura 1.29 – *Oil Debris Monitoring*

1.4.4 *Penetrant Test PT*

I liquidi penetranti (o controllo *Penetrant Test PT*) sono un prodotto utilizzato nei controlli non distruttivi dei materiali per evidenziare la presenza eventuali di cricche di fatica da *fretting*.

La prova dei liquidi penetranti è una procedura d'ispezione dell'integrità superficiale di un pezzo ferroso o non ferroso e possibilmente non poroso superficialmente in analisi (Figura 1.30). Per prima cosa il provino in esame viene cosparso mediante spruzzatura, pennello o immersione per tutto il tempo necessario all'azione capillare per penetrare nelle cricche e nei difetti superficiali. In seguito, tramite lavaggio, munendosi di panni umidi o immersione del provino in liquidi emulsionabili, si asporta il penetrante in eccesso. Si applica poi nelle stesse modalità del penetrante un liquido di contrasto detto rivelatore che consentirà così al liquido penetrato nelle eventuali discontinuità di riaffiorare superficialmente. Grazie all'azione della capillarità sarà ora possibile quindi rilevare eventuali cricche o difetti affiorati.

Normalmente il penetrante è di colore rosso/violaceo vista la presenza di anelina, mentre il rivelatore si presenta nel colore bianco per via della silice amorfa e questa diversa tonalità cromatica permette di rendere facilmente individuabile l'eventuale difetto (in caso sia necessaria una maggiore sensibilità

si possono usare anche liquidi fluorescenti visibili tramite luce nera o lampada di Wood).

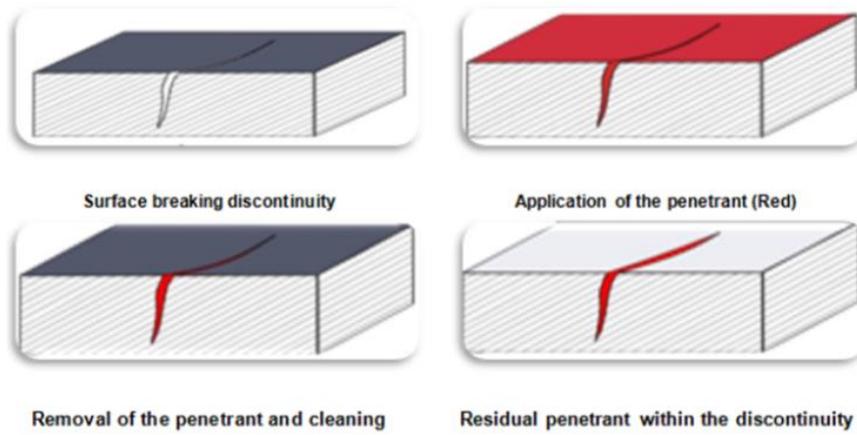


Figura 1.30 – Procedura per la determinazione dell'usura tramite liquidi penetranti

2 Prove di usura a *fretting* di accoppiamenti scanalati disallineati

Un parametro che condiziona il normale funzionamento di ruote dentate ed accoppiamenti scanalati è il disallineamento angolare tra albero e mozzo; risulta infatti una delle principali cause di danneggiamento dei componenti poiché innesca il *fretting* tra i denti a contatto.

Si è inoltre focalizzata l'attenzione sugli accoppiamenti scanalati, componenti meccanici usati nei sistemi di trasmissione di potenza per trasferire coppia attraverso il contatto dei denti con gli altri.

Vi sono infatti molti modelli teorici disponibili in letteratura per valutare parametri come la rigidità dei denti, le pressioni di contatto o i momenti che nascono dall'accoppiamento, ma risultati sperimentali sono praticamente assenti quando si parla di accoppiamenti scanalati.

Normalmente in fase progettuale per tener conto di tali problematiche si deve ricorrere a modelli FEM che sappiamo essere di base dispendiosi in termini di tempo e costo vista la totale assenza di modelli analitici in letteratura.

Per capire l'effetto del disallineamento in termini di fenomeni di usura e/o fatica da *fretting* è stato perciò progettato e realizzato all'interno del laboratorio del dipartimento di ingegneria meccanica e aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino un banco prova per scanalati, brevettato ed unico al mondo, dove è possibile impostare parametri come momento torcente, velocità di rotazione, ore di lavoro ed infine il disallineamento angolare.

Attraverso sensori opportuni si vuole inoltre monitorare parametri di lavoro come la temperatura o la percentuale di detriti.

Obiettivo del lavoro è quindi sottoporre ad un certo numero di cicli di lavoro provini con un accoppiamento scanalato, riconoscere la tipologia di usura e il

regime di scorrimento ed esprimere una relazione analitica utilizzabile in progettazione per esprimere un coefficiente d'usura volumetrica in funzione del kilometraggio percorso e del disallineamento angolare.

2.1 Banco prova per accoppiamenti scanalati

Si riporta in Figura 2.1 Il banco prova presente nel Politecnico di Torino e precedentemente citato [19].

Il banco di prova è a ricircolo di potenza meccanica, quindi la potenza esterna data dal motore è quella necessaria solo in avviamento ed a superare l'attrito ed altre perdite minori mentre la potenza principale circola all'interno del banco di prova. In tal modo è possibile utilizzare un motore molto più piccolo rispetto all'analogo motore che si utilizzerebbe in un banco di prova ad assorbimento di potenza (solo 6.3 kW per la prima metodologia contro i 1000kW necessari per la seconda) rendendolo economico e energeticamente meno dispendioso.



Figura 2.1 – Banco di prova per accoppiamenti scanalati

Di seguito vengono riportati le caratteristiche principali del motore:

DATI TECNICI	
<i>Potenza</i>	6.3 kW
<i>Lunghezza</i>	2.5 m
<i>Profondità</i>	1.5m
<i>Peso</i>	3.5 t
<i>Coppia massima</i>	5000 Nm
<i>Velocità massima</i>	3000 rpm
<i>Disallineamento massimo applicabile</i>	13°
<i>Temperatura lubrificante</i>	60 ° C

Tabella 2.1 – Caratteristiche banco di prova

In figura 2.2 è rappresentato lo schema di funzionamento del banco di prova, in figura 2.3 e 2.4 i relativi componenti.

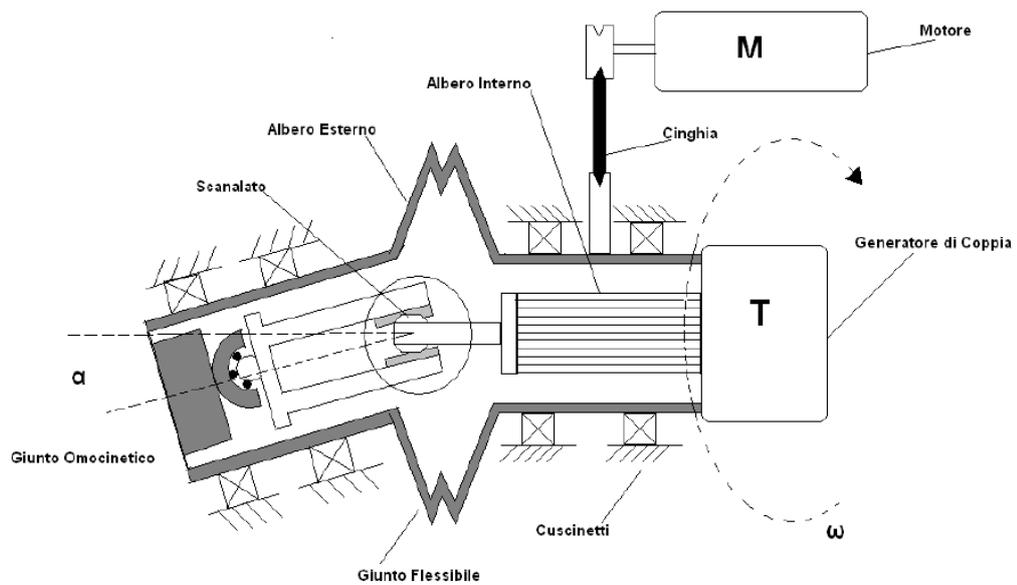


Figura 2.2 – Schema di funzionamento

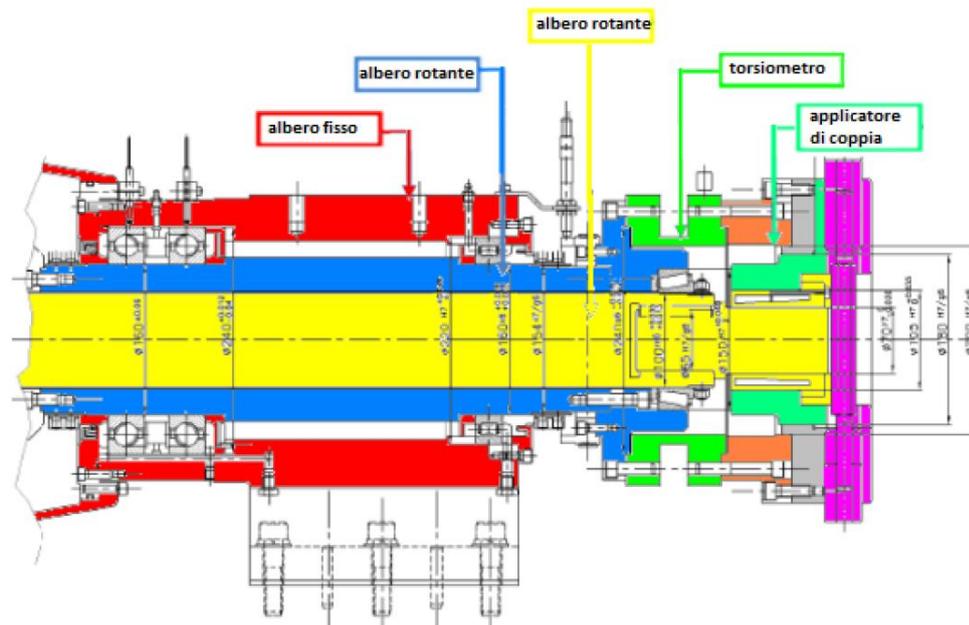


Figura 2.3 – Disegno banco di prova

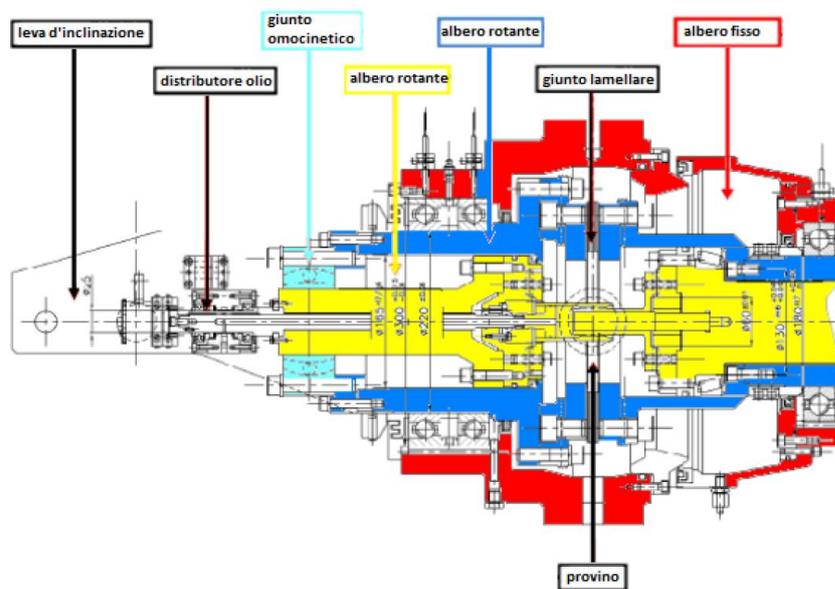


Figura 2.4 – Disegno banco di prova

Il banco è composto da due alberi coassiali, interno ed esterno; l'albero interno è a sua volta costituito da due rami messi in comunicazione tramite l'accoppiamento scanalato, che ha il compito quindi di trasmettere coppia e dare continuità all'albero interno. Angolando questi due elementi è possibile quindi

applicare un certo angolo di disallineamento all'accoppiamento scanalato e di conseguenza sovraccaricarlo per studiare i fenomeni di usura.

I due alberi coassiali sono fissati sulla parte sinistra e ricevono coppia tramite il generatore di coppia T, mentre sono messi in rotazione dal motore M accoppiato all'albero esterno per mezzo di una cinghia.

Dunque, quando il generatore applica una coppia T all'albero interno, questa viene trasferita all'albero esterno grazie all'accoppiamento dei denti dello scanalato e ritorna al generatore T; si forma così un anello di coppia che sollecita il provino con un minimo dispendio energetico.

Il disallineamento tra il mozzo e l'albero dell'accoppiamento scanalato è reso possibile grazie all'utilizzo di un dispositivo a leva e di un giunto flessibile tra le due parti dell'albero esterno, mentre un giunto omocinetico disaccoppia il mozzo consentendogli di trovare una posizione di equilibrio durante lo svolgimento della prova, come spesso accade negli alberi utilizzati nelle applicazioni aereospaziali.

È presente ancora una unità idraulica che riproduce condizioni di lubrificazione simili a quelle che sono usate in quelle normali operative.

In figura 2.5 viene riportato l'applicatore di coppia, il cui carico viene dato ruotando meccanicamente il cuneo.



Figura 2.5 – Applicatore di coppia

Il banco di prova è fornito ancora di molti sensori:

Torsiometro , progettato appositamente, con capacità di coppie comprese fra 0 e 5000 Nm ed un errore massimo dell'1% sul fondo scala
Cella di carico con fondo scala di 20 kN per la misura delle reazioni dovuti ai momenti che nascono per il disallineamento
Cella di carico con fondo scala di 20 kN per il rilievo dei carichi di calibrazione
Linear variable differential transformer (LVDT) per la misurazione del disallineamento angolare
Dispositivo di misurazione esapode per valutare le deformazioni dei provini; in alternativa estensimetri
Ruota fonica per la misurazione della velocità di rotazione dei provini
Termocoppie posizionate sul provino (Figura 2.6) e sui cuscinetti per tenere sotto controllo la T
Sistema di ODM (<i>oil debris measuring</i>), che trova e analizza le particelle di metallo nel lubrificante per monitorare il fenomeno di usura
Flussimetri digitali (2) che misurano le portate d'olio alla mandata e all'ODM

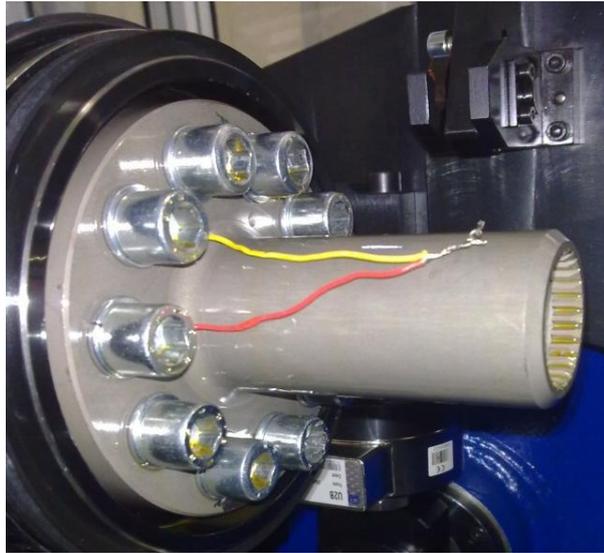


Figura 2.6 - Termocoppia sul provino

2.2 Descrizione dei provini

I provini sono costituiti da un accoppiamento scanalato tra albero e mozzo. Si impone al mozzo un disallineamento angolare mentre l'albero rappresenta l'elemento motore che riceve moto tramite una cinghia di trasmissione.

Lo scanalato è realizzato in 42CrMo4 nitrurato superficialmente, ha un angolo di pressione di 30°, un modulo di 1.27, numeri di denti pari a 26 ed infine un raggio di bombatura di 200 mm.

Si riportano di seguito i modelli CAD e i disegni tecnici del provino utilizzato.

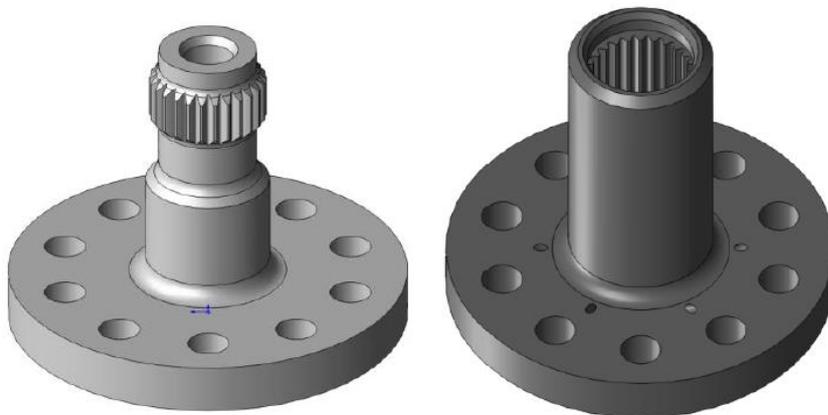


Figura 2.7 – Modelli CAD scanalato

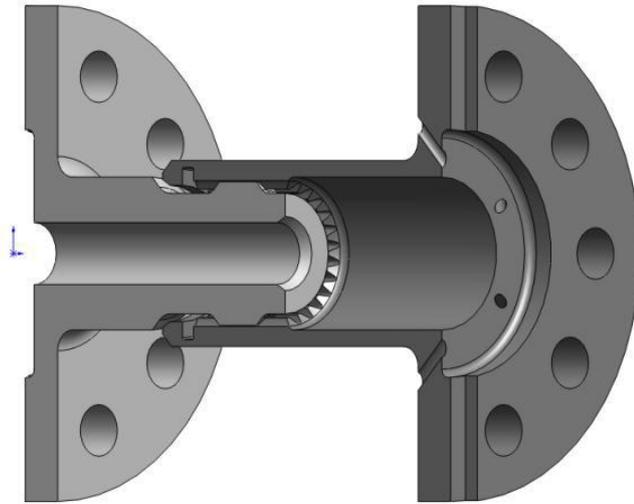


Figura 2.8 – Modelli CAD scanalato montato

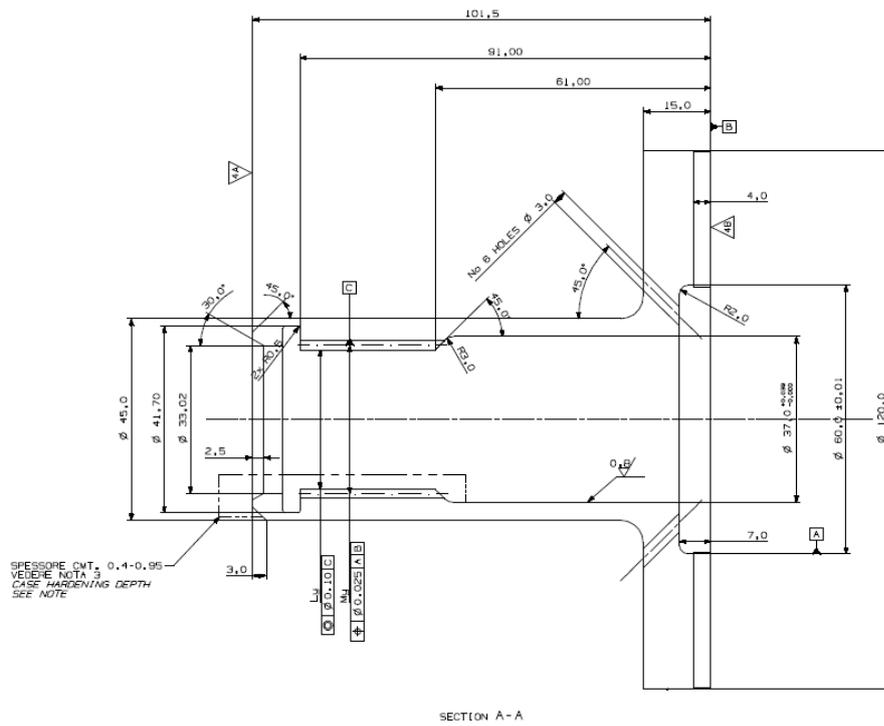


Figura 2.9 – Disegno tecnico laterale del mozzo

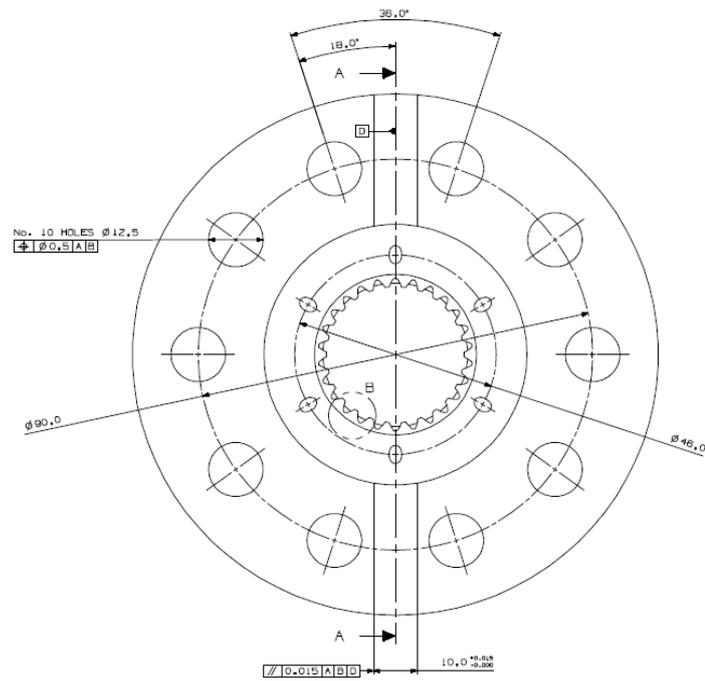


Figura 2.10 – Disegno tecnico frontale del mozzo

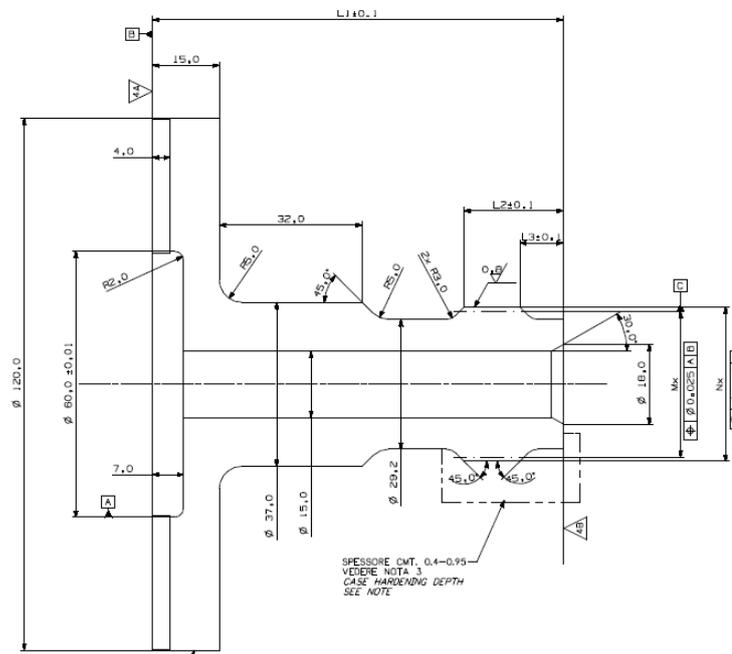


Figura 2.11 – Disegno tecnico laterale dell'albero

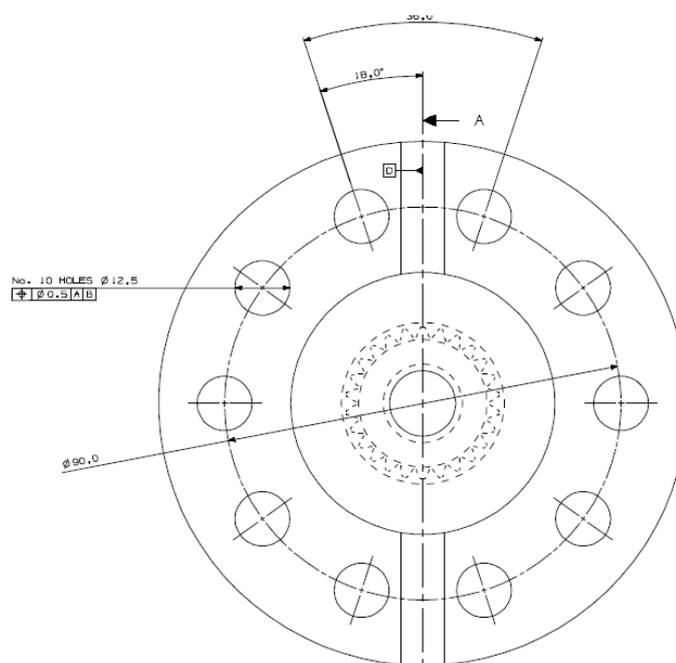


Figura 2.112 – Disegno tecnico frontale dell'albero

2.3 Andamento dell'usura dei provini in funzione del disallineamento

Dall'analisi dei primi provini è pensabile escludere un GSR in quanto il volume di usura non è così importante ed evidente come ci si aspetterebbe, confermando le teorie energetiche che prevedevano un *partial slip regime*.

È altresì evidente che l'usura più rilevante sia l'usura adesiva in quanto risultano ben evidenti zone con microsaldature locali, che seguono la direzione dello scorrimento relativo.

Si evidenziano inoltre zone arrugginite e quindi con un certo grado di usura da corrosione.

Per quanto concerne il coefficiente di usura k , dopo aver sottoposto i provini ad un numero di milioni di cicli sufficiente a manifestare un'usura leggibile e significativa, ci si serve di un profilometro per quantificare lo scostamento rispetto alla superficie ideale.

Si osserva che, poiché lo studio si concentra su scanalati a denti bombati e poiché l'usura massima non si manifesta sempre alla stessa posizione assiale, per il calcolo dell'usura dente per dente viene usata come riferimento del il confronto la superficie del dente che alla stessa posizione assiale manifesta l'usura minore.

Risulta comunque evidente come aumentando il disallineamento, aumentano i fenomeni di scorrimento relativo tra i denti accoppiati, aumentano gli sforzi locali e con essi i fenomeni di usura. Di conseguenza maggiore è la coppia e il disallineamento angolare, minore sarà la vita utile della struttura.

Obiettivo degli studi futuri potrebbe essere quello di munirsi di un profilometro 3D in modo da poter ricavare esattamente l'orma dell'usura tramite metodi di Reverse Engineering.

Si potrà così effettuare booleana tra la geometria del dente usurato e la matematica CAD dello stesso avendo una misura diretta e precisa del volume asportato.

Una volta ottenute misura affidabili, per estrapolazione sarà possibile ricavare una formulazione analitica utilizzabile in progettazione per valutare direttamente, dato un materiale con delle specifiche caratteristiche, una coppia applicata ed un grado di disallineamento, l'usura in funzione del kilometraggio percorso e del tempo, per arrivare quindi alla vita utile della struttura stessa.

3 Effetti del disallineamento: *tilting moment* e *friction moment*

È noto che quando due alberi rotanti, o in linea generale due componenti rotanti, devono trasmettere coppia elevata ad elevata velocità una delle vie più comuni è quella di utilizzare un accoppiamento scanalato (Figura 3.1). Questo è dovuto anche alla capacità delle “*spline coupling*” di garantire un certo disallineamento tra albero e mozzo [20] che permette di compensare errori di assemblaggio o lavorazione o movimenti relativi nati durante il lavoro della macchina [21,22]. Tuttavia, questo disallineamento angolare tra gli assi di albero e mozzo porta alla nascita di alcuni sovraccarichi indesiderati [23-25], provocando non solo delle maggiori e non uniformi pressioni di contatto sulla superficie dei denti accoppiati, come osservato da Hong et al. [26,27] e Medina et al. [28], ma anche un aumento degli sforzi sui cuscinetti e sull'accoppiamento scanalato stesso [29] ed è quindi intuibile che tali sforzi devono essere quantificati e considerati già in fase di progettazione. Si pone quindi attenzione in questo lavoro alla quantificazione analitica dei così detti momenti spuri o parassiti che nascono da condizioni di accoppiamento non ideali, il *tilting moment* e *friction moment*. Questi carichi sono dovuti principalmente a due fattori: l'attrito fra i denti (*Frictional o friction moment* M_f) ed il disequilibrio fra coppia in ingresso e coppia in uscita che viene quindi compensato da un momento di riallineamento (*Tilting Moment* M_t)

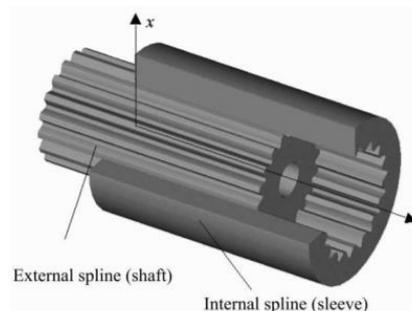


Figura 3.1 – Accoppiamento scanalato

3.1 Cause del *tilting moment*

Il *tilting moment* potrebbe essere generato a causa delle variazioni nelle condizioni di accoppiamento dei denti a causa del disallineamento [30].

Si osserva come il *tilting moment* sia sostanzialmente differente se l'accoppiamento scanalato ha denti dritti (Figura 3.2) o bombati (Figura 3.3).

Si nota che negli accoppiamenti a denti dritti allineati tutte le facce dei denti sono a contatto (Figura 3.2A); imponendo un disallineamento angolare α invece solo una parte di tutta la larghezza del dente entra in contatto (Figura 3.2B).

In tal caso la forma e la dimensione dell'area di contatto dipende fortemente da rigidità e angolo di disallineamento [31].

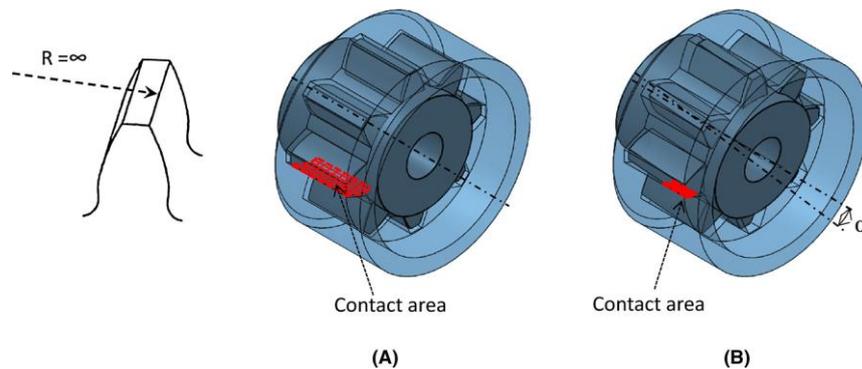


Figura 3.2 – Condizioni di contatto di uno scanalato a denti dritti allineato (A) e disallineato (B)

Diventa interessante, invece, valutare il comportamento di tale sistema di accoppiamenti scanalati con denti bombati (Figura 3.3) alla luce del fatto che in letteratura è presente ben poco a proposito di tale argomento nonostante tali sistemi siano molto utilizzati in campo industriale.

Chiamiamo C_r il raggio di bombatura lungo tutta la lunghezza della faccia del dente e grazie a questa nuova conformazione si innesca tra le facce a contatto una specie di contatto Hertziano.

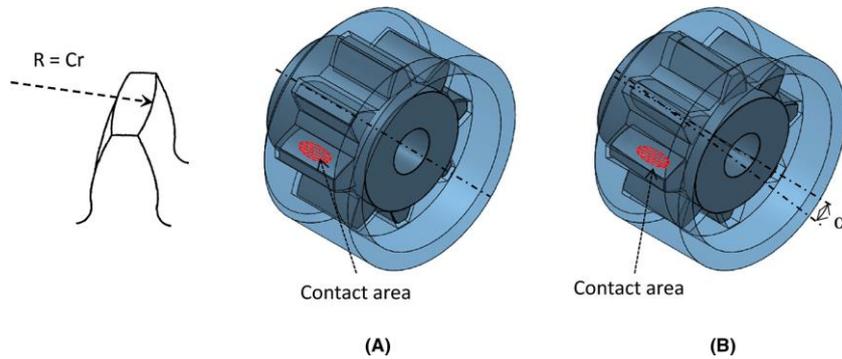


Figura 3.3 – Condizioni di contatto di uno scanalato a denti bombati allineato (A) e disallineato (B)

3.1.1 Modello teorico del *tilting moment*

Il *tilting moment* nasce a causa di un accoppiamento anomalo dei denti dello scanalato rispetto alla condizione ideale di allineamento.

Si illustra di seguito un modello teorico per quantificare in analisi di progettazione codesto momento parassita [32].

Si consideri un generico accoppiamento scanalato disallineato (Figura 3.4); si nota come il contatto tra i denti accoppiati non è uniforme ma varia in funzione della posizione del dente.

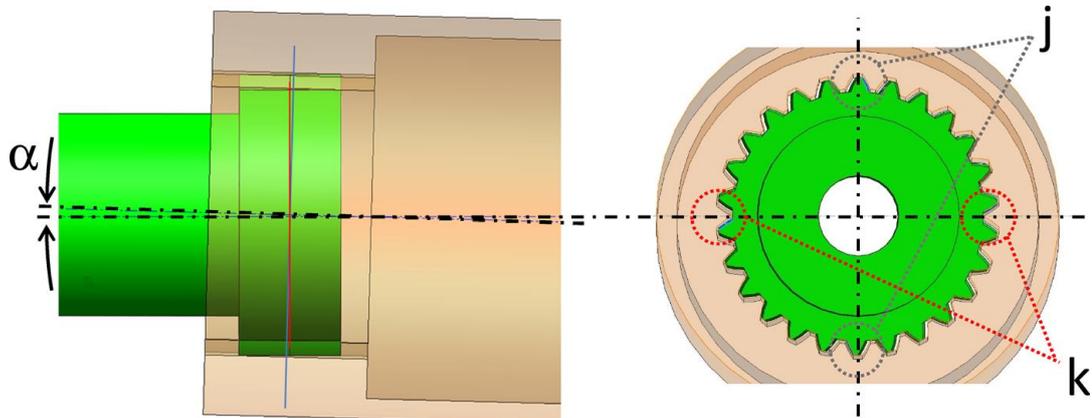


Figura 3.4 – Accoppiamento scanalato disallineato con denti bombati

Si individuano due estreme condizioni di accoppiamento: la prima inerente ai denti superiori identificata con la lettera “j” e la seconda in funzione dell’asse disallineato identificata con la lettera “k”; tutti i denti comprese fra queste

coppie avranno un contatto con forma e dimensione intermedio rispetto a questi due casi estremi.

Per quanto riguarda i denti indicati con la lettera “j”, i punti di contatto sono shiftati rispetto alla linea di mezzeria di una distanza “b” a causa del disallineamento α (Figura 3.5).

La distanza b si può ottenere facilmente con:

$$b = \frac{1}{2}D_p \sin(\alpha) = \frac{1}{2}mZ \sin(\alpha)$$

dove D_p è il diametro della primitiva, m è il modulo del dente e Z è il numero dei denti.

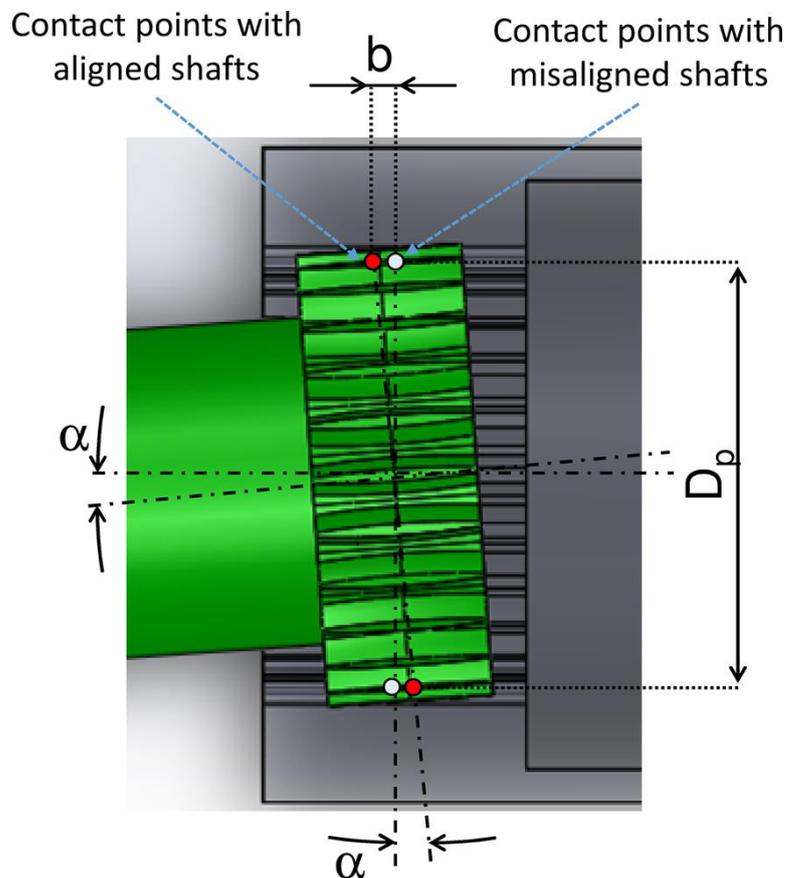


Figura 3.5 – Condizione di accoppiamento per i denti superiori

Lo shift del punto di contatto porta a un momento non bilanciato M_1 che, considerando una coppia di denti, si valuta come:

$$M_1 = F_t * b = \frac{1}{2}F_t mZ \sin(\alpha)$$

dove F_t è la forza di contatto dei denti generata dalla coppia trasmessa e da cui dipende la distribuzione di carico tra i denti accoppiati (distribuzione che si ricorda non essere uniforme per via del disallineamento dei due alberi dello scanalato).

I denti indicati in figura 3.4 con la lettera “k”, quando l'accoppiamento scanalato è disallineato, cambiano la loro posizione di contatto.

Si veda la figura 3.6 per una migliore rappresentazione: data la direzione della coppia trasmessa T in figura, il dente di sinistra risulta in contatto con il suo lato sinistro inferiore (Figura 3.6.1) mentre il dente di destra è in contatto con il suo lato destro superiore (Figura 3.6.2).

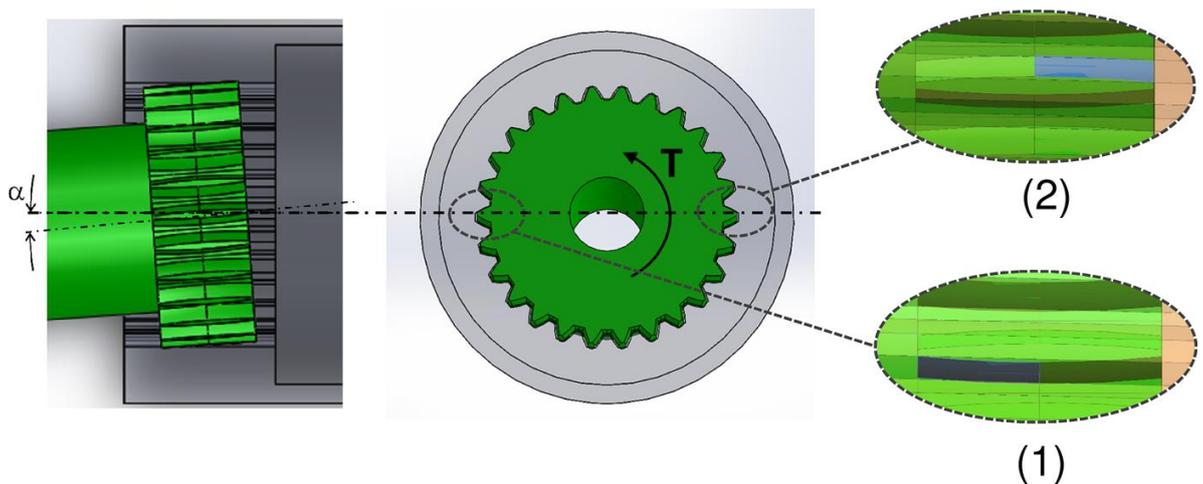


Figura 3.6 – Condizioni di contatto di denti su assi disallineati

Considerando lo schema in figura 3.7, il punto di contatto dei denti è shiftato di una quantità “B”, ottenuta come:

$$B = C_r * \sin(\alpha)$$

dove C_r è il raggio di bombatura.

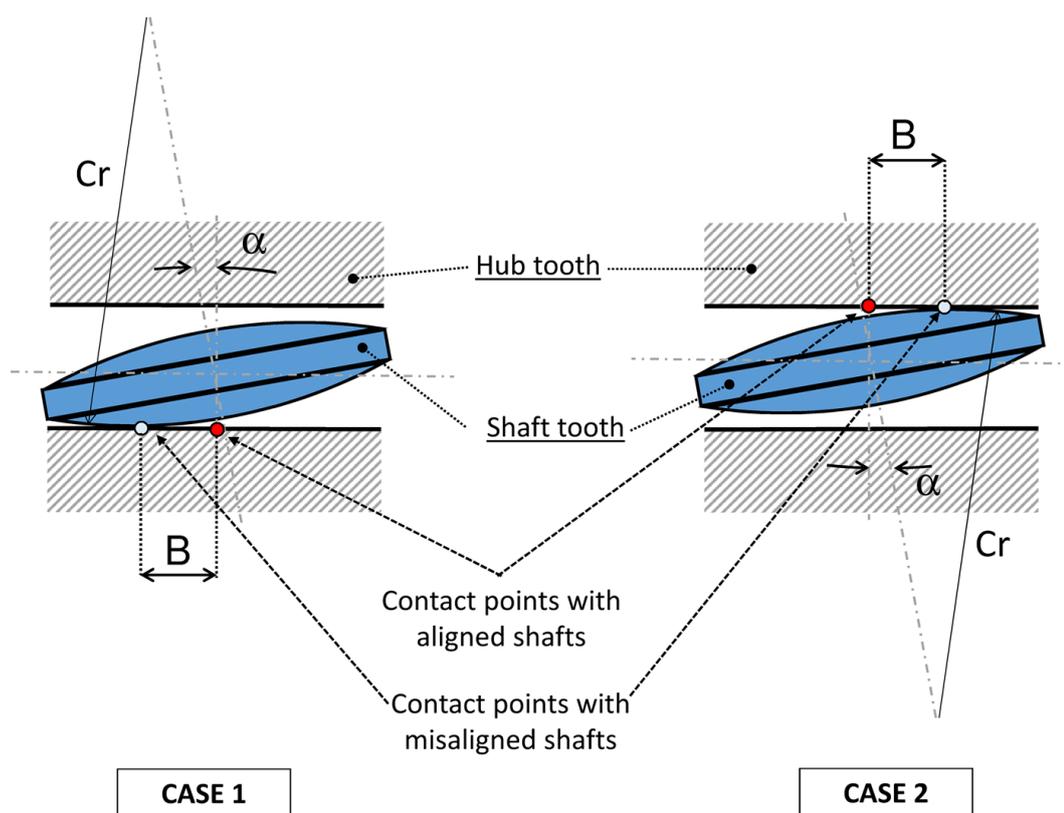


Figura 3.7 – Schema di condizioni di accoppiamento per denti su assi disallineati

Si ricava anche per tale coppia di denti il momento M_2 causato dallo shift del punto di contatto:

$$M_2 = F_t * B = 2 * F_t * C_r * \sin(\alpha)$$

La forza di contatto F_t può essere calcolata assumendo che il carico sia uniformemente distribuito tra i denti a contatto (cosa non veritiera a causa della bombatura) come:

$$F_t = \frac{2 * T}{D_p * Z} = \frac{T}{m * Z^2}$$

dove T è la coppia trasmessa.

I momenti M_1 e M_2 visti in precedenza valgono per una coppia di denti; per ottenere il valore totale del *tilting moment* vanno considerati tutti i denti dello scanalato.

M_1 e M_2 rappresentano le due condizioni limite, tutte le altre coppie di denti avranno un valore di *tilting moment* $M_{1,i}$ e $M_{2,i}$ che dipendono dalla posizione del dente e contribuiranno al *tilting moment* totale:

$$M_{1,i} = M_1 \cos(\theta_i) = M_1 * \cos\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right)$$

$$M_{2,i} = M_2 \sin(\theta_i) = M_2 * \sin\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right)$$

dove θ_i è la posizione angolare dell'*i*-esimo dente (Figura 3.8).

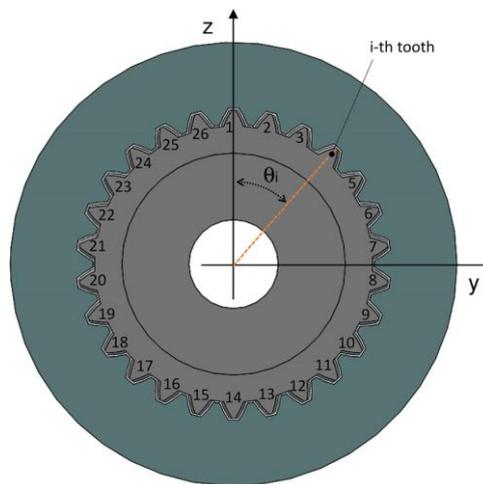


Figura 3.8 – Posizione dei denti

Il momento totale si valuta allora come somma dei contributi di tutti i denti:

$$M_{1,TOT} = \sum_{i=1}^{i=Z} \left| M_1 * \cos\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right) \right|$$

$$M_{2,TOT} = \sum_{i=1}^{i=Z} \left| M_2 * \sin\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right) \right|$$

Questi due momenti di sbilanciamento risultano perpendicolari tra di loro (Figura 3.9); il *tilting moment* totale si valuta con la somma vettoriale di $M_{1,TOT}$ e $M_{2,TOT}$ ed avrà direzione compresa tra le due precedenti.

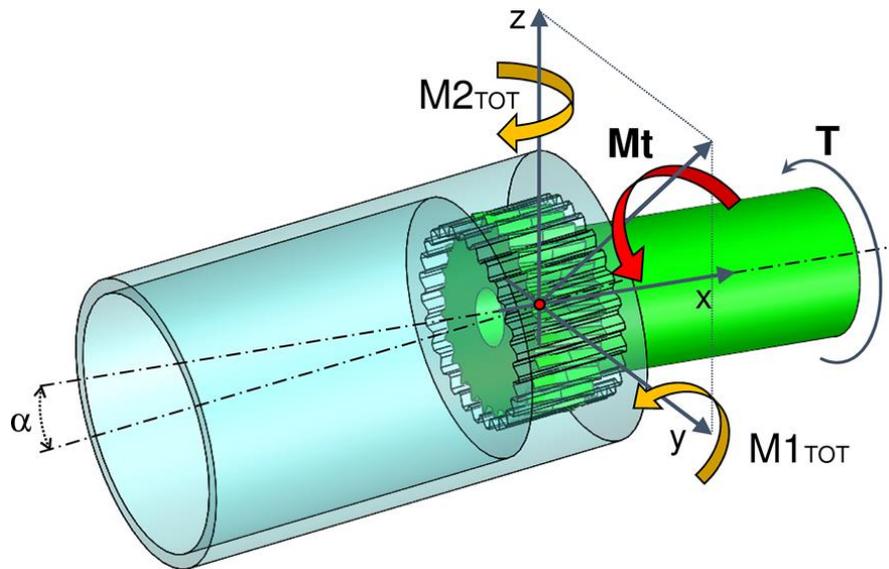


Figura 3.9 – Le due componenti del *tilting moment*

Si ottiene infine il modulo del *tilting moment* totale M_t come:

$$M_t = \sqrt{M_{1,TOT}^2 + M_{2,TOT}^2} = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{i=Z} \left| M_1 * \cos\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right) \right| \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{i=Z} \left| M_2 * \sin\left(\frac{2\pi(i-1)}{Z}\right) \right| \right)^2}$$

Si può utilizzare quest'ultima equazione per una prima stima del *tilting moment*; il problema principale di questo modello risiede nell'aver considerato lo stesso livello di carico per tutte le forme di contatto tra i denti, mentre negli accoppiamenti scanalati a denti bombati vi è sicuramente una distribuzione non uniforme. Infine non viene considerata nel modello la deformazione dei denti; può essere tuttavia utile un confronto tra i valori teorici e quelli ricavati tramite simulazioni.

3.2 Cause del *friction moment*

Si faccia riferimento alla figura 3.10: l'albero motore I trasmette una coppia T all'albero condotto II. Si assume un certo angolo di disallineamento tra lo scanalato e ciascuno *shaft*, separatamente [33].

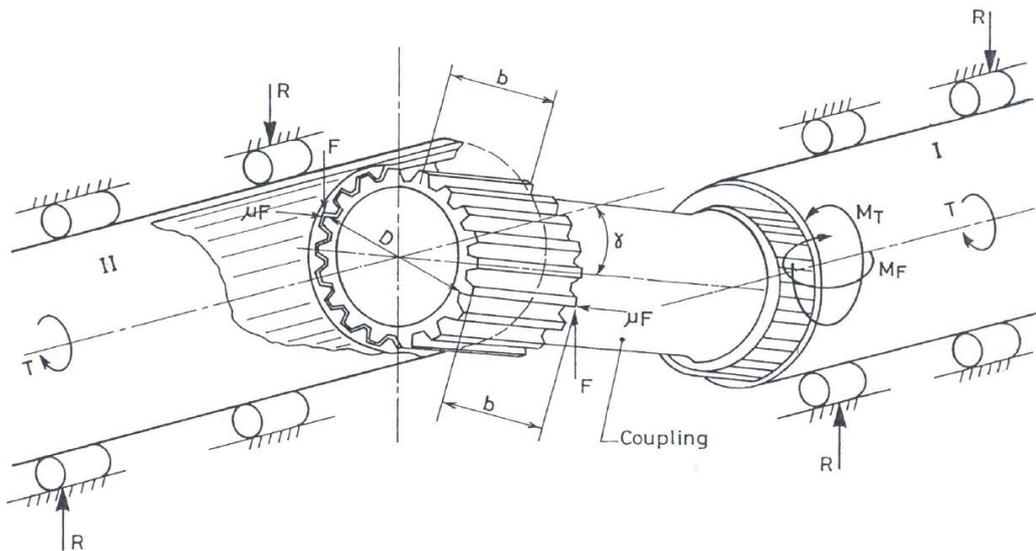


Figura 3.10 – Accoppiamento scanalato disallineato: nomenclatura

Si considerano per semplicità denti ed alberi infinitamente rigidi, così che solo due denti diametralmente opposti trasmetteranno coppia per ogni valore di disallineamento. Su tali denti si sviluppano il carico normale trasmesso F e la rispettiva forza di attrito μF .

$$\text{Carico normale: } F = \frac{T}{D \cos(\varnothing)}$$

$$\text{Carico d'attrito} = \mu F$$

dove T è la coppia trasmessa, D il diametro primitivo dello scanalato, \varnothing l'angolo di pressione.

Come risultato di queste due forze si hanno i due momenti di disallineamento, il *friction moment* e il precedentemente citato *tilting moment*.

Elkholy e Alfares hanno dato una interpretazione analitica a questi momenti spuri.

$$\text{Friction moment } M_f = \mu F * D = \frac{\mu * T}{\cos(\varnothing)}$$

Tale relazione si può ricavare osservando la figura 3.11.

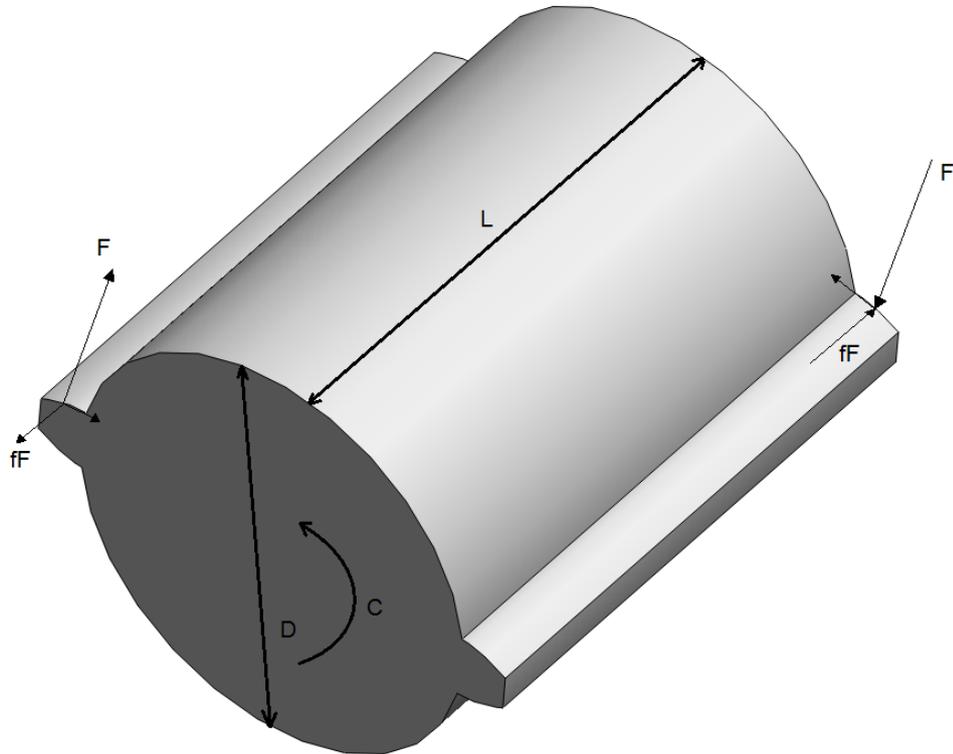


Figura 3.11 – Modello di un albero soggetto a disallineamento angolare

La forza F risulta:

$$C = F * D * \cos(\varnothing) \text{ da cui } F = \frac{C}{D * \cos(\varnothing)}$$

Sempre tenendo a mente che grazie alla rigidezza infinita i denti accoppiati risultano solo i due diametralmente opposti si ha:

$$M_f = 2 * \mu * F * \frac{D}{2} = \frac{T}{D * \cos(\varnothing)} * \mu * D = \frac{\mu * T}{\cos(\varnothing)}$$

Per quanto concerne il *tilting moment* nella pubblicazione di Elkholy è proposta la seguente formulazione:

$$M_t = F * \sqrt{b^2 + D^2} = \frac{\sqrt{b^2 + D^2}}{D * \cos(\varnothing)} * T$$

dove b è lo spessore della faccia del dente.

Risulta sicuramente di grande interesse studiare sperimentalmente e tramite l'ausilio di software di analisi come tali momenti cambiano applicando

condizioni reali quali rigidità finita dei denti: è facile intuire infatti come la semplice deformazione plastica del profilo dei denti porterà a contatto più coppie, con conseguente variazione delle pressioni di contatto nonché dei due momenti spuri.

3.3 Romax Technology

Romax Technology è un pacchetto di software di progettazione leader a livello mondiale per trasmissioni meccaniche ed elettromeccaniche di qualunque settore, dall'automobilistico all'eolico, dall'aerospaziale al marino fino al ferroviario.

Grazie ai suoi strumenti è possibile ideare *gearbox* ed *housing* abbassando drasticamente tempi e costi di progettazione con l'obiettivo di migliorare la sicurezza e l'affidabilità del sistema, ottimizzarne le performance, massimizzare la robustezza del prodotto, capire le performance dell'intero sistema e ridurre le costose iterazioni di design (Figura 3.12).

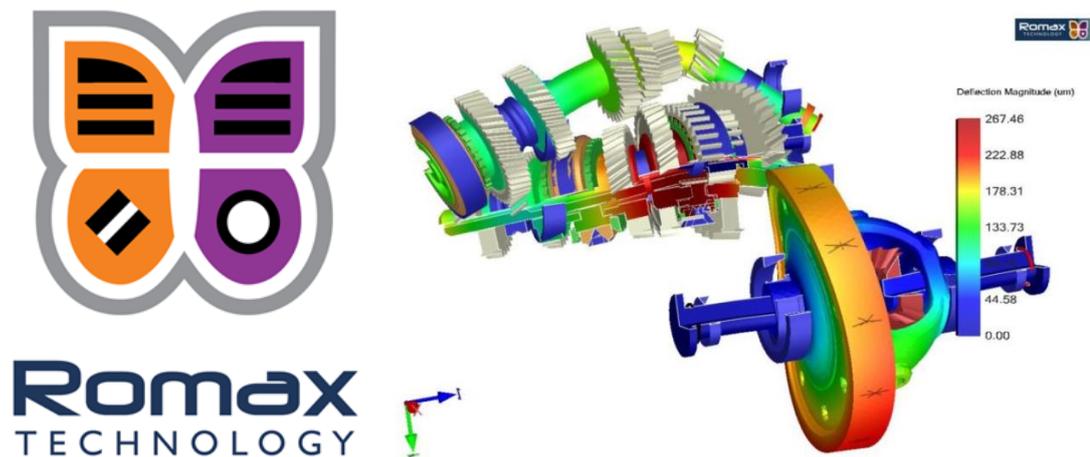


Figura 3.12 – Romax technology

Tramite il *tool* è possibile costruire un iniziale rapido modello del progetto per verificare carichi sui denti degli accoppiamenti del sistema, sui cuscinetti e tutti

gli elementi strutturali, analizzare i vari coefficienti di sicurezza ed avere una prima idea sulla resistenza e sulla durata del prototipo (Figura 3.13)

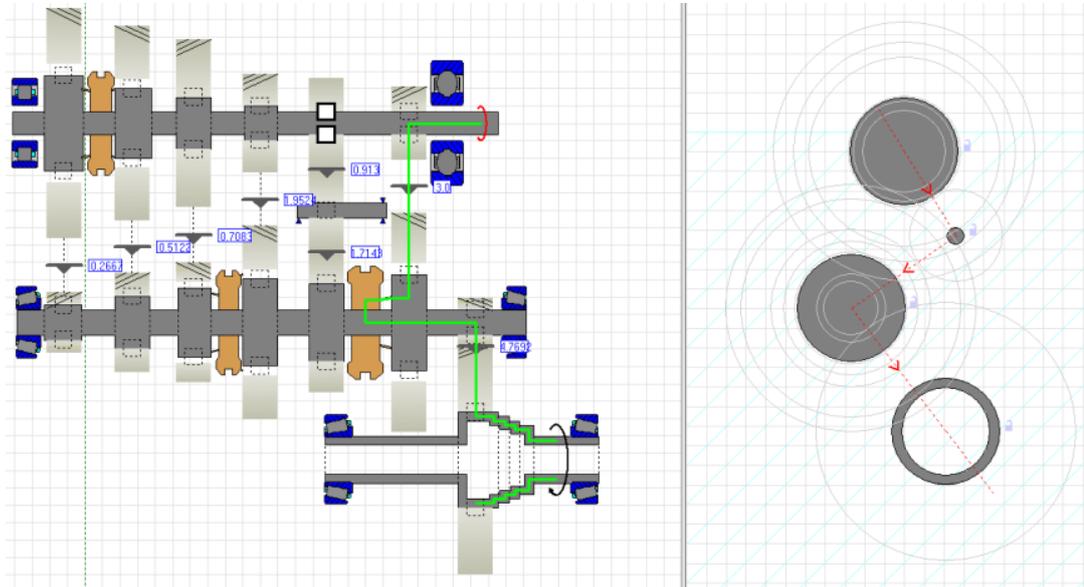


Figura 3.13 – *Romax concept*

Si prosegue quindi con analisi di efficienza utilizzando i dati del ciclo di carico ed analisi delle pressioni di contatto, sforzo e durabilità per esempio lungo le orme di contatto di ruote dentate ed accoppiamenti scanalati (Figura 3.14).

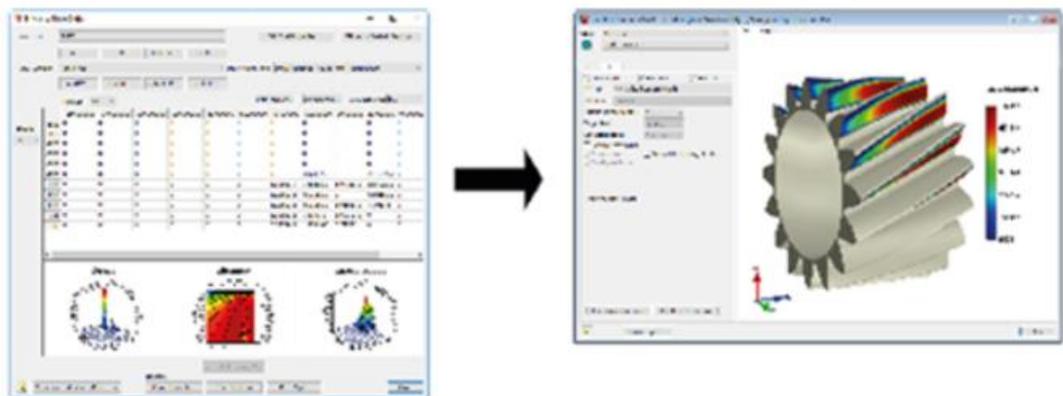


Figura 3.14 – *Efficiency analysis and for durability*

Si può concludere infine investigando il comportamento NVH (*noise vibration harshness*) dell'intero sistema (Figura 3.15).

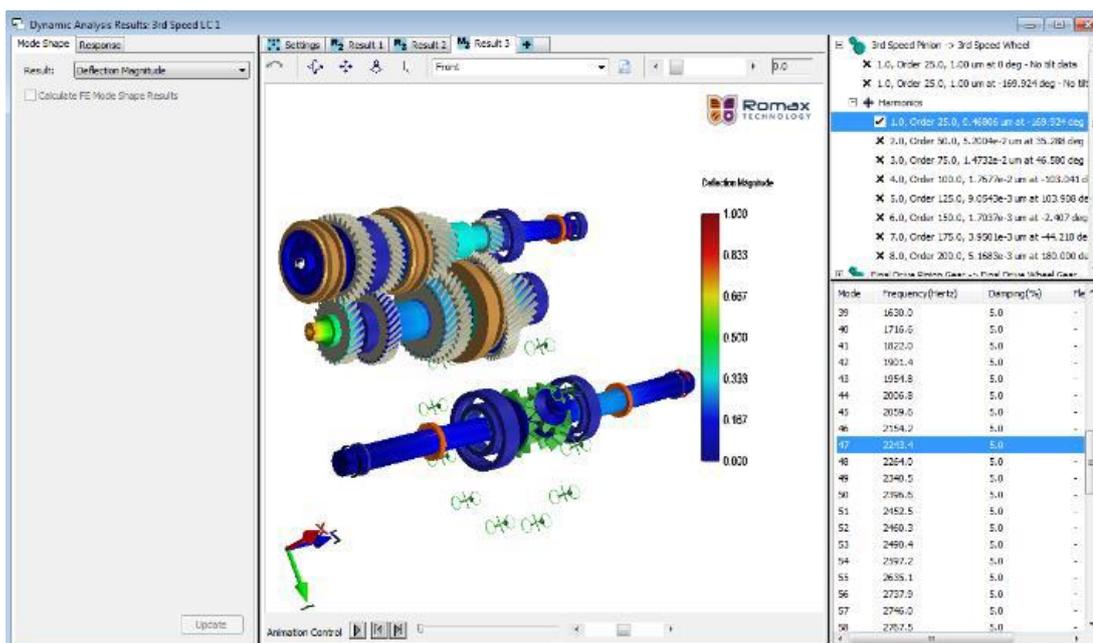


Figura 3.15 – NVH analysis

Ai fini di questo lavoro di tesi verranno utilizzati *Romax Concept* per una modellazione rapida dello scanalato per la progettazione e dimensionamento del layout del sistema e valutazione dei componenti e *Romax Designer* per una simulazione ed analisi dettagliata dell'accoppiamento da cui poter ottimizzare durata, efficienza, rumore ma soprattutto valutare le pressioni di contatto e gli sforzi tangenziali che agiscono sul sistema, nonché osservare le deformazioni e gli spostamenti a cui sono sottoposti i vari componenti.

3.4 Geometria dell'accoppiamento scanalato utilizzato

L'obiettivo del lavoro è valutare l'effetto che il disallineamento angolare tra gli assi degli alberi di un accoppiamento scanalato provoca alle pressioni di contatto e di conseguenza all'usura, agli sforzi tangenziali sui denti e ai momenti spuri o di sovraccarico (*tilting moment* e *friction moment*) sui cuscinetti.

Di seguito (Figura 3.16) si riporta il modello che si utilizzerà nelle simulazioni:

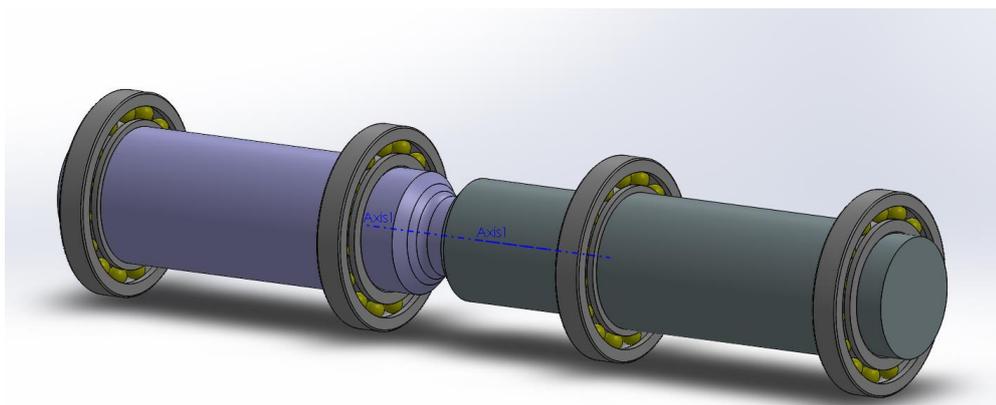


Figura 3.16 – Accoppiamento scanalato

Si tratta di un accoppiamento tra due alberi pieni che si trasmettono potenza tramite uno scanalato; il sistema viene poi fissato idealmente ad un *housing* tramite 4 cuscinetti sferici SKF denominati 16009, due per l'*input shaft* e due per l'*output shaft*.

Sia gli scanalati che gli alberi a cui sono solidali vengono realizzati in 42CrMo4, successivamente trattato superficialmente tramite nitrurazione, le cui caratteristiche tecniche vengono riportate in allegato 1.

Infine modulo, angolo di pressione del sistema e numeri di denti sono rispettivamente 1.27mm, 30° e 26 denti.

Nella tabella di seguito vengono riassunti le più importanti caratteristiche generali dell'accoppiamento (Tabella 3.1).

<i>Spline coupling</i>	
Materiale albero-scanalato	42CrMo4 +QT, EN10083
Trattamento	Nitrurazione superficiale
Lubrificante	SAE 75W (Gear) (T_{media} di utilizzo 70°)
Modulo	1.27 mm
Numero di denti	26
Angolo di pressione	30°

Coefficiente di attrito	0.11 (acciaio su acciaio lubrificato)
Raggio di bombatura	20 μm
Cuscinetti	SKF 16009
Coppia	400 Nm
Velocità di rotazione	3000 rpm

Tabella 3.1 – Caratteristiche generali accoppiamento scanalato

Input Shaft

Le figure 3.17, 3.18 e 3.19 riportano il montaggio e le dimensioni dell'albero dell'accoppiamento scanalato.

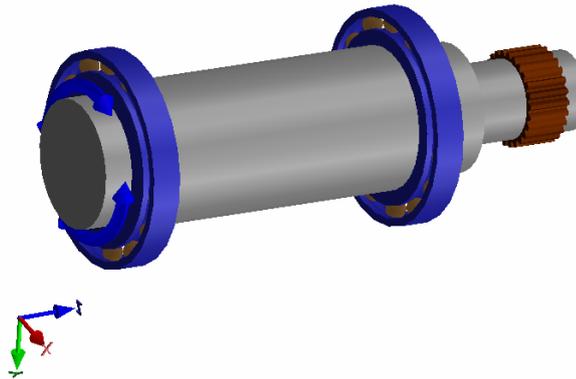


Figura 3.17 – Modello CAD dell'albero

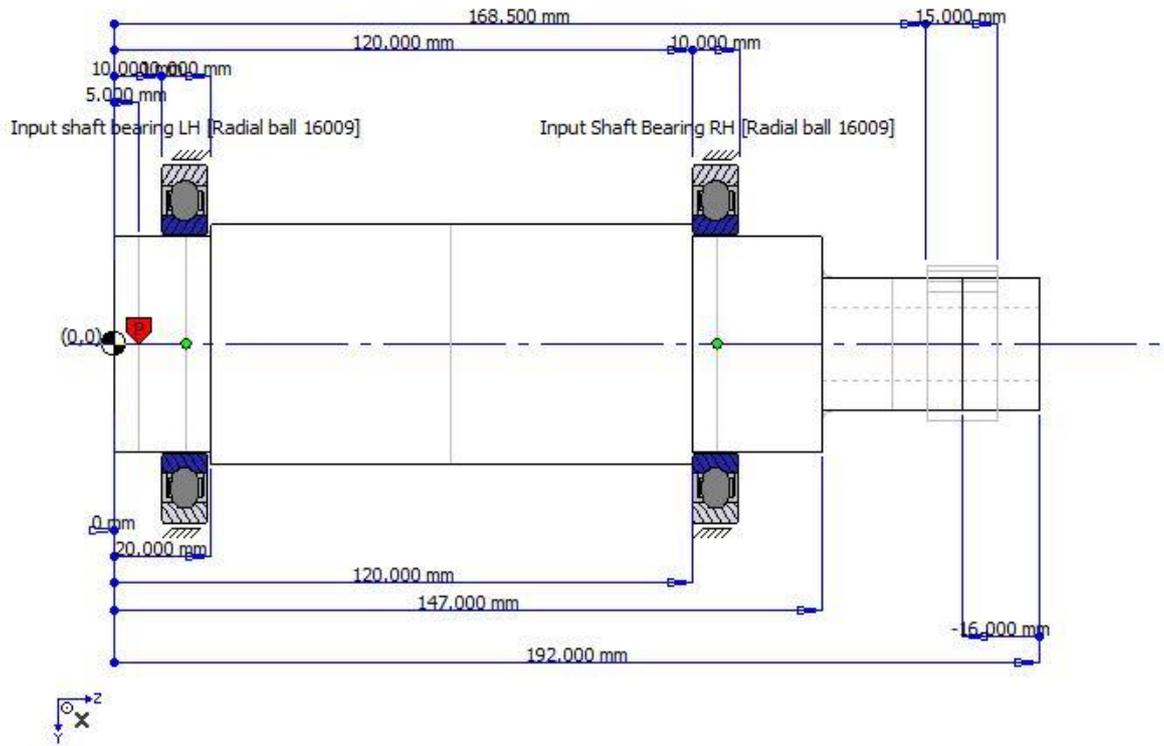


Figura 3.18 – Disegno tecnico laterale dell'albero

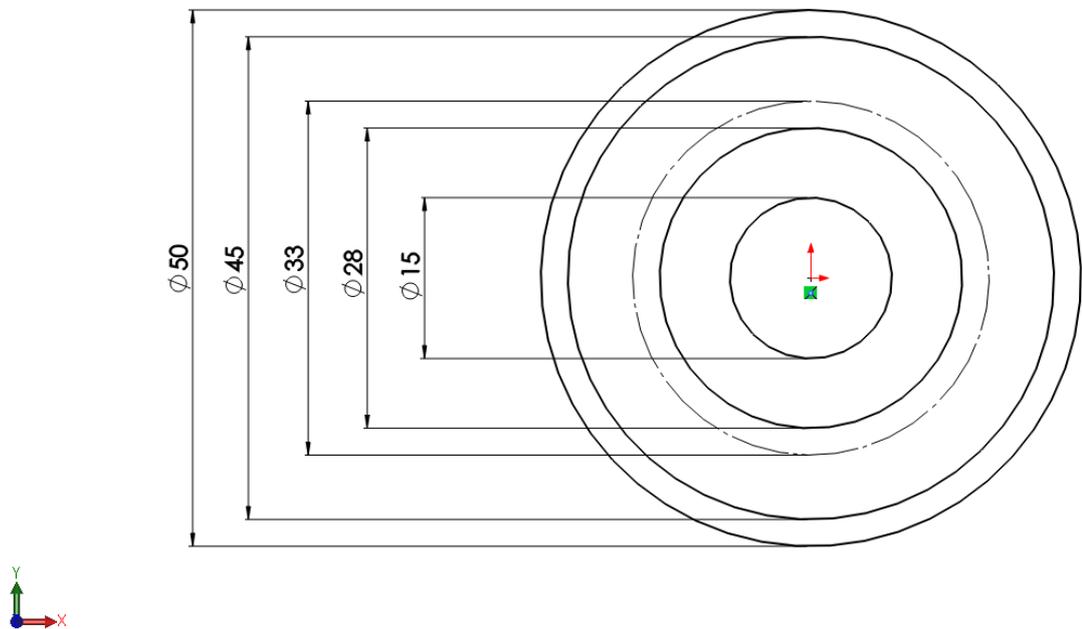


Figura 3.19 – Disegno tecnico frontale dell'albero

Length (mm)	192,00
Smallest Section Diameter (mm)	28,00
Largest Section Diameter (mm)	50,00
Material Name	42CrMo4 +QT, EN10083
Material Type	Steel
Surface Treatment Name	nitrided
Surface Treatment Finish Type	finish
Mass (kg)	2,2774
Polar Inertia (kgmm²)	648
Transverse Inertia (kgmm²)	5235

Tabella 3.2 – Caratteristiche tecniche dell'albero

A tale sistema troviamo applicati i due cuscinetti SKF 16009 (Figura 3.20) e lo scanalato esterno, con larghezza di fascia pari a 15mm.

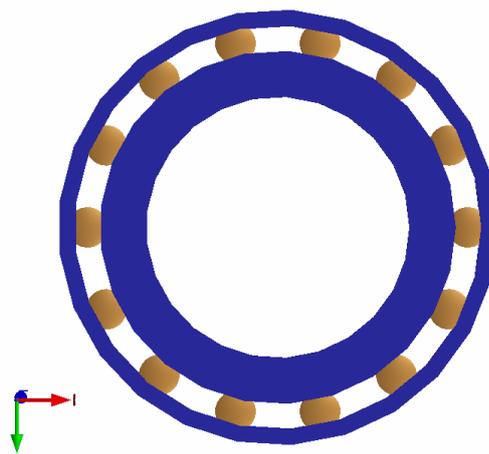


Figura 3.20 – Modello CAD cuscinetto SKF 16009

Description	Radial ball 16009
Bearing Type	Radial ball
Catalog Name	SKF
Designation	16009
Rows	1,00
Outer diameter (mm)	75,00
Bore (mm)	45,00
Overall Width (mm)	10,00
Inner Ring Width (mm)	10,00
Outer Ring Width (mm)	10,00

Contact Angle (deg)	0,00
Dynamic load rating (N)	15600,00
Static load rating (N)	10800,00
Oil Speed (rpm)	11000,00
Grease Speed (rpm)	9000,00
Mass (kg)	0,1288
Element Material	<i>Standard Bearing Steel</i>
Element Material Youngs Mod (MPa)	205000,00
Inner Ring Type	<i>Solid machined</i>
Inner Ring Material	<i>Standard Bearing Steel</i>
Inner Ring Material Youngs Mod (MPa)	205000,00
Outer Ring Type	<i>Solid machined</i>
Outer Ring Material	<i>Standard Bearing Steel</i>
Outer Ring Material Youngs Mod (MPa)	205000,00
Catalog	SKF

Tabella 3.3 – Caratteristiche tecniche cuscinetto SKF 16009

Output Shaft

Le figure 3.21, 3.22 e 3.23 riportano il montaggio e le dimensioni del mozzo dell'accoppiamento scanalato.

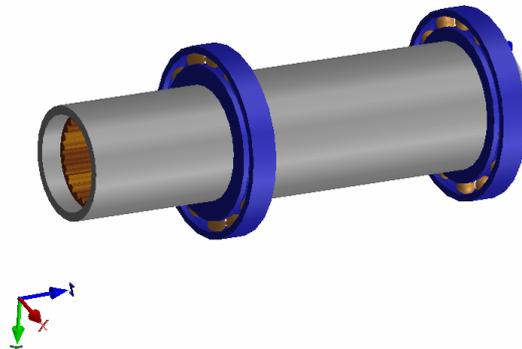


Figura 3.21 – Modello CAD del mozzo

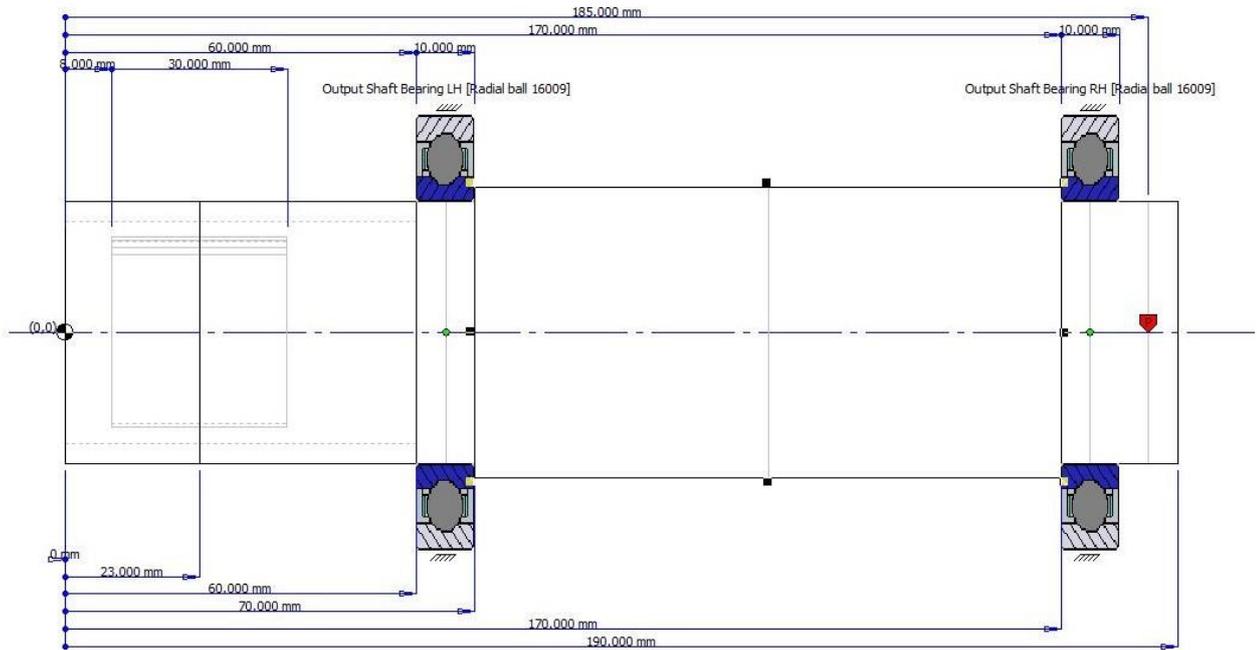


Figura 3.22 – Disegno tecnico laterale del mozzo

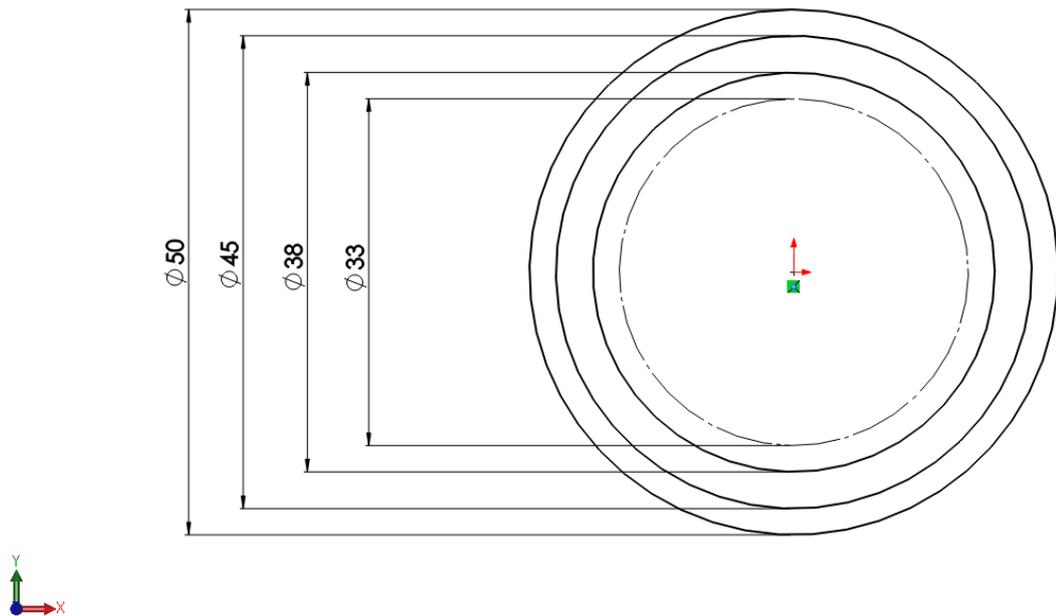


Figura 3.23 – Disegno tecnico frontale del mozzo

Length (mm)	190,00
Smallest Section Diameter (mm)	45,00
Largest Section Diameter (mm)	50,00

Material Name	42CrMo4 +QT, EN10083
Material Type	Steel
Surface Treatment Name	nitrided
Surface Treatment Finish Type	finish
Mass (kg)	2,1254
Polar Inertia (kgmm²)	668
Transverse Inertia (kgmm²)	4640

Tabella 3.4 – Caratteristiche tecniche del mozzo

Fanno parte dell'*output shaft* altri due cuscinetti SKF 16009 e lo scanalato interno, con larghezza di fascia pari a 30mm.

Si noti come si sia utilizzata una larghezza di fascia volontariamente diversa tra *input* ed *output shaft* affinché, considerato il disallineamento imposto al sistema ed allo scorrimento dovuto alle deformazioni del sistema, i denti della *spline coupling* rimangano sempre in contatto.

Per completezza in figura 3.24 si può osservare lo scanalato accoppiato e pronto ad essere testato.

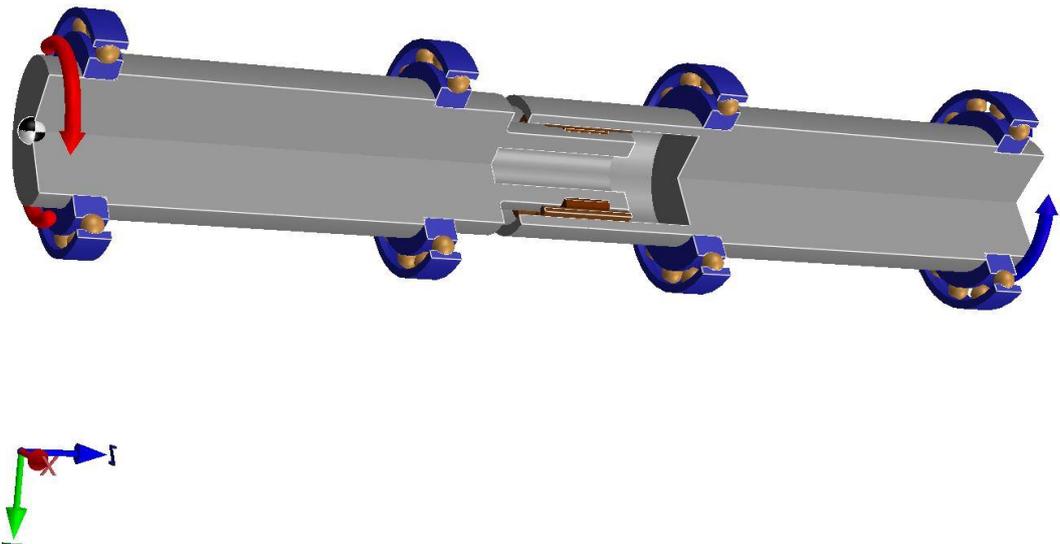


Figura 3.24 – Sistema completo e montato

Spline coupling

Lo scanalato che si vuole utilizzare per permettere la trasmissione di potenza tra l'albero e il mozzo non è presente né tra i modelli standard della ISO 4156, né della DIN 5480 né della ANSI B92.2M; è un modello non standard di cui si indicano le principali caratteristiche geometriche (Figura 3.25-3.26).

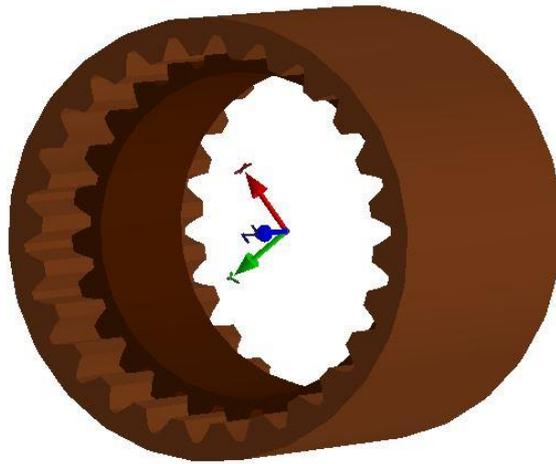


Figura 3.25 – Modello CAD della *spline coupling*

Spline Coupling Properties

Number of teeth: 26

Normal module: 1.270 mm Metric DPs

Reference diameter: 32.500 mm

Pressure angle: 30.000 deg

Spline properties

	External spline	Internal spline
Name:	External spline	Internal spline
Face width:	15.000	30.000 mm
Root diameter:	29.982	34.879 mm
Tip form diameter:	33.531	31.439 mm
Tool tip radius:	0.5	0.5 mm
Profile shift:	-0.4707	0.3 mm
Manufacturing method:	Hobbing	Broaching

Variations

Total profile deviation: 12.65 um

Total helix deviation: 7.10 um

Total pitch deviation: 24.16 um

Figura 3.26 – Caratteristiche geometriche *spline coupling*

3.4.1 Modifiche al profilo del dente

Quando si progettano ed analizzano ruote dentate ed i problemi che nascono dal loro contatto, tra i parametri classici di riferimento che devono essere ottimizzati troviamo il massimo sforzo di flessione alla radice del dente, la massima pressione di contatto e l'errore di trasmissione picco-picco (PPTE) con tutta una serie di problemi legati ai rumori che ne derivano. Spesso per migliorare il complessivo e ridurre i fenomeni di disturbo si apportano dei cambiamenti al profilo del dente della ruota, chiamate modifiche della microgeometria o topologiche. In tal modo gli stress di contatto, sui cuscinetti e l'errore di trasmissione possono essere minimizzati portando alla riduzione del rumore e alle migliori performance delle trasmissioni.

Tali modifiche geometriche diventano importanti anche quando si progettano gli accoppiamenti scanalati dove non si evincono chiaramente fenomeni di errore di trasmissione o rumori dovuti all'urto tra i denti, ma una buona distribuzione del carico generata dalle modifiche sul profilo porta vantaggi in termini di ridotta ed omogenea usura, aumento della vita utile e minori sovraccarichi sul sistema.

Ci sono 3 differenti tipi di modifiche della micro-geometria (Figura 3.27):

1. *Involute (o profile) modification*, lungo la direzione del profilo (dalla radice alla punta del dente) che permette ai progettisti di tenere conto della deformazione elastica dei denti e degli errori dovuti alla fusione, al trattamento termico e all'assemblaggio;
2. *Lead modification* che comporta la correzione della larghezza della faccia del dente, agendo su pendenza e bombatura;
3. *Bias (o distorsione)* che tiene in conto la torsione che può essere indotta nel processo di produzione.

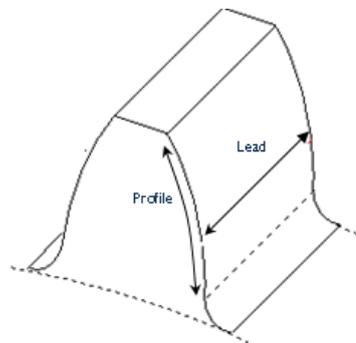


Figura 3.27 – Modifiche sulla geometria del dente

Lead slope

Un valore positivo di *lead slope* indica materiale rimosso sul fondo della faccia mentre la parte iniziale rimane immutata (Figura 3.28). Viceversa un valore negativo di *lead slope* indica materiale rimosso in cima mentre il fondo della faccia rimane immutato (Figura 3.29).

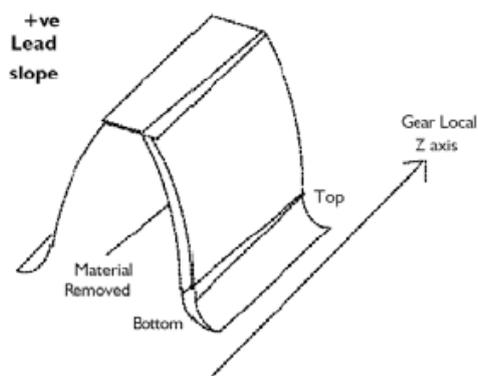


Figura 3.28 - *Lead Slope* positivo

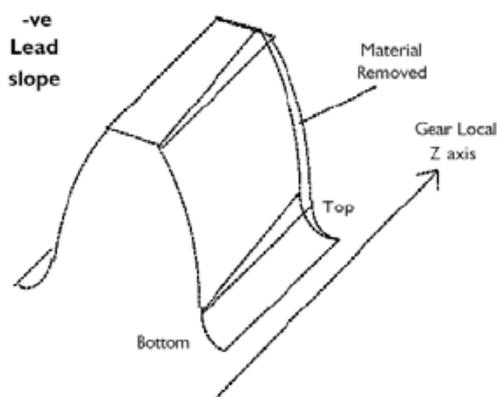


Figura 3.29 - *Lead Slope* negativo

Involute slope

Un valore positivo di *involute slope* indica materiale rimosso nella regione inferiore (inizio del profilo attivo o SAP), mentre la regione superiore (fine del profilo attivo o EAP) rimane invariata (Figura 3.30). Un valore negativo del *lead slope* indica che il materiale viene rimosso dall'EAP, mentre il SAP non subisce modifiche (Figura 3.31).

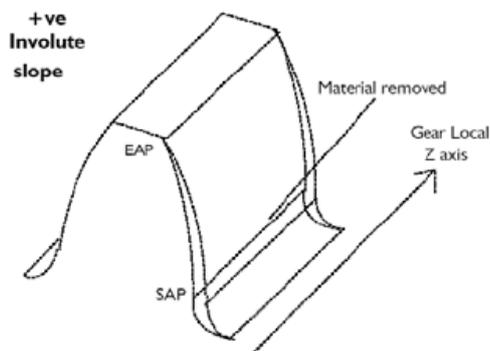


Figura 3.30 - *Involute Slope* positivo

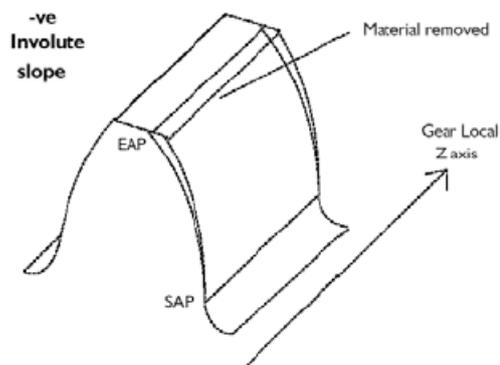


Figura 3.31 - *Involute Slope* negativo

Involute barrelling

Definisce la modifica del dente a causa dell'*involute barrelling*, inteso come combinazione dell'*involute slope* positivo e negativo. Se la modifica è positiva, essa si riferisce al materiale rimosso in SAP e EAP mentre il punto centrale (punto medio tra SAP e EAP) rimane a zero. Se la modifica è negativa, i valori

a SAP e EAP sono pari a zero, mentre il punto centrale assume il valore della modifica.

Tip relief

Rimozione di materiale sulla punta del dente lungo tutta la larghezza di fascia nella direzione di discesa sul fianco (Figura 3.32).

In egual modo esiste il *root relief* quando ci si riferisce al materiale rimosso alla radice del dente.

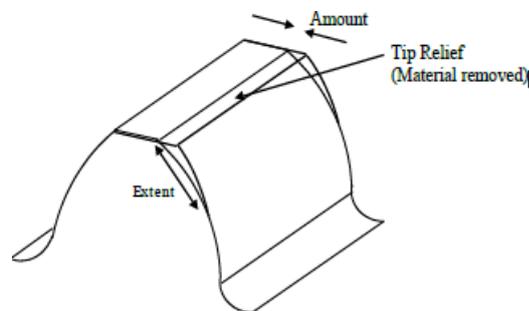


Figura 3.32 – Tip relief

Lead crowning

Per *crowning* si intende la modifica del dente lungo lo spessore della faccia del fianco del dente. Se il valore di *lead crowning* è positivo, si avrà una modifica del dente negativa all'inizio e sul fondo, mentre il punto medio tra i due limiti rimarrà a zero, portando a rimozione di materiale solo sulle due estremità (Figura 3.33). Il caso opposto si manifesta con *crowning negativo*.

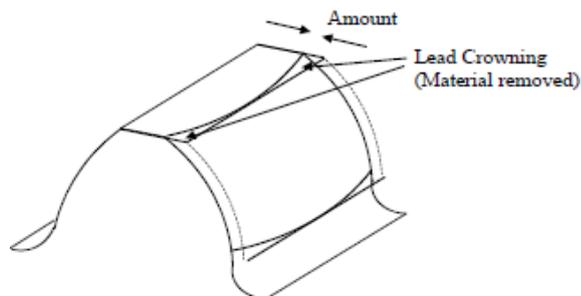


Figura 3.33 – Lead crowning

3.4.2 Modifiche geometriche al modello utilizzato

Nei modelli analizzati tramite il Software Romax ci si interesserà solo delle modifiche di *involute barrelling* e *lead crowning*, applicando in entrambi i casi una correzione di 20 μm (Figura 3.34-3.35). Scopo di tali simulazioni è vedere come queste modifiche influiscano sull'orma di contatto e di conseguenza sulle pressioni di contatto tra i denti dell'accoppiamento scanalato.

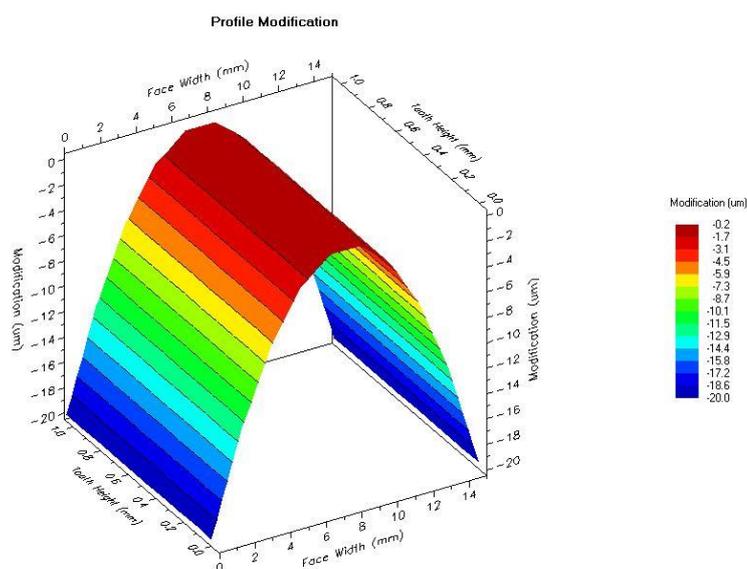


Figura 3.34 – Profilo del dente modificato con *lead crowning*

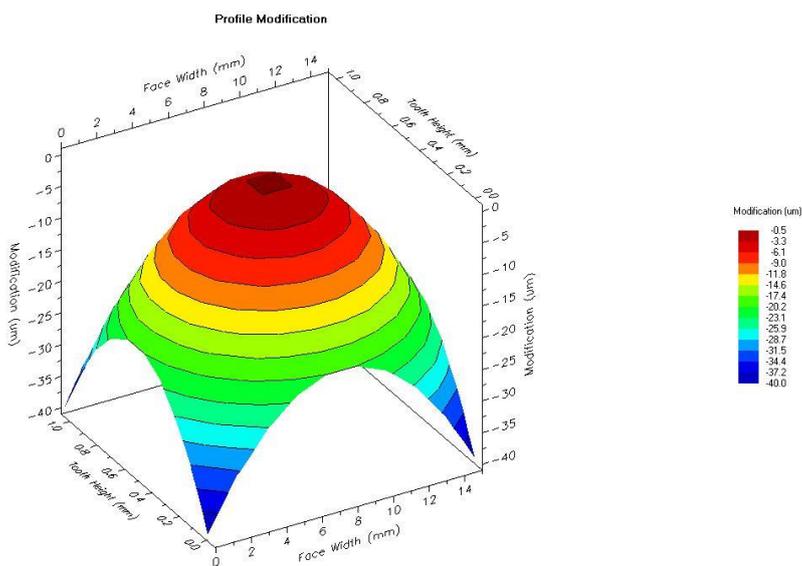


Figura 3.35 – Profilo del dente modificato con *lead crowning* ed *involute barrelling*

3.5 Sistema albero-mozzo

È sicuramente di notevole interesse vedere come le orme e le pressioni di contatto, nonché reazioni e *displacement*, in un sistema di questo tipo varino se il sistema risulta allineato, disallineato rispetto all'asse e disallineato rispetto al centro del contatto dello scanalato.

Per tutti i 3 i casi si carica il sistema con una coppia motrice di 400 Nm ed una velocità di rotazione di 3000 rpm.

Si osservi infine che, per distinguere l'effetto della coppia di trasmissione e del sovraccarico causato dal disallineamento degli assi sul sistema (reazioni e pressioni di contatto), si analizza anche il caso di sistema disallineato ma a coppia nulla.

3.5.1 Albero-mozzo allineati

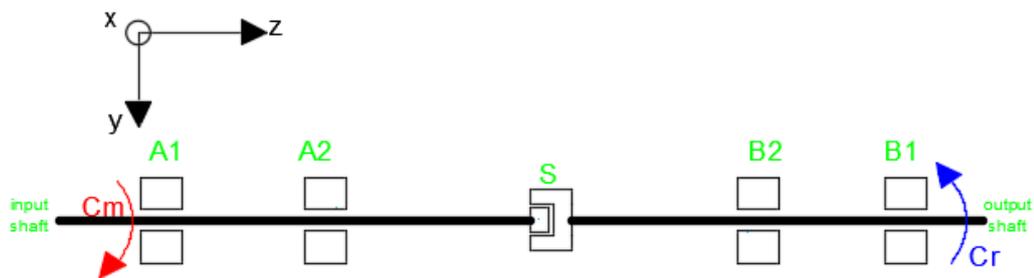


Figura 3.36 – Sistema albero-mozzo allineato

Nelle situazioni di lavoro ottimali, dove problemi di montaggio o di insufficiente rigidità del complessivo non modificano la posizione relativa dei due alberi, si hanno gli assi dell'*input* e *output shaft* concentrici.

Si sintetizzano per semplicità e praticità successiva i vari elementi dell'accoppiamento con le lettere:

- A1: cuscinetto sferico *input shaft* esterno
- A2: cuscinetto sferico *input shaft* interno

- B1: cuscinetto sferico *output shaft* esterno
- B2: cuscinetto sferico *output shaft* interno
- S: accoppiamento scanalato
- Cm: coppia motrice
- Cr: coppia resistente

Affinché il sistema sia il più possibile vicino all'utilizzo reale in modo da avere risultati il più possibili congruenti con prove sperimentali, si rende l'accoppiamento isostatico: si impediscono quindi gli spostamenti radiali e assiali degli anelli esterni dei cuscinetti A2 e B2, mentre si lasciano liberi di scorrere assialmente gli anelli esterni dei cuscinetti A1 e B1 (Figura 3.37-3.38); gli anelli interni, invece, vengono resi solidali al movimento dell'albero.

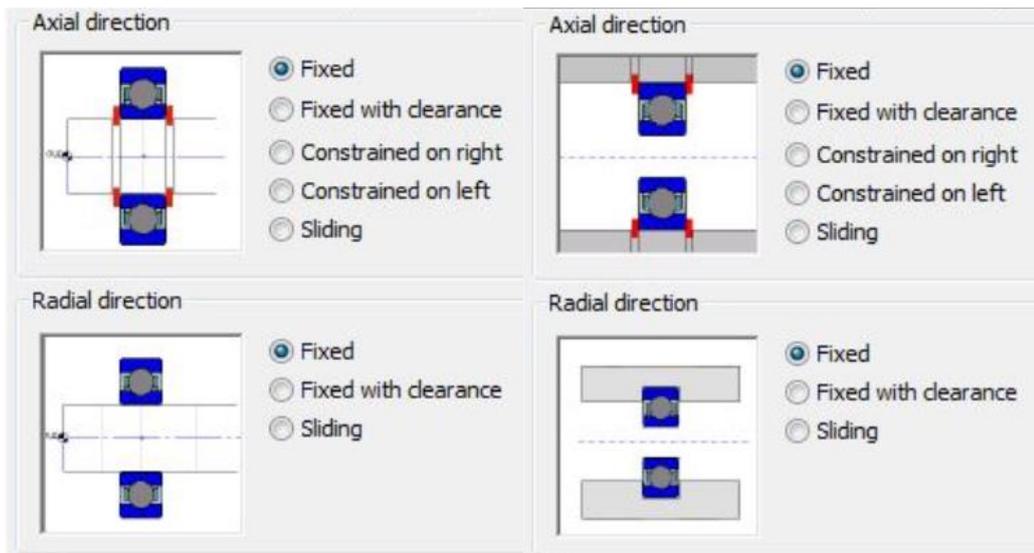


Figura 3.37 – Montaggio del cuscinetto con blocco assiale e radiale (cuscinetti A2-B2)



Figura 3.38 – Montaggio del cuscinetto con blocco radialmente ma libero assialmente (cuscinetti A1-B1)

3.5.2 Albero-mozzo disallineati rispetto all'asse dell'albero

Una delle situazioni più comuni e reali è quella descritta in figura 3.39; infatti a causa di problemi di montaggio spesso gli assi dei due alberi non risultano perfettamente allineati causando dei sovraccarichi sui cuscinetti (*tilting moment*).

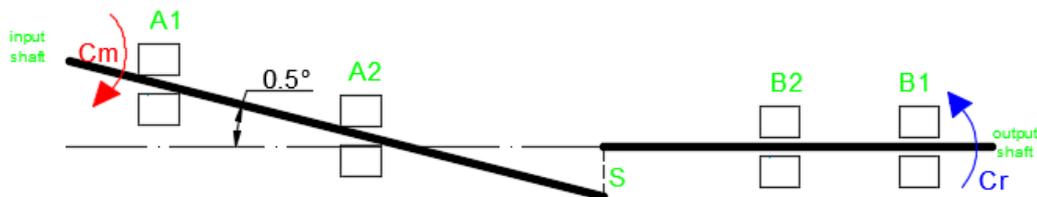


Figura 3.39 – Sistema albero-mozzo disallineato rispetto all'asse

Si inserisce dunque un *tilt pre-load* causato da un disallineamento angolare di 0.5° .

Nomenclatura e montaggio dei cuscinetti rimangono gli stessi di quelli visti in precedenza.

3.5.3 Albero-mozzo disallineati rispetto al centro del contatto dello scanalato

L'accoppiamento così disallineato è il modello che più si avvicina al montaggio che è possibile ottenere con il banco di prova precedentemente descritto (Figura 3.40). Si analizza dunque questa configurazione per un possibile confronto con i valori sperimentali.

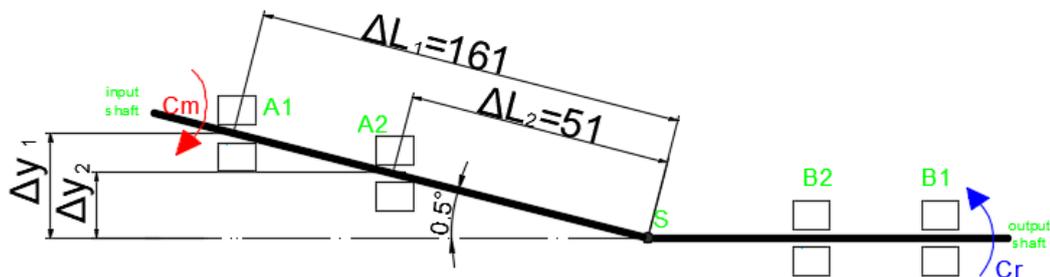


Figura 3.40 – Sistema albero-mozzo disallineato rispetto al centro del contatto dello scanalato

Vengono inseriti in codesto montaggio dei *displacement pre-loads*, funzioni del ΔY dei due cuscinetti rispetto alla loro posizione ideale lungo l'asse.

Considerando quindi sempre un angolo di disallineamento pari a 0.5° e conoscendo i ΔL , distanza di A1 e A2 rispetto al centro del contatto, si può calcolare facilmente il *displacement*:

$$\Delta Y_1 = \Delta L_1 \cdot \tan(0.5^\circ) = 161 \cdot \tan(0.5^\circ) = 1.405 \text{ mm} = 1405 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta Y_2 = \Delta L_2 \cdot \tan(0.5^\circ) = 51 \cdot \tan(0.5^\circ) = 0.445 \text{ mm} = 445 \text{ } \mu\text{m}$$

Nomenclatura e montaggio dei cuscinetti rimangono gli stessi di quelli visti in precedenza.

3.6 Risultati delle simulazioni: pressioni di contatto e reazioni vincolari sui cuscinetti

Di seguito vengono riportati i risultati sperimentali di interesse dei tre casi sopracitati, sempre partendo dall'accoppiamento in figura 3.41. Per ognuno dei casi si notino le pressioni di contatto, reazioni e spostamenti sui cuscinetti.

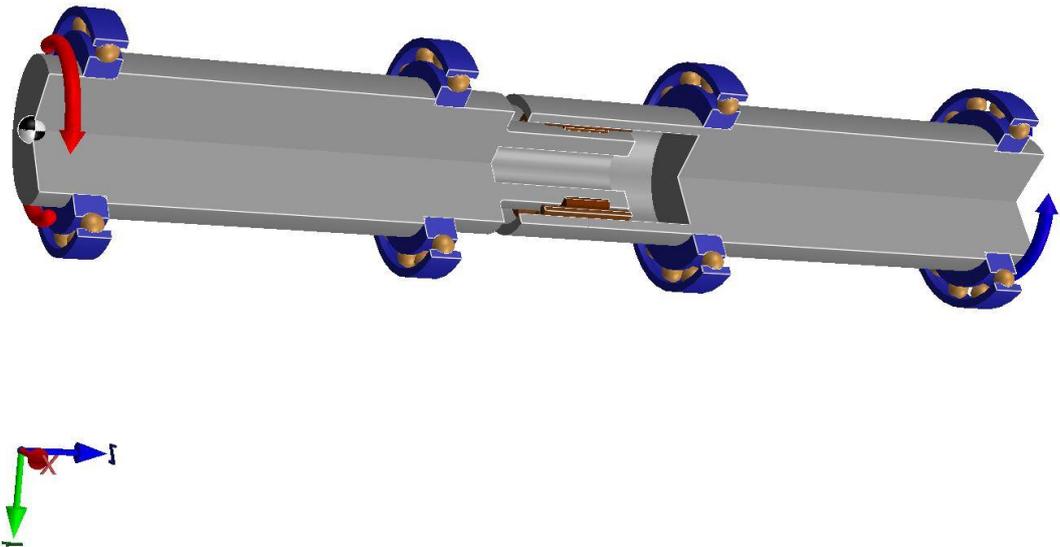


Figura 3.41 – Sistema albero-mozzo

3.6.1 Albero-mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e *crowning* pari a 20 μm

Si ricordi che per tutti i casi analizzati l'asse Z coincide con la direzione assiale, mentre l'asse Y sarà quello lungo cui verrà imposto un disallineamento ove previsto.

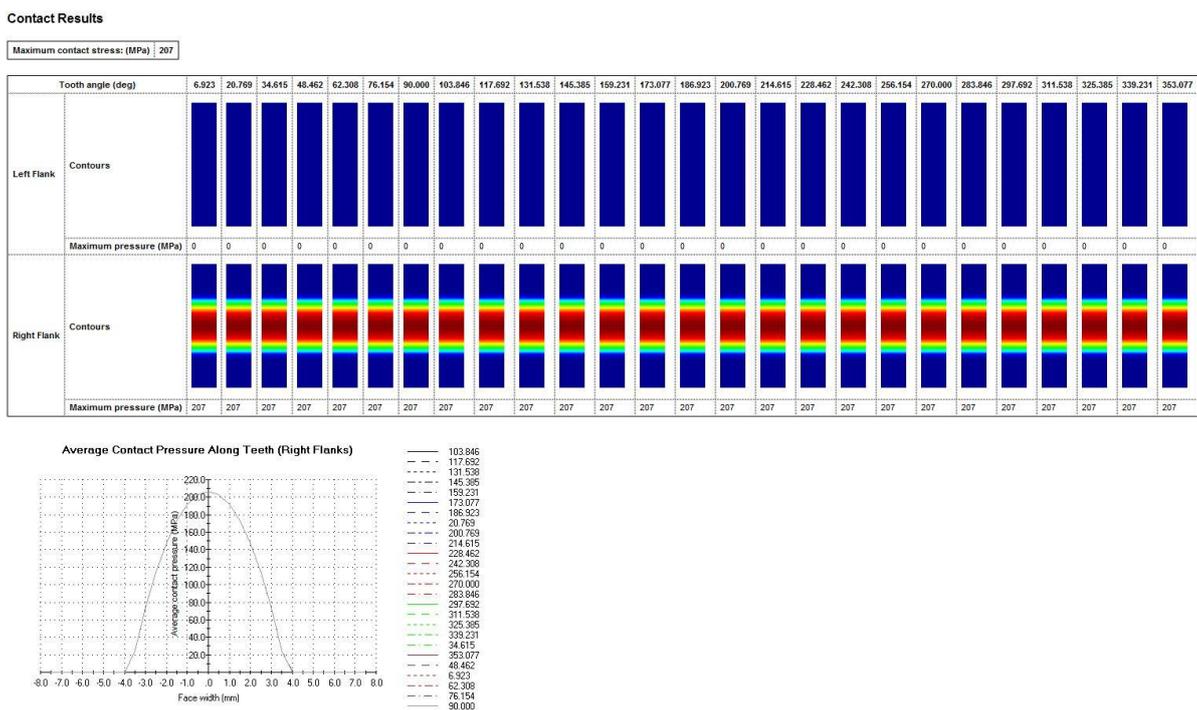


Figura 3.42 – Pressioni di contatto sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	0	0	0	0	0
Fy	0	0	0	0	0
Fz	0	0	0	0	0
Radial Force	0	0	0	0	0
Mx	0	0	0	0	0
My	0	0	0	0	0
Mz	0	0	0	0	-400
δx [μm]	0	0	0	0	0
δy	0	0	0	0	0
δz	0	0	0	0	0
Max Pc [Mpa]	207				

Tabella 3.5 – Risultati sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μm

Come prevedibile, i denti dello scanalato risultano tutti a contatto e assorbono equamente la coppia da trasferire; a causa della correzione sul profilo del dente l'orma di contatto non interessa tutta la faccia laterale ma solo una porzione di essa, aumentando la pressione massima; infine essendo tutti i denti a contatto e trasferendo tutti i denti la stessa forza, globalmente gli sforzi sui cuscinetti si

δy	0	0	0	0	0
δz	-3,79E+01	-37,93	-14,55	-14,55	-37,93
Max Pc [Mpa]	174				

Tabella 3.6 – Risultati sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning* 20 μm

Angolando uno dei due alberi alcuni denti dello scanalato azzerano il gioco presente tra i profili, entrano in contatto e si esercitano una pressione relativamente bassa. È da notare comunque come il solo disallineamento dia un suo contributo alle massime pressioni di contatto.

Si osservi come il solo disallineamento lungo l'asse dell'albero in direzione Y provochi un incremento importante nelle reazioni vincolari lungo la direzione x. Gli sforzi assiali rimangono invece pressoché nulli. Si registra un forte momento flettente che agisce quasi esclusivamente sull'albero disallineato e quindi sollecitato.

Per quanto concerne le deformazioni, i *displacement* risultano più rilevanti lungo la direzione assiale e quella opposta al disallineamento angolare

3.6.3 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 400 Nm e *crowning* pari a 20 μm

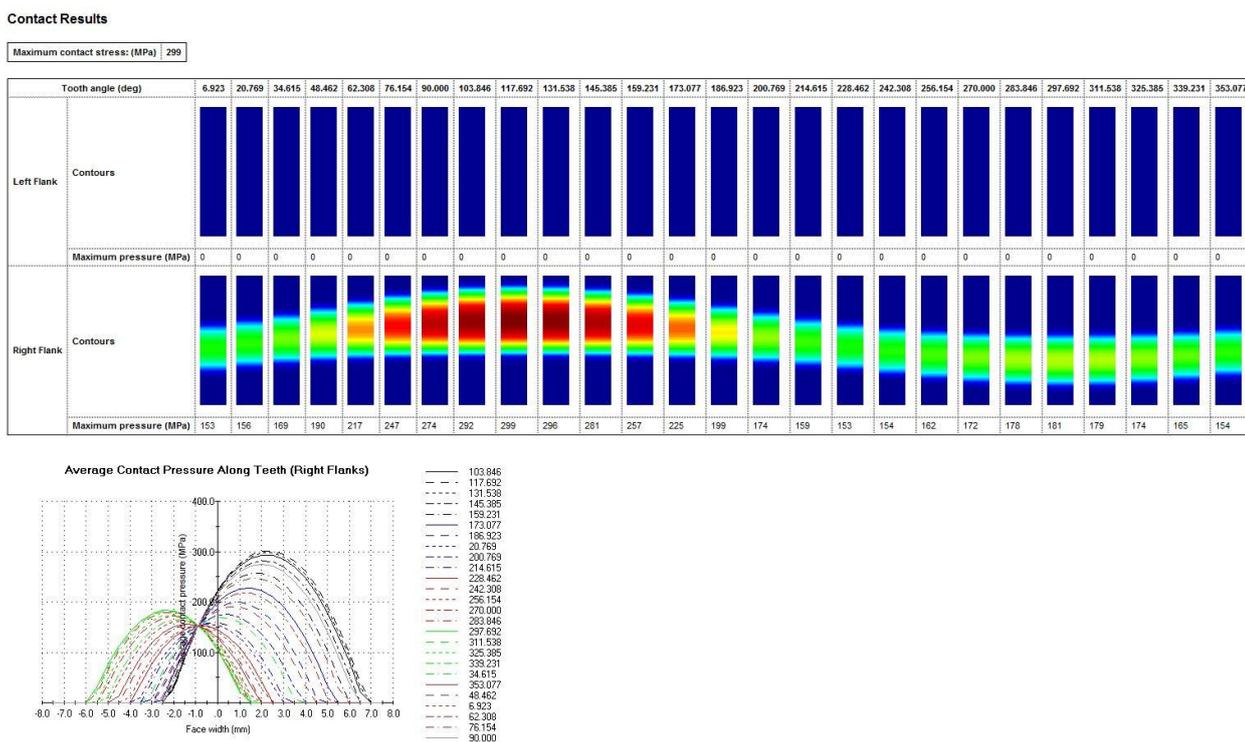


Figura 3.44 – Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	-20000	13750	-2037,4	8282,3	6245
Fy	0,003318	-0,01546	-0,005706	0,01821	0,01277
Fz	0,03204	-0,03652	0,03028	-0,01527	0
Radial Force	20000	13750	2037,4	8282,3	6245
Mx	0,00007668	0,000149	-2,89E-07	-0,00015	0,00003049
My	-1237,9359	-1317,2008	-0,1472	-1,02561	37,023852
Mz	0	0	0	0	-400,00858
δx [μm]	69,31	-48,49	24,84	-50,07	-97,72
δy	-1,083E-05	0,00005515	0,0001177	0,000168	0,0001383
δz	-2,81E+01	-28,14	-22,83	-22,83	-28,14
Max Pc [Mpa]	299				

Tabella 3.7 – Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μm

Aggiungendo al caso precedente una coppia di 400 Nm, cambiano totalmente le pressioni di contatto; prima di tutto si noti come con questa modifica geometrica, il solo *crowning*, si hanno ancora tutti i denti ingrananti a contatto,

con una suddivisione più equa della coppia da trasmettere; l'andamento sinusoidale è causato invece dal disallineamento angolare, con una massima pressione di contatto circa doppia rispetto al caso precedente: si deduce quindi che sia la coppia ma anche il disallineamento danno un contributo importante e non trascurabile.

Per quanto concerne gli sforzi si ritrova un aumento importante delle sollecitazioni sull'albero condotto, mentre più lieve, circa del 10% sull'albero motore.

Si riportano solo per questa casistica la visualizzazione 3D delle reazioni sui cuscinetti e della deformazione complessiva del sistema (Figura 3.45-3.46).

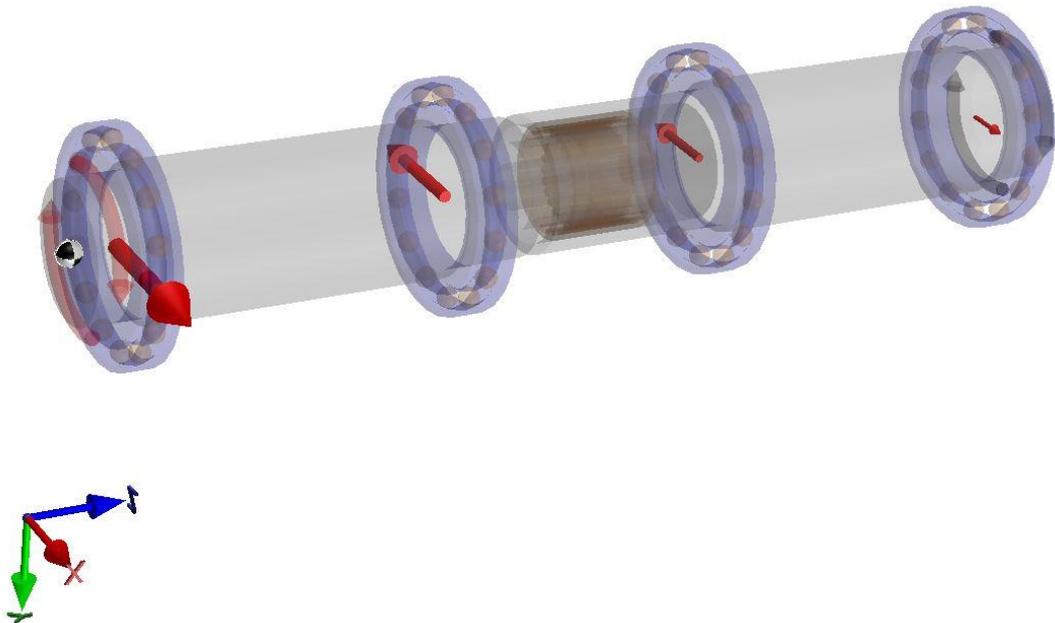


Figura 3.45 – Visualizzazione 3D delle reazioni vincolari

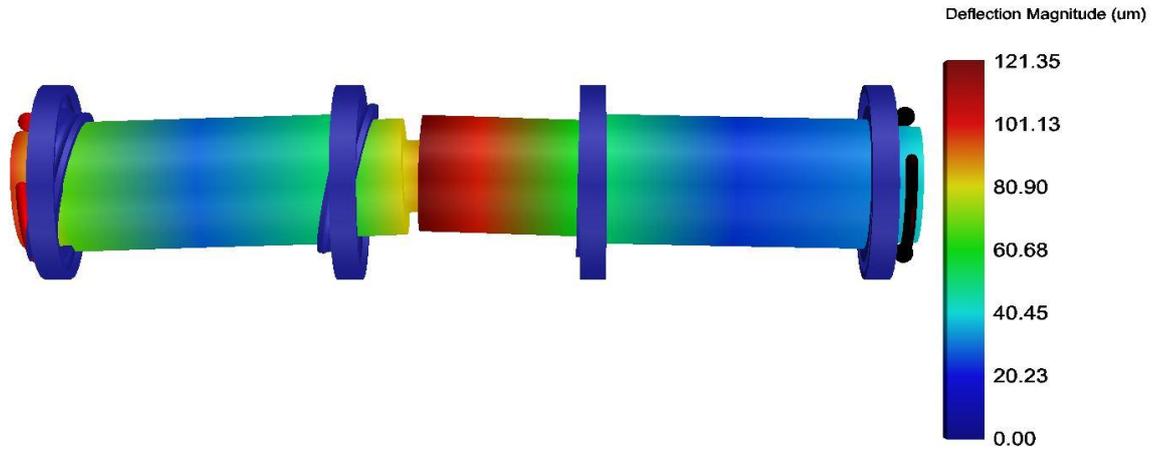


Figura 3.46 – Visualizzazione 3D della deformazione complessiva del sistema

3.6.4 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 0 Nm e *crowning* pari a 20 μm

Contact Results

		Maximum contact stress: (MPa) 370																									
		Tooth angle (deg)																									
		6.923	20.769	34.615	48.462	62.308	76.154	90.000	103.846	117.692	131.538	145.385	159.231	173.077	186.923	200.769	214.615	228.462	242.308	256.154	270.000	283.846	297.692	311.538	325.385	339.231	353.077
Left Flank	Contours																										
	Maximum pressure (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Right Flank	Contours																										
	Maximum pressure (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	325	370	147	0	0	0	0	0	0	0	0	0

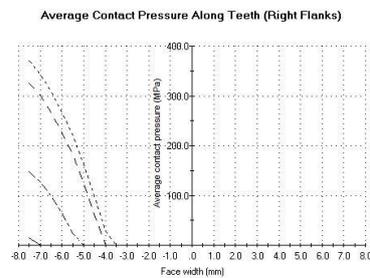
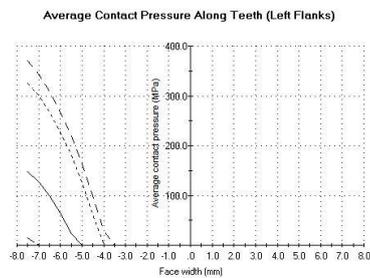


Figura 3.47 – Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	0,000908	-0,004532	-0,002439	0,005975	0,003824
Fy	-20680	17230	-1508,4	4956,9	3448,5
Fz	-0,09749	-0,02741	0,01243	-0,00561	0
Radial Force	20680	17230	1508,4	4956,9	3448,5
Mx	1200,47044	1228,50812	0,08902	0,4073	21,583306
My	-2,116E-05	-4,131E-05	-1,28E-06	9,48E-05	-0,0000243
Mz	0	0	0	0	-6,575E-06
δx [μm]	-2,92E-06	0,00001537	7,293E-05	0,000135	0,00003782
δy	-1333,04	-505,97	21,86	-38,08	-135,91
δz	-3,61E+01	-36,1	-18,3	-18,3	-36,1
Max Pc [Mpa]	370				

Tabella 3.8 – Risultati sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning* 20 μm

Si applica quindi un *tilt pre-load* sempre lungo la direzione Y; rispetto all'analogo caso di disallineamento angolare lungo l'asse si osservano delle massime pressioni di contatto più alte, dovute con grande probabilità ad una minore area di contatto su cui si scaricano gli sforzi nati dal disallineamento.

Le reazioni sui cuscinetti quantitativamente rimangono comparabili, ma si scaricano lungo la direzione Y piuttosto che sulla direzione X.

I *displacement* sono evidentemente più alti semplicemente per la diversa modalità di disallineamento.

3.6.5 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 400 Nm e *crowning* pari a 20 μm

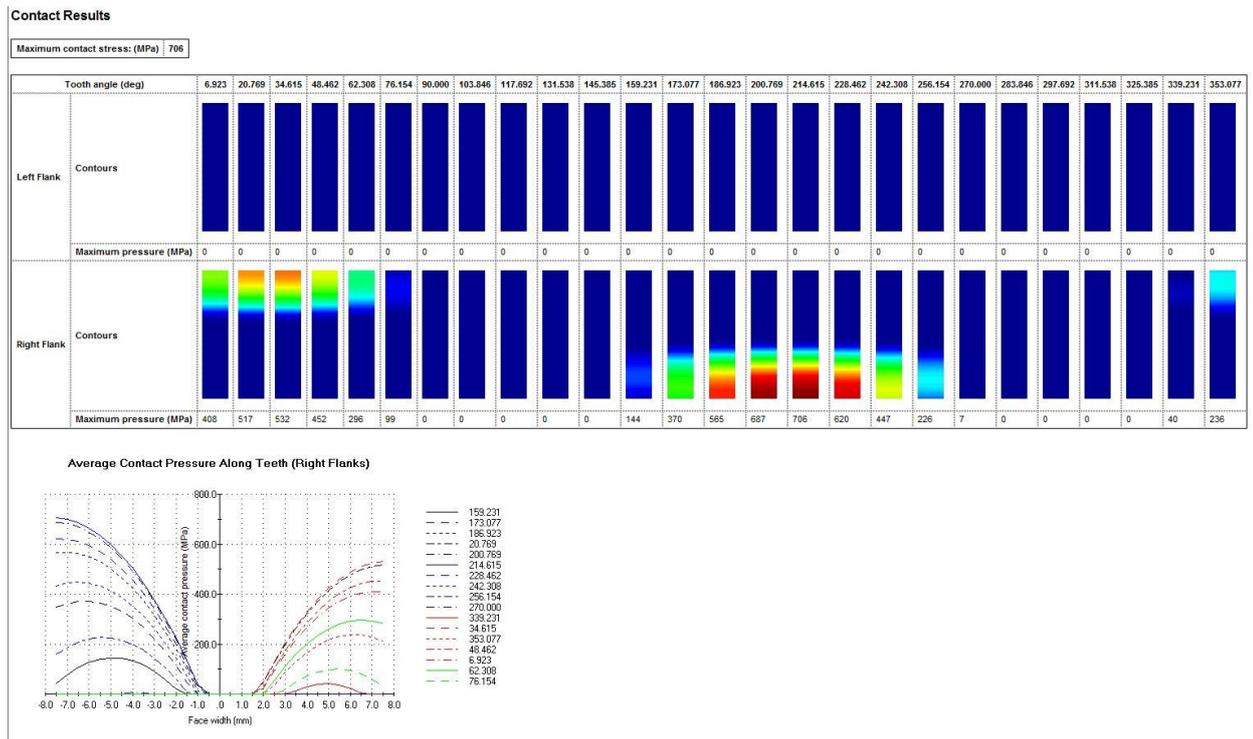


Figura 3.48 – Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μ m

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	1,5	-5,3	-0,9199	4,7	4
Fy	-20850	14370	-3644,8	10130	6480,1
Fz	-0,09859	-0,02236	0,01848	-0,01488	0
Radial Force	20850	14370	3644,8	10130	6480,1
Mx	1233,38374	1260,11185	0,2985	1,744837	130,79735
My	-0,02633	-0,05679	-0,000535	0,001221	0,05828
Mz	0	0	0	0	-400,06694
δx [μm]	-0,004888	0,01874	0,00831	-0,02521	0,05418
δy	-1333,08	-496,31	32,61	-55,97	-121,26
δz	-3,02E+01	-30,24	-29,27	-29,27	-30,24
Max Pc [Mpa]	706				

Tabella 3.9 – Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning* 20 μ m

È molto interessante osservare la distribuzione delle pressioni di contatto; ancora una volta la coppia circa raddoppia le massime pressioni di contatto, con

lo scanalato che alterna gruppi di denti ingrananti a gruppi di denti che non entrano in contatto.

La coppia si scarica ancora sui cuscinetti dell'albero condotto, facendone crescere le reazioni vincolari lungo l'asse Y.

Non si notano scorrimenti assiali rilevanti, se non a livello di microm, vista l'assenza di sforzi lungo l'asse Z.

3.6.6 Albero-mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

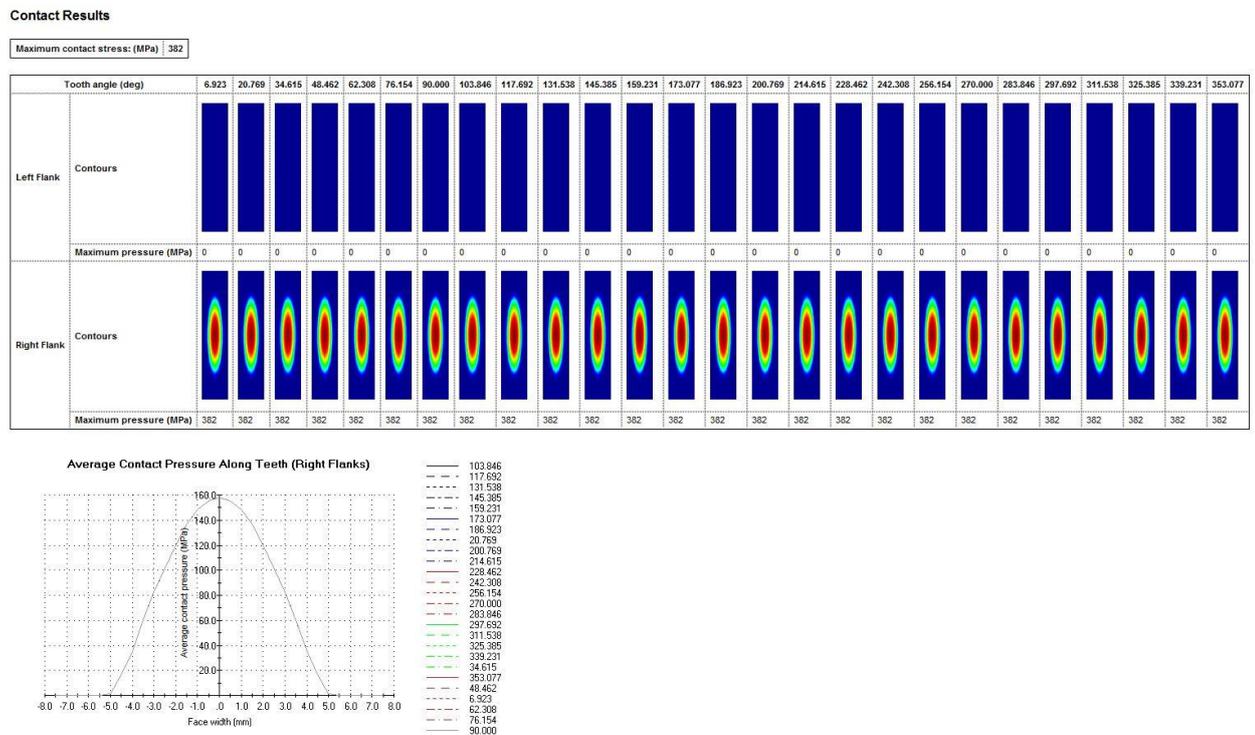


Figura 3.49 - Pressioni di contatto sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	0	0	0	0	0
Fy	0	0	0	0	0
Fz	0	0	0	0	0
Radial Force	0	0	0	0	0

Mx	0	0	0	0	0
My	0	0	0	0	0
Mz	0	0	0	0	-400
δx [μm]	0	0	0	0	0
δy	0	0	0	0	0
δz	0	0	0	0	0
Max Pc [Mpa]	382				

Tabella 3.10 – Risultati sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

È interessante notare come, grazie alla doppia modifica della micro-geometria, l'area di contatto si restringe ancora ulteriormente ottenendo un profilo ellissoidale ridotto rispetto ai casi precedenti e causando un aumento delle pressioni locali, che tanto più crescono quanto più si riduce l'area di contatto. Le reazioni continuano a rimanere nulle essendo il sistema perfettamente allineato come precedentemente descritto.

3.6.7 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 0 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

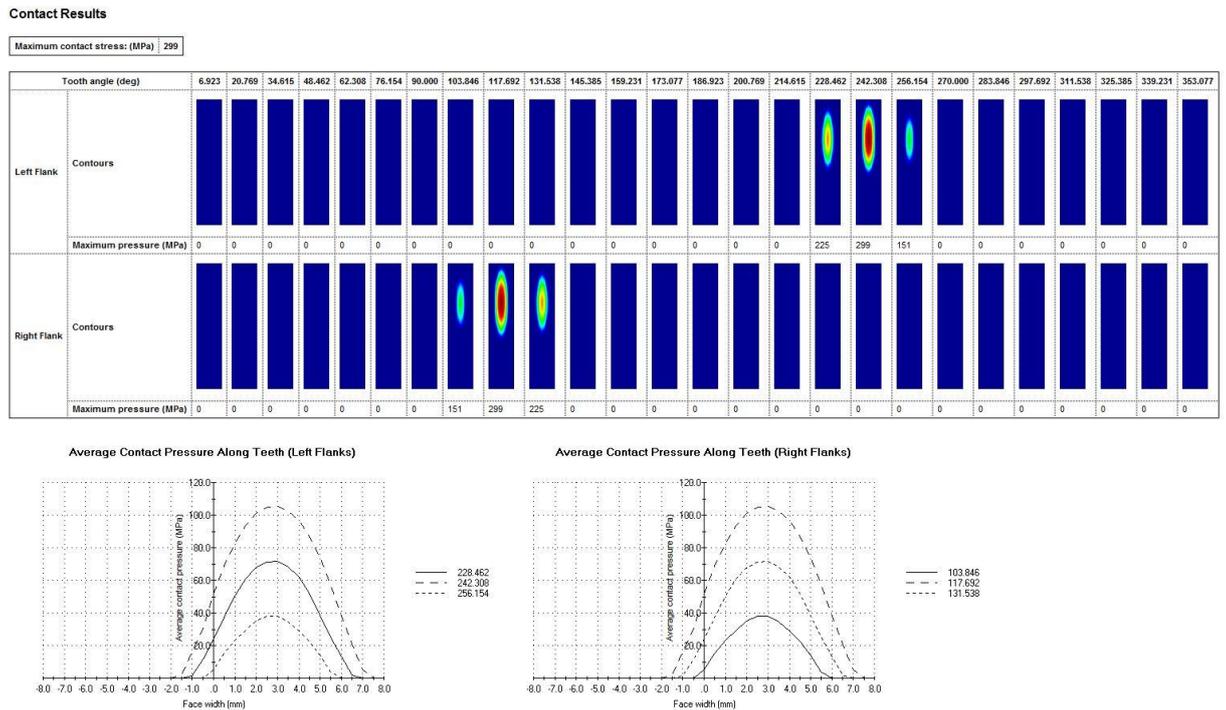


Figura 3.50 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	-20680	18290	-851	3243,8	2392,9
Fy	-0,0004581	0,001854	-1,79E-04	-1,96E-03	-0,001314
Fz	0,1906	-0,03708	1,06E-02	-9,74E-03	0
Radial Force	20680	18290	851	3243,8	2392,9
Mx	-8,608E-06	-1,825E-05	2,43E-07	8,80E-06	3,527E-06
My	-1188,7272	-1214,5473	-4,38E-02	-0,1814	6,664788
Mz	0	0	0	0	1,99E-07
δx [μm]	72,15	-64,47	1,76E+01	-30,81	-142,54
δy	1,473E-06	-6,19E-06	9,11E-06	-5,07E-05	-0,0000167
δz	-38,26	-38,26	-14,18	-14,18	-3,83E+01
Max Pc [Mpa]	299				

Tabella 3.11 – Risultati sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

Confrontano questa casistica con l'analogica con il profilo con il solo *crowning*, non si registrano modifiche significative per quanto concerne le reazioni vincolari. La doppia modifica geometrica sembrerebbe quindi impattare solo sulle pressioni di contatto.

3.6.8 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero con coppia uguale a 400 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

Contact Results

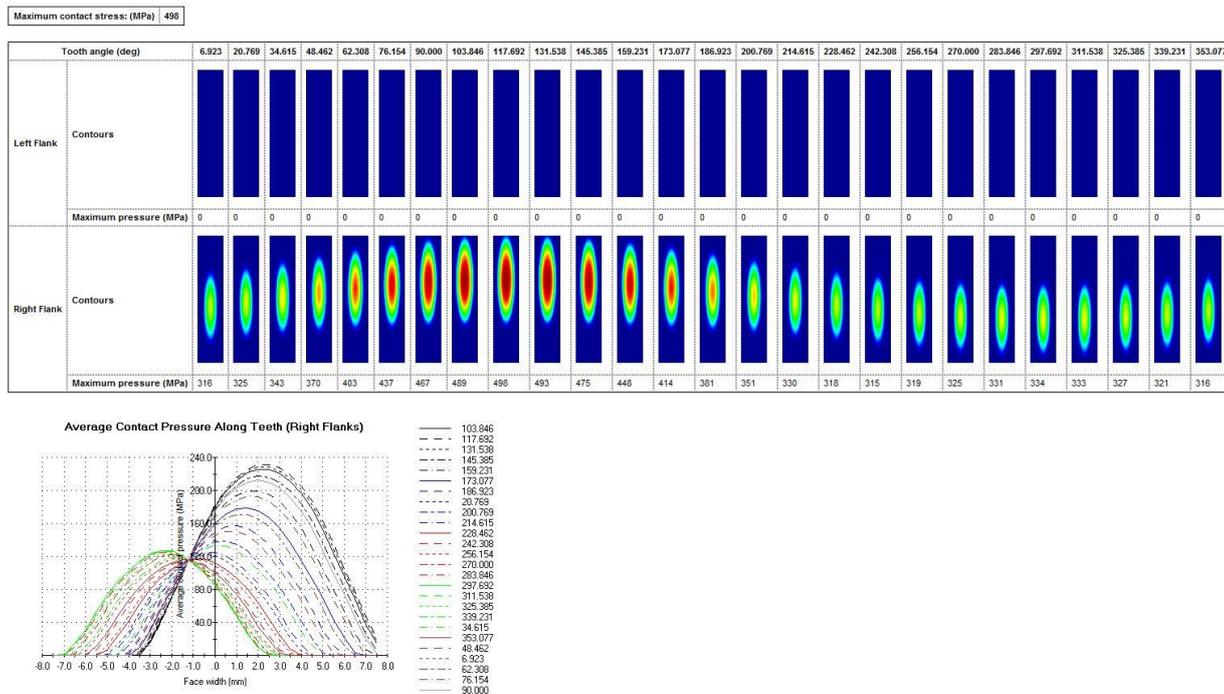


Figura 3.51 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	-20000	13780	-2036,9	8257,1	6220,3
Fy	0,001444	-0,009434	-0,004301	0,01272	0,008301
Fz	0,03209	-0,03671	0,02982	-0,01525	0
Radial Force	20000	13780	2036,9	8257,1	6220,3
Mx	0,00004637	0,00008029	0,00004062	-0,000121	0,0001236
My	-1237,575	-1316,204	-0,147	-1,020654	36,044065
Mz	0	0	0	0	-400,00011
δx [μm]	69,34	-48,61	24,84	-49,99	-98,13
δy	-4,715E-06	0,00003359	0,0004348	0,0002083	0,00007339
δz	-2,82E+01	-28,22	-22,81	-22,81	-28,22
Max Pc [Mpa]	498				

Tabella 3.12 – Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

Applicando la coppia oltre che il disallineamento lungo l'asse dell'albero, si ripresenta l'andamento sinusoidale delle pressioni di contatto, che crescono a causa della ridotta area di scambio.

Si ha una pressione massima di 498 MPa a fronte dei 299 MPa del sistema non caricato.

Non si registrano variazioni importanti su sforzi e deformazioni rispetto all'analogo caso del sistema con il solo *crowning*.

3.6.9 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 0 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

Contact Results

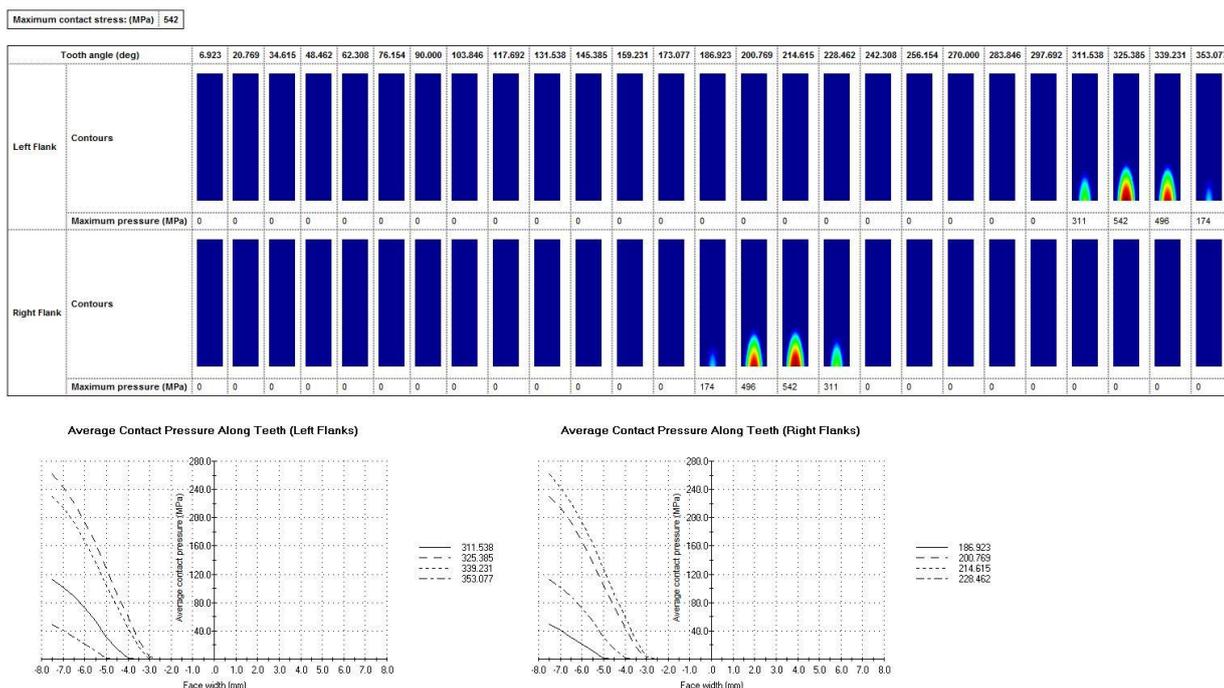


Figura 3.52 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	-0,0002413	0,001212	0,0007094	-0,001606	-0,0009669
Fy	-2,07E+04	1,74E+04	-1,42E+03	4687,3	3,26E+03

Fz	-0,09728	-0,0276	1,17E-02	-1,14E-02	0
Radial Force	20700	17430	1422,9	4687,3	3264,5
Mx	1198,30249	1224,93213	8,23E-02	3,65E-01	19,85377
My	5,619E-06	0,00001105	-2,16E-05	-7,52E-07	5,887E-06
Mz	0	0	0	0	-9,205E-09
δx [μm]	7,756E-07	-4,097E-06	1,82E-04	2,63E-05	-0,0000101
δy	-1332,96	-506,66	21,34	-37	-137,56
δz	-36,53	-36,53	-17,75	-17,75	-36,53
Max Pc [Mpa]	542				

Tabella 3.13 – Risultati sistema disallineato, coppia 0 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

3.6.10 Albero-mozzo disallineato di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato con coppia uguale a 400 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

Contact Results

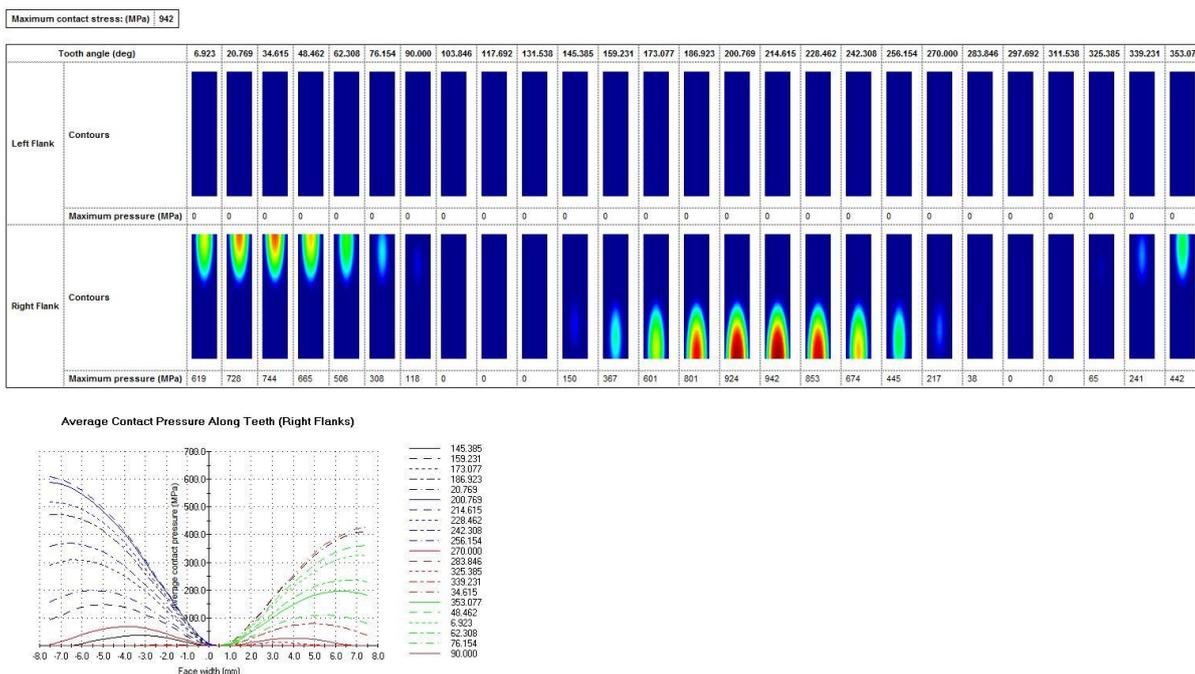


Figura 3.53 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

	A1	A2	B1	B2	S
Fx [N]	-0,093	0,06469	-0,14	0,1682	0,2273
Fy	-20820	14360	-3567,7	10020	6453,6

Fz	-0,09879	-0,02377	0,01833	-0,018	0
Radial Force	20820	14360	3567,7	10020	6453,6
Mx	1233,37673	1262,19176	0,2886	1,702193	123,410014
My	0,000372	0,002015	0,00005566	9,273E-05	-0,01407
Mz	0	0	0	0	-400,04497
δx [μm]	0,0002997	-0,0002332	0,00127	-0,000542	-120,39
δy	-1333,18	-496,26	32,27	-55,65	-120,39
δz	-3,02E+01	-30,19	-28,96	-28,96	-30,19
Max Pc [Mpa]	942				

Tabella 3.14 – Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

3.7 Sistema albero-doppio mozzo

Un'ulteriore tipica configurazione degli accoppiamenti scanalati è la *doppia articolazione* (Figura 3.54); qualora sia necessaria, per esempio, una certa flessibilità tra l'*input* ed *output shaft* si può inserire un albero ausiliario con un doppio accoppiamento scanalato.

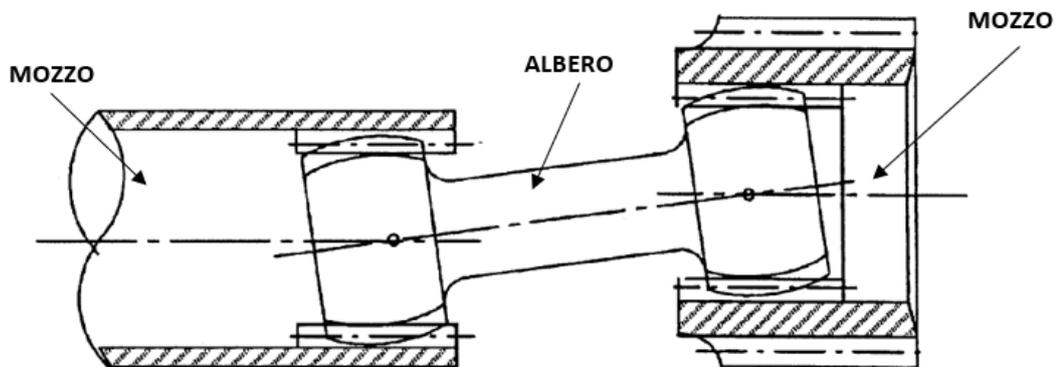


Figura 3.54 – Doppia articolazione

È indubbio che in tale struttura variano in maniera importante pressioni di contatto, usura lungo i profili del dente e reazioni vincolari.

Può essere interessante quindi vedere quali denti e come entrano in contatto se le *spline couplings* lavorano in condizioni ideali e quindi allineate o se si ammette un certo grado di disallineamento.

Per entrambi i casi si carica il sistema con una coppia motrice di 400 Nm ed una velocità di rotazione di 3000 rpm.

Per i due mozzi, di cui uno rappresenta l'*input shaft* e l'altro *output shaft*, si usa la geometria vista per il caso (Figure 3.22-3.23, Tabella 3.4), così come rimane identico il montaggio dei cuscinetti mentre si riprogetta l'albero centrale o *middle shaft*, di cui si propongono di seguito le dimensioni e caratteristiche tecniche.



Figura 3.55 – Modello CAD dell'albero centrale

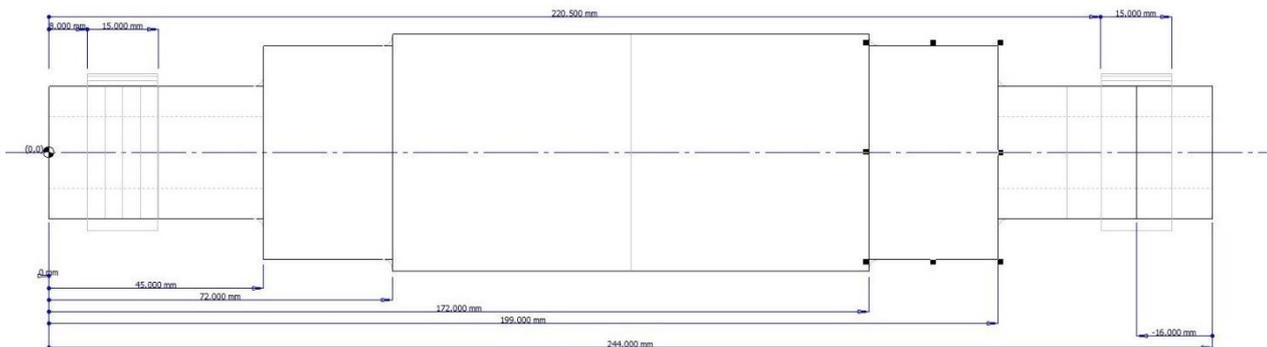


Figura 3.56 – Disegno tecnico laterale dell'albero centrale

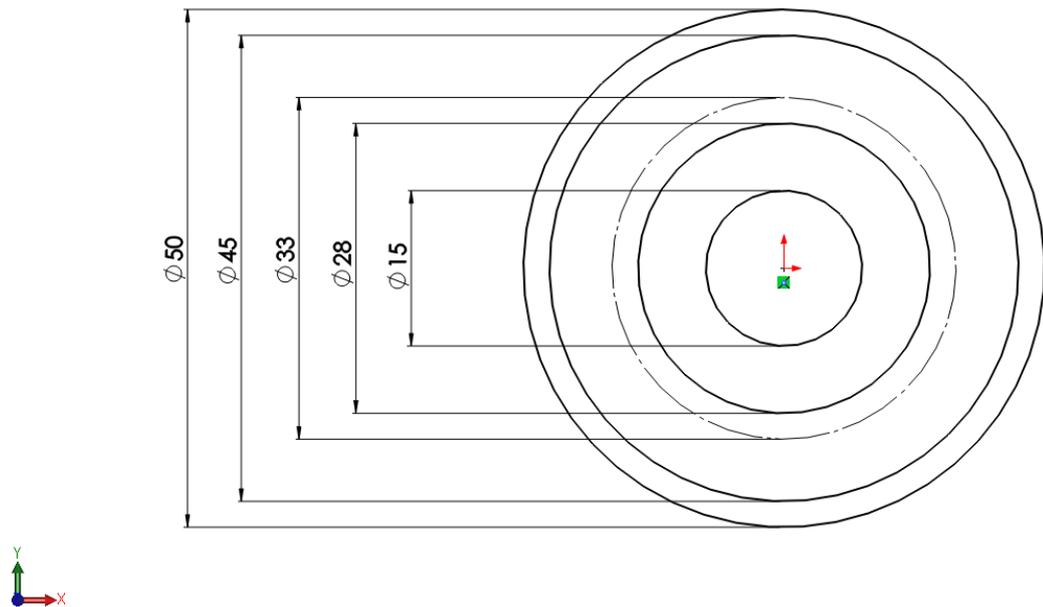


Figura 3.57 – Disegno tecnico frontale dell'albero centrale

<i>Length (mm)</i>	244
<i>Smallest Section Diameter (mm)</i>	28,00
<i>Largest Section Diameter (mm)</i>	50,00
<i>Material Name</i>	42CrMo4 +QT, EN10083
<i>Material Type</i>	Steel
<i>Surface Treatment Name</i>	nitrided
<i>Surface Treatment Finish Type</i>	finish
<i>Mass (kg)</i>	2.519
<i>Polar Inertia (kgmm²)</i>	690
<i>Transverse Inertia (kgmm²)</i>	7494

Tabella 3.15 – Caratteristiche tecniche dell'albero

L'albero possiede due scanalati esterni con larghezza di fascia di 15 mm ed è sprovvisto di cuscinetti.

Per completezza in figura 3.58 si propone il sistema completo.

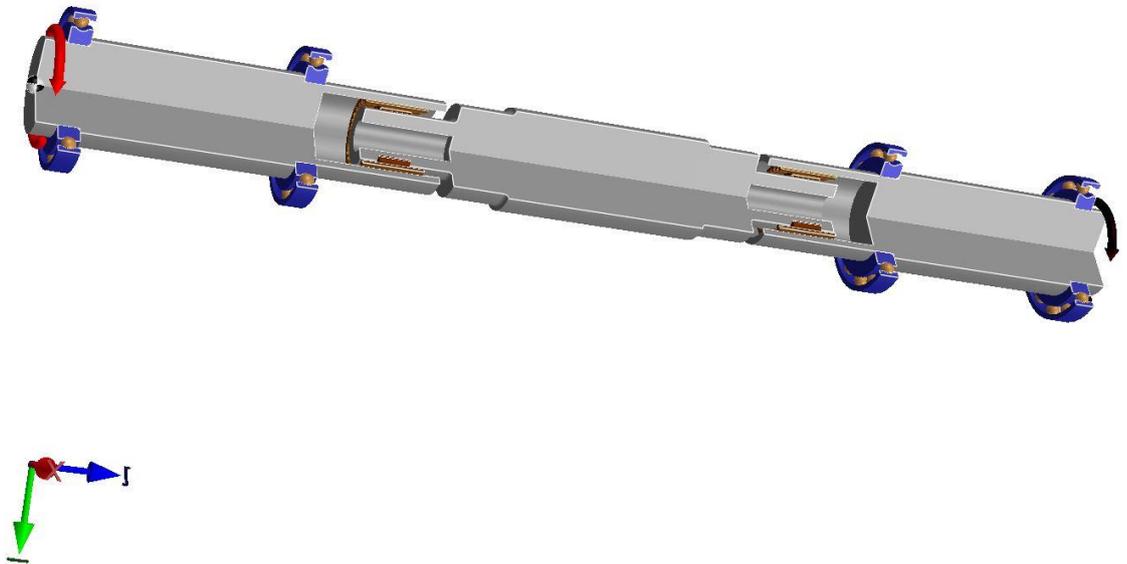


Figura 3.58 – Sistema albero-doppio mozzo

3.7.1 Albero-doppio mozzo allineati



Figura 3.59 – Sistema albero-doppio mozzo allineato

Si propone la stessa nomenclatura usata in precedenza con:

- S_1 : scanalato *input shaft-middle shaft*;
- S_2 : scanalato *middle shaft-output shaft*.

I cuscinetti A1 e B1 vengono lasciati liberi di scorrere assialmente, mentre i cuscinetti A2 e B2 sono vincolati sia radialmente che assialmente

3.7.2 Albero-doppio mozzo disallineati rispetto all'asse dell'albero di 0.5°

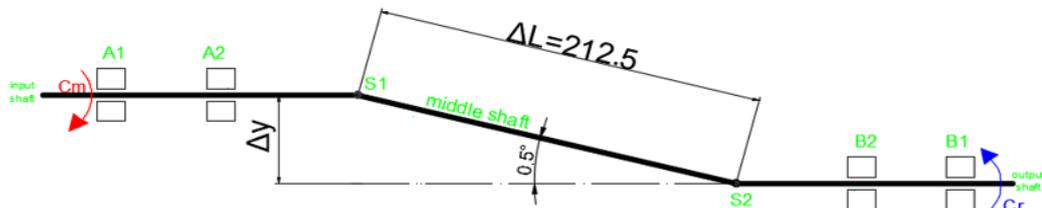


Figura 3.60 – Sistema albero-doppio mozzo disallineato

Vengono inseriti in codesto montaggio dei *displacement pre-loads*, funzioni del ΔY dei due cuscinetti B2 e B1.

Considerando un angolo di disallineamento pari a 0.5° e conoscendo il ΔL dell'albero centrale tra i punti di contatto dei due accoppiamenti scanalati si può calcolare facilmente il *displacement*:

$$\Delta Y = \Delta L * \tan(0.5^\circ) = 212.5 * \tan(0.5^\circ) = 1.8545 \text{ mm} = 1854.5 \text{ } \mu\text{m}$$

Nomenclatura e montaggio dei cuscinetti rimangono gli stessi di quelli visti in precedenza.

3.8 Risultati delle simulazioni: pressioni di contatto

3.8.1 Albero-doppio mozzo allineato con coppia uguale a 400 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

Effetti del disallineamento: *tilting moment* e *friction moment*

Contact Results

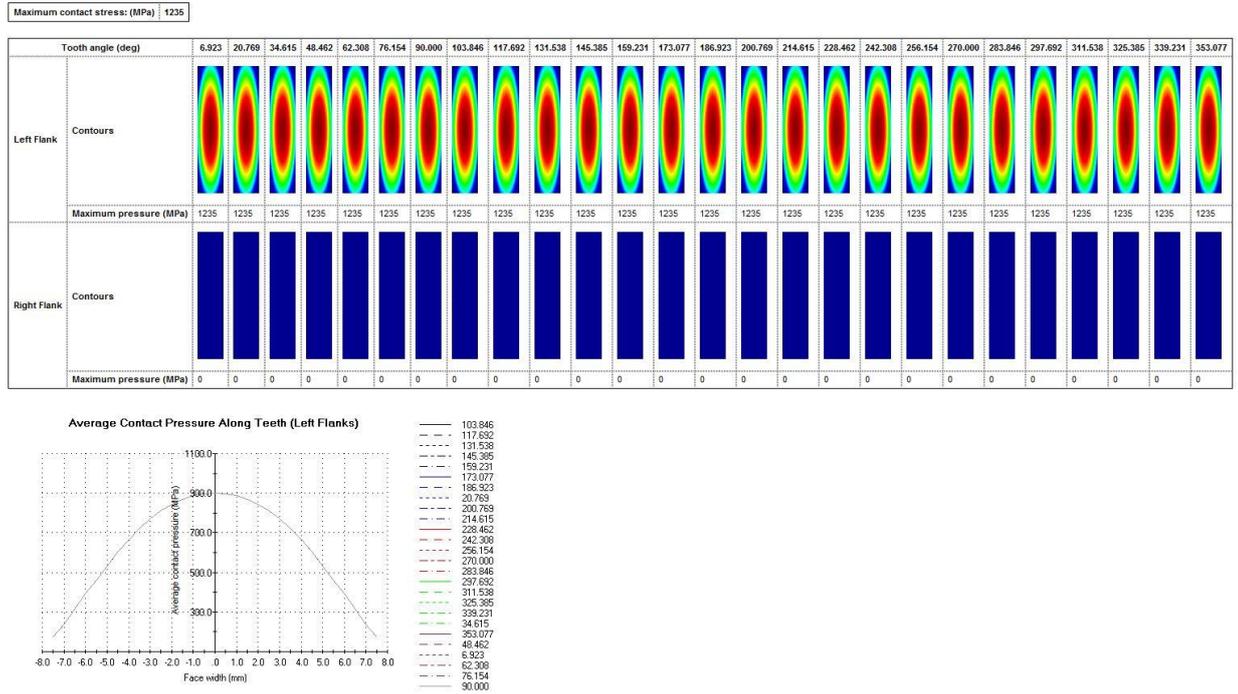


Figura 3.61 – Pressioni di contatto scanalato *input-middle shaft* sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μ m

Contact Results

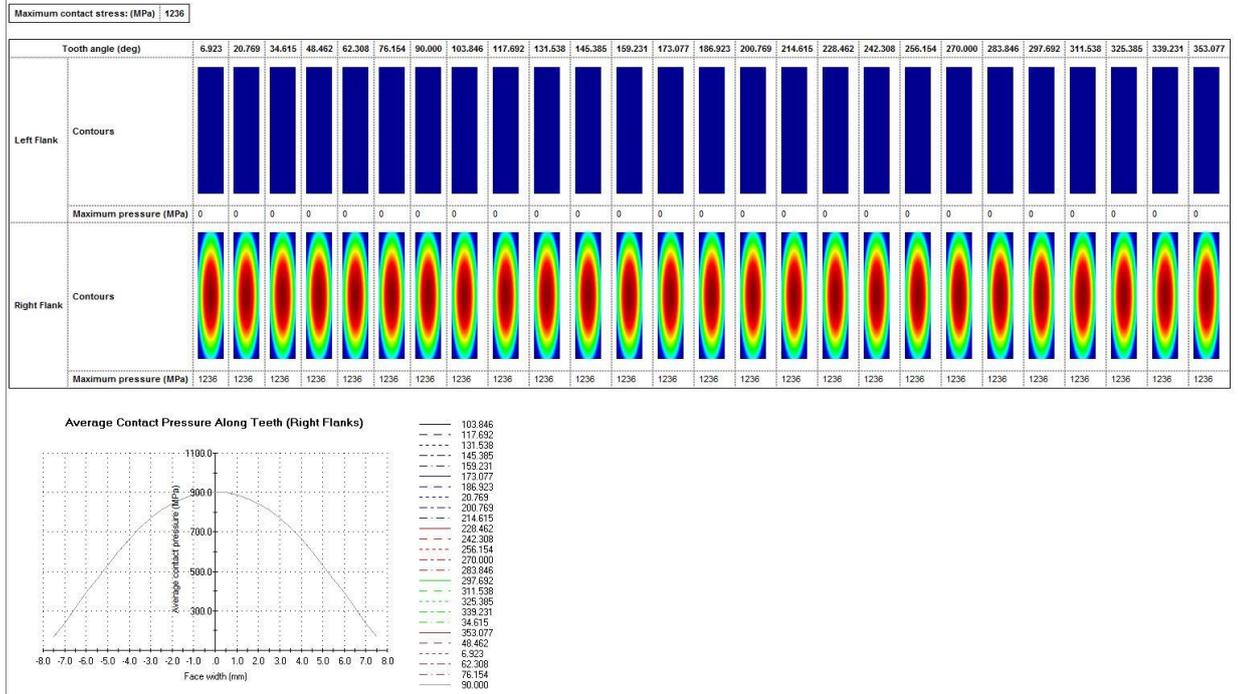


Figura 3.62 – Pressioni di contatto scanalato *middle-output shaft* sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μ m

	A1	A2	B1	B2	S ₁	S ₂
F_x [N]	0	0	0	0	0	0
F_y	0	0	0	0	0	0
F_z	0	0	0	0	0	0
Radial Force	0	0	0	0	0	0
M_x	0	0	0	0	0	0
M_y	0	0	0	0	0	0
M_z	0	0	0	0	-400	400
δ_x [μm]	0	0	0	0	0	0
δ_y	0	0	0	0	0	0
δ_z	0	0	0	0	0	0
Max Pc S₁ [Mpa]	1235					
Max Pc S₂	1236					

Tabella 3.16 – Risultati sistema allineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

I maggiori sforzi che agiscono sul sistema estendono vistosamente l'area di contatto tra i denti ingranati, con una pressione di contatto massima pari a 1236 MPa.

La distribuzione invece risulta centrata ed omogenea tra i vari denti grazie alle condizioni ideali di allineamento.

3.8.2 Albero-doppio mozzo disallineato di 0.5° con coppia uguale a 400 Nm e *crowning-barrelling* pari a 20 μm

Effetti del disallineamento: *tilting moment* e *friction moment*

Contact Results

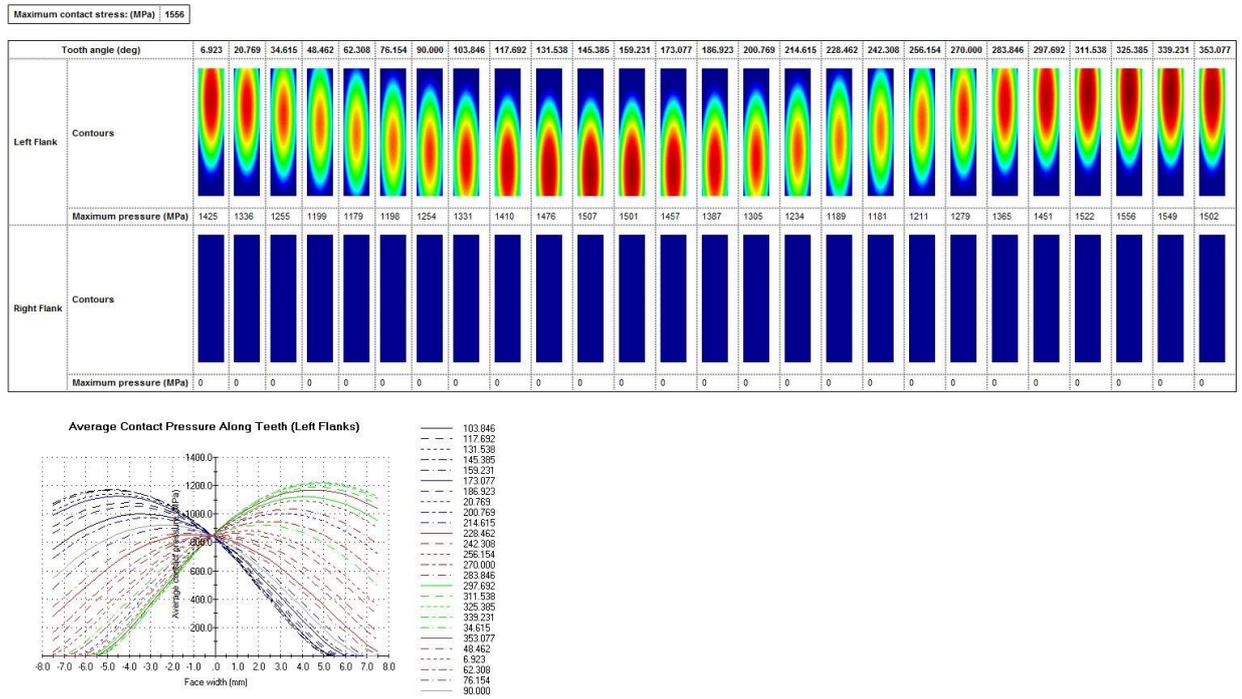


Figura 3.63 – Pressioni di contatto scanalato *input-middle shaft* sistema disallineato, coppia 400 Nm e crowning-barrelling 20 μ m

Contact Results

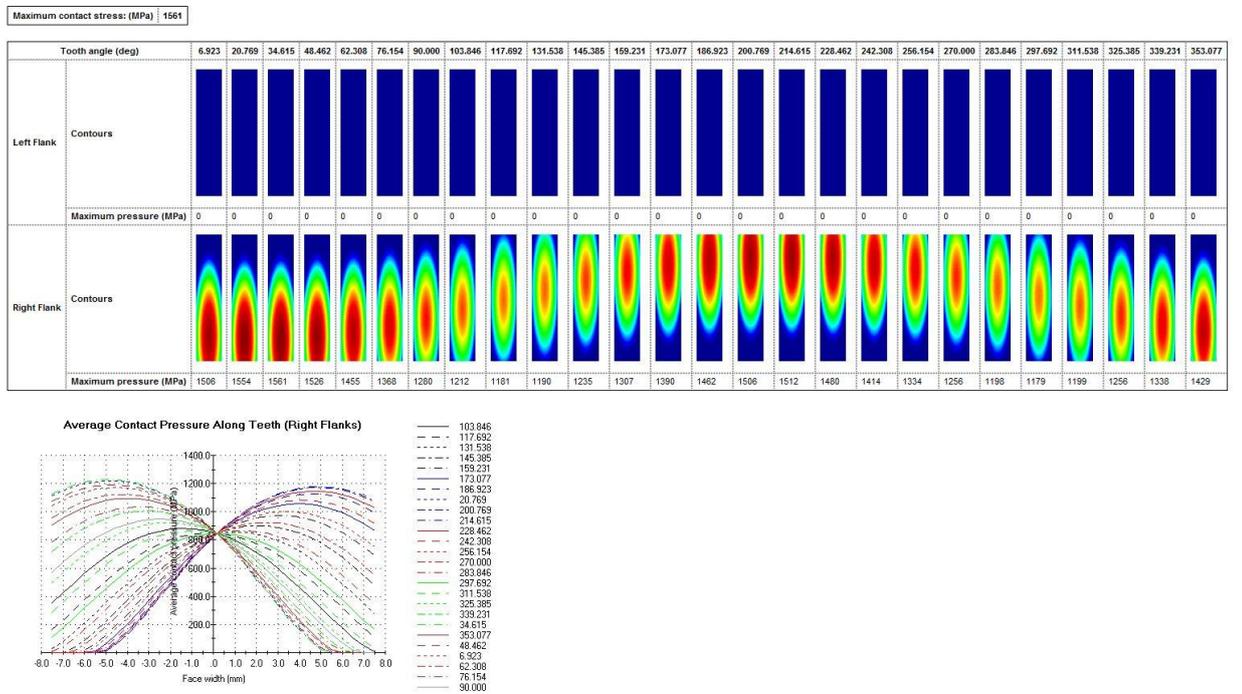


Figura 3.64 – Pressioni di contatto scanalato *middle-output shaft* sistema disallineato, coppia 400 Nm e crowning-barrelling 20 μ m

	A1	A2	B1	B2	S ₁	S ₂
F_x [N]	0.0000657	-3,74E-03	-1,28E-02	1,65E-02	-4016,6	-3,67E-03
F_y	-5399.2	9415,9	5401,7	-9418,3	-4016,6	4016,6
F_z	-0.0202	-2,02E-02	-4,31E-02	-2,06E-02	0	0
Radial Force	5399.2	9,42E+03	5401,7	9418,3	4016,6	4016,6
M_x	-0.5025	-1,92328	-0,5011	-1,92448	425,632324	427,9051
M_y	3E-06	3,26E-04	3,34E-06	-4,75E-06	-4,78E-04	1,26E-03
M_z	0	0	0	0	-4000	4000
δ_x [μm]	0-4.02E-05	-3,95E-04	9,02E-05	-8,94E-05	-5,43E-04	-2,52E-04
δ_y	039.8	-5,37E+01	-1894,31	-1800,79	-1,31E+02	-1724,14
δ_z	034	34	-34,01	-34,01	34	-34,01
Max Pc S₁ [Mpa]	1556					
Max Pc S₂	1561					

Tabella 3.17 – Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm

Il disallineamento provoca una diversificazione nella distribuzione di pressione tra i vari denti, con un evidente andamento armonico; è possibile infatti notare come vi siano denti più sollecitati e altri meno stressati; l'alternanza però dei denti caricati e non caricati risulta essere la stessa del sistema ad una articolazione e disallineamento angolare rispetto al centro del contatto dello scanalato, con la differenza che in questo caso i denti risultano tutti a contatto a causa dell'effetto aumentato del disallineamento dovuto alla maggiore estensione del sistema.

Tale sovraccarico aumenta inoltre le massime pressioni di contatto che risultano 1556 MPa e 1551 MPa rispettivamente per gli scanalati S1 e S2.

3.9 Influenza della coppia torcente: incremento della coppia a parità di disallineamento

Si vuole valutare come le pressioni di contatto e le reazioni sui cuscinetti varino in funzione della coppia; si mantengono quindi geometria e condizione di

disallineamento e si raddoppia la coppia fino a 800 Nm. Questa condizione servirà anche come controprova per la validazione o meno del modello teorico. Si ripropone il sistema disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero motore, con coppia pari a 800 Nm, *crowning* e *barrelling* pari a $20 \mu\text{m}$ e si confrontano i relativi risultati con quelli visti nel paragrafo 3.6.8.

Di seguito si riporta in figura 3.65 l'andamento delle pressioni di contatto.

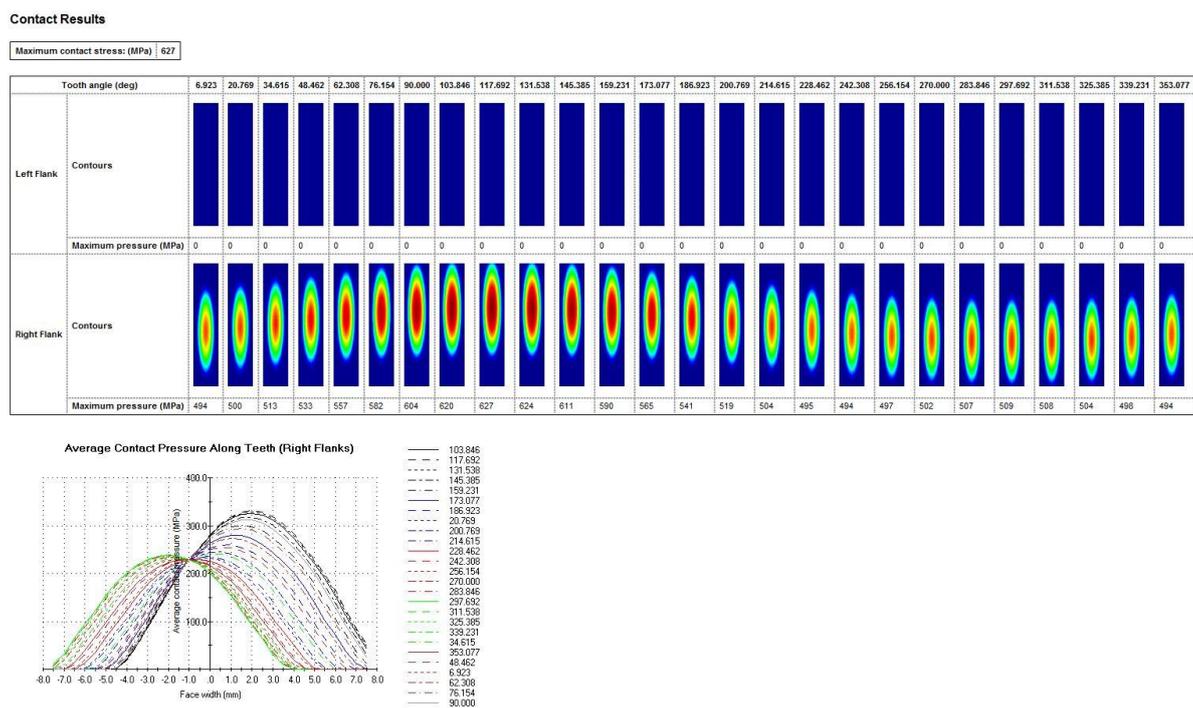


Figura 3.65 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 800 Nm e *crowning-barrelling* $20 \mu\text{m}$

	A1	A2	B1	B2	S
Fx	-1,99E+04	1,37E+04	-1827,4	8,04E+03	6,21E+03
Fy	1,67E-03	-1,86E-02	-1,28E-02	2,79E-02	1,70E-02
Fz	8,78E-02	-1,30E-01	3,59E-02	-1,52E-02	0
Radial force	1,99E+04	1,37E+04	1827,4	8,04E+03	6214,9
Mx	9,05E-05	1,37E-04	-3,15E-05	-1,83E-04	4,51E-04
My	-1,24E+03	-1,32E+03	-1,31E-01	-9,45E-01	5,90E+01
Mz	0	0	0	0	-800
δx	6,90E+01	-4,81E+01	23,69	-4,93E+01	-9,46E+01
δy	-5,46E-06	6,60E-05	-2,36E-05	1,59E-04	1,22E-04
δz	-2,79E+01	-2,79E+01	-21,94	-2,19E+01	-27,87
Max Pc [Mpa]	627				

Tabella 3.18 - Risultati sistema disallineato, coppia 800 Nm, *crowning-barrelling* $20 \mu\text{m}$

Si era notato in precedenza come la coppia torcente si scaricasse quasi esclusivamente sui cuscinetti dell'albero condotto; tale comportamento si conserva anche in questo caso di studio, dove il raddoppio della coppia provoca un aumento delle reazioni dei cuscinetti dell'*output shaft*.

3.10 Confronto tra accoppiamenti scanalati con numero di denti pari e dispari

Si vuole confrontare il comportamento della *spline coupling* munita di un numero di denti pari e dispari. Per far questo si analizza il sistema disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero motore, con coppia pari a 400 Nm e *crowning* e *barrelling* pari a 20 µm con un numero di denti pari a 27 e si confrontano i relativi risultati con quelli visti nel paragrafo 3.6.8.

Di seguito si riporta in figura 3.66 l'andamento delle pressioni di contatto.

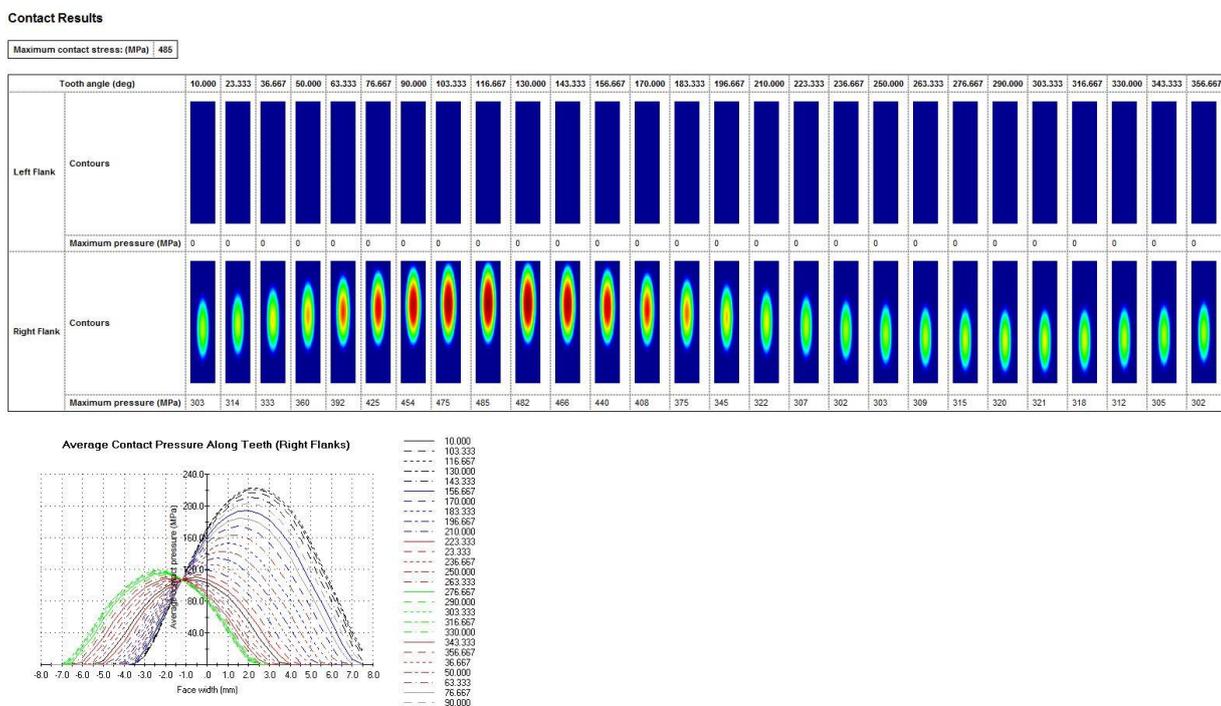


Figura 3.66 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 µm e numero di denti pari a 27

	A1	A2	B1	B2	S
F_x	-20010	13790	-2045,9	8268	6222,2
F_y	0,002856	-0,01346	-0,004944	0,01586	0,01062
F_z	0,03209	-0,03677	0,02971	-0,01526	0
Radial force	20010	13790	2045,9	8268	6222,2
M_x	6,67E-05	0,000129	0,00002268	-0,00014	3,12E-05
M_y	-1237,56	-1315,9	-0,1478	-1,02428	35,12727
M_z	0	0	0	0	-400
δ_x	69,35	-48,62	24,88	-50,02	-98,25
δ_y	-9,3E-06	4,8E-05	0,0002979	0,000202	0,00012
δ_z	-2,82E+01	-28,23	-22,84	-22,84	-28,23
Max P_c [Mpa]	482				

Tabella 3.19 - Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm, *crowning-barrelling* 20 μm e denti 27

Si nota una piccola riduzione della massima pressione di contatto, mentre viene mantenuto l'andamento armonico lungo i 27 denti dello scanalato. Questo è dovuto al fatto che avendo, un dente in presa in più, la coppa e quindi la pressione di contatto si distribuiscono su una superficie complessiva maggiore. Non si registrano invece variazioni importanti sulle reazioni vincolari e sulle deformazioni del sistema.

3.11 Confronto con accoppiamento scanalato a rigidità infinita

Per concludere si analizza il comportamento della *spline coupling* dotata di un materiale di rigidità infinita. Per tale ragione si ripropone il sistema disallineato di 0.5° rispetto all'asse dell'albero motore, con coppia pari a 400 Nm e *crowning* e *barrelling* pari a 20 μm ma con modulo elastico E molto più elevato rispetto a quello tipico del 42CrMo4; si paragonano infine i relativi risultati con quelli visti nel paragrafo 3.6.8.

Di seguito si riporta in figura 3.67 l'andamento delle pressioni di contatto.

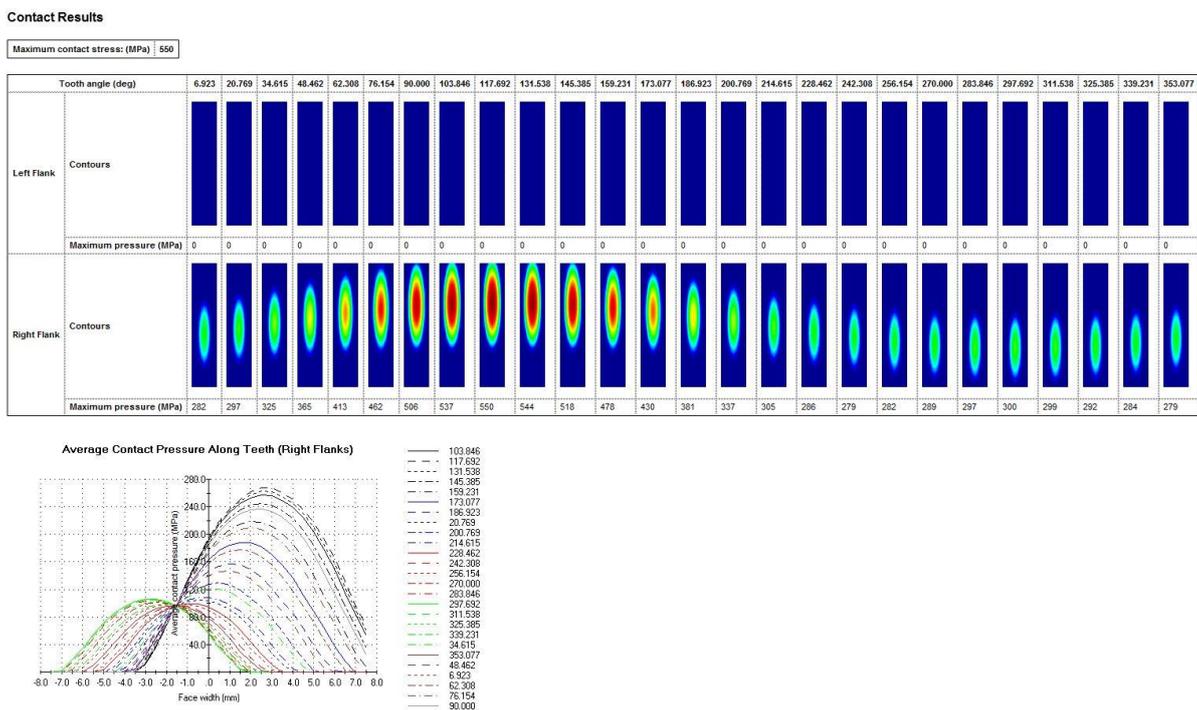


Figura 3.67 - Pressioni di contatto sistema disallineato, coppia 400 Nm e *crowning-barrelling* 20 μm e rigidezza infinita

	A1	A2	B1	B2	S
F_x	-2,33E+04	1,39E+04	-3182	1,26E+04	9429,4
F_y	-1,17E-02	6,45E-02	2,71E-02	-8,13E-02	-5,24E-02
F_z	5,93E-02	-1,40E+00	2,24E-02	-1,50E+00	0
Radial force	2,33E+04	1,39E+04	3182	1,26E+04	9429,4
M_x	-4,72E-04	-3,92E-04	2,95E-05	4,86E-04	-5,40E-04
M_y	-1,58E+03	-1,51E+03	-3,09E-01	-1,77E+00	43,88505
M_z	0	0	0	0	-399,969
δ_x	7,36E+01	-4,66E+01	3,05E+01	-6,35E+01	-1,02E+02
δ_y	3,80E-05	-2,26E-04	-2,61E-04	-3,56E-04	-3,49E-04
δ_z	-2,57E+01	-2,57E+01	-2,32E+01	-2,32E+01	-25,74
Max Pc [Mpa]	550				

Tabella 3.20 - Risultati sistema disallineato, coppia 400 Nm, *crowning-barrelling* 20 μm e rigidezza infinita

La rigidezza infinita della struttura provoca due effetti principali: per prima cosa si nota un aumento della massima pressione di contatto; questo è dovuto

principalmente al fatto che si ha una minore deformazione della superficie del dente, minore area di contatto ed aumento proporzionale della pressione.

In secondo luogo, la minore deformazione dell'albero stesso provoca un aumento dei carichi sui cuscinetti dovuti alla deformazione propria: si nota quindi un aumento delle reazioni vincolari. Il comportamento complessivo del sistema mantiene però la stessa tendenza.

3.12 Comparazione modello teorico e sperimentale

Si voglia ora comparare il modello teorico per il calcolo del *tilting moment* visto nel paragrafo 3.1.1 con i risultati sperimentali.

Per una prima validazione è stato realizzato e analizzato il modello FEM in Figura 3.68 e valutato il *tilting moment* con vari livelli di coppia e vari gradi di disallineamento [32].

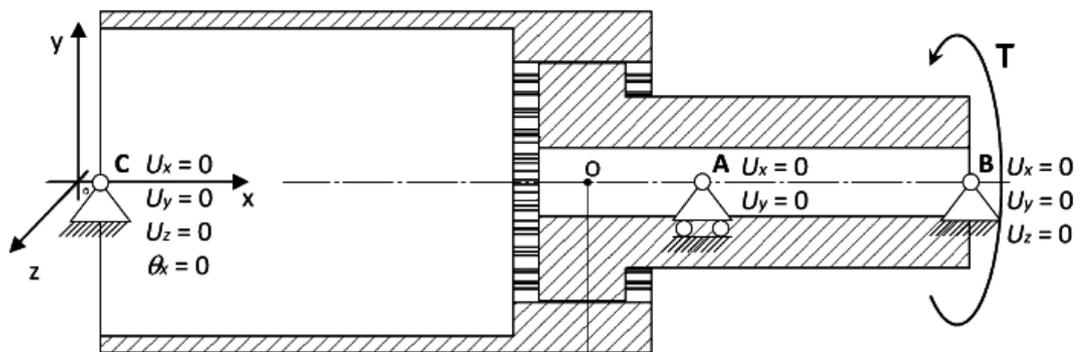


Figura 3.68 – Schema cinematico del modello FEM dell'accoppiamento scanalato

In tale modello si è deciso di disallineare l'albero lasciando il contatto dello scanalato centrato; di seguito i risultati delle analisi.

Test case	Misalignment angle (')	Torque (Nm)	Tilting moment M1 (Nm)	Tilting moment M2 (Nm)	Total tilting moment Mt (Nm)	Numerical tilting moment (Nm)	Diff. (%)
1	2	200	0.004	0.018	0.303	0.354	14.6
2	2	500	0.011	0.045	0.757	0.553	-36.8
3	2	700	0.016	0.062	1.059	1.072	1.2
4	2	1000	0.022	0.089	1.513	1.396	-8.4
5	5	200	0.011	0.045	0.757	0.898	15.7
6	5	500	0.028	0.111	1.891	1.463	-29.3
7	5	700	0.039	0.156	2.648	2.596	-2.0
8	5	1000	0.056	0.223	3.783	3.460	-9.3
9	10	200	0.022	0.089	1.513	1.550	2.4
10	10	500	0.056	0.223	3.783	3.236	-16.9
11	10	700	0.078	0.312	5.296	4.845	-9.3
12	10	1000	0.112	0.445	7.566	6.815	-11.0

Tabella 3.21 – Risultati del modello FEM

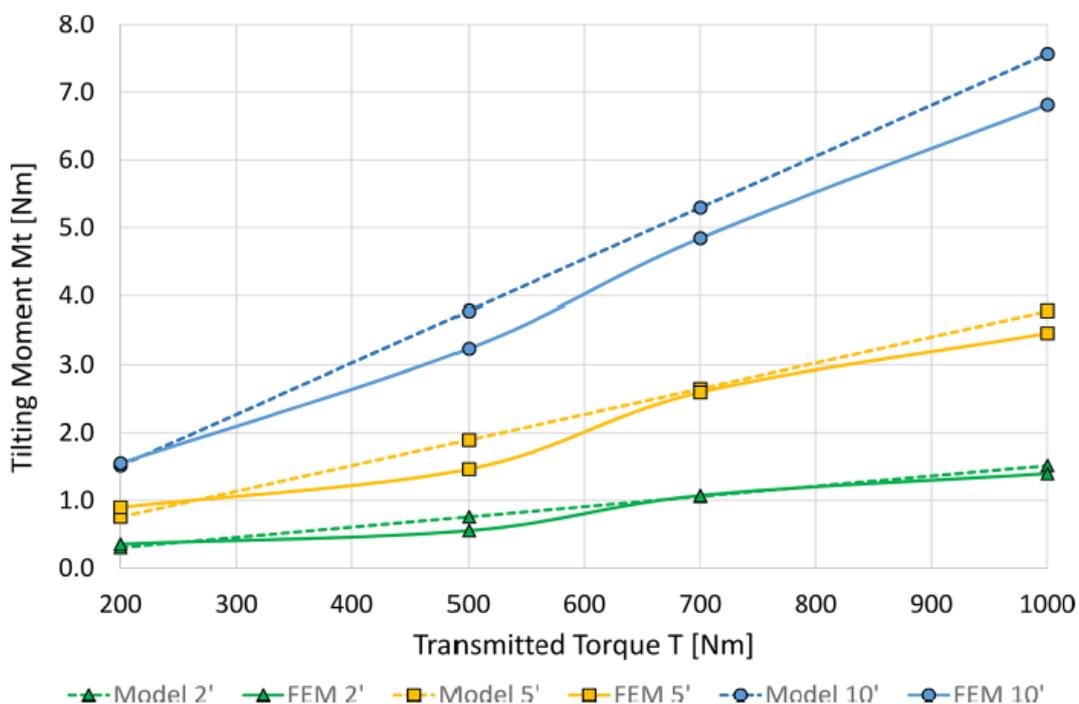


Figura 3.69 – Confronto modello teorico e modello FEM

Si nota facilmente come il modello FEM e quello analitico restituiscono risultati comparabili con errori percentuali accettabili; da questa prima analisi si evince quindi come tale modello restituisca risultati idonei considerando il solo contributo dovuto allo squilibrio delle forze trasmesse dai denti dello scanalato a causa del disallineamento.

Nella seguente tabella invece si aggiunge il confronto tra il modello teorico e i risultati ottenuti dalle analisi su Romax Technology. Si fa notare come questi ultimi valori si ottengono semplicemente sommando i moduli delle reazioni sui cuscinetti: se infatti le reazioni vincolari sono tutte nulle in caso di sistema allineato, mantenendo costanti le altre condizioni e imponendo il disallineamento, tutto ciò che è diverso da zero è provocato da tale *misalignment* imposto e rappresenta quindi il *tilting moment*.

Test case	Misalignment angle	Radius (mm)	Torque (Nm)	Speed (rpm)	M1 (Nm)	M2 (Nm)	Mt (Nm)	Numerical Mt (Nm)	Diff. Perc.
1	0.5°	0.2	400	3000	1.113	0.014	1.114	2,556	-129%
2	0.5°	0.28	400	3000	1.113	0.018	1.114	2.554	-128%
3	0.5°	0.2	400	3000	1.113	0.014	1.114	2.495	-124%
4	0.5°	0.28	400	3000	1.113	0.018	1.114	2.497	-124%
5	0.5°	0.28	800	3000	2.227	0.038	2.228	2.561	-15%

Tabella 3.22 – Confronto tra modello teorico e Romax

I cinque casi esaminati corrispondono a:

- 1: disallineamento di 0.5° rispetto all'asse dei cuscinetti, coppia 400 Nm e *crowning* di 20 µm;
- 2: disallineamento di 0.5° rispetto all'asse dei cuscinetti, coppia 400 Nm e *crowning* e *barrelling* di 20 µm;
- 3: disallineamento di 0.5° rispetto al centro del contatto, coppia 400 Nm e *crowning* di 20 µm;
- 4: disallineamento di 0.5° rispetto al centro del contatto, coppia 400 Nm e *crowning* e *barrelling* di 20 µm;
- 5: disallineamento rispetto all'asse dei cuscinetti, coppia 800 Nm e *crowning* e *barrelling* di 20 µm.

Gli errori percentuali in questo caso sono molto più alti e la giustificazione è da ricercare nel sistema utilizzato.

Nel primo modello FEM infatti non sono stati inseriti i cuscinetti e il contributo al *tilting moment* proviene solo dalla diversa forza trasmessa dai denti in presa. Tale contributo viene descritto piuttosto accuratamente anche dal modello teorico.

Sul sistema analizzato in Romax è stato possibile anche inserire i cuscinetti reali con la propria rigidezza. Si può osservare dai grafici delle pressioni di contatto come il semplice disallineamento senza alcuna coppia applicata, mette in presa alcuni denti dell'accoppiamento scanalato visti i piccolissimi giochi presenti, con conseguente nascita di reazioni vincolari dovuti alla deformazione e reazione propria dei cuscinetti.

Tale contributo, non valutato nei casi precedenti, risulta determinante per coppie relativamente basse, tali da avere errori percentuali di oltre il 100%, mentre diventa man mano meno influente aumentando la coppia (con coppia pari a 800 Nm l'errore si riduce solo al 15%).

Inoltre, nel modello proposto, si ipotizza che l'andamento delle pressioni lungo i denti e la forza trasmessa abbia un andamento sinusoidale in funzione della posizione relativa della coppia di denti; questo andamento si è visto non essere sempre verificato, ma dipende dal tipo di disallineamento imposto.

Dunque, in conclusione, tale modello, che risulta comunque idoneo per alti valori di coppia e per determinate tipologie di disallineamento, dovrà essere sicuramente completato inserendo il contributo al *tilting moment* dei cuscinetti inteso come reazione alla deformazione propria e che dipende chiaramente dalla propria rigidezza.

4 Conclusioni

4.1 Sintesi

Questo lavoro di tesi affronta alcuni dei problemi principali per quanto concerne gli accoppiamenti scanalati, il danneggiamento da *fretting* e l'influenza del disallineamento tra gli alberi sull'usura dei denti accoppiati e sui momenti di reazione sui cuscinetti.

Gli accoppiamenti scanalati rappresentano la via più utilizzata ed efficace soprattutto in *aerospazio* quando si vogliono trasmettere coppie elevate ad elevata velocità: sono strutture teoricamente a vita infinita, capaci di resistere in condizioni ottimali per un larghissimo arco temporale.

Ulteriore ragione che spinge ad utilizzare questa tipologia di accoppiamento è la capacità di garantire un certo disallineamento tra albero e mozzo, compensando così errori di assemblaggio, lavorazione e movimenti relativi nati durante il loro utilizzo.

Di contro questo disallineamento crea sovraccarichi indesiderati come una maggiori e non uniformi pressioni di contatto tra i denti, con conseguente influenza sull'usura delle superfici in presa, e la nascita di momenti spuri che aumentano gli sforzi sui cuscinetti; la crescita della velocità di usura e il maggiore carico sul sistema riduce la vita utile ed è indispensabile quindi esaminare il fenomeno e tenerlo a mente già in fase di progettazione.

Nel primo capitolo è riportata una introduzione teorica al fenomeno del *fretting*, le varie tipologie di danneggiamento, i parametri che principalmente lo influenzano fino ad arrivare alle modalità di quantificazione del volume d'usura. Obiettivo di questa prima parte del lavoro è la ricerca di un modello per la valutazione del regime di scorrimento e il calcolo di un coefficiente di usura delle superfici dei denti, in funzione del materiale, della coppia torcente applicata, del grado di disallineamento e del kilometraggio percorso (dipendente dal numero di giri del sistema).

Per tale ragione è stato utilizzato un banco di prova, descritto nel capitolo due, che riproduce nel miglior modo le reali condizioni a cui sono sottoposti tali accoppiamenti scanali nel campo aereospaziale e dove è stato possibile imporre un certo grado di disallineamento.

Nel capitolo 3 ci si è concentrati invece sulla influenza del disallineamento sui momenti spuri chiamati *tilting moment* e *friction moment*; è stato creato un modello di accoppiamento scanalato con denti bombati analizzato tramite il pacchetto Romax technology. È stata valutata quindi l'influenza delle modifiche alla microgeometria, del livello della coppia e soprattutto del grado di disallineamento.

Come risultati principali si hanno le orme e le pressioni di contatto, da correlare all'usura superficiale, e il valore del *tilting moment* valutato tramite le reazioni sui cuscinetti; quest'ultimo è stato utilizzato invece per validare un modello teorico studiato appositamente per considerare già in fase di progettazione tali sovraccarichi e potersi mettere in condizione di sicurezza.

4.2 Commenti sulle prove sperimentali

Per le prove sperimentali, sono stati utilizzati una serie di provini con accoppiamenti scanalati a denti bombati e riprodotte le condizioni di lubrificazione e di utilizzo delle reali applicazioni aereospaziali tramite il banco di prova descritto nel secondo capitolo.

Dalle prime analisi è possibile escludere una usura da *gross slip regime* poiché il volume asportato è minore di quello che ci si aspetterebbe e soprattutto non ha il tipico andamento elissoideale con picco al centro dell'orma di contatto tipico dell'usura in GSR.

Sono molto più evidenti i danni invece del *fretting wear*: si riscontrano zone con una forte usura adesiva confermata dalle microsaldature locali e posizionate lungo la direzione di scorrimento, che causa un'usura fortemente disomogenea

in quanto a sezioni con volume asportato seguono sezioni con materiale apportato grazie alla risaldatura dei detriti.

In aggiunta si evidenziano zone arrugginite e sottoposte quindi ad usura da corrosione.

Si nota ancora come l'usura non sia omogeneamente distribuita tra tutti i denti, lasciando intendere che a causa del disallineamento non necessariamente tutti i denti siano in presa, cosa poi confermata nel capitolo tre grazie all'analisi su Romax.

Obiettivo è infine la quantificazione di un coefficiente di usura k : si sottopongono i provini ad un numero di milioni di cicli tale da manifestare un'usura rilevante e servendosi di un profilometro si sono ricavate le sezioni usurate da correlare con la matematica CAD del dente.

Sicuramente è palese che aumentando il disallineamento, aumentano i fenomeni di scorrimento relativo tra i denti accoppiati, crescono gli sforzi locali e con essi i fenomeni di usura. Di conseguenza maggiore è la coppia e il disallineamento angolare, minore sarà la vita utile della struttura. Il numero di provini analizzati non risulta ancora sufficiente però per esprimere risultati matematici attendibili. Ricavare un modello analitico per calcolare il coefficiente k invece, qualunque siano le condizioni applicate, risulta un problema di non semplice risoluzione.

Basti pensare alla pubblicazione di Meng e Ludema "*Wear Model and predictive equations: their form and content*" [34] dove si citano 100 differenti variabili e costanti che influenzano lo *sliding wear*, cosa che lascia intendere quanto complesso sia tale fenomeno, motivo per cui in letteratura si trovano valori del coefficiente k di materiali già testati ed analizzati ma non formulazioni applicabili a priori qualunque sia la coppia di materiali, condizioni di carico e grado di disallineamento. Questo aspetto potrà essere sicuramente esaminato con maggiore precisione negli studi futuri.

4.3 Commenti sulle analisi del software

Per quanto concerne le analisi svolte su Romax technology, sono stati elaborati due modelli, a singola e doppia articolazione (Figura 4.1-4.2).

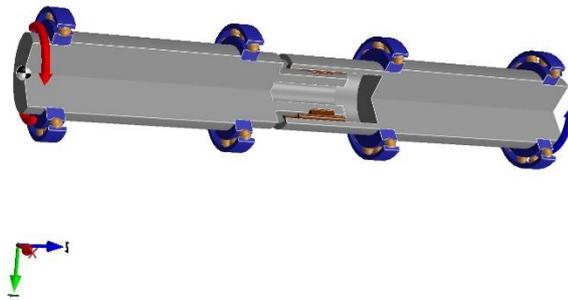


Figura 4.1 – Modello CAD dell'accoppiamento scanalato a singola articolazione

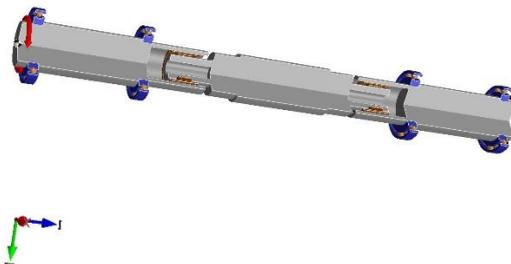


Figura 4.2 – Modello CAD dell'accoppiamento scanalato a doppia articolazione

Il profilo dei denti è stato opportunamente modificato per valutare l'effetto della microgeometria sull'usura e sui sovraccarichi: sono stati esaminati i casi di denti con solo *crowning* e denti con *crowning-barrelling* pari a 20 μm (Figura 4.3).

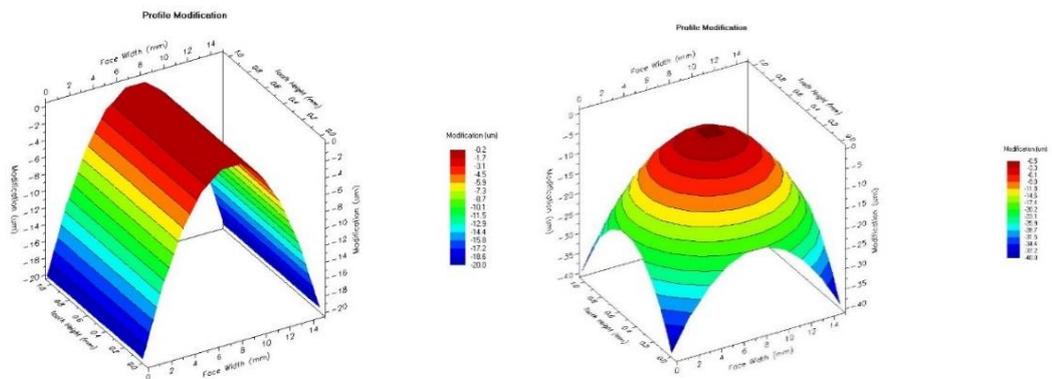


Figura 4.3 – Profilo del dente modificato con *crowning* e *crowning-barrelling*

Sono state valutate due tipologie di disallineamento per il sistema a singola articolazione, di 0.5° rispetto all'asse dei cuscinetti (Figura 4.4) e di 0.5° rispetto al centro del contatto dello scanalato (Figura 4.5), mentre una per il sistema a doppia articolazione, di 0.5° rispetto all'albero flottante (Figura 4.6).



Figura 4.4 – Sistema a singola articolazione disallineato rispetto all'asse dei cuscinetti

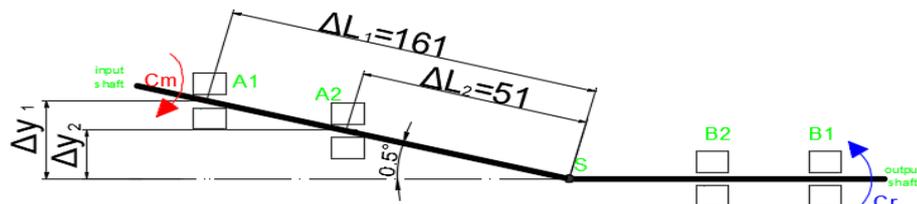


Figura 4.5 – Sistema a singola articolazione disallineato rispetto al centro dello scanalato

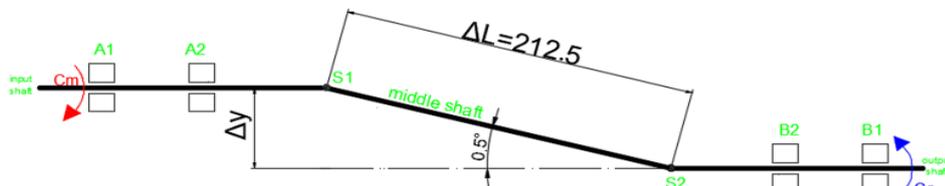


Figura 4.5 – Sistema a doppia articolazione disallineato rispetto all'albero flottante

I sistemi sono stati quindi messi sotto carico torcente mediante una coppia motrice di 400 Nm ad una velocità di rotazione pari a 3000 rpm.

Si è notato che, diversamente da quanto si possa immaginare, non sempre tutti i denti dello scanalato sono in contatto. Tale aspetto dipende fortemente dal tipo di disallineamento: se tutti i denti non risultano accoppiati si ottengono pressioni di contatto più alte, maggiore sollecitazione ed usura; in particolare si manifesta

un andamento sinusoidale nel disallineamento rispetto all'asse dei cuscinetti (Figura 4.6) e un contatto alternato con il disallineamento rispetto al centro del contatto (Figura 4.7).

Contact Results

Maximum contact stress: (MPa) 498

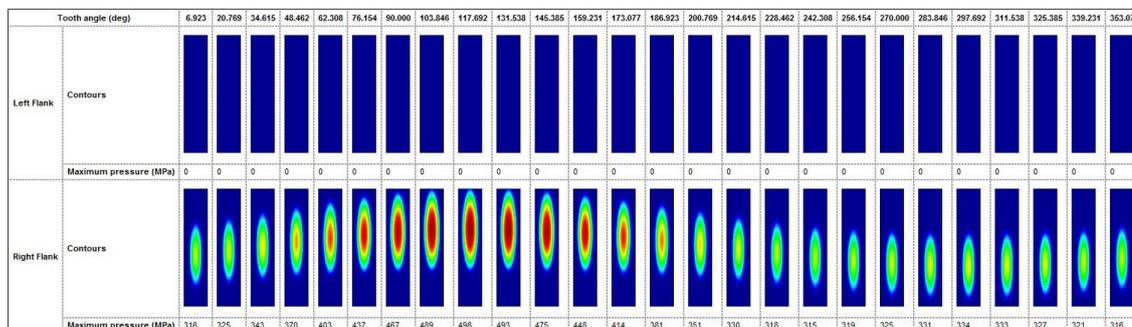


Figura 4.6 - Pressioni di contatto sistema disallineato rispetto all'asse dei cuscinetti

Contact Results

Maximum contact stress: (MPa) 942

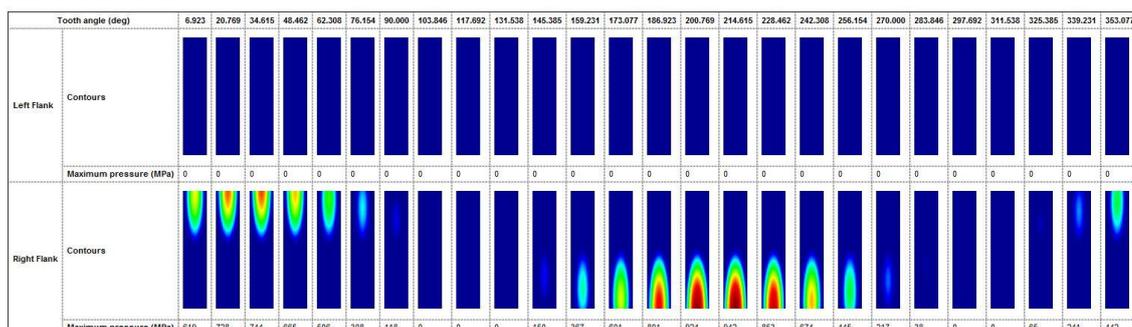


Figura 4.7 - Pressioni di contatto sistema disallineato rispetto al centro dello scanalato

Dalle reazioni vincolari invece si evince come i momenti spuri dovuti al semplice disallineamento si scaricano sui cuscinetti di entrambi gli alberi piuttosto equamente, mentre aggiungendo la coppia torcente i sovraccarichi dovuti allo squilibrio della forza normale trasmessa dai denti in presa dello scanalato gravano sui cuscinetti dell'albero condotto.

Infine, sono stati confrontati i risultati del software con quelli del modello teorico, con quest'ultimo che risulta idoneo ma non sufficiente a descrivere accuratamente il fenomeno: l'espressione analitica ricavata approssima con precisione il valore del *tilting moment* causato dalla non omogenea pressione di contatto sui denti dello scanalato, ma non considera la reazione propria del

cuscinetto che si oppone alla deformazione e disallineamento dell'albero, con un contributo al *tilting moment totale* importante per valori di coppia torcente relativamente bassi, e che diventa via via meno influente aumentando la coppia.

4.4 Suggerimenti per le prove future

Sicuramente tale lavoro può continuare esaminando gli ulteriori provini a denti bombati disponibili nel laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale del Politecnico di Torino; altre analisi possono dare risultati più affidabili per quanto concerne il coefficiente di usura k .

Munendosi di un profilometro 3D e delle tecniche della *Reverse Engineering*, la soluzione migliore consisterebbe nell'ottenere la superficie del dente usurato e confrontarlo con la matematica 3D del dente intatto. Effettuando infatti una semplice sottrazione booleana tra le due superfici saremmo in grado di quantificare il volume asportato reale ed utilizzare questo dato per determinare con assoluta precisione il coefficiente di usura in funzione del disallineamento e del kilometraggio percorso. Purtroppo in questo momento il laboratorio non dispone di un profilometro 3D che ci avrebbe permesso di concludere tali analisi.

Per quanto concerne l'effetto del disallineamento sul *tilting moment* e sul *friction moment*, ulteriori prove possono essere svolte per:

- capire l'influenza del gioco presente tra i denti dell'accoppiamento scanalato sulle reazioni dei cuscinetti;
- valutare l'influenza della rigidità del cuscinetto;
- comprendere il *friction moment*.

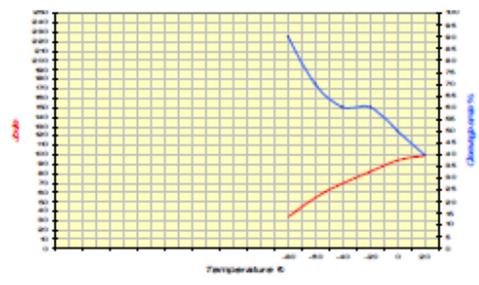
Si è visto come il modello teorico proposto per la quantificazione del *tilting moment* sia idoneo ma non completo; va per prima cosa osservato come tale metodologia deve essere modificata quando non tutti i denti sono in presa, come visto nel caso di disallineamento rispetto al centro del contatto dello scanalato.

In seguito, la cosa più importante è lo studio di un modello analitico che inglobi il contributo al *tilting moment* della reazione propria del cuscinetto in funzione della propria rigidità: per questo può essere interessante fare ulteriori analisi tramite Romax utilizzando un cuscinetto della stessa famiglia ma con rigidità diversa o cambiare la tipologia stessa.

Infine, avendo eseguito solo analisi statiche, non è stato possibile valutare l'effetto del *friction moment*; tale momento nasce per lo strisciamento reciproco dei denti nel passaggio da una posizione di equilibrio a quella successiva e causa l'usura superficiale. Munendosi di ulteriori software di analisi sarà sicuramente interessante quantificare anche questo momento spurio e specificare come vari in funzione del disallineamento.

Allegato 1 – Caratteristiche tecniche 42CrMo4

Qualità materiale		42CrMo4												
Norma di riferimento		EN 10083-3: 2006												
Numero		1.7225												
Composizione chimica														
C%	Si% max	Mn%	P% max	S% max	Cr%	Mo%								
0,38-0,45 ± 0,02	0,40 + 0,03	0,60-0,90 ± 0,04	0,025 + 0,005	0,035 + 0,005	0,90-1,20 ± 0,05	0,15-0,30 ± 0,03								
Per il tipo 42CrMoS4 n° 1.7227 S% 0.020-0.040 soostamento di prodotto ± 0.005 Viene commercializzato anche con trattamento al calcio														
Temperature in °C														
Deformazione a caldo	Normalizzazione +N	Tempra +Q	Tempra +Q	Rinvenimento +T	Distensione +SR									
1100-850	870 aria (HB ~ 190)	860 olio polimero	850 acqua	550-650 aria	50 sotto la temperatura di rinv.									
Ricottura di lavorabilità +A	Ricottura isoterma +I	Ricottura globulare +AC	Tempra provetta Jominy	Preriscaldamento per saldatura	Distensione dopo saldatura									
720 raffredd. 15 °C/h fino a 600 poi aria (HB max 241)	820 raff. forno fino a 670 poi aria (HB 180-240)	730-740 forno	840 acqua	300	550 raffr. forno									
				Ac1	Ac3	Ms								
				745	790	335								
				Mf		120								
Proprietà meccaniche														
Laminati a caldo caratteristiche meccaniche allo stato bonificato EN 10083-3: 2006														
diametro /spessore		Prova di trazione e resilienza in longitudinale a 20 °C												
		R	Rp 0.2	A%	C%	Kv								
oltre	fino a	N/mm ²	N/mm ² min.	min.	min.	J min.								
	16/8	1100-1300	900	10	40	331-380								
16/8	40/20	1000-1200	750	11	45	298-359								
40/20	100/60	900-1100	650	12	50	271-331								
100/60	160/100	800-950	550	13	50	240-286								
160/100	250/160	750-900	500	14	55	225-271								
Tabella di rinvenimento valori a temperatura ambiente su tondo Ø 10 mm dopo tempra a 850 °C in olio														
HB		595	586	550	518	496	468	442	421	390	362	336	294	264
HRC		57	56.5	54.5	52.5	51	49	47	45	42	39	36	31	27
R	N/mm ²	2200	2180	2030	1910	1800	1700	1590	1480	1350	1220	1100	980	880
Rp 0.2	N/mm ²	1520	1600	1620	1590	1560	1510	1440	1340	1230	1110	1000	870	710
A	%		7.0	9.5	10.0	10.0	10.0	10.4	11.0	12.0	13.5	15.8	19.0	21.5
Kv	J	24	27	28	27	26	26	27	31	42	75	114	135	
Rinvenimento a °C		100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Comportamento a fatica +20 °C														
+N	328	Resistenza allo snervamento ciclico, σ_r'												
+QT	716	N/mm ² con basso numero di cicli												
+N	0.12	Esponente di tensione ciclica, n'												
+QT	0.10	con basso numero di cicli												
+N	673	Coefficiente dei cicli a fatica, K'												
+QT	1367	N/mm ² con basso numero di cicli												
Comportamento a fatica +20 °C														
+N	1000	Coefficiente di resistenza a fatica, σ_r'												
+QT	1454	N/mm ² con basso numero di cicli												
+N	-0.11	Esponente di resistenza a fatica, b												
+QT	-0.08	con basso numero di cicli												
+N	-1.00	Esponente di duttilità a fatica, c												
+QT	-0.72	con basso numero di cicli												
Curva di Transizione esperienza LUCEFIN														
Valori di resilienza Kv ottenuti su laminato tondo 130 mm														
Bonificato ad induzione: R = 930 N/mm ²														
Rp.0.2 = 766 N/mm ² - A% = 18 - C% = 62														
°C	J	Espansione laterale mm			frattura fragile %									
+20	97 - 101 - 99	1,10 - 1,10 - 1,17			40									
0	94 - 96 - 93	0,97 - 0,99 - 1,00			50									
-20	63 - 91 - 92	0,56 - 0,52 - 0,93			60									
-40	66 - 58 - 86	0,73 - 0,77 - 0,94			60									
-60	50 - 55 - 58	0,54 - 0,72 - 0,78			70									
-80	38 - 29 - 35	0,27 - 0,35 - 0,26			90									



42CrMoS4 1.7227 - 42CrMo4 1.7725																
Trafilato + bonifica +C +QT pr. ISO/CD 683-18: 2012						Laminato ricotto Pelato Rullato +A +SH EN 10277-5: 2008										
sezione mm		Prova di trazione in longitudinale a 20 °C ^{e)}														
		R	Rp 0.2	A%	Kv +20 °C	R	Rp 0.2	A%	HB							
oltre	fino a	N/mm ²	N/mm ² min	min	J min	N/mm ²	N/mm ² min	min	max							
5 ^{b)}	10															
10	16															
16	40	1000-1200	750	11	35				241							
40	63	900-1100	650	12	35				241							
63	100	900-1100	650	12	35				241							
^{b)} per spessori inferiori a 5 mm le caratteristiche meccaniche possono essere concordate in fase di ordine																
^{e)} valori validi anche per +C+QT+SL																
Laminato bonificato poi Trafilato +QT +C EN 10277-5: 2008						Laminato ricotto + Trafilato +A +C EN 10277-5: 2008										
sezione mm		Prova di trazione in longitudinale a 20 °C ^{d)}														
		R	Rp 0.2	A%	HB	R	Rp 0.2	A%	HB							
oltre	fino a	N/mm ²	N/mm ² min	min	per inform.	N/mm ² min	N/mm ² min	min	max							
5 ^{b)}	10	1000-1200	770	8	298-359				300							
10	16	1000-1200	750	8	298-359				290							
16	40	1000-1200	720	9	298-359				285							
40	63	900-1100	650	10	271-331				280							
63	100	900-1100	650	10	271-331				280							
^{d)} per i piatti e profili speciali il carico di rottura R può differire di ± 10%																
^{b)} per spessori inferiori a 5 mm le caratteristiche meccaniche possono essere concordate in fase di ordine																
^{e)} valori validi anche per +QT+C+SL																
Fucinato bonificato EN 10250-3: 2001																
diametro /spessore mm		Prova di trazione e resilienza a 20 °C														
		R	Rp 0.2	A% L	A% T	Kv L	Kv T	HB								
oltre	fino a	N/mm ² min	N/mm ² min	min	min	J min	J min	min								
	250/160	750	500	14	10	30	16	225								
250/160	500/330	700	460	15	11	27	14	213								
500/330	750/500	600	390	16	12	22	12	178								
L = longitudinale T = tangenziale Q = radiale																
Durezza dopo rinvenimento esperienza Lucefin																
sezione mm		Temperatura di rinvenimento 530 °C			Temperatura di rinvenimento 620 °C											
		≤ 200	> 200 < 400	> 400	≤ 200	> 200 < 400	> 400									
HB		320	300	290	280	250	230									
EN 10083-3: 2006 Valori di temprabilità Jominy in HRC grandezza grano 5 minimo																
distanza dall'estremità temprata in mm																
	1.5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50	H
min	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29	normale
max	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45	
Espansione Termica 10 ⁻⁶ · K ⁻¹ ▶																
			10.5	11.4	11.5	12.1	12.7	13.2	13.6	14.0	14.4					
Modulo Elastico long. GPa																
			217	213	230	207	199	192	184	175	164					
Modulo Elastico tang. GPa																
					88	79	76	73	70	67	62					
Calore Specifico J/(Kg·K)																
			423	456	461	479	499	517	536	558	587					
Conducibilità Termica W/(m·K)																
					45.1	45.1	44.1	41.9	39.4	36.9	34.4					
Massa Volumica Kg/dm ³																
					7.85											
Resistività Elettrica Ohm·mm ² /m																
					0.231	0.284	0.358	0.448	0.552	0.671	0.806					
Conduttività Elettrica Siemens·m/mm ²																
					4.33	3.52	2.79	2.23	1.81	1.49	1.24					
			-100	0	20	100	200	300	400	500	600					
°C																
Proprietà fisiche secondo DIN SEW 310 (08/1992). Il simbolo ▶ indica fra -100 °C e 0 °C, -100 °C e 20 °C																
EUROPA	ITALIA	SPAGNA	GERMANIA	FRANCIA	UK	SVEZIA	USA									
EN	UNI	UNE	DIN	AFNOR	B.S.	SS	AISI/SAE									
42CrMo4	42CrMo4	F1252	42CrMo4	42CD4	708M40	2244	4140									

I VALORI RIPORTATI SONO INDICATIVI E POSSONO SUBIRE MODIFICHE E AGGIORNAMENTI IN QUALSIASI MOMENTO. LUCEFIN S.P.A. SI DISONERA DA EVENTUALI RESPONSABILITÀ E CONSEGUENZE DERIVANTI DAL LORO UTILIZZO.

Bibliografia

- [1] S. Bertaggia, “*Indagine teorica e sperimentale sul danneggiamento degli accoppiamenti scanalati*”, tesi di laurea, Politecnico di Torino, 2013
- [2] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, “*On the mechanisms of various fretting wear modes*”, Tribology International 44 (2011), 1378-1388
- [3] H.C. Meng, K.C. Ludema, “*Wear models and predictive equations: their form and content*”, Wear 181-183 (1995), 443-457
- [4] D.A. Hills, L.J. Fellows, “*Some observations on contact problems involving fretting in the presence of wear*”, Wear 231 (1999), 319-324
- [5] R.F. Baker, A.V. Olver, “*Direct observations of fretting wear of steel*”, Wear 203-204 (1977), 425-433
- [6] M.P. Swolinski, T.N Farris, “*Mechanics of fretting fatigue crack formation*”, Wear 198 (1996), 93-107
- [7] T. Kimura, K. Sato, “*Simplified method to determine contact stress distribution and stress intensity factors in fretting fatigue*”, International Journal of Fatigue 25 (2003), 633-640
- [8] D.W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, C.B. Elliott, “*Fretting Fatigue: Current Technology and Practices*”, ASTM STP 1367, 2000
- [9] J. Ding, S.B. Leen, I.R. McColl, “*The effect of slip regime on fretting wear-induced stress evolution*”, International Journal of Fatigue 26 (2004), 521-531
- [10] S. Fouvry, Ph. Kapsa, L. Vincent, “*Analysis of sliding behavior for fretting loadings: determination of transition criteria*”, Wear 185 (1995), 35-46
- [11] O. Vingsbo, S. Soderberg, “*On Fretting Maps*”, Wear 126 (1988), 131-147
- [12] R.D. Mindlin and H. Deresiewicz, “*Elastic spheres in a contact under varying oblique forces*”, ASMETrans J. Appl. Mech. E,20 (1953) 327-344
- [13] S.Fouvry, P. Kapsa and L. Vincent, “*Determination de la transition entre glissement partiel et glissement total*”, C.R. Acad. Sci. Pars, 318 (II) (1994) 1015-1018.
- [14] S. Fouvry, P. Kapsa, L. Vincent, “*Quantification of fretting damage*”, Wear 200 (1996), 186-205
- [15] P.W. Sandstrom, K. Sridharanan and J.R. Conrad, “*A machine for fretting wear testing of plasma surface modified materials*”. Wear, 166 (1993) 163-168.
- [16] K.J. Kubiak, T.G. Mathia, S. Fouvry, “*Interface roughness effect on friction map under fretting contact conditions*”, Tribology International 43 (2010), 1500-1507
- [17] D.A. Hills, D. Nowell, “*Mechanics of Fretting Fatigue*”, Kluwer Academic Publishers, 1994
- [18] Y. Iwai, T. Honda, T. Miyajima, “*Quantitative estimation of wear amounts by real time measurement of wear debris in lubricating oil*”, Tribology International 43 (2010), 388-394
- [19] F. Curà, A. Mura, V. Cuffaro, M. Facchini, “*Test Rig for Spline Couplings Working in Misaligned Conditions*”, AIAS 2012 – 075

- [20] Alfares MA, Falah AH, Elkholy AH (2006) “*Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations*”. *Mech Mach Theory* 41:1258–1272
- [21] Cura` F, Mura A, Gravina M (2013) “*Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment*”. *Proc Inst Mech Eng Part C J Mech Eng Sci* 227(10):2193–2203.
- [22] Tjernberg A (2001) “*Load distribution and pitch errors in a spline coupling*”. *Mater Des* 22:259–266
- [23] Elkholy AH, Alfares MA (2002) “*Misalignment loads in splined gear coupling*”. *Int J Comput Appl Tech* 15(1–3):128–137
- [24] Medina S, Olver AV (2002) “*An analysis of misaligned spline couplings*”. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol* 216:269–279
- [25] Cuffaro V, Cura` F, Mura A (2014) “*Test rig for spline couplings working in misaligned conditions*”. *J Tribol* 136(1)
- [26] Hong J, Talbot D, Kahraman A (2014) “*Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements*”. *Mech Mach Theory* 74:42–57
- [27] Hong J, Talbot D, Kahraman A (2014) “*A semi-analytical load distribution model for side-fit involute splines*”. *Mech Mach Theory* 76:39–55
- [28] Medina S, Olver AV (2002) “*Regimes of contact in spline couplings*”. *J Tribol* 124:351–357
- [29] Guo Y, Lambert S, Wallen R, Errichello R, Keller J (2016) “*Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences*”. *Mech Mach Theory* 98:242–262
- [30] Cura` F, Mura A (2014) “*Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings*”. *Mech Syst Signal Process* 45:504–512
- [31] Cura` F, Mura A (2013) “*Experimental procedure for the evaluation of tooth stiffness in spline coupling including angular misalignment. Mech Syst Signal Process*” 40:545–555.
- [32] Curà F., Mura A. (2017) “*Theoretical and numerical evaluation of tilting moment in crowned teeth splined couplings*” *Meccanica*, DOI 10.1007/s11012-017-0730-1
- [33] A.H. Elkholy, M.A. Alfares “*Misalignment loads in splined gear couplings*” *International Journal of Computer Application in Technology*, Vol. 15 N° 1/2/3 2002
- [34] H.C. Meng, K.C. Ludema “*Wear models and predictive equations: their form and content*”, *Wear* 181-183 (1995), 443-457

Desidero ricordare tutti coloro che mi hanno aiutato nella stesura di questo lavoro, con suggerimenti ed osservazioni, a loro va la mia riconoscenza anche se permane a me la responsabilità di ogni errore.

Ringrazio anzitutto la Professoressa Francesca Maria Curà, relatore, e l'Ingegnere Andrea Mura, correlatore: li ringrazio per il loro supporto e la loro guida sapiente che mi hanno accompagnato verso la fine del mio percorso universitario e grazie ai quali esiste il mio lavoro di tesi; la dedizione e amore che mostrate verso il vostro lavoro sarà per me sempre motivo di ispirazione.

Un ringraziamento va a Daniele Signoretta, Simone Depol, Alessio Guariglia, Federico Lombardi e tutto lo staff di Epta Projects per avermi permesso di utilizzare le loro risorse e il loro tempo, e per essere stati sempre pronti a rispondere a qualunque mio dubbio ed esigenza.

...