

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA

in

Meccanica applicata alle Macchine T

**Studio e sperimentazione di un riduttore compatto a gioco ridotto per
applicazioni robotiche**

CANDIDATO:

Enrico Sammarchi

RELATORE:

Prof. Ing. Marco Carricato

CORRELATORI:

Achille Nannetti

Ing. Daniele Fioretti

Ing. Mario Monticelli

Anno Accademico 2015/2016

Sessione II

Ai miei nonni,

*“Chi ha un perché per vivere
può sopportare quasi ogni come.”*

F. Nietzsche

SOMMARIO

1 -	INTRODUZIONE	7
1.1 -	Oggetto della tesi	7
1.2 -	Storia dell'azienda	7
2 -	RIDUTTORI EPICICLOIDALI	11
2.1 -	Geometria generale	11
2.2 -	Differenze con i rotismi ordinari	14
2.3 -	Le applicazioni robotiche e i concorrenti sul mercato	16
3 -	IL PROBLEMA DEL GIOCO	19
3.1 -	Che cos'è?	19
3.2 -	Soluzioni applicative al problema	22
4 -	IL RIDUTTORE SAMP	27
4.1 -	Introduzione alla geometria e al funzionamento	27
4.2 -	Problema della corrispondenza tra modello reale e modello virtuale	31
4.3 -	Disegni	35
5 -	LE PROVE DI ISTERESI	51
5.1 -	Postazione di lavoro e modalità della prova	51
5.2 -	Il software di calcolo <i>Quick Analyzer</i> di AEP Transducers	54
5.3 -	Risultati ottenuti	56
5.4 -	Analisi dei risultati e problemi riscontrati	58
6 -	SIMULAZIONI ANSYS	61
6.1 -	Il modello	61
6.2 -	Impostazione della mesh e dei calcoli	62
6.3 -	Risultati ottenuti	67
6.4 -	Analisi dei risultati e problemi riscontrati	75
7 -	IL CONFRONTO DEI DUE MODELLI	79
7.1 -	Aspettative	79
7.2 -	Considerazioni sui dati raccolti	79
8 -	CONCLUSIONI: CONSIDERAZIONI SULLA FATTIBILITÀ DEL PRODOTTO	81
	RINGRAZIAMENTI	85
	BIBLIOGRAFIA	87

1 - INTRODUZIONE

1.1 - Oggetto della tesi

Questa tesi si propone di analizzare un prototipo di riduttore epicicloidale compatto per applicazioni robotiche tramite test sperimentali e in seguito tramite simulazioni virtuali di calcolo agli elementi finiti, utilizzando un software di nome Ansys; il tutto viene effettuato dopo una breve introduzione riguardante i rotismi ed in particolare i riduttori epicicloidali, le loro applicazioni e i principali parametri che interessano lo sviluppo tecnologico di questi.

Il riduttore è stato sviluppato dall'azienda SAMPingranaggi s.r.l. e lo studente ha effettuato un periodo di tirocinio presso la stessa per poter effettuare tutte le sperimentazioni, sia sul campo che in ambiente virtuale, opportune allo studio del suo comportamento in fase di utilizzo, in base anche alle richieste del mercato. Esso infatti presenta una domanda sempre maggiore di elevati rapporti $\frac{\text{potenza trasmessa}}{\text{peso riduttore}}$ ed elevata precisione, in relazione al progresso tecnologico sempre più incalzante presente nel mondo della meccanica dei robot ed in generale dell'automazione.

1.2 - Storia dell'azienda

SAMP S.p.a. è un'azienda che appartiene al Gruppo Industriale Maccaferri, ha sede a Bentivoglio, in provincia di Bologna, e si articola in tre divisioni:

- SAMP Sistemi, che si occupa della produzione di macchine automatiche per estrusione e trafilatura di cavi elettrici.
- SAMP Utensili, che si occupa sia della produzione di macchine dentatrici e rettificatrici per ingranaggi, sia della produzione di utensili per la fabbricazione di ingranaggi, come creatori e stozzatori.
- SAMP Ingranaggi, che si occupa della produzione di ingranaggi conto terzi, partendo dal semilavorato (barra o stampato) fino al prodotto finito e rettificato, e della produzione di riduttori.

Nel 1936 viene fondata da Gaetano Maccaferri la SAMP, "Società Anonima Meccanica di Precisione", che produce principalmente macchine trafilatrici per soddisfare l'esigenza dell'azienda originaria, le Officine Maccaferri, che necessitava di filo metallico per



Fig. 1.1

Il primo stabilimento SAMP

costruire i cosiddetti “gabbioni” atti a contenere gli argini di fiumi e canali. Successivamente viene avviata anche la produzione di ingranaggi, inizialmente solo per le macchine trafilatrici. Nel 1947 la fabbrica viene trasferita in Via Stalingrado, sempre a Bologna. La produzione d’ingranaggi cilindrici rasati e rettificati (a denti dritti), come pure la realizzazione di coppie coniche rodiate, continua ad espandersi, sostenendo così il sempre crescente mercato delle macchine trafilatrici. Negli anni seguenti note aziende manifatturiere italiane diventano clienti per il mercato degli ingranaggi: Alfa Romeo, Fiat e Motoguzzi, e in seguito anche Billi, Vigorelli e Necchi diventano clienti di SAMP, dando inizio così a una fornitura d’ingranaggi di primaria importanza.

Nel 1973 La produzione di ingranaggi viene trasferita nello stabilimento di Villanova di Castenaso, nell’immediata periferia di Bologna. Viene adottato il nome SAMPingranaggi in qualità di divisione di SAMP. Durante la prima metà degli anni '70, SAMPingranaggi si affaccia sul mercato europeo iniziando l’esportazione dei propri prodotti, mentre al 1987 risale la progettazione e la realizzazione dei primi riduttori.

Negli anni novanta inizia la produzione di coppie coniche rettificate, anche nella versione ipoide, come parte di una strategia finalizzata a soddisfare il mercato dell’alta precisione, e si ha la separazione di SAMPingranaggi da SAMP, con assunzione della ragione sociale SAMPingranaggi s.r.l., appartenente sempre al Gruppo Industriale Maccaferri. In questo periodo l’azienda ottiene la certificazione ISO 9001.

Negli anni duemila si ha il raggiungimento del picco d’esportazioni, pari all’82% del fatturato. Gli USA diventano un importante mercato di riferimento per i prodotti SAMPingranaggi. Nel 2006 avviene la fusione di SAMPingranaggi, SAMPutensili e SAMPsistemi nella nuova SAMP S.p.a. in cui le tre aziende sono convertite in divisioni, unite fisicamente nel 2010 nel nuovo Technology Centre di Bentivoglio, che integra tutti gli impianti di produzione in una struttura moderna e all’avanguardia.

Nel 2012 infine viene inaugurato il nuovo stabilimento produttivo cinese, a Shangai.



Fig. 1.2
Il nuovo stabilimento di Bentivoglio (BO)

Ad oggi SAMPingranaggi si presenta come un'azienda consolidata nella produzione di coppie cilindriche e coniche, sia rettificata sia rodiate, di altissima precisione, e in espansione per quanto riguarda la produzione e il montaggio di riduttori. La quasi totalità del ciclo produttivo avviene all'interno dell'azienda, per cui si ha un elevato controllo in ogni fase della produzione.

2 - RIDUTTORI EPICICLOIDALI

2.1 - Geometria generale

Un riduttore epicicloidale è costituito da un rotismo in prima analisi compatto che può arrivare a rapporti di condotta elevati, ma con la probabilità di ottenere rendimenti più bassi di quelli dei rotismi ordinari, soprattutto nel caso di rotismi complessi. Esso è formato da una corona mobile o fissa, un solare, uno o più satelliti e un portasatelliti.

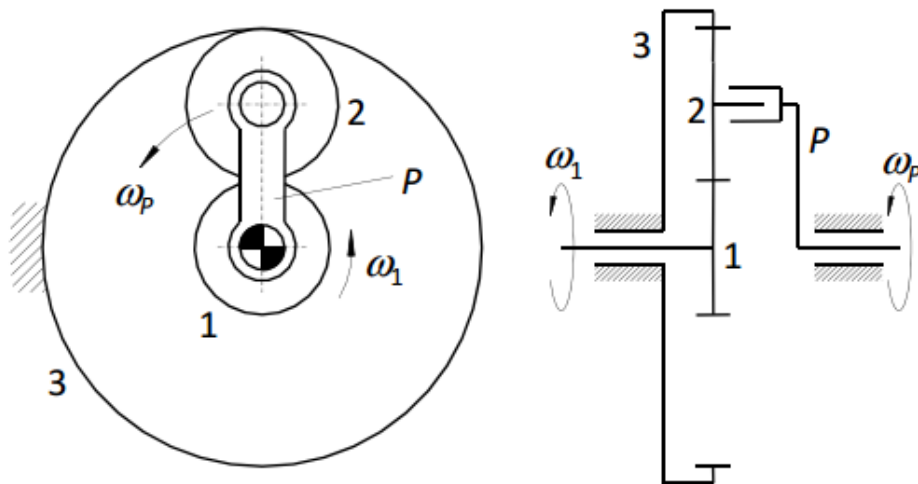


Fig. 2.1

1: Solare, 2: Satellite, 3: Corona fissa (dentatura interna), P: Portasatelliti

$\omega_{IN} = \omega_1$: velocità angolare pignone

$\omega_{OUT} = \omega_P$: velocità angolare portasatelliti

In questo tipo di rotismo, i satelliti possiedono un asse di rotazione mobile, in quanto sono accoppiati rotoidalmente ad un membro rotante attorno ad un asse fisso, il portasatelliti; l'entrata e l'uscita del riduttore risultano coassiali.

Si possono individuare vantaggi e svantaggi nell'utilizzo di questo tipo di riduttore piuttosto che utilizzarne uno ordinario:

VANTAGGI

- Rapporti di trasmissione molto bassi che permettono di moltiplicare di molto la coppia in uscita utilizzando solo uno stadio di riduzione;
- Elevato rapporto $\frac{\text{potenza trasmessa}}{\text{peso rotismo}}$ che fa sì che si possano trasmettere elevate potenze ma con ingombri molto contenuti, motivo per cui i costruttori di robot utilizzano questo tipo di soluzioni.

SVANTAGGI

- Bassi rendimenti in corrispondenza di rapporti di trasmissione elevati;
- Bassa capacità di sopportazione dei carichi radiali, a causa della bassa distanza tra i cuscinetti che supportano l'albero di uscita.

In seguito si andrà a delineare meglio la differenza fra questi due tipi di rotismi.

Il calcolo del rapporto di trasmissione per un rotismo epicicloidale viene effettuato attraverso la formula di Willis, ovvero si considera il rapporto di trasmissione del rotismo ordinario associato, detto *rapporto di trasmissione caratteristico* τ_0 , e si esprimono le velocità angolari rispetto al membro che risulterebbe fisso in quel rotismo.

Nel caso di figura 2.1, il rotismo ordinario associato possiede il portasatelliti fisso, per cui, considerando le velocità relative al portasatelliti stesso, si può scrivere:

$$\tau_0 = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\omega_3 - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p}$$

A questo punto si considera il rotismo epicicloidale, osservando che la corona 3 fa da telaio ed è quindi fissa, per cui la sua velocità angolare sarà nulla; andando quindi a introdurre questa considerazione si ottiene:

$$\tau_0 = \frac{-\omega_p}{\omega_1 - \omega_p} ; \frac{1}{\tau_0} = \frac{\omega_p - \omega_1}{\omega_p} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_p} = 1 - \frac{1}{\tau} ; \frac{1}{\tau} = 1 - \frac{1}{\tau_0} = \frac{\tau_0 - 1}{\tau_0} ;$$
$$\tau = \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1}$$

Sapendo che il rapporto di trasmissione del rotismo ordinario τ_0 è pari al rapporto

$\frac{z_{in}}{z_{out}} = \frac{z_1}{z_3}$ (con z : numero di denti della ruota *i-sima*), si ottiene la seguente relazione:

$$\tau = \frac{z_1}{z_1 + z_3}$$

Si nota che, essendo z_1 il numero di denti del solare, il numeratore risulta molto minore del denominatore, per cui complessivamente viene dimostrato attraverso la formula di Willis che, con questo tipo di rotismo, si riesce ad ottenere un rapporto di trasmissione molto basso utilizzando un solo stadio di riduzione.

È possibile anche ottenere una seconda configurazione di rotismo epicicloidale, sempre attraverso il modello cinematico di figura 2.1. Infatti, se si tenesse fermo il pignone (membro 1), si otterrebbe un modello in cui il satellite (membro 2) possiede un asse che risulta essere in moto rispetto al telaio, mentre la corona (membro 3) intorno a un asse fisso. In questo modo, sempre attraverso la formula di Willis si dimostra che il rapporto di trasmissione τ del rotismo assume la seguente forma:

$$\tau = 1 - \tau_0 = 1 - \frac{z_1}{z_3} = \frac{z_3 - z_1}{z_3}$$

Dall'altra parte, il rendimento che si ottiene è molto basso, ovvero molta parte della potenza in ingresso viene persa per attrito all'interno del rotismo. Molto importante in questo caso è quello che viene chiamato *rendimento caratteristico* η_0 , cioè il rendimento del rotismo che si otterrebbe ponendo il portasatelliti fisso (rotismo ordinario associato), attraverso il quale si riesce a ricavare il rendimento η del rotismo epicicloidale.

Il vero vantaggio dei rotismi epicicloidali sta nella compattezza del sistema, per cui, ponendo più rotismi in serie si possono ottenere quelli che sono detti rotismi epicicloidali composti o riduttori epicicloidali, caratterizzati da un rapporto di trasmissione veramente molto basso, fino a 1:7000.

Un esempio di questo sistema composto è presentato in figura 2.2.

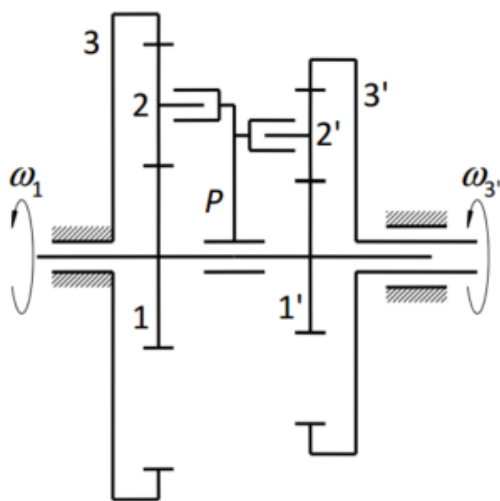


Fig. 2.2
 Il rapporto di trasmissione $\tau = \omega_3' / \omega_1$ risulta elevatissimo anche utilizzando solo due stadi di riduzione e un sistema di ingombro ridotto

2.2 - Differenze con i rotismi ordinari

La differenza sostanziale tra rotismi ordinari e rotismi epicicloidali sta nell'ingombro e nelle potenze trasmissibili all'interno del singolo stadio, infatti i primi possiedono rapporti di trasmissione τ in generale più alti dei secondi a parità di ingombro, per cui la potenza trasmessa risulta inferiore. A favore dei rotismi ordinari invece è il rendimento, che nei rotismi composti si mantiene in genere sempre più alto del 90%, mentre, come detto, per i rotismi epicicloidali a più stadi si ha un rendimento più basso, che si aggira su valori del 70-80%.

Altro punto a favore dell'utilizzo di un rotismo ordinario rispetto al rotismo epicicloidale è la possibilità di poter lavorare su assi differenti tra ingresso e uscita, a seconda delle esigenze. Per esempio, si possono avere rotismi ordinari in cui gli alberi siano coassiali, paralleli, ortogonali o anche sghembi, il che permette una alta versatilità applicativa, anche se, come detto, si perde in compattezza del sistema rispetto ai rotismi epicicloidali.

Vengono illustrati in seguito alcuni esempi di rotismi ordinari in diverse configurazioni:

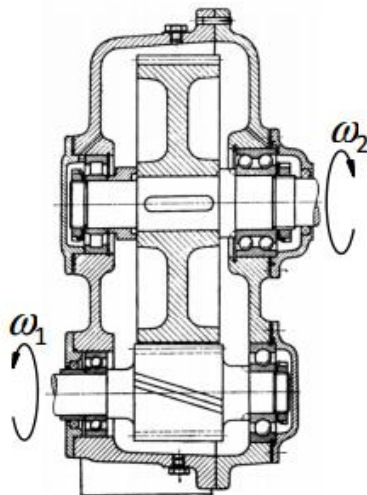


Fig. 2.3
Rotismo ordinario cilindrico con alberi paralleli

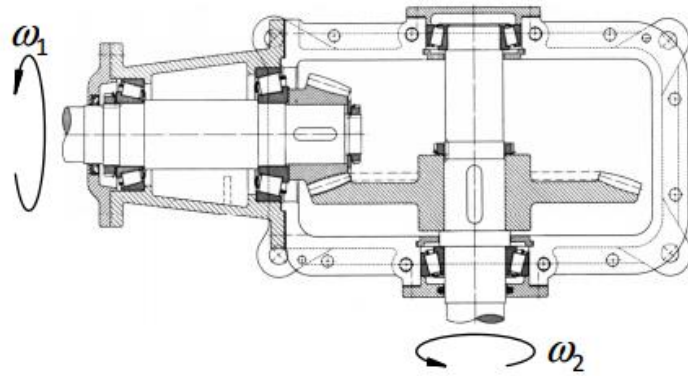


Fig. 2.4
Rotismo ordinario conico con alberi ortogonali (coppia conica)

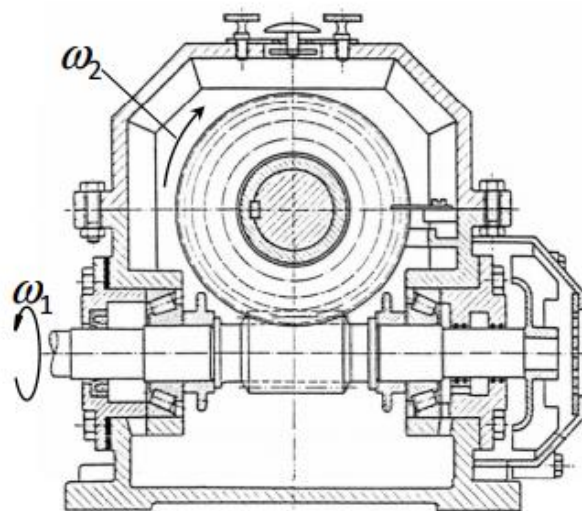


Fig. 2.5
Rotismo ordinario a vite con alberi sghembi (coppia vite/ruota elicoidale)

2.3 - Le applicazioni robotiche e i concorrenti sul mercato

L'utilizzo di riduttori epicicloidali trova una spinta applicazione in quei settori in cui sono necessarie potenze trasmissibili molto elevate, in cui il range di potenze trasmissibili sia molto variabile ma allo stesso tempo in cui sia necessario adottare soluzioni leggere e compatte. Uno di questi settori è sicuramente quello della robotica, specialmente quello relativo ai robot antropomorfi. Un esempio di queste macchine è presentato in figura 2.6.



Fig. 2.6

*Esempi di robot antropomorfi a 6 gradi di libertà
(sinistra: ABB, destra: RRRobotica)*

Quando si parla di robot e ancor più quando questi sono come quelli di figura, antropomorfi, è importante che gli organi di trasmissione mantengano una alta precisione nel movimento, ovvero quando il motore fornisce una determinata legge di moto, l'utilizzatore, che in questo caso sarebbe la parte a valle del robot, deve muoversi secondo quella determinata traiettoria che il motore va a definire attraverso quella determinata legge di moto. Se questo obiettivo non è raggiunto, il robot potrebbe non portare a buon fine il lavoro, presentando un malfunzionamento, essendosi mosso verso un punto che rimane fuori dal range di tolleranza consentito, peccando quindi di precisione nella sua movimentazione.

Risulta perciò molto importante mantenere un'alta precisione di accoppiamento tra gli organi dei riduttori che sono collegati ai vari motori del robot, per cui è fondamentale

che il riduttore possenga un valore di gioco o *Lost-Motion* inferiore a 1 arcmin, cioè $1/60$ [°]. Nel seguito verranno illustrati questi due importanti parametri.

A causa di ciò, in questo campo si sono sviluppati altri tipi di riduttori che permettono una ancora maggiore compattezza e precisione rispetto ai rotismi epicicloidali a ingranaggi. Sono infatti stati introdotti i *riduttori armonici* (vedi “Harmonic-Drive®”) e i *riduttori cicloidali* (vedi “Spinea” o “Nabtesco”). Il loro vantaggio sta nella loro estrema compattezza e resistenza, quando allo stesso tempo permettono una precisa e importante trasmissione di potenza all’uscita. Uno svantaggio, non da poco, che presentano è invece il loro costo elevato, frutto dell’utilizzo di materiali ricercati, geometrie complesse e, in alcuni casi, numerosità elementi.

Nelle seguenti immagini vengono mostrati i principali concorrenti di SAMPingranaggi che utilizzano questi tipi particolari di rotismi.

Nel campo dei riduttori cicloidali, i principali concorrenti sul mercato attualmente sono



Fig. 2.7

Spinea e Nabtesco; in figura 2.7 viene illustrata la geometria generale di un rotismo cicloidale, mentre in figura 2.8 e 2.9 vengono mostrati i modelli di riduttori rispettivamente di Spinea e Nabtesco.

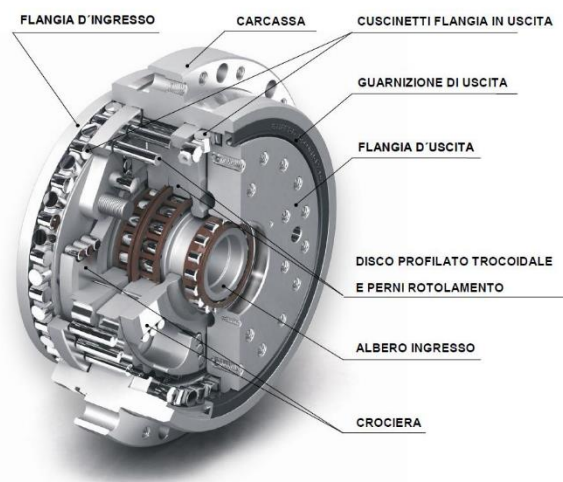


Fig. 2.8
Riduttore Spinea



Fig. 2.9
Riduttore Nabtesco

Altro tipo di rotismo è invece utilizzato dall'azienda Harmonic-Drive, la quale utilizza un rotismo di tipo armonico come quello in figura 2.10, nel quale è presente un elemento flessibile che durante il moto si deforma e assume una geometria ellittica.



Fig. 2.10

Riduttore Harmonic-Drive

3 - IL PROBLEMA DEL GIOCO (*BACKLASH*)

3.1 - Che cos'è?

Ad oggi la principale funzione della maggior parte delle ruote dentate consiste nella trasmissione di coppie e nel trasferimento accurato della posizione angolare.

Per le applicazioni robotiche, come detto, la caratteristica più importante deve essere l'accuratezza della posizione angolare, la quale determina in maniera importante la precisione della macchina e la sua qualità di lavorazione.

Il parametro che si utilizza per valutare questa accuratezza nell'ingranamento tra le ruote è detto *backlash* e altro non rappresenta che il valore del gioco esistente fra due denti che ingranano tra loro. Ovviamente questo gioco fa sì che, per poter trasferire coppia tra una ruota e l'altra, vi sia un istante in cui la coppia motrice ideale per muovere il meccanismo sia nulla, in quanto non è presente alcun contatto tra i denti della ruota proprio a causa di questo gioco. Questo porta inevitabilmente ad un errore di precisione nel movimento della ruota condotta, in quanto, se si pensa che il motore è programmato per poter fornire una rotazione definita alla ruota, si avrà una "perdita di moto" (*lost-motion*) causata appunto da questo interstizio fra i denti delle ruote.

In figura 3.1 viene indicato con la quota j proprio il gioco presente nell'accoppiamento tra i denti delle ruote.

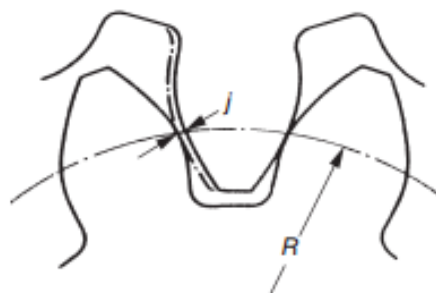


Fig. 3.1

Il Backlash (j) è l'errore che risulta dalla differenza tra la larghezza del vano di una ruota e lo spessore del dente della corrispondente

Il gioco nell'ingranamento fra due ruote può essere definito in più modi:

- Gioco Circonferenziale;
- Gioco Normale;
- Gioco Radiale;
- Gioco Angolare;
- Gioco Assiale (solo nel caso di ruote coniche).

Esiste un modo per riuscire a valutare questa grandezza senza misurarla direttamente sui denti, il che risulterebbe molto complesso. Sia che si consideri un semplice ingranaggio, che un riduttore, si tratta di andare a bloccare l'ingresso e muovere l'uscita applicando una certa coppia che faccia in modo che si recuperino i giochi all'interno dell'ingranamento. Si può valutare questo comportamento andando ad analizzare il grafico di figura 3.2, il quale mostra l'andamento ideale della rotazione dell'uscita in relazione alla coppia applicata al sistema.

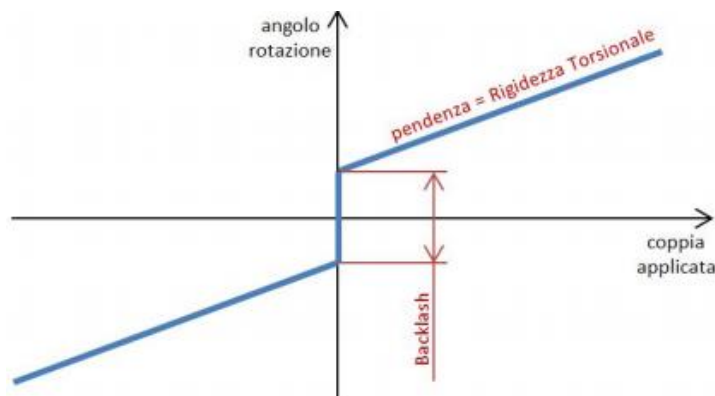


Fig. 3.2

Andamento ideale della rotazione dell'uscita di un riduttore con ingresso bloccato, in funzione della coppia applicata

Si nota che in corrispondenza dell'asse delle ordinate, il grafico assume un andamento verticale, che risulta simmetrico rispetto all'asse delle ascisse e in seguito riprende a crescere in maniera proporzionale alla coppia applicata.

L'entità del gioco rappresentata nel grafico di figura 3.2 è relativa a quello di tipo angolare, il quale, in questo stesso grafico, è misurato come la lunghezza del segmento che coincide con l'asse delle ordinate, mentre gli altri due tratti rettilinei possono essere utili per misurare la rigidezza torsionale del sistema calcolando il reciproco del coefficiente angolare di tale retta. Possiamo affermare che il recupero dei giochi avviene in quel tratto verticale poiché, teoricamente, per farlo avvenire è necessaria

una coppia nulla, in quanto nelle condizioni ideali, la coppia dissipata per attrito è nulla e, in corrispondenza del recupero dei giochi, la coppia motrice risulta anch'essa nulla. A fronte di queste considerazioni, quindi, è possibile ipotizzare un andamento come quello di figura 3.3, il quale si avvicina maggiormente alle condizioni reali di funzionamento. Viene infatti imposto un valore di coppia dissipata per attrito all'interno di tutti gli accoppiamenti del sistema non nullo in corrispondenza del recupero dei giochi, per cui si può notare che il tratto nel quale si andava a misurare il gioco non risulta più verticale, ma è inclinato di una certa quantità, tanto maggiore quanto maggiori sono gli attriti negli accoppiamenti.

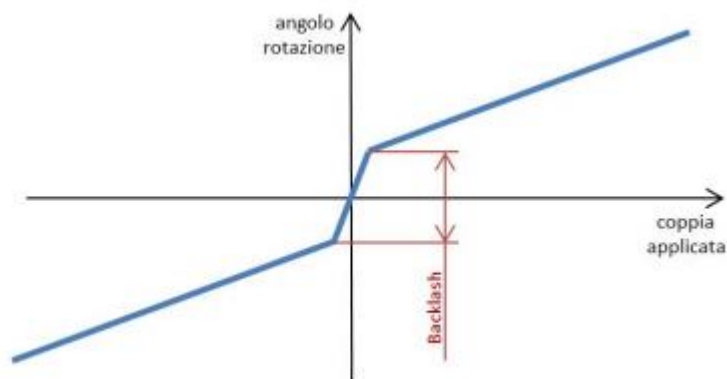


Fig. 3.3
Andamento reale della rotazione dell'uscita di un riduttore con ingresso bloccato, in funzione della coppia applicata

È però da notare un altro fenomeno fisico di particolare interesse all'interno di una prova di questo genere. Infatti, nelle prove pratiche che si effettuano per valutare il gioco di un riduttore, le quali saranno descritte nel seguito, è necessario far tornare il riduttore nella sua posizione iniziale, facendo ruotare l'uscita in senso opposto e della stessa entità rispetto alla rotazione di andata. Se si graficano gli andamenti di angolo di rotazione e coppia applicata, si ottiene un vero e proprio ciclo di isteresi come quello rappresentato in figura 3.4.

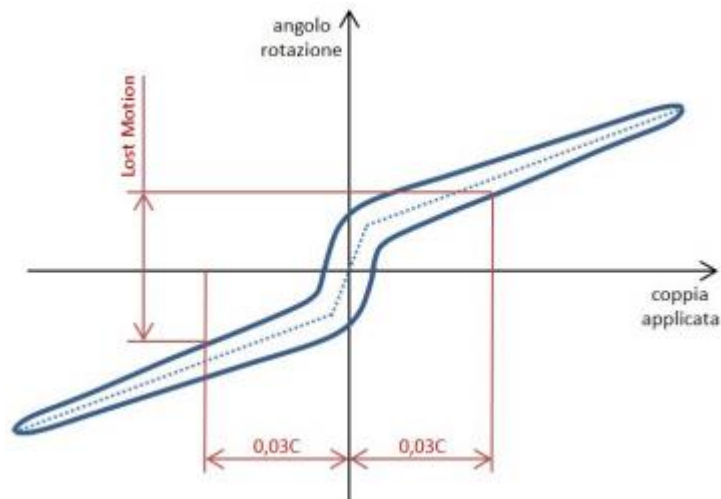


Fig. 3.4

Ciclo di isteresi ottenuto mediante la rotazione prima in un senso e poi nell'altro dell'uscita del riduttore

In questo tipo di prova è possibile valutare un'altra grandezza, già citata precedentemente, detta *Lost-Motion* o anche *perdita di moto*. Essa è definita come la quota dell'angolo di rotazione in corrispondenza del $\pm 3\%$ della coppia nominale applicata all'uscita del riduttore, come si nota in figura 3.4.

Essa fornisce un valore indicativo che mostra quanto il riduttore perde di precisione durante il suo moto a causa del recupero dei giochi tra i denti.

3.2 - Soluzioni applicative al problema

È stato già sottolineato come sia di fondamentale importanza ridurre il più possibile il gioco, quindi anche la *Lost-Motion*, all'interno di un riduttore e, in generale, all'interno di un accoppiamento tra ruote dentate. Per ottenere una ottimale riduzione di queste grandezze, esistono varie soluzioni applicative.

Esistono due diverse metodologie per la riduzione o eliminazione del gioco: metodi *Statici* e metodi *Dinamici*. I primi agiscono sulla forma dei denti stessi e sull'interasse delle ruote, mentre i secondi si servono di una forza esterna per raggiungere l'obiettivo desiderato.

I metodi Statici individuano quattro possibili regolazioni, ognuna delle quali agisce o sulla forma del dente o sugli interassi tra le ruote o su entrambi:

TABELLA RIASSUNTIVA		INTERASSE TRA LE RUOTE	
		Fisso	Variabile
FORMA DEL DENTE	Fissa	A	B
	Variabile	C	D

Caso A

Nel caso in cui sia la forma del dente che l'interasse tra le ruote non possano agire per recuperare i giochi nell'ingranamento, la soluzione è lavorare con estrema cura ogni singolo componente del riduttore, nel caso di un riduttore epicicloidale sia le ruote che i perni del portasatelliti, utilizzando tolleranze molto ristrette. Lo svantaggio principale potrebbe essere il costo di queste lavorazioni. Si deve tenere bene presente che tali lavorazioni non devono essere assolutamente trascurate in termini di precisione, anche nei casi in cui il recupero dei giochi venga aiutato da particolari geometrie o meccanismi interni al riduttore.

Caso B

In questo caso, il recupero dei giochi è aiutato da una sorta di spinta di una ruota sull'altra. Il movimento che quindi va a compiere la ruota può quindi essere in direzione radiale o seguire una traiettoria circolare, a seconda della geometria del riduttore. Un esempio è riportato in figura 3.5.

Nei riduttori epicicloidali questa soluzione non è molto utilizzata a causa della loro particolare geometria interna.

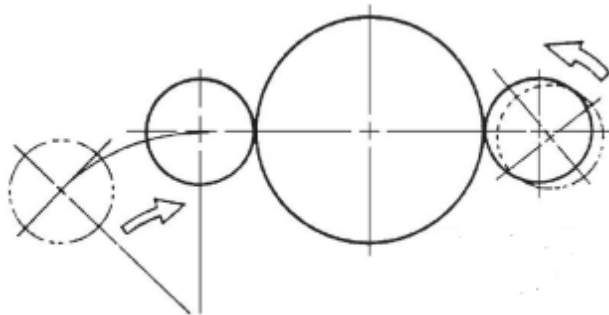
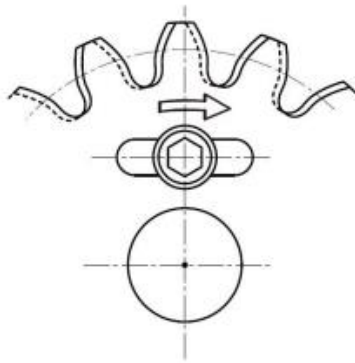


Fig. 3.5
*Esempio di regolazione dell'interasse
mediante un movimento
circonferenziale delle ruote*

Caso C

Regolando la forma del dente mantenendo l'interasse tra le ruote fisso, sono individuabili 2 possibili soluzioni:

- 1) Si utilizza una ruota tagliata lungo l'asse in due parti, le quali, ingranando con la seconda ruota, sfalsano le dentature e vanno a riempire completamente il vano della ruota con cui ingranano, in modo che un fianco del dente di una ruota stia sempre a contatto sulla sua destra, mentre un fianco del dente dell'altra stia sempre a contatto sulla sua sinistra. In figura 3.6 è mostrato un esempio di questa particolare ed efficace soluzione. In questo caso la regolazione viene fatta prima dell'ingranamento, mentre è possibile anche operare con una soluzione in cui le dentature si sfalsino man mano che i denti ingranano fra loro.



È da notare che le lavorazioni sulle ruote devono essere molto precise, perché una minima differenza tra i denti della stessa ruota può portare sia al grippaggio dei denti che ad un eccessivo aumento del gioco.

Fig. 3.6

L'ingranamento avviene sfalsando le dentature, recuperando così i giochi

- 2) Vengono utilizzate delle ruote cosiddette *Beveloid*, ruote in cui la correzione del dente varia da una faccia all'altra, ottenendo così un profilo conico della stessa,

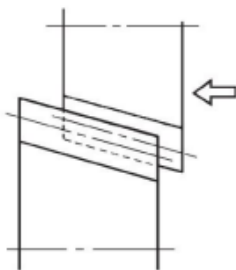


Fig. 3.7

Accoppiamento tra ruote Beveloid

con un angolo di semi-apertura di pochi gradi, come si vede in figura 3.7. Questi tipi di ruote permettono un più facile recupero dei giochi se spinte assialmente l'una contro l'altra, anche se, in fase di lavorazione, le ruote a dentatura interna con questa geometria sono meno precise rispetto alle ruote a dentatura esterna, in quanto non sono rettificabili, per cui vengono mantenute tutte le deformazioni e gli errori che si generano in fase di trattamento termico.

Caso D

Per quanto concerne, invece, la regolazione tramite sia la variazione dello spessore dei denti che la modifica dell'interasse, essa è teoricamente fattibile ma non viene effettuata per la scarsa valenza pratica e gli elevati costi che ne deriverebbero, preferendo comunque le altre soluzioni citate in precedenza.

I metodi Dinamici, invece, utilizzano una forza esterna che impone il contatto fra i denti delle ruote, come per esempio la forza di una molla, in modo da annullare il gioco fra i denti. La forza può agire sia per regolare l'interasse tra le ruote, come in figura 3.8, dove sono rappresentati delle particolari ruote chiamate "Scissors Gears", che per portare a contatto i denti.

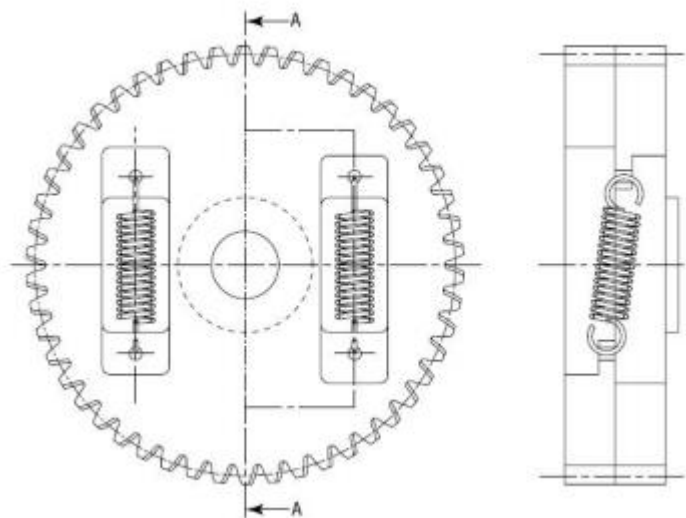


Fig. 3.8

Le molle fanno sì che il gioco nell'accoppiamento tra le ruote si riduca

La soluzione mostrata in figura è derivata dal caso C, infatti le dentature delle due parti della ruota vengono sfalsate, ma la differenza è che questo sfasamento non è più regolabile, proprio a causa della presenza delle molle. Come vantaggio, però, si ha che il gioco viene completamente annullato.

4 - IL RIDUTTORE SAMP

4.1 - Introduzione alla geometria e al funzionamento

L'intento dell'azienda, con questo progetto, è di lanciarsi sul mercato dei riduttori compatti andando a sviluppare un prodotto che sia competitivo sia dal punto di vista delle prestazioni che dal punto di vista dei costi. Gli ingegneri e i tecnici presenti all'interno dell'azienda hanno sviluppato un particolare riduttore epicicloidale compatto per applicazioni robotiche che va ad annullare il gioco tra i denti ispirandosi alla soluzione C1 vista in precedenza, apportando qualche modifica alla geometria generale per adattarla ad un rotismo epicicloidale.

Il riduttore si compone dei seguenti elementi:

- Una corona fissa;
- Una corona mobile;
- Un portasatelliti;
- Quattro perni montati sul portasatelliti;
- Quattro satelliti (figura 4.1);
- Quattro controsatelliti compresi di ghiera di serraggio (figure 4.2 e 4.3);
- Due cuscinetti obliqui a sfere montati sulla corona mobile tenuti da una ghiera e un anello elastico;
- Un cuscinetto radiale a sfere montato sul portasatelliti tenuto da una ghiera e un anello elastico.

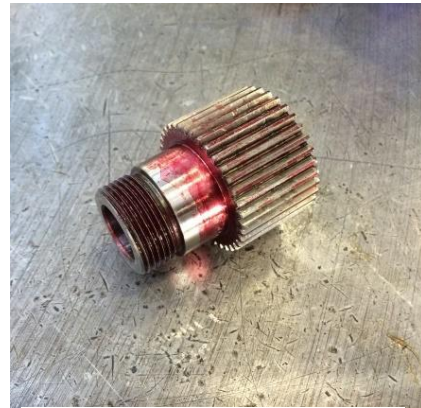


Fig. 4.1
Il satellite



Fig. 4.2
Il controsatellite

In questo caso, a differenza della soluzione C1, non viene utilizzata una vite per portare a contatto le due ruote, ma viene utilizzata una

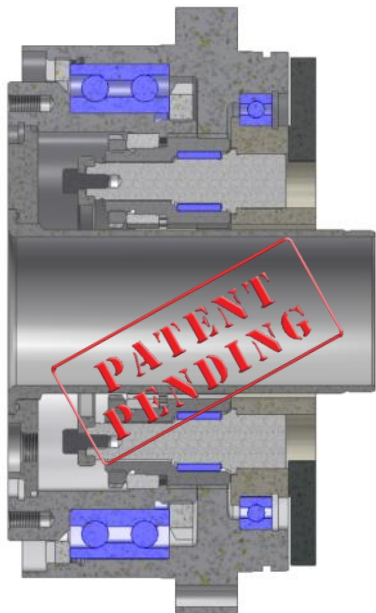


Fig. 4.4
*Sezione del riduttore SAMP
GH1200v1*

ghiera filettata montata sul satellite che, con il suo avanzamento, va a spingere sul controsatellite, montato anch'esso sul perno che supporta il satellite. L'avanzamento del controsatellite, però, viene in parte



Fig. 4.3
La ghiera di serraggio

impedito dalla conicità della sede in cui si deve inserire lo stesso, facendo sì che si crei l'interferenza necessaria all'accoppiamento per trasmettere il momento torcente adeguato. La ghiera è necessaria, oltre che per spingere il controsatellite, anche per regolare la distanza tra questo e il satellite, per fare sì che, durante il funzionamento del riduttore, vi sia lo sfasamento delle dentature di satellite e controsatellite. Il primo infatti va

ad ingranare con la corona fissa e con la corona mobile, mentre il controsatellite ingrana soltanto con la corona mobile (si può osservare una vista in sezione del riduttore in figura 4.4 per meglio comprenderne il funzionamento). Il recupero dei giochi avviene proprio grazie allo sfasamento delle dentature di satellite e controsatellite, infatti in questo modo, i denti di questi due componenti vanno ad insediarsi nello stesso vano della corona mobile, tenuto qualche centesimo di millimetro più largo dei denti dei satelliti in modo da favorire questo sfasamento, e l'annullamento del gioco è garantito. In più, è da notare che in un senso di rotazione si



Fig. 4.5
*Il componente satellite-contrasatellite
prima del taglio*

ha che il satellite ingrana con la sola corona fissa e il controsatellite con la corona mobile, mentre nell'altro senso, il satellite ingrana sia con la fissa che con la mobile, mentre il controsatellite risulta, in teoria, scarico.

Inizialmente, in fase di dentatura, il satellite e il controsatellite sono fisicamente uniti; solo dopo la fase di dentatura e di rettifica avviene il taglio delle due parti. Il componente nella sua interezza è mostrato in figura 4.5.

Il riduttore è invece mostrato in figura 4.6: si nota che esso risulta ancora “aperto” e privo di movente in ingresso, in quanto ancora in fase prototipale e dunque sottoposto ad opportune prove che verranno descritte nel seguito della trattazione. In fase di funzionamento, invece, esso risulterà “chiuso” da entrambi i lati, poiché sarà necessario riempirlo di lubrificante, in particolare olio sintetico Klüber con indice di viscosità pari a 220, e dal lato dell’ingresso vi sarà posta una ruota che ingrana, tramite un rotismo ordinario, detto “prestage”, esterno al riduttore, con un pignone, il quale permette il moto della suddetta ruota che risulta rotoidalmente solidale al portasatelliti. Infatti, come si vede, il riduttore possiede un foro centrale, chiamato in gergo “passacavi”, dovuto al fatto che questo modello dovrà essere montato sull’asse 1 del robot, mentre le altre taglie che sono state previste per gli altri assi, non lo possiedono: in quel caso è presente un solare che va a ingranare con i quattro satelliti, soluzione che risulta essere più comoda per il posizionamento dei motori sul robot stesso per gli assi diversi dal primo.

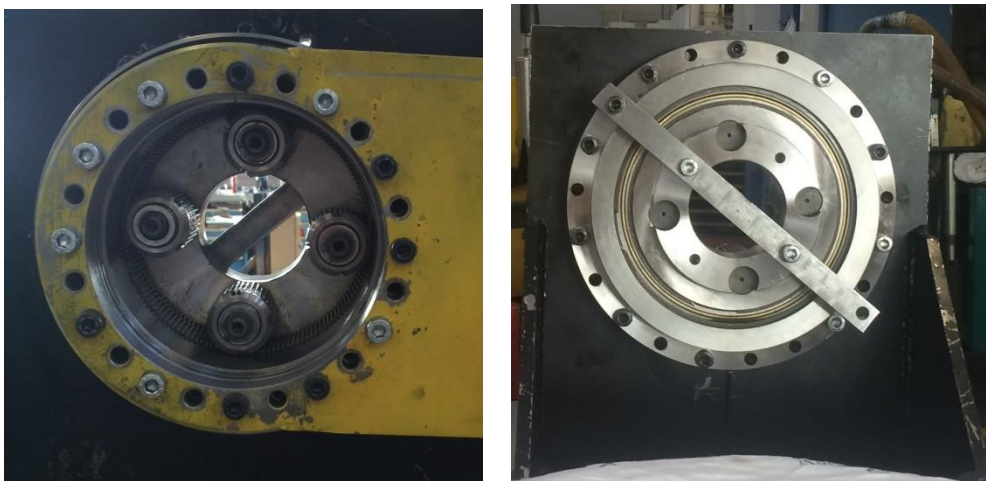


Fig. 4.6

*Il riduttore SAMP: modello GH1200v1
(sinistra: Uscita; destra: Entrata)*

Il rapporto di riduzione complessivo del riduttore è:

$$\tau_{\text{tot}} = \frac{1 - \frac{z_f}{z_m}}{\tau_p}$$

con

τ_{tot} : rapporto di trasmissione totale;

τ_p : rapporto di trasmissione prestage;

z_f : numero di denti della corona fissa;

z_m : numero di denti della corona mobile.

Il rapporto di trasmissione risulta governato, oltre che dal rapporto di trasmissione del prestage, dalla differenza tra il numero di denti delle due corone. Infatti meno denti di differenza ci sono, più il rapporto di trasmissione risulta piccolo, fino a quando non si ha che le due corone possiedono lo stesso numero di denti, in questo modo tutte e due risulteranno fisse, per cui a fronte di una velocità elevata in ingresso, si otterrà una velocità nulla in uscita.

La differenza del numero di denti tra le corone, non solo determina il rapporto di trasmissione, ma fornisce anche il numero di satelliti da adottare. Infatti se per esempio si avesse una differenza di due denti tra le corone, saranno presenti solo due punti in cui le due corone hanno i denti combacianti, per cui si potranno utilizzare solo due satelliti. Nel caso del riduttore SAMP, i denti di differenza tra una corona e l'altra sono quattro, infatti i satelliti presenti sono appunto quattro.

I seguenti grafici mostrano l'andamento del rapporto di trasmissione e di condotta, ovvero uno l'inverso dell'altro, in funzione della differenza tra il numero di denti delle corone.

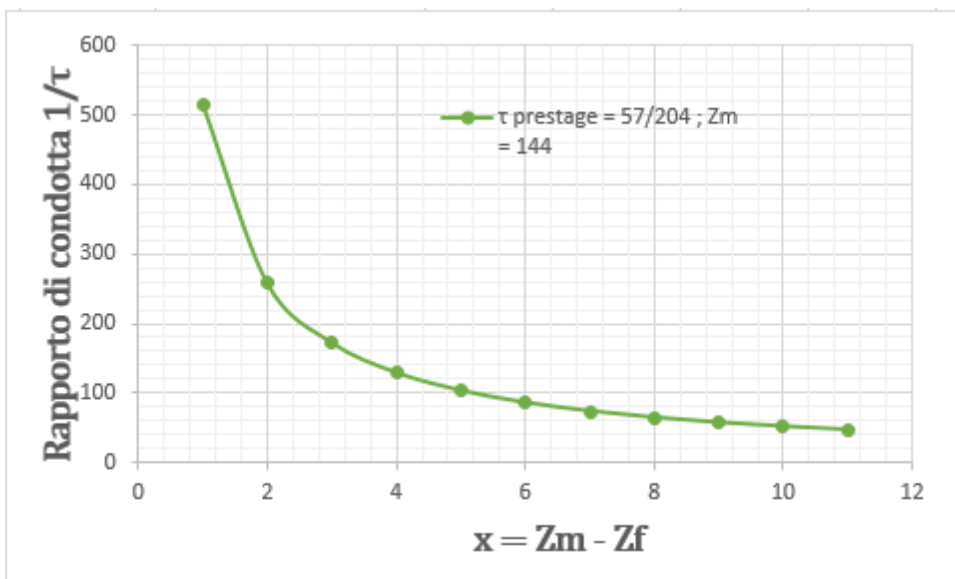
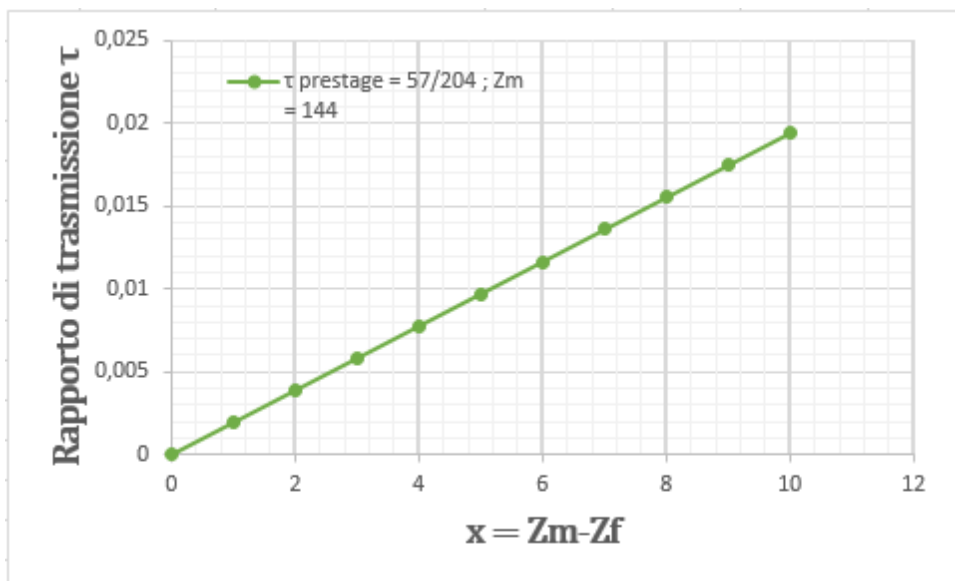


Fig. 4.7
Si nota che più è piccola la differenza tra il numero di denti delle due corone, più il rapporto di condotta risulta elevato, assumendo un valore infinito quando il numero di denti delle due corone è lo stesso.

4.2 - Problema della corrispondenza tra modello reale e modello virtuale

Il problema che ci si pone in questa analisi, è quello di valutare le sollecitazioni su alcuni componenti del riduttore nel suo funzionamento, quanto si deformano i denti di satellite, controsatellite e delle corone durante l'ingranamento nelle prove di isteresi effettuate e infine di misurare il gioco del riduttore stesso tramite questi stessi test. La simulazione agli elementi finiti, quindi, sarà di aiuto per capire quali sono le deformazioni e le sollecitazioni a cui sono soggette le dentature del rotismo, con particolare interesse al calcolo della rigidità del sistema che, nel caso reale possiede il portasatelliti, mentre in quello virtuale no, per cui sarà interessante notare quanto questo elemento incide nella cedevolezza del sistema.

Il problema principale che si è subito notato, è dato dal fatto che secondo il modello virtuale, come si evince dalla figura 4.8, le sfasature tra i denti di satellite e controsatellite sono di circa 1,5-2 decimi di millimetro, mentre i pezzi analizzati dal collaudo di SAMPingranaggi, dopo essere stati utilizzati sul riduttore durante le prove suddette, hanno rilevato una sfasatura di pochi centesimi di millimetro.

Questa notevole differenza è causata soprattutto dagli errori di lavorazione, i quali si distribuiscono sul portasatelliti e sui relativi perni, i quali sono montati su di esso per interferenza, quindi potrebbero presentare errori abbastanza grossolani sull'interasse, riconducibili alla loro perpendicolarità, ma soprattutto si è notato che questi errori si distribuiscono pesantemente sulla dentatura delle corone, in particolare quella mobile, poiché per la costruzione di questo prototipo, inizialmente non era stata effettuata correttamente la lavorazione di rettifica delle dentature, per cui nel ciclo di lavorazione si è dovuta implementare una sabbiatura post-rettifica, la quale potrebbe aver portato ad errori sulla geometria e potrebbe aver compromesso il funzionamento del riduttore.

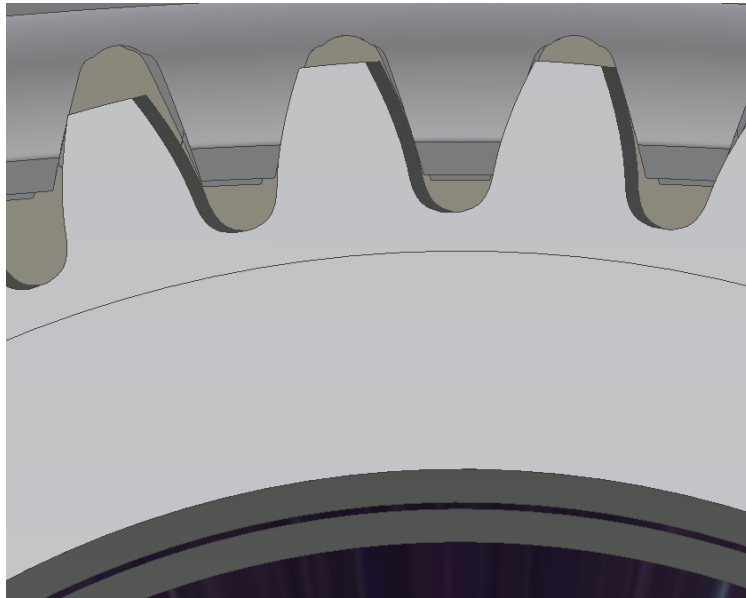


Fig. 4.8

Si nota lo sfasamento tra le dentature del controsatellite (davanti) e del satellite(dietro) che ingranano con la corona mobile a dentatura interna, annullando il gioco dell'ingranamento

Un'altra probabile causa del malfunzionamento del riduttore potrebbe anche essere riconducibile all'utilizzo di quattro satelliti anziché tre, i quali vanno a vincolare in maniera significativa il rotismo, e alla necessità di avere un modulo delle dentature troppo piccolo. Queste problematiche però esulano da questa trattazione.

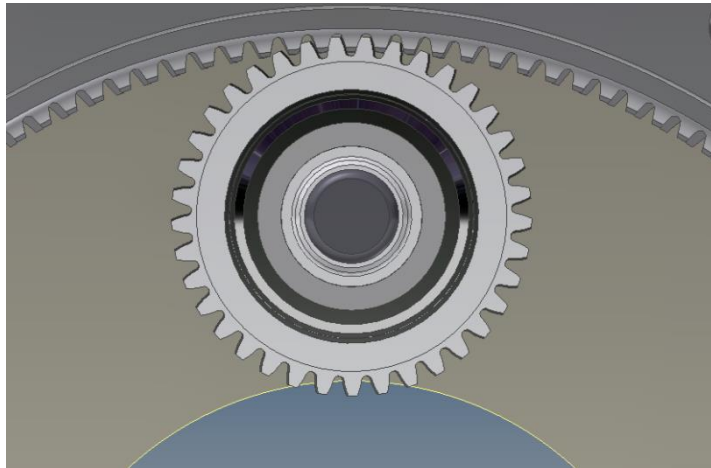


Fig. 4.9
Vista del montaggio del satellite e del controsatellite sul riduttore

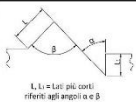
4.3 - Disegni

TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)	
CLASSE DI TOLLERANZA	
DESIGNAZIONE	DENOMINAZIONE
m	fine
c	media
v	grossolana
	molto grossolana

TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SMUSSI E RACCORDI									
DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6 FINO A 30	OLTRE 30 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400 FINO A 1000	OLTRE 1000 FINO A 2000	OLTRE 2000 FINO A 4000	OLTRE 4000	OLTRE 4000
±0,05	±0,05	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15

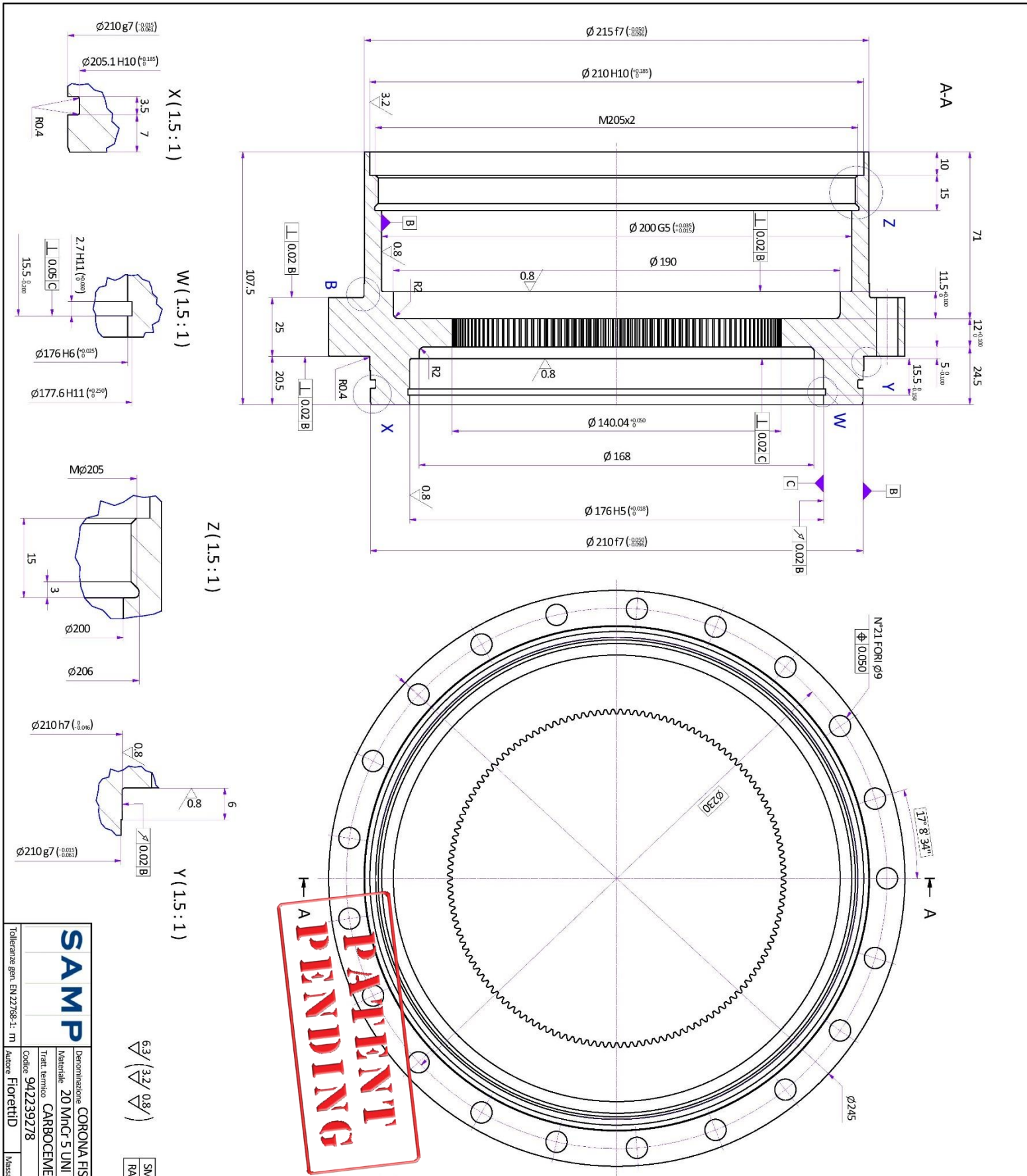
SMUSSI E RACCORDI		
DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6
±0,2	±0,5	±1

MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO					
FINO A 10	OLTRE 10 FINO A 50	OLTRE 50 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400	OLTRE 400
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°05'	±0°05'
±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'	±0°10'
±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°20'



Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information therein are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.



PATENT
 PENDING

SAMP

Tolleranze gen. EN22768-1, m

Autore: FiorettilD

Massa: 8.399 kg

Scala: 1 : 1.5

Denominazione: CORONA FISSA GH1200 V1

Materiale: 20 MnCr 5 UNI 7946/78

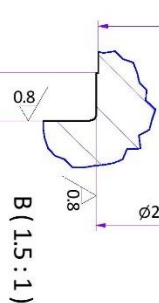
Treat. termico: CARBOCEMENTAZIONE Cmt3 60 HRC - UNI 5381

Codice: 942239278

Data: 17/02/2016

SMUSSI NON QUOTATI (mm)	0,5x45°
RACCORDI NON QUOTATI (mm)	R 0,8

63 / (32 / 0,8)



DENTATURA RETTIFICATA

Se possibile eseguire spoglia di testa.

Ampiezza: 19 µm

Diametro: 140,727 mm

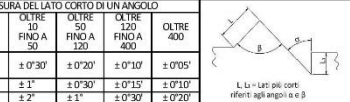
Si veda diagramma del profilo allegato

DATI DENTATURA CILINDRICA		SPUR GEAR TOOTH DATA	
MODULO NORMALE	m = 1	MODULO NORMALE	m = 1
NUMERO DI DENTI	z = 140	NUMERO DI DENTI	z = 140
ANGOLO DI PRESSIONE	α = 20°	ANGOLO DI PRESSIONE	α = 20°
ANGOLO DI ELICA	β = 0°	ANGOLO DI ELICA	β = 0°
LARGHEZZA FASCIA	b = 12	LARGHEZZA FASCIA	b = 12
DIAMETRO PRIMITIVO	d = 140	DIAMETRO PRIMITIVO	d = 140
DIAMETRO DI FONDO	d _f = 143,825	DIAMETRO DI FONDO	d _f = 143,825
DIAM. INIZIO ENVOY	d _e = 143,321	DIAM. INIZIO ENVOY	d _e = 143,321
DIAMETRO DI TESTA	d _a = 140,038	DIAMETRO DI TESTA	d _a = 140,038
TIPO DI DENTATURA	X = 0,6949	TIPO DI DENTATURA	X = 0,6949
FATTORE DI CORREZIONE	X = 0,9188	FATTORE DI CORREZIONE	X = 0,9188
PROF. SHIFT COEFFICIENT	X = 0,6949	PROF. SHIFT COEFFICIENT	X = 0,6949
QUANTITA' WILDFHBER	Wk = 54,252	QUANTITA' WILDFHBER	Wk = 54,252
BASE TANG. LENGTH	Wb = 54,252	BASE TANG. LENGTH	Wb = 54,252
K = 18 denti	Wk = 54,252	K = 18 denti	Wk = 54,252
QUANTITA' RULLI	Mhr = 139,260	QUANTITA' RULLI	Mhr = 139,260
DIM. OVER PINS	Mhr = 139,260	DIM. OVER PINS	Mhr = 139,260
φ = 1,75 mm	Mhr = 139,260	φ = 1,75 mm	Mhr = 139,260
QUALITA' DENTATURA	DIN 3962	QUALITA' DENTATURA	DIN 3962
ACCURACY GRADE	CLASS 5	ACCURACY GRADE	CLASS 5
TOLL. SPESORE DENTE	DIN 3967	TOLL. SPESORE DENTE	DIN 3967
TOOTH THICKNESS TOL.	GR. 123	TOOTH THICKNESS TOL.	GR. 123
CODICE UTENSILE	701406004	CODICE UTENSILE	701406004
TOOL NUMBER	701406004	TOOL NUMBER	701406004

TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)	
CLASSE DI TOLLERANZA	
DESIGNAZIONE	DENOMINAZIONE
f	fine
m	media
c	grossolana
v	molto grossolana

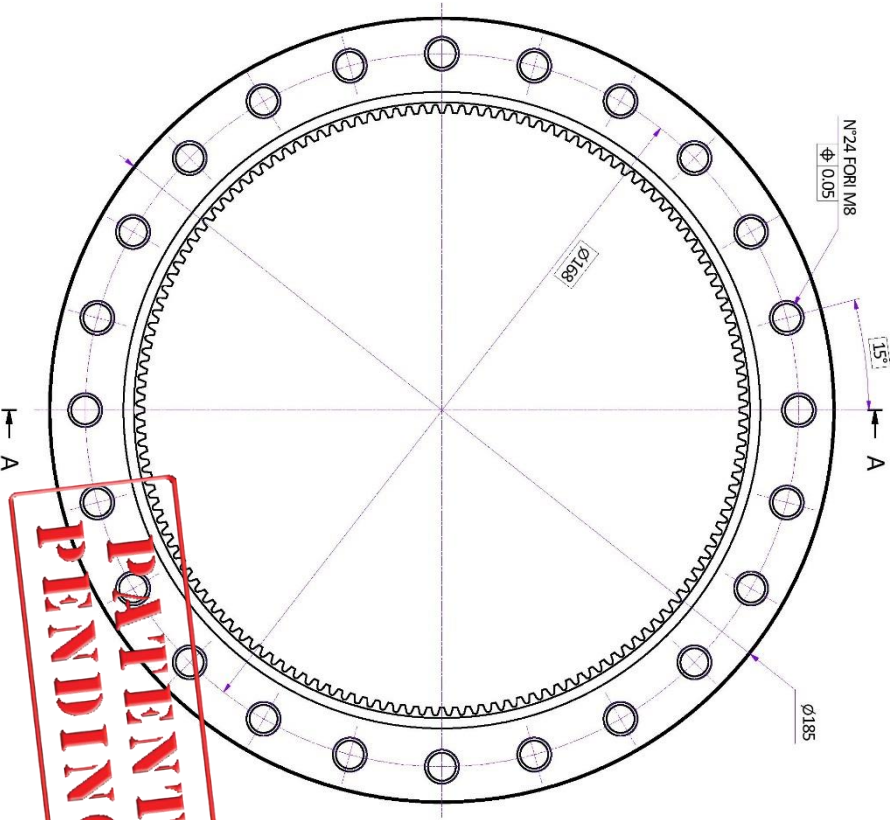
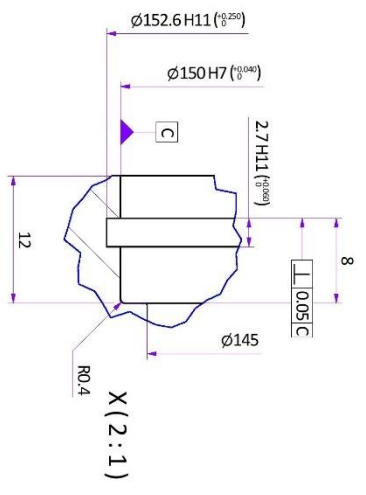
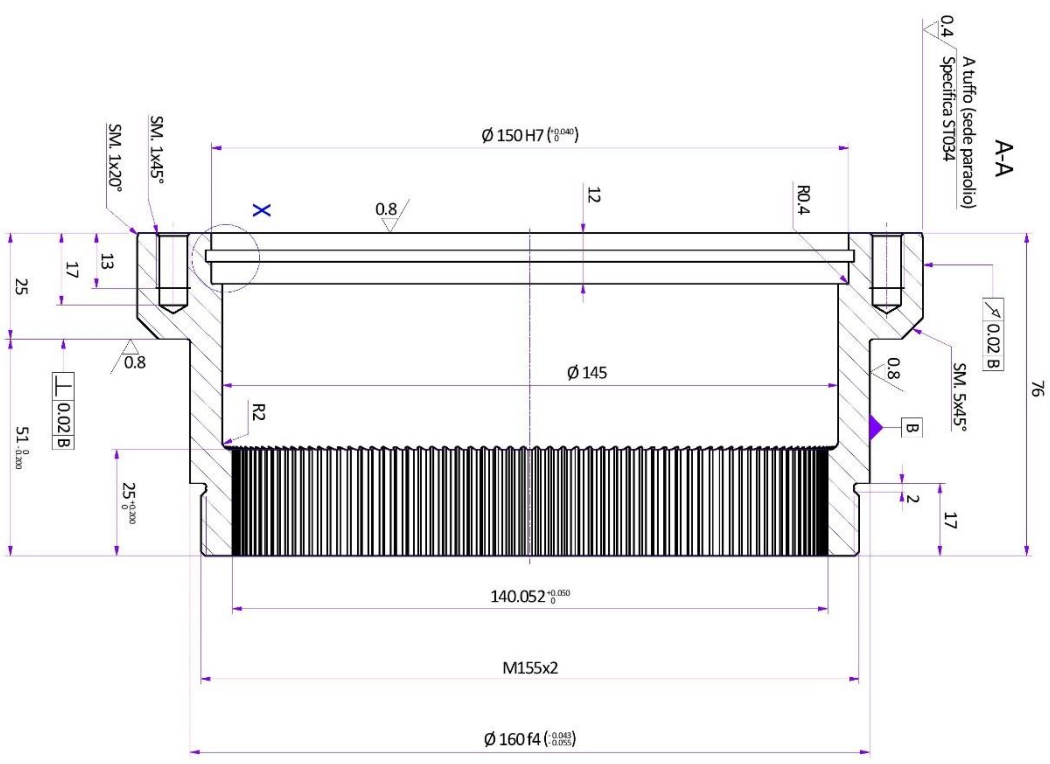
TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SMUSSI E RACCORDI									
DA	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE	OLTRE
FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A
3	6	30	120	400	1000	2000	4000	10000	20000
±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,3	±0,3

SMUSSI E RACCORDI				MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO			
DA	OLTRE	OLTRE	OLTRE	FINO A	OLTRE	OLTRE	OLTRE
FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A	FINO A
3	6	30	120	10	50	120	400
±0,2	±0,5	±1	±1	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°15'



Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.



PATENT PENDING

SAMP

Denominazione: **CORONA MOBILE GH1200 V1**

Materiale: **20 MnCr 5 UNI 7846/78**

Treat. termico: **CARBOCEMENTAZIONE Cmk3 60 HRC - UNI 5381**

Codice: **942239279**

Autore: **Florettid**

Massa: **3.136 kg**

Data: **19/02/2016**

Scala: **1 : 1.25**

3.6 / (0.8 / 0.4)

SMUSSI NON QUOTATI (mm)	0.5x45°
RACCORDI NON QUOTATI (mm)	R 0.8

DENTATURA RETTIFICATA

Se possibile eseguire spoglia di testa.

Ampiezza: 18 mm

Diametro: 140.968 mm

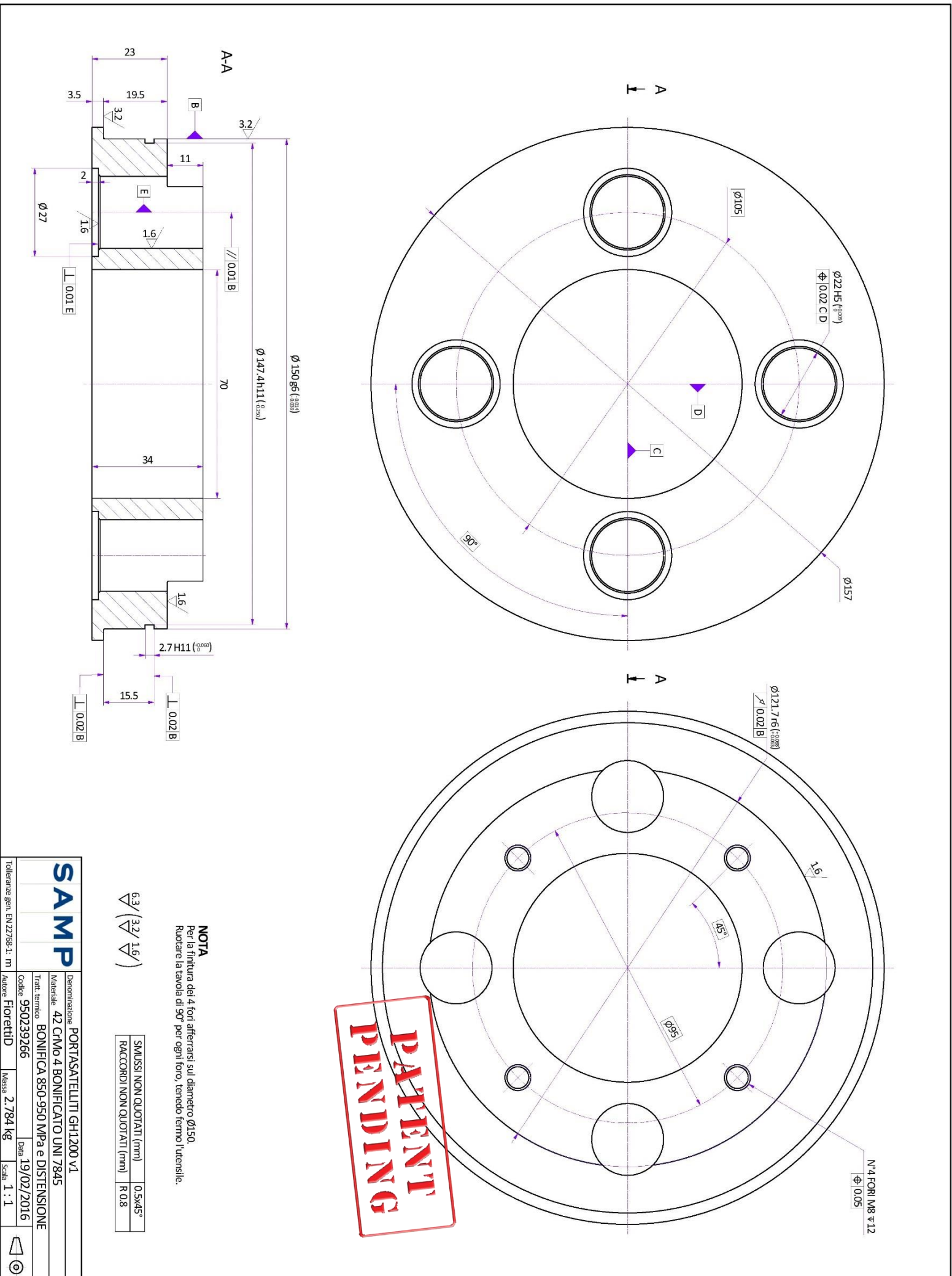
Si veda diagramma del profilo allegato.

DATI DENTATURA CILINDRICA		SPUR GEAR TOOTH DATA	
MODULO NORMALE	m = 1	NUMERO DI DENTI	z = 144
NOMINAL MODULE		NUMBER OF TEETH	
ANGOLO DI PRESSIONE	α = 20°	PRESSURE ANGLE	
ANGOLO D'ELICA	β = 0°	HELIX ANGLE	
LARGHEZZA FASCIA	b = 25	FACE WIDTH	
DIAMETRO PRIMITIVO	d = 144	PITCH DIAMETER	
DIAMETRO DI FONDO	d = 143.862	ROOT DIAMETER	
DIAM. INIZIO EVOLV.	d _i = 143.054	START ACTIVE PROF.	
DIAMETRO DI TESTA	d = 140.052 (0.05)	TP DIAMETER	
FATTORE DI CORREZIONE	x = -1.0742	PROF. SHIFT COEFFICIENT	
QUOTA VMDHABER	VM = 41.136 (0.024)	BASE TANG. LENGTH	
BASE TANG. LENGTH	VM = 41.136 (0.024)	BASE TANG. LENGTH	
BASE TANG. LENGTH	VM = 41.136 (0.024)	BASE TANG. LENGTH	
BASE TANG. LENGTH	VM = 41.136 (0.024)	BASE TANG. LENGTH	
QUOTA RULLI	MR = 138.998 (0.156)	ROLL OVER PINS	
DIM. OVER PINS	MR = 138.998 (0.156)	DIM. OVER PINS	
φ = 1.75 mm	MR = 138.998 (0.156)	φ = 1.75 mm	
QUALITÀ DENTATURA	DIN 3962	ACCURACY GRADE	
TOLL. SPESORE DENTE	DIN 3967	TOLL. SPESORE DENTE	
TOOTH THICKNESS TOL.	GR. 123	TOOTH THICKNESS TOL.	
CODICE UTENSILE	701406003	TOOL NUMBER	

TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)		TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SMUSSI E RACCORDI								SMUSSI E RACCORDI			MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO							
CLASSE DI TOLLERANZA		DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6 FINO A 30	OLTRE 30 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400 FINO A 1000	OLTRE 1000 FINO A 2000	OLTRE 2000 FINO A 4000	DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6	FINO A 30	OLTRE 30 FINO A 50	OLTRE 50 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400			
DESIGNAZIONE	DENOMINAZIONE	L: Lati più corti riferiti agli angoli α e β																		
f	fine	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	+0,2	+0,5	+1	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°05'			
m	media	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	+0,4	+1	+2	±1°30'	±1°	±0°50'	±0°15'	±0°10'			
j	grossolana	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±0,8	±0,8	±0,8	±0,8	+0,4	+1	+2	±1°30'	±1°	±0°50'	±0°15'	±0°10'			
v	molto grossolana	-	±0,5	±1	±1,5	±1,5	±1,5	±1,5	±1,5	+0,4	+1	+2	±3°	±2°	±1°	±0°50'	±0°20'			

Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.



SAMP

Tolleranze gen. EN 22768-1: m

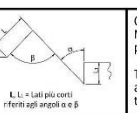
Denominazione: PORTASATELLITI GH1200 V1
 Materiale: 42 C4Mo 4 BONIFICATO UNI 7845
 Tratt. termico: BONIFICA 850-950 MPa e DISTENSIONE
 Codice: 950239266
 Autore: Floretid
 Data: 19/02/2016
 Massa: 2.784 kg
 Scala: 1 : 1

TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)	
CLASSE DI TOLLERANZA	DENOMINAZIONE
f	fine
m	media
c	grossolana
v	molto grossolana

TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SMUSSI E RACCORDI									
DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6 FINO A 30	OLTRE 30 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400 FINO A 1000	OLTRE 1000 FINO A 2000	OLTRE 2000 FINO A 4000		
±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15	±0,15		

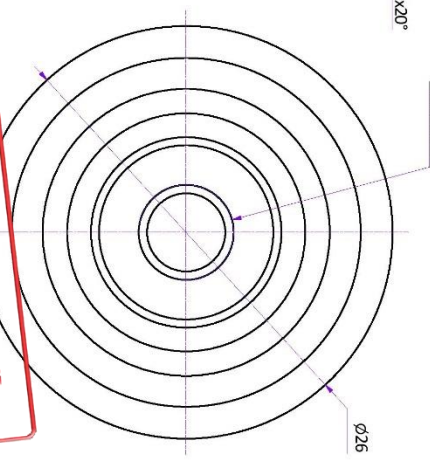
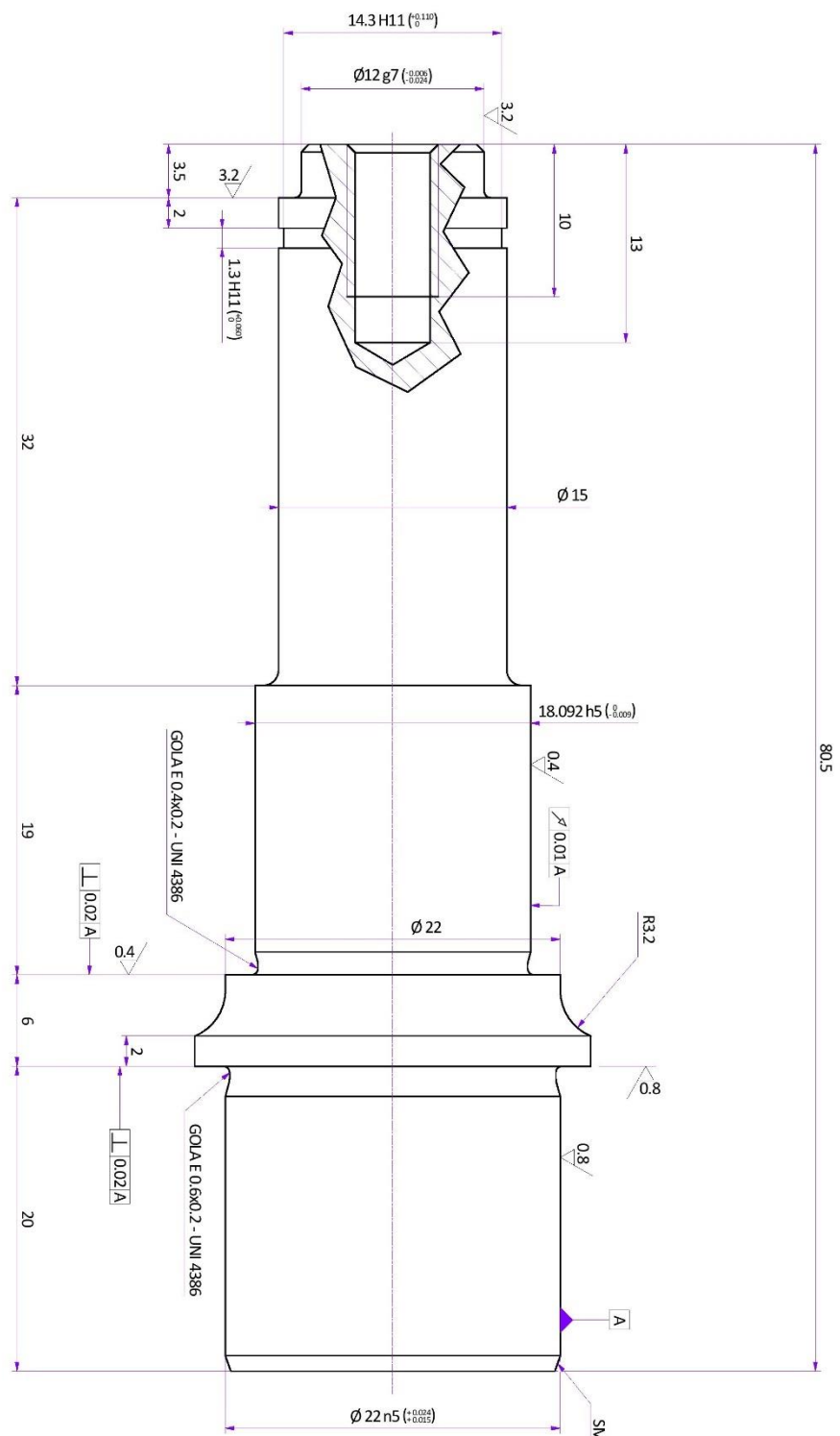
SMUSSI E RACCORDI		
DA 0,5 FINO A 3	OLTRE 3 FINO A 6	OLTRE 6
±0,2	±0,5	±1

MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO					
FINO A 10	OLTRE 10 FINO A 50	OLTRE 50 FINO A 120	OLTRE 120 FINO A 400	OLTRE 400	
±1°	±0'30"	±0'20"	±0'10"	±0'05"	



Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.



**PATENT
PENDING**

6.3 / (0.8 / 0.4)

SMUSSI NON QUOTATI (mm)	0.5x45°
RACCORDI NON QUOTATI (mm)	R 0.8

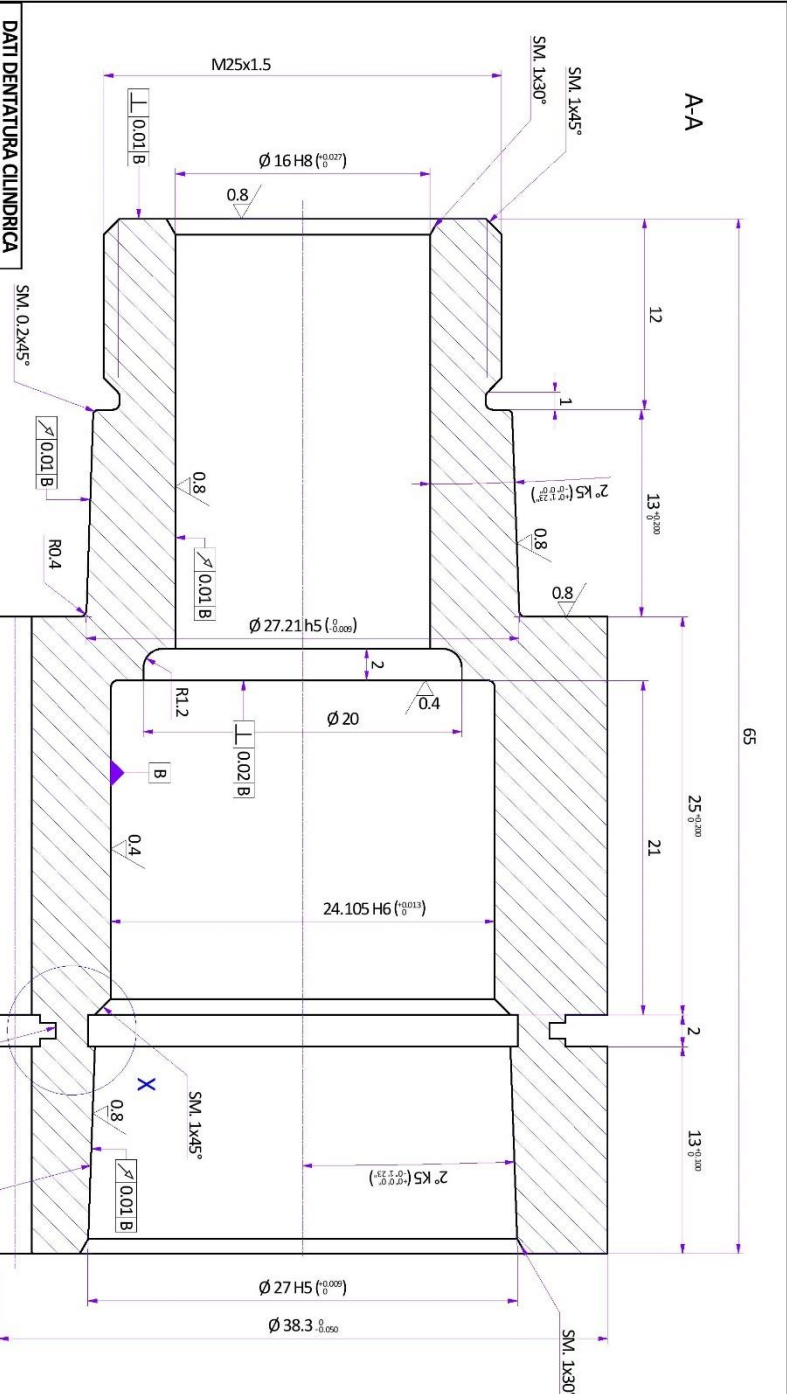
SAMP	
Tolleranze gen. EN 22768-1: m	
Denominazione	PERNO GH1200 V1
Materiale	20 MnCr 5 UNI 7846/78
Titolo tecnico	CARBOCOMMENTAZIONE Cm13 60 HRC - UNI5381
Codice	950239265
Autore	FiorettiID
Massa	0.164 kg
Data	19/02/2016
Scala	3 - 1

TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)		TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSIVI SMUSSI E RACCORDI						SMUSSI E RACCORDI		MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO							
CLASSE DI TOLLERANZA		OLTRE DA 0	OLTRE FINO A 0	OLTRE FINO A 30	OLTRE FINO A 120	OLTRE FINO A 400	OLTRE FINO A 1000	OLTRE FINO A 2000	OLTRE FINO A 4000	DA 0	OLTRE FINO A 6	OLTRE FINO A 6	OLTRE FINO A 10	OLTRE FINO A 50	OLTRE FINO A 120	OLTRE FINO A 400	OLTRE 400
fine	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.15	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.2	±0.5	±1	±1*	±0.30*	±0.70*	±0.10*	±0.05*
m	media	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.2	±0.5	±1	±1*	±0.30*	±0.70*	±0.10*	±0.05*
c	grossolana	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±0.8	±0.8	±0.8	±0.8	±0.4	±1	±2	±1.30*	±1*	±0.30*	±0.15*	±0.10*
v	molto grossolana	±0.5	±1	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±0.4	±1	±2	±1.3*	±2*	±1.1*	±0.30*	±0.20*

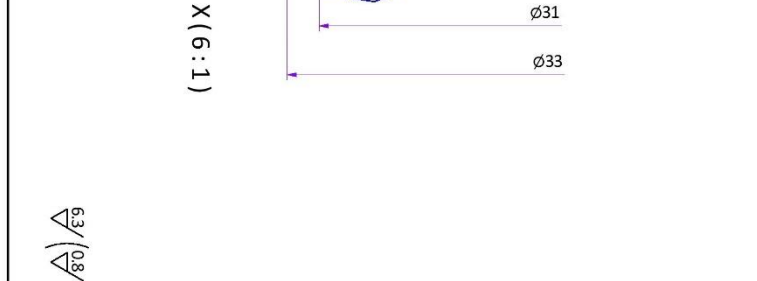
Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.

DATI DENITATURA CILINDRICA SPUR GEAR TOOTH DATA	
MODULO NORMALE NOMINAL MODULE	m = 1
NUMERO DI DENTI NUMBER OF TEETH	z = 37
ANGOLO DI PRESSIONE PRESSURE ANGLE	$\alpha = 20^\circ$
ANGOLO D'ELICA HELIX ANGLE	$\beta = 0^\circ$
LARGHEZZA FASCIA FACE WIDTH	b = 13
DIAMETRO PRIMATIVO PITCH DIAMETER	d = 37
DIAMETRO DI FONDO ROOT DIAMETER	d _r = 34.116
DAM. INIZIO EVOLV. START ACTIVE PROF.	d _i = 35.756
DIAMETRO DI TESTA TIP DIAMETER	d _s = 38.3 ± 0.05
FATTORE DI CORREZIONE PROF. SHIFT COEFFICIENT	x = -0.115
QUOTA WILDBABER BASE TANG LENGTH	Wk = 10.748 ± 0.013
BASE TANG LENGTH	Wk = 10.748 ± 0.013
QUOTA RULLI DIM. OVER PINS	MHR = 39.195 ± 0.036
Ø = 1.75 mm	MHR = 39.195 ± 0.036
QUALITÀ DENITATURA ACCURACY GRADE	CLASS 5
TOLL. SPESORE DENTE TOOTH THICKNESS TOL.	DIN 3967 GR. 123
CODICE UTENSILE TOOL NUMBER	701106007



TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSIVI SMUSSI E RACCORDI							
DA 0	OLTRE FINO A 0	OLTRE FINO A 30	OLTRE FINO A 120	OLTRE FINO A 400	OLTRE FINO A 1000	OLTRE FINO A 2000	OLTRE FINO A 4000
fine	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.3	±0.3	±0.3
m	media	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.3	±0.3
c	grossolana	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±0.8	±0.8
v	molto grossolana	±0.5	±1	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5

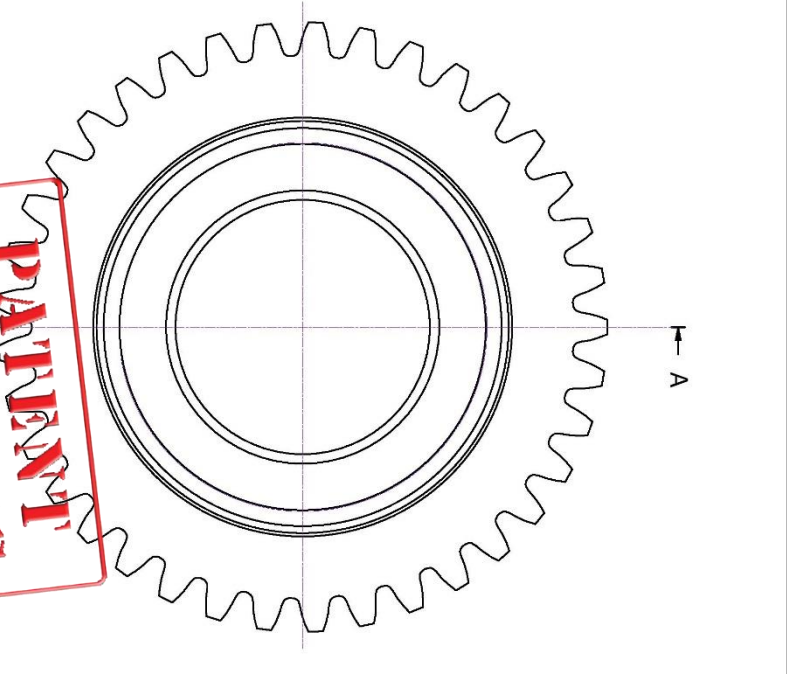


QUOTA A TAMPONE
DOPO AVER RETTIFICATO IL CONO MASCHIO SU UN ALTRO SATELLITE,
PROVARE L'ACCOMPAGNAMENTO AL CONTATTO, TRA LE DUE FACCE LA QUOTA DEVE ESSERE
3 mm ± 0.1 mm

TAGLIARE DOPO RETTIFICA DENTI, RETTIFICA DIAMETRALE E RETTIFICA CONO

SAMP

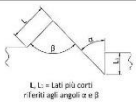
Denominazione: SATELLITE GH1200 v1
Materiale: 20 MnCr 5 UNI 7846/78
Tratt. termico: CARBOCEMENTAZIONE CM73 60 HRC - UNI 5381
Codice: 942239280
Data: 07/03/2016
Autore: Fioretto
Massa: 0.236 kg
Scala: 3 : 1



TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)	
CLASSE DI TOLLERANZA	DESIGNAZIONE
fine	±0.05
media	±0.1
c	±0.2
v	±0.5

TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SMAUSSI E RACCORDI							
DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE
0.5	3	6	30	120	400	1000	2000
FINO A 3	FINO A 6	FINO A 30	FINO A 120	FINO A 400	FINO A 1000	FINO A 2000	FINO A 4000
±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.15	±0.15	±0.15	±0.3
±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.3	±0.3	±0.3	±0.8
±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±0.8	±0.8	±0.8	±1.5
-	±0.5	±1	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5	±1.5

SMAUSSI E RACCORDI			MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO					
DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE	DA FINO A	OLTRE	
0.5	3	6	30	120	400	1000	2000	
FINO A 3	FINO A 6	FINO A 30	FINO A 120	FINO A 400	FINO A 1000	FINO A 2000	FINO A 4000	
±0.2	±0.5	±1	±1.1*	±1*	±0.30*	±0.20*	±0.10*	
±0.2	±0.5	±1	±1.1*	±1*	±0.30*	±0.20*	±0.10*	
±0.4	±1	±2	±1.3*	±1*	±0.30*	±0.15*	±0.10*	
			±1.3*	±1*	±1*	±0.30*	±0.20*	



Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.

6.3 / (0.8 / 0.4)

SMAUSSI NON QUOTATI (mm)	0.5x45°
RACCORDI NON QUOTATI (mm)	R 0.8

SAMP

Denominazione: SATELLITE GH1200 V1

Materiale: Genetico

Tratt. termico: CARBOCEMENTAZIONE Cmt3 60 HRC - UNI 5381

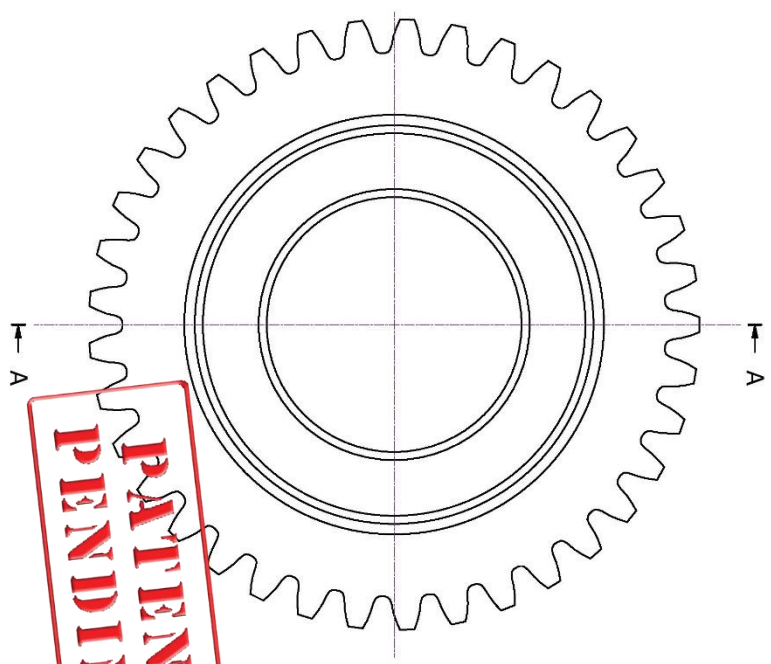
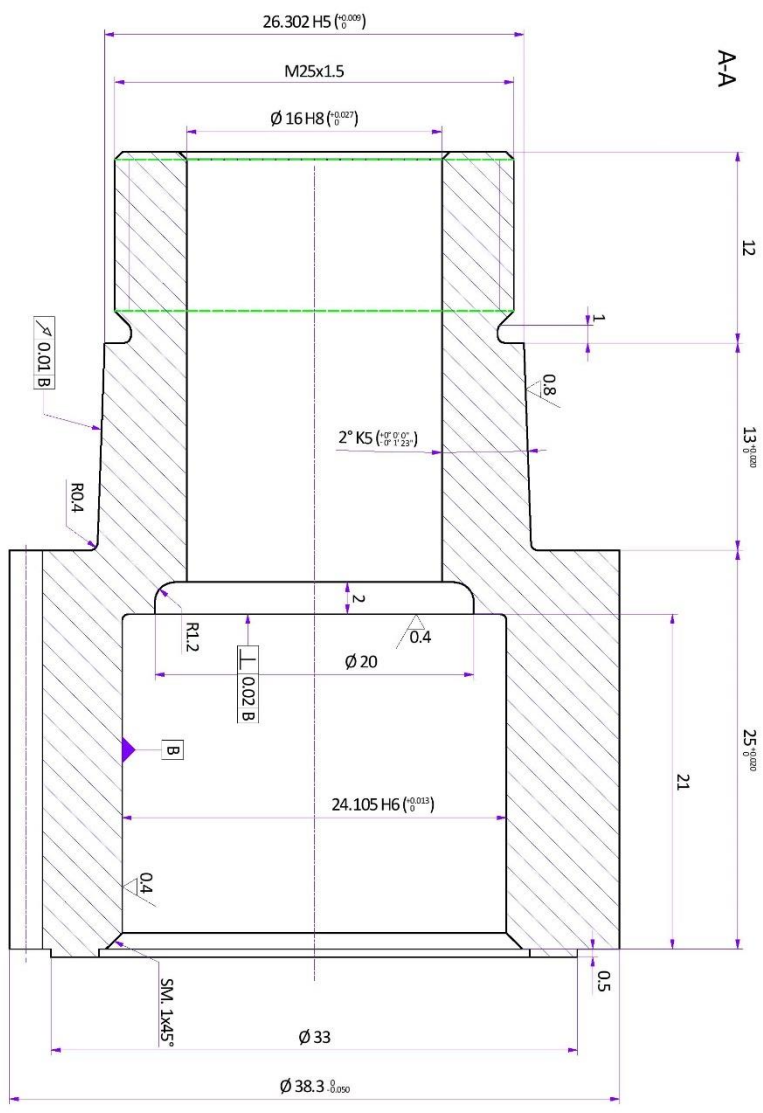
Codice: FloretHD

Autore: FloretHD

Massa: 0.023 kg

Data: 19/02/2016

Scala: 2.5 : 1

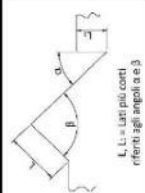


PATENT PENDING

DATI DENTATURA CILINDRICA SPUR GEAR TOOTH DATA	
MODULO NORMALE	m = 1
NORMALE MODULE	
NUMERO DI DENTI	z = 37
NUMBER OF TEETH	
ANGOLO DI PRESSIONE	α = 20°
PRESSURE ANGLE	
ANGOLO DI DELICA	β = 0°
HELIX ANGLE	
LARGHEZZA FASCIA	b = 25
FACE WIDTH	
DIAMETRO PRIMITIVO	d = 37
PITCH DIAMETER	
DIAMETRO DI FONDO	d _f = 34.133
ROOT DIAMETER	
DIAM. INIZIO ROLLO	d _a = 35.499
START ACTIVE PROF.	
DIAMETRO DI TESTA	d _a = 38.3 ⁺⁰ _{-0.05}
TIP DIAMETER	
FATTORE DI CORREZIONE	x = -0.2000
PROF. SHIFT COEFFICIENT	
QUOTA WILDHABER	Retifica/Grinding
BASE TANG. LENGTH	Wk = 10.714 -0.024
k = 4 denti	Dentatura/Toothing
QUOTA RULLI	Retifica/Grinding
DIAM. OVER PINS	Mhr = 39.103 -0.087
Ø = 1.75 mm	Dentatura/Toothing
Mhr = 39.103 -0.538	
QUALITÀ DENTATURA	DIN 3962
ACCURACY GRADE	CLASS 5
TOLL. SPESORE DENTE	DIN 3967
TOOTH THICKNESS TOL.	GR. 123
CODICE UTENSILE	
TOOL NUMBER	701106007

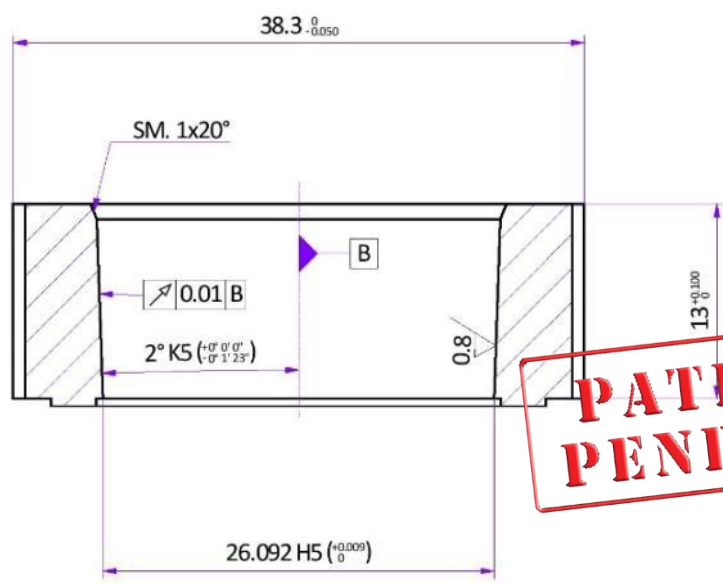
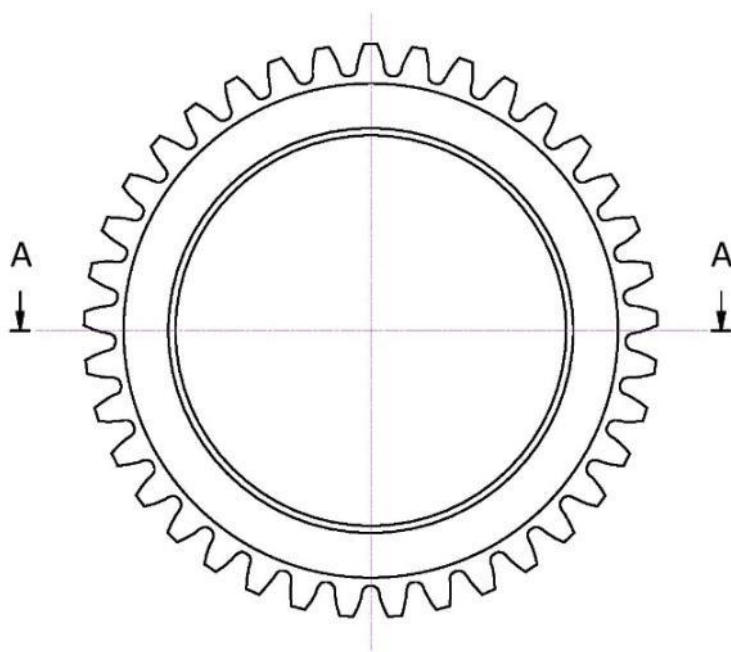
Questo documento e le informazioni in esso contenute sono di esclusiva proprietà di SAMP. Ne è vietata la copia, riproduzione, pubblicazione, divulgazione, ed uso, anche parziale, per scopi diversi da quello per cui è stato preparato senza autorizzazione scritta.

This document and all information thereon are the exclusive property of SAMP and must not be copied, reproduced, or used, also extract for any purpose other than that for which the document is provided without SAMP's written authorization.



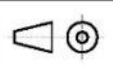
TOLLERANZE SECONDO UNI EN 22768-1 (= UNI ISO 2768)	TOLLERANZE PER MISURE LINEARI ESCLUSI SVALSI E RACCORDI		SVALSI E RACCORDI		MISURA DEL LATO CORTO DI UN ANGOLO	
	DA	OLTRE	DA	OLTRE	FINO A	OLTRE
CLASSE DI TOLLERANZA	0,5	1,0	0,5	1,0	10	120
DENOMINAZIONE	3	6	3	6	FINO A	FINO A
f	±0,05	±0,1	±0,2	±0,5	10	120
m	±0,1	±0,2	±0,5	±1	50	400
c	±0,2	±0,5	±0,8	±1,5	120	400
v	±0,5	±1	±1,5	±3	400	1200

6.3 / (0.8)



DATI DENTATURA CILINDRICA SPUR GEAR TOOTH DATA	
MODULO NORMALE NORMAL MODULE	m = 1
NUMERO DI DENTI NUMBER OF TEETH	z = 37
ANGOLO DI PRESSIONE PRESSURE ANGLE	$\alpha = 20^\circ$
ANGOLO D'ELICA HELIX ANGLE	$\beta = 0^\circ$
LARGHEZZA FASCIA FACE WIDTH	b = 13
DIAMETRO PRIMITIVO PITCH DIAMETER	d = 37
DIAMETRO DI FONDO ROOT DIAMETER	d _r = 34.133
DIAM. INIZIO EVOLV. START ACTIVE PROF.	d _{ri} = 35.499
DIAMETRO DI TESTA TIP DIAMETER	d _a = 38.3 ⁰ _{-0.05}
FATTORE DI CORREZIONE PROF. SHIFT COEFFICIENT	Rettilifica/Grinding x = -0.2000 Dentatura/Hobbing x* = 0.1216
QUOTA WILDHABER BASE TANG. LENGTH k = 4 denti	Rettilifica/Grinding W _k = 10.714 ^{-0.024} _{-0.036} Dentatura/Hobbing W _k * = 10.714 ^{+0.156} _{+0.144}
QUOTA RULLI DIM. OVER PINS Ø = 1.75 mm	Rettilifica/Hobbing M _{dR} = 39.103 ^{-0.067} _{-0.036} Dentatura/Hobbing M _{dR} * = 39.103 ^{+0.538} _{+0.510}
QUALITA' DENTATURA ACCURACY GRADE	DIN 3962 CLASS 5
TOLL. SPESSORE DENTE TOOTH THICKNESS TOL	DIN 3967 GR. f23
CODICE UTENSILE TOOL NUMBER	701106007

SAMP	Denominazione	CONTROSATELLITE GH1200 v1		
	Materiale	20 MnCr 5 UNI 7846/78		
	Tratt. termico	CARBOCEMENTAZIONE Cmt3 60 HRC - UNI 5381		
	Codice		Data	19/02/2016
Tolleranze gen. EN 22768-1: m	Autore	FiorettiD	Massa	0.050 kg
			Scala	3 : 1



5 - LE PROVE DI ISTERESI

5.1 - Postazione di lavoro e modalità della prova

Si passerà ora alla descrizione delle prove di isteresi effettuate sul riduttore dopo una breve introduzione riguardo alla postazione di lavoro.

Le figure 5.1 e 5.2 mostrano la postazione di lavoro in cui sono state effettuate le prove sul riduttore SAMP GH1200v1.



Fig. 5.1

È presente un piccolo banco, fissato al terreno tramite delle viti, su cui sono fissati dei supporti, ai quali è possibile collegare i vari riduttori. Ce ne sono infatti di grandezze differenti proprio per poter testare più elementi della linea completa. In seconda battuta, è possibile notare un componente giallo connesso rigidamente con l'uscita del riduttore. Questo componente di circa 120kg, che fa da peso e applica una coppia al riduttore pari a circa 480Nm (considerando il peso della barra distribuito sulla sua lunghezza), è molto importante, perché fa sì che i denti siano sempre in contatto tra loro. In seguito, quando

la prova verrà descritta nella sua interezza, sarà più comprensibile la sua rilevanza. Un altro componente molto importante è il paranco a fune che si può notare in alto a sinistra: esso permette di applicare un carico molto elevato con il minimo sforzo e con una velocità di applicazione molto bassa.

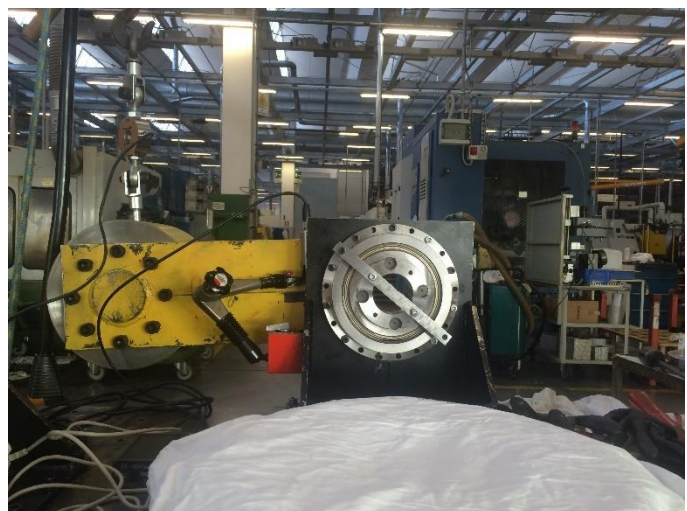


Fig. 5.2



Fig. 5.3
La cella di carico

Oltre a tutto questo, sono presenti i due strumenti di misura che permettono di raccogliere e valutare i risultati delle prove: il trasduttore, che misura lo spostamento lineare di un punto definito, e la cella di carico. Il primo si trova a una distanza di pochi centimetri dall'asse del riduttore, in modo da misurare un valore di spostamento (mm) il più verticale possibile rispetto al piano orizzontale del tavolo, la seconda si trova tra il peso e il paranco, in modo che possa misurare il carico applicato tramite quest'ultimo.

La prova si svolge in questo modo: si va a bloccare l'entrata del riduttore, come è mostrato nell'immagine, si pone il trasduttore il più vicino possibile all'asse del riduttore, ad una distanza nota, e il più verticale possibile rispetto al braccio. Viene poi collegata la cella di carico al peso, ad una distanza nota dall'asse del riduttore, e ad essa si collega il paranco, appeso a sua volta ad un argano. Tramite la fune del paranco, quindi si va a tirare verso il basso, in modo da far ruotare in senso anti-orario l'uscita del riduttore, la quale è connessa tramite alcune viti al braccio di colore giallo a cui a sua volta è collegato il peso. Il controllo va effettuato sull'entità del carico che si applica, che verrà poi trasformata in una coppia, e sullo spostamento del trasduttore, il quale anch'esso verrà trasformato in un angolo, conoscendo le distanze dall'asse.

È bene sottolineare l'importanza del peso sull'uscita del riduttore, infatti esso risulta indispensabile, in quanto permette di avere i denti degli ingranamenti interni sempre a



Fig. 5.4
Il trasduttore

contatto; in questo modo, quando si va ad applicare il carico con il paranco, il gioco da recuperare risulta massimo ed è quindi possibile misurarlo accuratamente tramite gli strumenti di misura presentati. Quando si pensa di aver applicato abbastanza carico, si rilascia lentamente il paranco, ottenendo così una rotazione dell'uscita del riduttore in senso opposto: con questa modalità di prova, si realizza un ciclo di isteresi nel diagramma coppia-angolo di rotazione, come si era visto in figura 3.4, ed è possibile misurare l'entità della perdita di moto.

Le prove si sono svolte in diverse configurazioni del riduttore, ovvero si è provato a misurare il gioco e la rigidità torsionale del riduttore prima senza controsatelliti, poi con uno solo caricato in maniera crescente, con due opposti caricati in maniera crescente e infine con quattro, sempre con la stessa modalità. Dopo aver effettuato ogni singola prova, era necessario muovere il riduttore, in modo che si verificasse la sua fluidità di movimento, ovvero si voleva verificare che andando avanti con le prove, il rendimento del riduttore non si abbassasse troppo da impedire il movimento dei satelliti al suo interno.

I test hanno occupato interamente due giornate, in quanto per ognuno venivano effettuate due o tre ripetizioni, per verificarne appunto la ripetibilità.

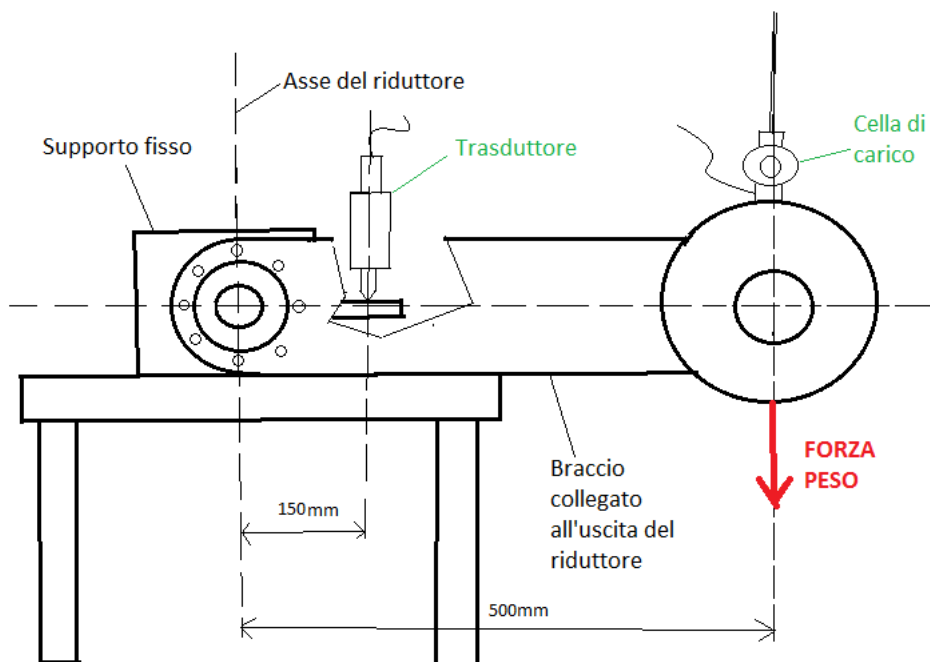


Fig. 5.5
Schema semplificato della postazione di lavoro

5.2 - Il software di calcolo *Quick Analyzer* di AEPTransducers

Per poter graficare i risultati di ogni singola prova in tempo reale rispetto all'applicazione del carico, è stato acquistato dall'azienda, insieme alla cella di carico e al trasduttore, un programma, *Quick Analyzer*, creato ad hoc per questo tipo di prova dall'azienda AEPTransducers, il quale va a raccogliere un certo numero di dati al secondo in termini di carico e spostamento durante la prova, convertendoli in misure di coppia e angolo, per poi graficare il tutto. È stato necessario realizzare dei comandi esterni al grafico, con i quali, arbitrariamente, si riesce a stabilire quale coppia considerare per calcolare il gioco del riduttore dopo che la prova e il grafico sono stati effettuati. Questi comandi servono anche per stabilire in quale intervallo andare a calcolare la sua rigidità torsionale.

La figura 5.6 mostra l'interfaccia utente del programma, in cui vengono evidenziati i punti di maggiore interesse per la prova che si sta effettuando.

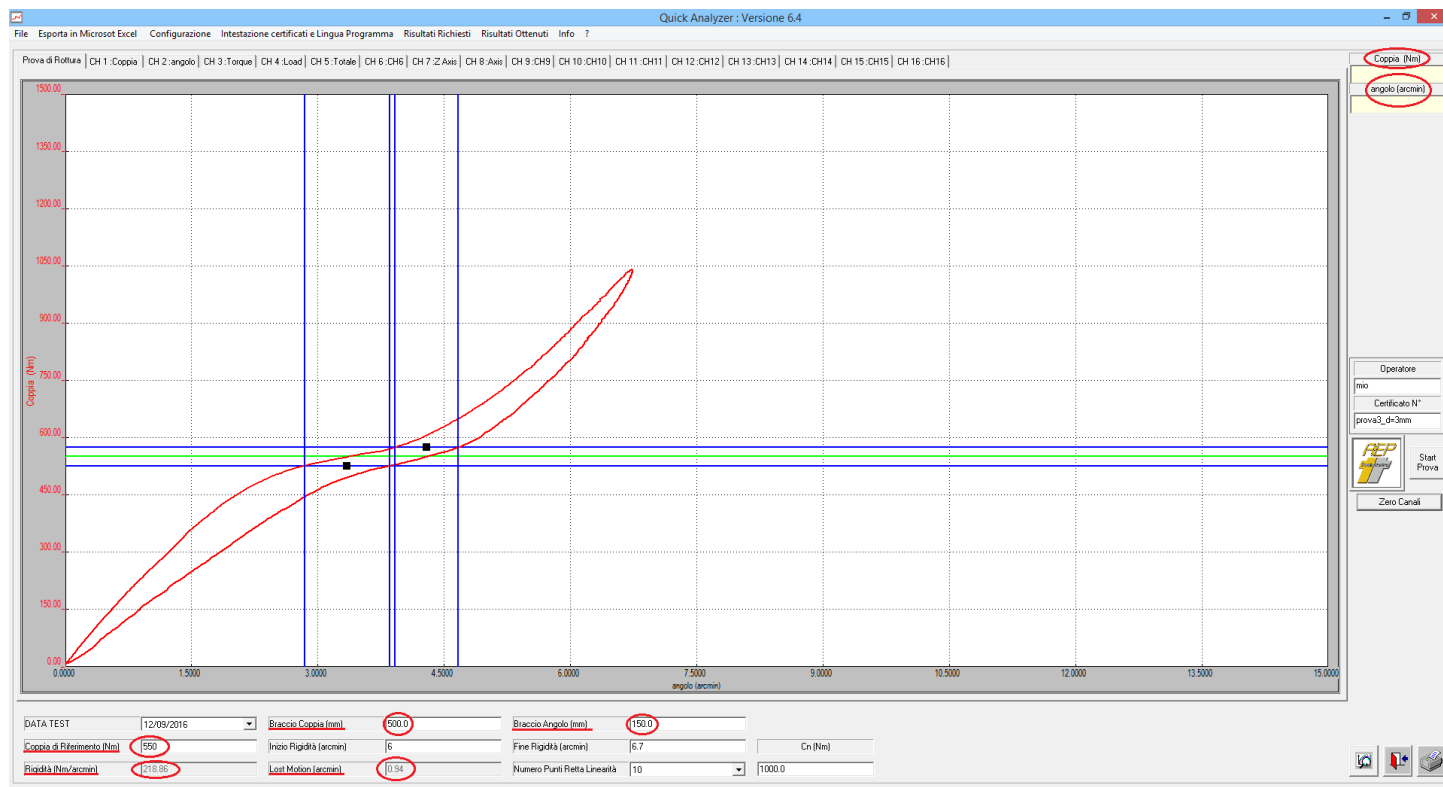


Fig. 5.6
Interfaccia utente Quick Analyzer

Nel dettaglio si possono notare i punti salienti della prova, in cui sono presenti i principali dati, a cui sarà seguita una analisi accurata.

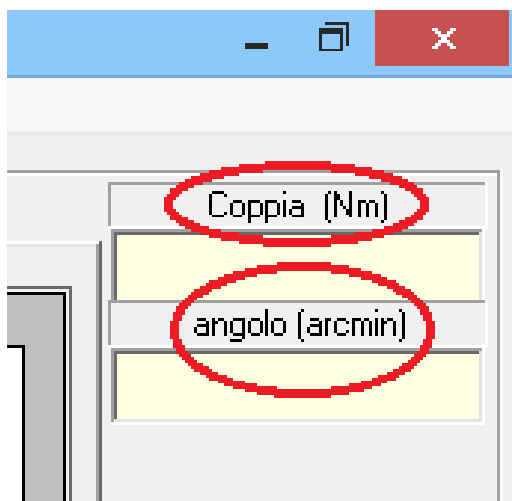


Fig. 5.7

In alto a destra è misurata la coppia in Nm che verrà graficata dal programma, insieme alla rotazione in arcminuti, calcolate mediante formule interne del programma.

In basso, al centro e a sinistra, invece, vengono mostrati i valori che più interessano l'analisi di queste prove, ovvero viene valutata la perdita di moto sotto la voce *Lost-motion* e la rigidezza torsionale del riduttore, la quale, di norma, è calcolata in un intervallo di rotazione che si

aggira attorno ai 6-7 arcmin. Il valore da controllare più puntigliosamente è il primo,

DATA TEST	12/09/2016	Braccio Coppia (mm)	500.0	Braccio Angolo (mm)	150.0	
Coppia di Riferimento (Nm)	550	Inizio Rigidità (arcmin)	6	Fine Rigidità (arcmin)	6.7	Cn (Nm)
Rigidità (Nm/arcmin)	218.86	Lost Motion (arcmin)	0.94	Numero Punti Retta Linearità	10	1000.0

Fig.5.8

in quanto è questo che determina la precisione che avrà il robot in fase di lavoro. Le richieste dei clienti sono quelle di mantenere questo valore al di sotto di 1 arcmin, valore entro il quale rientrano tutti i principali costruttori di riduttori per applicazioni robotiche, nonché tutti i concorrenti dell'azienda. Tra le altre grandezze, si evidenzia come questo software abbia la possibilità di impostare la distanza del trasduttore e la distanza della cella di carico dall'asse di rotazione, condizione adattabile quindi ad altri test in base al tipo di prototipo. In questi casi, è necessario cambiare il valore di coppia nominale e di coppia di riferimento, necessarie per calcolare in maniera accurata la perdita di moto del riduttore; questo cambiamento si ottiene andando ad inserire un altro valore sotto la voce *Coppia di Riferimento (Nm)* e *Cn (Nm)*.

Prima di ogni prova è necessario azzerare il valore di forza e spostamento rilevati dagli strumenti di misura, attraverso il pulsante *Zero Canali*.

Siamo quindi pronti a premere il pulsante *Start Prova* e iniziare a raccogliere i dati.

5.3 - Risultati ottenuti

Di seguito vengono elencati, attraverso una tabella riassuntiva, i risultati ottenuti mediante i test di isteresi effettuati sul riduttore GH1200v1 con le configurazioni già descritte in precedenza.

Data prove: 2016/09/06
Temperatura: 25°C

Numero controsatelliti	Carico (rotazione della ghiera) [°]	Perdita di Moto angolare [arcmin]	Perdita di Moto lineare [mm]	Rigidezza Torsionale [Nm/arcmin]	Fluidità Movimento
0	/	2.38	0.049	236.66	Molto Buona
1	90	1.61	0.034	236.06	Molto Buona
1	180	0.75	0.016	277.62	Molto Buona
1	270	0.67	0.014	192.08	Buona
1	360	0.62	0.013	209.37	Buona
2	90	0.36	0.008	170.80	Buona
2	180	0.33	0.007	181.90	Buona
2	270	0.36	0.008	191.50	Media
2	360	0.39	0.008	204.25	Media
4	90	0.51	0.011	197.00	Scarsa
4	180	0.47	0.010	198.77	Scarsa

Si noti che per *fluidità di movimento* si intende una descrizione di massima del comportamento del riduttore in termini di rendimento: si è valutato semplicemente la facilità o la difficoltà del moto del riduttore applicando un carico pulsante tramite il paranco a fune presentato in precedenza.

Inoltre l'intervallo in cui si è calcolata la rigidezza è funzione del carico applicato, il quale non è mai lo stesso, poiché applicato dall'operatore che svolge la prova, soggetto quindi ad errore.

Come si vede, è stato introdotto un parametro in più, la perdita di moto lineare. Essa rappresenta il gioco presente all'interno dell'accoppiamento tra corona mobile e satelliti/controsatelliti, considerato rispetto alla circonferenza primitiva della corona

mobile. Questa misura è stata ricavata attraverso il valore della perdita di moto angolare, misurata sperimentalmente, con la relazione seguente:

$$g = \frac{\Phi}{2} \times \frac{\alpha}{60} \times \frac{\pi}{180} \text{ [mm]}$$

con

g : perdita di moto lineare [mm];

Φ : diametro primitivo corona mobile [mm];

α : perdita di moto angolare [arcmin].

Il primo termine del prodotto all'interno della relazione indica il raggio primitivo della corona mobile, il secondo rappresenta la perdita di moto angolare in gradi e il terzo non è altro che il coefficiente moltiplicativo per il passaggio da gradi a radianti.

In questo modo il parametro g è calcolato tramite il prodotto tra il raggio primitivo e l'angolo di rotazione della corona mobile, la cui entità è pari alla perdita di moto misurata dalla prova.

Si osserva inoltre che è stata applicata una semplificazione, in quanto il gioco presente nel rotismo è stato considerato come tutto presente all'interno dell'accoppiamento tra satellite e corona mobile, mentre invece si distribuisce in tutti gli accoppiamenti dentati interni al riduttore. Questi contributi al gioco sono quasi influenti, poiché, essendo valutati come un angolo di rotazione, essi sono da moltiplicare per il rapporto di trasmissione, il che rende queste misure dell'ordine di grandezza dei micron, se non anche dei decimi di micron, misure che non influiscono particolarmente sul risultato finale della misura.



Fig. 5.9
Vista in assonometria del riduttore chiuso

5.4 - Analisi dei risultati e problemi riscontrati

In questa fase è possibile andare a fare considerazioni riguardo i risultati ottenuti, potendo valutare quali sono le migliori condizioni di funzionamento.

Si noti che non si è voluto effettuare il test con tre controsatelliti in quanto si è ritenuto preventivamente che questo potesse dare più squilibrio al sistema, andando a deformare troppo i perni del portasatelliti e penalizzare l'ingranamento, in quanto il sistema stesso poteva risultare troppo sbilanciato in termini di asimmetria dal punto di vista dei carichi.



Fig. 5.10

Il riduttore visto all'interno, privo di corona mobile

Se si analizzano accuratamente i risultati, è possibile affermare che la perdita di moto del riduttore diminuisce aumentando il numero di controsatelliti, fino a un minimo in corrispondenza di due controsatelliti montati, aumentando però nella configurazione con quattro. Quest'ultima condizione risulta essere quella più gravosa in termini di rendimento, infatti,

quando si prova a muovere il rotismo, si sentono molti punti in cui vi sono dei bloccaggi dei satelliti sulla corona mobile. Questo deriva dal vincolamento eccessivo del sistema che trova zone di ingranamento tra satelliti, controsatelliti e corona mobile non compatibili tra loro e per questo viene penalizzato di molto il rendimento totale. Si nota invece che la situazione cambia radicalmente con due controsatelliti montati su perni opposti tra loro: in questo caso il rotismo possiede un valore della perdita di moto che si aggira attorno ai 0.3-0.4 arcmin, valori che sembrano perfino irraggiungibili per i concorrenti di SAMP; dall'altra parte però il rotismo non risulta fluido come quelli di questi ultimi, cioè anche in questo caso il rendimento risulta leggermente penalizzato, ma in maniera molto minore rispetto al caso con quattro controsatelliti, potendo apparire quindi accettabile.

Altro parametro da analizzare è il carico applicato ai controsatelliti, misurato in gradi di rotazione della ghiera che ne è a contatto: conoscendo il passo della filettatura, una rotazione corrisponde ad un dato avanzamento, dunque più la si ruota, più il controsatellite avanzerà, caricandosi sempre di più a causa della conicità della sede in cui si trova alloggiato. Questo carico sul controsatellite è necessario per mantenerlo il più stabile possibile, senza che vi siano eccessive rotazioni relative tra esso ed il satellite, anche se, come spiegato in precedenza, uno sfasamento, minimo, delle dentature risulta necessario per sopperire al gioco tra i denti. Per cui, ad ogni rotazione di 90° corrisponde ad un avanzamento assiale del controsatellite e della ghiera di 0.375 mm, fino a un massimo di 1,5 mm per una rotazione completa. Per quanto riguarda la perdita di moto nel caso di uno e nessun controsatellite, i risultati ottenuti trovano effettivo riscontro con la teoria, in quanto, utilizzando un solo controsatellite poco caricato, si ottiene una perdita di moto maggior di un arcmin e con nessun controsatellite, invece, si registra un valore superiore a 2 arcmin. Questo rientra nelle aspettative, poiché in questi casi il gioco tra i denti deve esserci, altrimenti non avrebbe senso né caricare i controsatelliti, né aggiungerne altri, ma avrebbe più senso utilizzare il riduttore così com'è, traendone vantaggi in termini di peso e rendimento.

Per quanto concerne, invece, la rigidità torsionale del riduttore, essa risulta essere massima nella configurazione con un controsatellite, mentre diminuisce all'aumentare del numero di controsatelliti e aumenta, ovviamente, andandoli a caricare maggiormente all'interno di una configurazione. Si nota solo una diminuzione della stessa durante il caricamento della configurazione col singolo controsatellite, poiché, molto probabilmente, questo caricamento sbilancia il sistema complessivo, facendo sì che si ottenga una maggiore cedevolezza torsionale dello stesso. Negli altri casi invece, la rigidità tende ad aumentare caricando il sistema in quanto esso risulta maggiormente simmetrico dal punto di vista delle sollecitazioni, per cui il tutto tende a rimanere più rigido, deformandosi in maniera meno evidente.

La configurazione con quattro controsatelliti, ha visto effettuare solo due prove, ovvero i satelliti sono stati caricati solo con una rotazione di 90° e una di 180° , tralasciando le ultime due. Questo trova ragione nel fatto che dopo l'ultimo test, la fluidità del movimento del riduttore appariva veramente pessima, tanto che neanche lasciando il peso libero orizzontale, questo ruotava per portarsi in posizione verticale: il riduttore

risultava in poche parole bloccato. Questa considerazione ha fatto sì che non avesse più senso effettuare altre prove di isteresi in questa configurazione, poiché, anche a fronte di risultati soddisfacenti in termini di rigidità e lost-motion, il rendimento che ne deriva risulta pessimo, rendendolo inutilizzabile su un robot.

Provando a dare una spiegazione a questi risultati, è possibile ipotizzare (prima di studiare i risultati del modello virtuale, che comunque utilizzerà un solo controsatellite ed un solo satellite) che la maggior parte degli imprevisti e malfunzionamenti del riduttore sono dovuti alla scarsa qualità di lavorazione delle dentature del rotismo, in particolare modo della dentatura della corona mobile, la quale come detto era stata rettificata ed in seguito ripresa in sabbiatura, apportando errori di passo ed eccentricità, che, purché molto piccoli (si parla di centesimi di millimetro), risultano di fondamentale importanza nell'equilibrio totale del sistema.

Questo si potrebbe anche evincere dal fatto che utilizzando pochi controsatelliti, quindi vincolando di meno il sistema, il movimento risulti più fluido e il riduttore abbia un rendimento maggiore, dando meno peso agli errori di forma della corona mobile e facendo sì che il satellite, ma soprattutto i perni, si adattino maggiormente e con più facilità a quelle particolari condizioni. Un altro probabile errore che può incontrarsi è, appunto, la deformazione eccessiva o meno dei perni, i quali potrebbero possedere errori di forma e posizione all'interno del rotismo e determinare il malfunzionamento del riduttore nella configurazione più vincolata con quattro controsatelliti.

Ora è necessario costruire un modello virtuale e simulare il comportamento che ha il riduttore sotto carico, vedere come si deformano i denti, quali sono le sollecitazioni su di essi, verificando anche un probabile andamento della coppia applicata rispetto all'angolo di rotazione di un punto della corona mobile, valutando quale potrebbe essere la rigidità torsionale del riduttore, senza i vari componenti ausiliari e senza il portasatelliti.

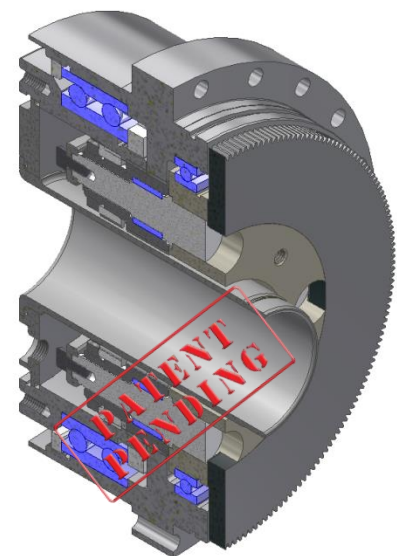


Fig. 5.11

6 - SIMULAZIONI ANSYS

6.1 - Il modello

È bene anticipare in maniera preliminare che per effettuare questa simulazione non è stato possibile utilizzare il modello 3D completo del riduttore, in quanto sarebbe stato troppo difficoltoso a livello di tempo di calcolo. Si è quindi optato per tagliare una porzione di riduttore che comprendesse parte dei seguenti componenti: controsatellite, satellite, corone fissa e mobile. Il tutto è stato fatto per semplificare i calcoli ma mantenendosi fedeli il più possibile al modello reale, infatti per questo tipo di analisi, è necessario considerare soltanto la zona di contatto tra i denti. Di queste zone all'interno del riduttore ne sono presenti un numero pari a quattro, che possono essere considerate caricate in maniera uniforme rispetto al carico totale, ovvero, su ogni singolo accoppiamento si scarica un quarto della sollecitazione totale.

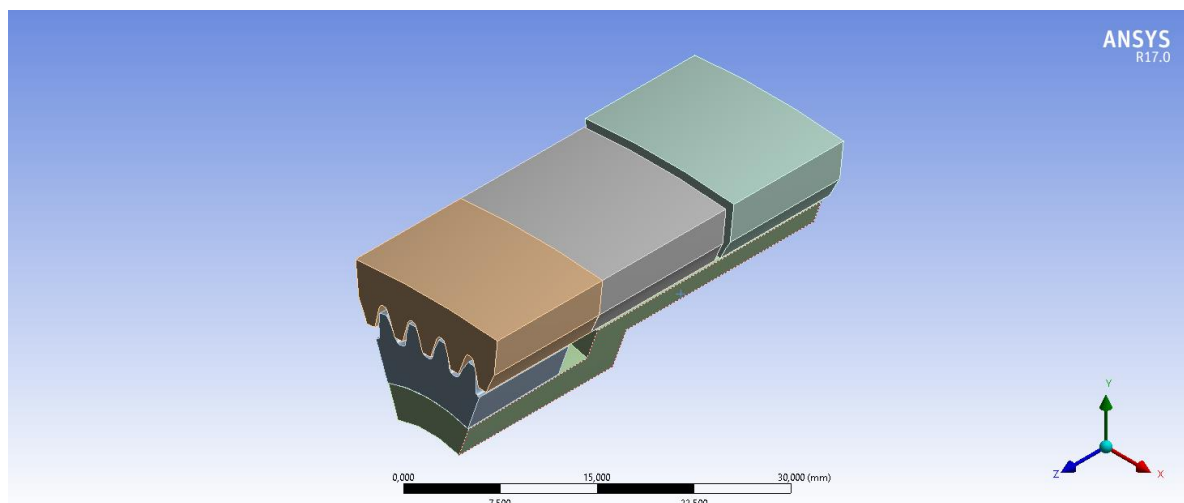


Fig. 6.1

*Modello semplificato importato su Ansys;
si notano i seguenti componenti:
satellite, controsatellite, parte della corona mobile
divisa a metà, parte della corona fissa.*

Il modello importato su Ansys è rappresentato in figura 6.1.

Si nota che sono state apportate alcune modifiche nella geometria dei componenti, atte a fare in modo che si potesse utilizzare una mesh senza troppi elementi, ma allo stesso tempo accurata in modo che la soluzione convergesse nel minor tempo possibile,

riuscendo ad ottenere comunque risultati soddisfacenti. Come si nota, tutti quelli che possono essere raccordi, smussi e i particolari superficiali più complessi che non sono interessati dai carichi sui denti, rendono pesante il calcolo finale della simulazione e sono stati opportunamente omessi tramite l'utilizzo del programma *Space Claim*, fornito insieme ad Ansys.

È stata inoltre tagliata in due la corona mobile, in quanto si è pensato che i contatti dei denti di questa con due elementi diversi (satellite e controsatellite) avrebbe portato qualche problema nella risoluzione di questi calcoli.

6.2 - Impostazione della mesh e dei calcoli

Si vanno ora ad introdurre delle descrizioni riguardo alle modalità di impostazione della mesh e dei calcoli, soprattutto dei vincoli e delle sollecitazioni applicate, relativi al modello, per riuscire a portare a termine una simulazione che vada a misurare la deformazione dei denti e le sollecitazioni su di essi, in un senso di rotazione e nell'altro. La simulazione è stata effettuata all'interno della sezione *Static Structural* di Ansys, nella quale è possibile, impostando i contatti corretti, misurare le sollecitazioni su una struttura che di base risulta statica, come quella del riduttore SAMP nei test di isteresi effettuati.

Per quanto concerne l'impostazione della mesh, essa risulta molto importante, fondamentale dal punto di vista dell'affidabilità dei calcoli effettuati dal software. Si è deciso di optare per una soluzione generica controllata dal programma, impostando le caratteristiche preferenziali mostrate in figura 6.2. In particolare si può notare il parametro *Size Function*, che comunica al software la volontà di voler "infittire" la mesh nelle zone che possiedono una certa curvatura e nelle zone in cui due corpi sono vicini, in

Sizing	
Size Function	Proximity and Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Curvature Normal A...	Default (70,3950 °)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across G...	Default (3)
Proximity Size Functio...	Faces and Edges
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (2,1529e-005 m)
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	Default (2,1529e-005 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (2,1529e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	Default (4,3057e-003 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,50
Automatic Mesh Base...	On
<input type="checkbox"/> Defeaturing Toleran...	Default (1,0764e-005 m)
Minimum Edge Length	7,2413e-004 m

Fig. 6.2

modo da ottenere più precisione di calcolo possibile all'interno di un contatto tra due corpi e in corrispondenza di superfici curve. Altro parametro importante risulta essere

il *Growth Rate*, impostato di default a 1.85, mentre si è deciso in questa simulazione di porlo a 1.5. Questo parametro indica di quanto si può ingrandire al massimo un elemento adiacente ad un altro, dunque indica il tasso di crescita degli elementi all'interno della mesh. In questo caso, un elemento non può essere più grande o più piccolo di una volta e mezzo di quello a lui adiacente, in termini di volume dell'elemento.

Per riuscire a far convergere i calcoli ancora più velocemente, si è deciso di modificare ulteriormente la mesh della corona mobile, in quanto con una mesh generica si ottenevano elementi troppo piccoli in zone che comunque non hanno necessità di avere controlli troppo precisi sulle deformazioni e sulle sollecitazioni. Questa configurazione è stata ottenuta tramite la feature *Mesh Metric*: modificando il parametro *Sizing* si entra nel menu di figura 6.3, da cui è possibile decidere l'andamento di crescita degli elementi

della mesh, l'entità di questa crescita e la direzione, in modo da avere un modello più accurato dove necessario, ma dove non ve ne è la necessità, si mantiene un controllo grossolano. Un esempio di queste ultime parti possono essere i diametri esterni delle due corone, ai quali non sono applicati carichi, ma sono solo sede di vincoli, che non hanno bisogno di mesh particolarmente precise.

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	6 Edges
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<u>Element Size</u>	0,8 mm
Behavior	Soft
Curvature Normal Angle	Default
Growth Rate	Default
<u>Bias Type</u>	- - - - -
Bias Option	Bias Factor
<u>Bias Factor</u>	4,
Reverse Bias	3 Edges
Local Min Size	Default (2,1529e-002 mm)

Fig. 6.3

Nella figura 6.3 si possono notare alcune voci di particolare importanza che sono state opportunamente sottolineate: la dimensione degli elementi, che è stata impostata con un valore minimo pari a 0,8 mm, e il *Bias*, il quale non è altro che una feature che permette di variare la dimensione della mesh all'interno di una geometria definita dall'utente secondo una determinata funzione. Le opzioni di *Bias* si dividono in *Bias Type* e *Bias Factor*: il primo governa la qualità, in termini di andamento della dimensione, della mesh lungo la geometria definita, mentre il secondo indica di quanto

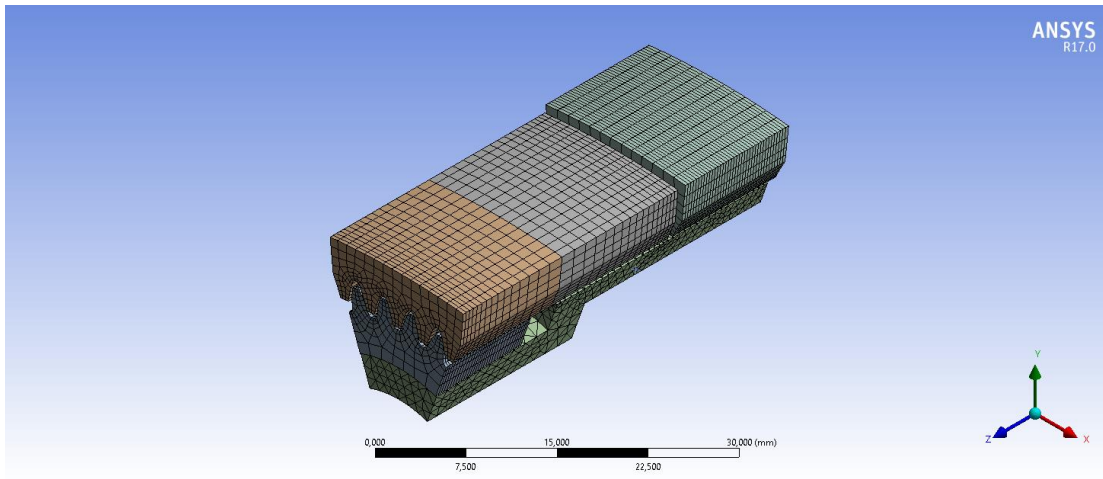


Fig. 6.4

si ingrandisce al massimo un elemento rispetto al suo adiacente. In questo caso è stato impostato un valore pari a 4.

Dopo aver generato la mesh, quindi, si ottiene il risultato mostrato in figura 6.4.

Più nel dettaglio, la figura 6.5 fornisce una valutazione sulla mesh ottenuta, indicando il valore del numero di elementi e il numero di nodi ottenuti, che è necessario per capire in quanto tempo potrebbe convergere il calcolo (in generale, più elementi ci sono, più, a parità di geometria, si ha precisione nei calcoli, ma il tempo di calcolo aumenta di molto); un metodo di valutazione della qualità della mesh ottenuta è il cosiddetto *Orthogonal Quality*, con il quale si valuta la grandezza di ogni elemento della mesh e, attraverso questa, il software calcola un

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	168576
<input type="checkbox"/> Elements	74604
Mesh Metric	<u>Orthogonal Quality</u>
<input type="checkbox"/> Min	<u>0,35078</u>
<input type="checkbox"/> Max	0,99997
<input type="checkbox"/> Average	0,86743
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	9,023e-002

Fig. 6.5

certo coefficiente; di quest'ultimo vengono mostrati i valori maggiori e minori: si ha in genere una buona qualità di mesh quando il valore minimo di questo coefficiente si mantiene al di sopra di 0,15. Si nota che, in questo caso, si riesce a mantenere una mesh con un *Orthogonal Quality* minimo superiore a 0,35, il che implica una buona impostazione della mesh.

In seconda battuta, dopo la fase di "meshing", è stato necessario inserire i vincoli atti a formare la giusta catena cinematica per poter costruire correttamente il modello, in termini di gradi di libertà e tipologia di coppie cinematiche, e fare avvenire le simulazione nella maniera più realistica possibile.

Su Ansys, sono possibili due soluzioni per quanto riguarda l'impostazione dei vincoli: un'opzione utilizza i *Joints*, ovvero collegamenti che rappresentano esattamente le coppie cinematiche, e un'altra opzione invece utilizza i *Loads*, ovvero il vincolo viene applicato come se fosse un carico agente sul sistema. Quest'ultima opzione, oltre che essere stata provata e riprovata, non forniva i corretti risultati ed oltretutto risultava alquanto complessa dal punto di vista della sua impostazione, a causa del fatto che non venivano fornite le reazioni vincolari sul modello, cosa che invece voleva essere uno dei risultati della simulazione.

La scelta del tipo di vincolo è quindi ricaduta sui *Joints* cinematici, in particolare la loro impostazione risulta essere di due tipologie: di tipo *Body to Ground*, connettendo un certo componente al telaio, e di tipo *Body to Body*, connettendo due membri tra loro. Le connessioni che si sono impostate tra componenti e telaio sono tre: un vincolo fisso sulla corona fissa, una coppia rotoidale sulla corona mobile e un'altra coppia rotoidale sulla superficie interna del satellite, in modo che potesse ruotare attorno al proprio asse. L'unico vincolo presente tra due componenti risulta essere quello tra satellite e controsatellite: inizialmente si è subito pensato ad una coppia cinematica di tipo cilindrico, ovvero con rotazione e scorrimento assiale liberi, come effettivamente è, ma a riguardo sono state fatte alcune considerazioni, infatti il controsatellite risulta bloccato all'interno della sua sede, la quale, come già detto, è conica e tramite la rotazione e l'avanzamento della ghiera si è arrivati all'incuneamento di questo nella sede conica stessa. Per cui è stato deciso di porre un vincolo fisso tra satellite e controsatellite, ovvero non è possibile il moto relativo tra queste due parti.

Per semplicità di calcolo è stato deciso di porre questi vincoli come rigidi, così facendo si va a calcolare con più semplicità la deformazione del dente.

Questo tipo di simulazione è stato portato avanti su due strade, le quali si sono diversificate per la tipologia del contatto tra i denti. La prima soluzione, più semplice ed immediata, consiste nel mettere a contatto i denti l'uno con l'altro e selezionare l'opzione *No Separation*: con questa opzione il software va a considerare i denti sempre in contatto tra loro e, applicando i carichi, si vanno a valutare i risultati; è comunque un'opzione semplificativa in quanto non viene considerato alcun tipo di attrito all'interno dell'ingranamento e i denti risultano essere sempre in presa.

La seconda soluzione, un po' più complessa dal punto di vista computazionale, ma sicuramente più simile al vero, risulta essere quella in cui nel contatto tra i denti viene selezionata l'opzione *Frictional*: in questo caso viene considerato l'attrito tra i denti impostando un coefficiente d'attrito statico. In questa simulazione si è deciso di impostare un coefficiente di attrito pari a 0,1, poiché in contatti acciaio su acciaio di questo genere un valore come questo risulta essere tipico.

Dopo aver analizzato accuratamente la tipologia del contatto che doveva esserci tra i denti, si sono dovuti inserire i carichi agenti sul sistema: essendo una simil-prova di isteresi, il solo carico che si è dovuto impostare è stato un momento che avesse la direzione uguale a quella dell'asse del riduttore, applicato sulla corona mobile, prima in senso orario, poi in senso antiorario. Per quanto riguarda la sua entità, in termini di modulo, si conosce la massa del peso applicato al riduttore nella prova reale, da questo si ricava il momento esercitato sulla corona: esso risulta pari a circa 480Nm. Essendo un sistema simmetrico, in quanto i satelliti sono equidistanziati all'interno del riduttore, il carico agente su di essi dovrà essere diviso per il loro numero (4),

ottenendo quindi un momento agente su un singolo satellite pari all'incirca a 120Nm.

L'impostazione di due prove, una in senso orario e una in senso antiorario, ha visto la preparazione di due differenti modelli geometrici, infatti nella rotazione oraria, il contatto tra i denti avviene in corrispondenza delle coppie "controsatellite-corona mobile" e "satellite-corona fissa" (figura 6.6), mentre in senso antiorario

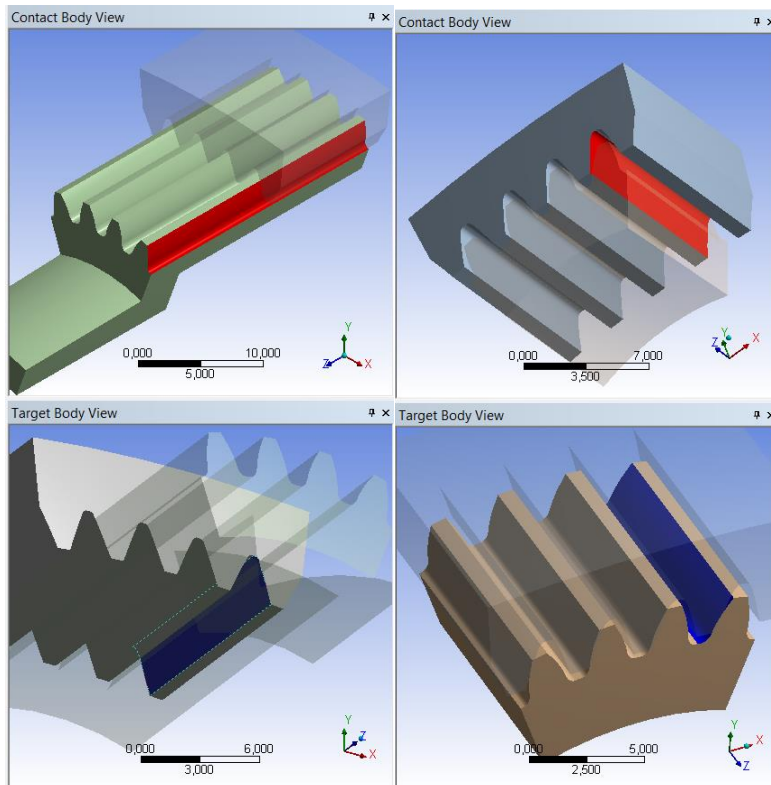


Fig. 6.6

Contatti tra i denti nel caso della rotazione oraria

esso avviene tra “satellite-corona mobile” e “satellite-corona fissa” (figura 6.7).

Alla fine di queste simulazioni sarà possibile valutare i risultati degli obiettivi posti inizialmente, in particolare deformazioni e sollecitazioni sui denti nei due modelli di contatto *No Separation* e *Frictional* e nei due sensi di rotazione della corona mobile.

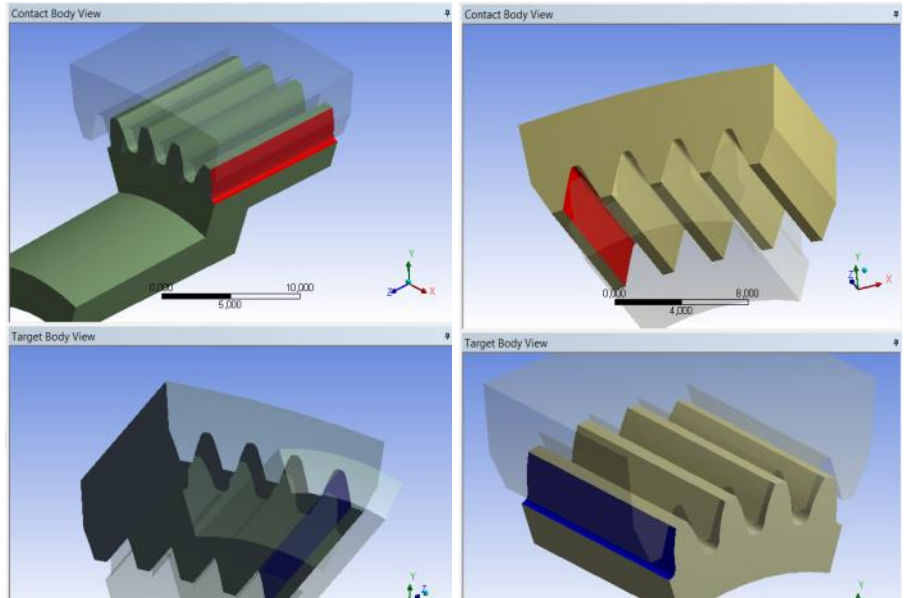


Fig. 6.7
Contatti tra i denti nel caso della rotazione antioraria

6.3 - Risultati ottenuti

Iniziamo subito a elencare quelli che sono i risultati ottenuti dalle simulazioni Ansys, ricordando che l’obiettivo di queste risulta essere quello di andare a valutare le deformazioni dei denti, verificando anche che non vi siano zone in cui si presentino picchi troppo elevati di tensione (quest’ultima verrà sempre considerata secondo il modello di Von-Mises per ogni punto).

Questa tabella riassume le condizioni con cui sono state effettuate le quattro simulazioni sul modello virtuale del riduttore:

		SENSO DI ROTAZIONE	
TIPOLOGIA DEL CONTATTO	A) <i>No Separation</i> <i>Clockwise</i>	B) <i>No Separation</i> <i>CounterClockwise</i>	
	C) <i>Frictional</i> <i>Clockwise</i>	D) <i>Frictional</i> <i>CounterClockwise</i>	

Come anticipato precedentemente, il contatto *No Separation* permette di calcolare le sollecitazioni sui vari componenti considerando i denti perennemente a contatto, generando quindi una forza diretta lungo la perpendicolare alle due superfici e che si

scarica direttamente e tutta su di essi. Tale configurazione di contatto risulta simmetrica e il software riesce a gestirla più facilmente, impiegando meno tempo per il calcolo finale.

Per quanto riguarda invece il *Frictional*, esso di sua natura non è lineare, per cui è stato necessario utilizzare qualche accortezza in più nell'impostare le simulazioni, tra cui vi è anche l'impostazione del coefficiente d'attrito, preso pari a 0,1, tipico valore di uno sfregamento acciaio su acciaio. In questo caso le forze scambiate sono minori, in quanto viene dissipata per attrito una parte di sollecitazione che si scaricherebbe sui componenti del riduttore. Questa soluzione risulta sicuramente più vicina alla realtà. È tutto pronto per visualizzare i dati raccolti da queste simulazioni di calcolo agli elementi finiti.

Condizione A): *No Separation* – *Clockwise*

<u>Elemento più sollecitato</u>	Corona fissa
<u>Entità sollecitazione [MPa]</u>	380
<u>Elemento più deformato</u>	Controsatellite
<u>Entità deformazione [mm]</u>	0,012

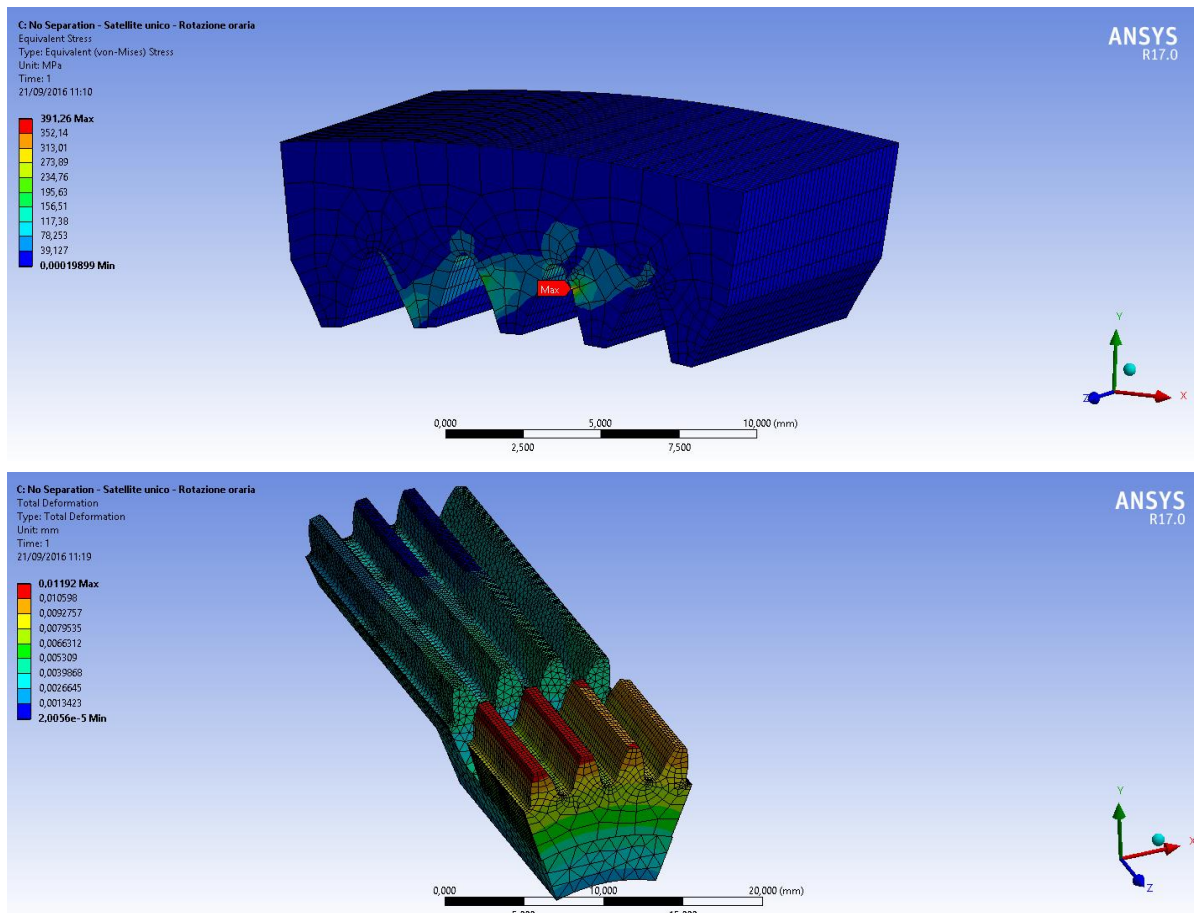


Fig. 6.8

Come si vede dalle immagini, le condizioni più critiche si trovano sui denti della corona fissa e sui denti del portasatelliti. Questi ultimi subiscono la maggior deformazione rispetto a tutto l'insieme del modello, la quale però risulta comunque abbastanza contenuta, aggirandosi intorno a valori del centesimo di millimetro. La sollecitazione sui denti, invece, sembra abbastanza rilevante, anche se, a livello statico, il materiale della corona possiede una tensione di snervamento σ_{yield} intorno a 1000 MPa. Questo valore può essere rivalutato più nel dettaglio per una probabile analisi di fatica del riduttore.

Condizione B): *No Separation* – *CounterClockwise*

<u>Elemento più sollecitato</u>	Corona fissa
<u>Entità sollecitazione</u> [MPa]	430
<u>Elemento più deformato</u>	Satellite
<u>Entità deformazione</u> [mm]	0,006

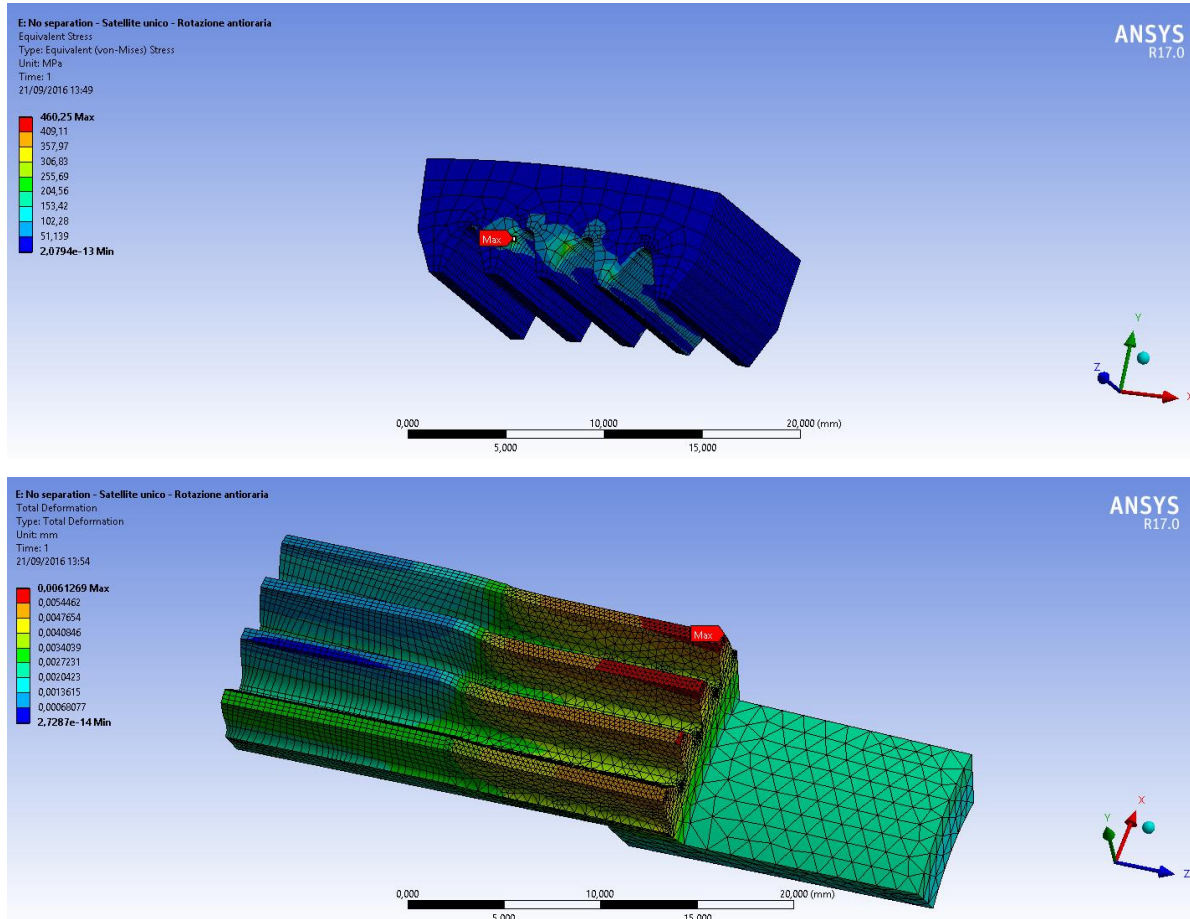


Fig. 6.9

Anche in questo caso si ripresentano le condizioni del caso precedente, però con qualche differenza, infatti si nota che questa volta il punto più sollecitato, che si trova sempre sulla corona fissa, possiede una sollecitazione di ben 430 MPa, molto più elevata rispetto a prima; dall'altra parte, le deformazioni massime si sono dimezzate, osservando però che questa volta la deformazione massima si trova sul satellite e non sul controsatellite, il quale in questo senso di rotazione, anche se ingrana con la corona fissa, può essere pensato come scarico e dunque privo di deformazioni.

Un aspetto interessante che sarebbe da curare nei casi in cui la rotazione della corona sia antioraria, è la sollecitazione del satellite nella zona in cui non è né a contatto con la

corona fissa, né a contatto con la corona mobile. Questa risulta essere infatti sede di importanti carichi, i quali possono anche raggiungere valori elevati come si evince dalla figura 6.10. Le tensioni in questo punto si aggirano attorno ai valori massimi interni al sistema.

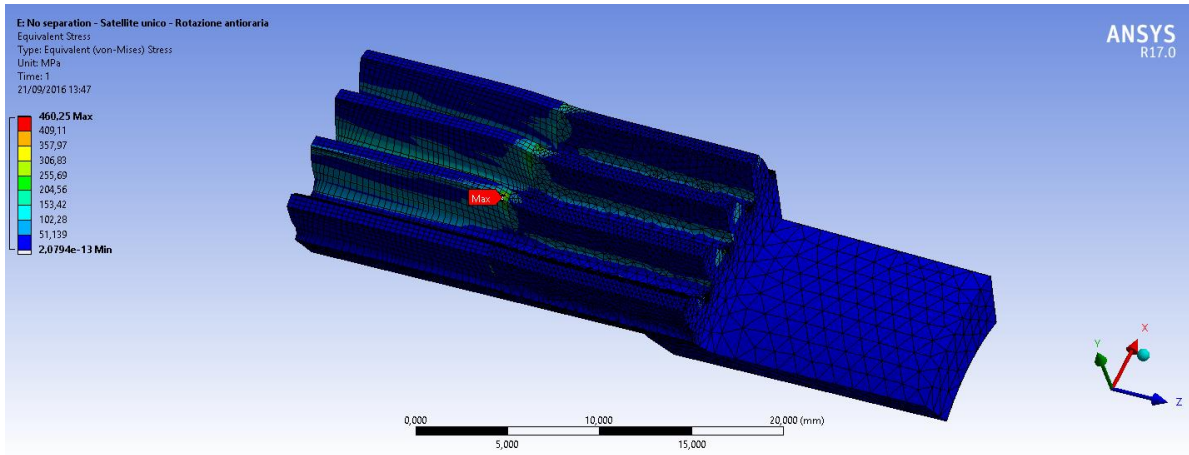


Fig. 6.10

Condizione C): *Frictional – Clockwise*

<u>Elemento più sollecitato</u>	Controsatellite
<u>Entità sollecitazione [MPa]</u>	540
<u>Elemento più deformato/ruotato</u>	Controsatellite
<u>Entità deformazione [mm]</u>	0,174

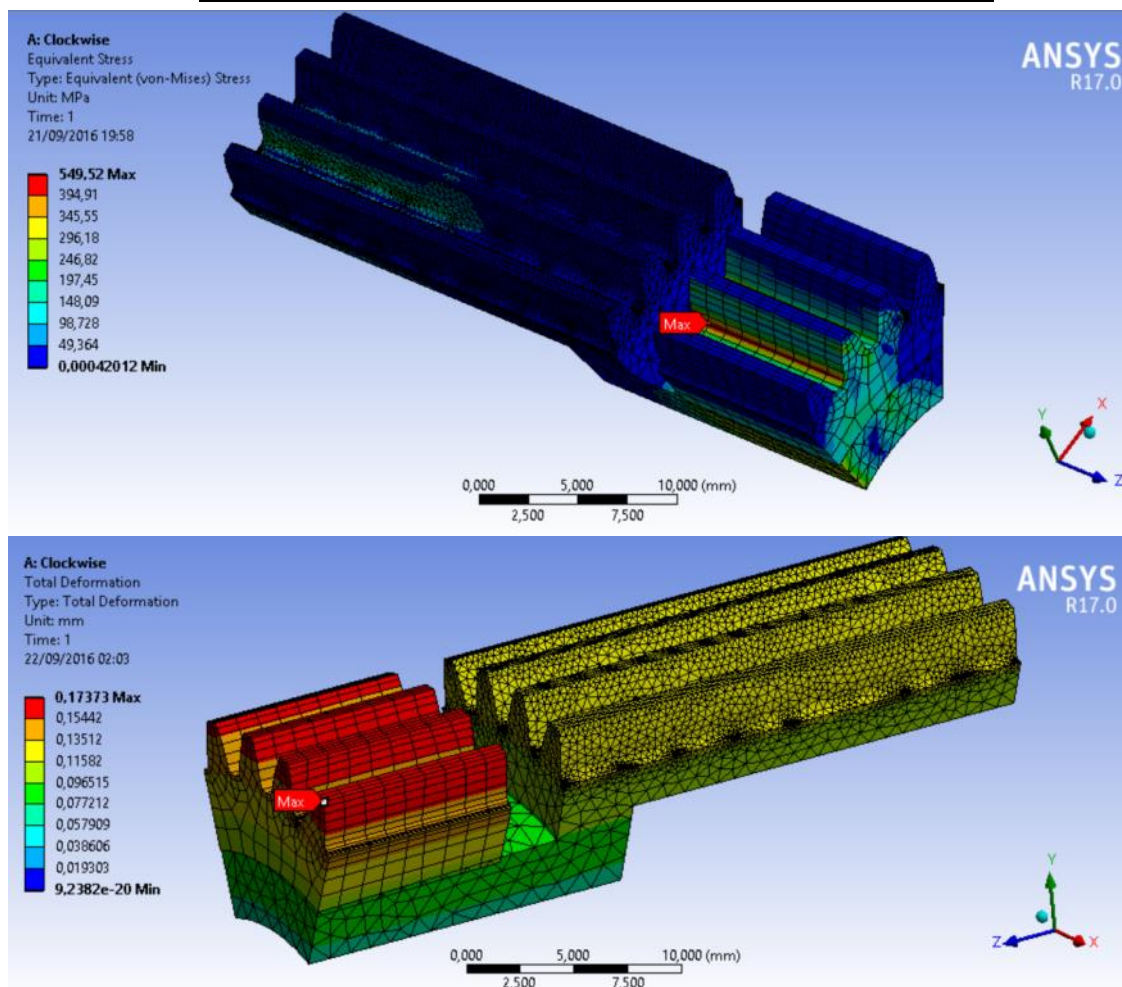


Fig. 6.11

A differenza dell'altro caso con rotazione oraria, questo mostra che il componente più sollecitato è il controsatellite, il quale presenta un picco di tensione proprio dove previsto, cioè a piede dente, con un'intensità abbastanza elevata di 540 MPa. È da sottolineare altresì lo spostamento dei denti del controsatellite, i quali si muovono di quasi due decimi di millimetro, dieci volte tanto rispetto al caso precedente, che non permetteva invece lo spostamento degli organi gli uni rispetto gli altri.

Si può parlare di spostamento poiché, in questo modello, con contatto non lineare, avviene un vero e proprio spostamento fisico dei componenti e non la sola deformazione.

Condizione D): *Frictional – CounterClockwise*

<u>Elemento più sollecitato</u>	Corona Fissa
<u>Entità sollecitazione [MPa]</u>	530
<u>Elemento più deformato/ruotato</u>	Satellite
<u>Entità deformazione [mm]</u>	0,148

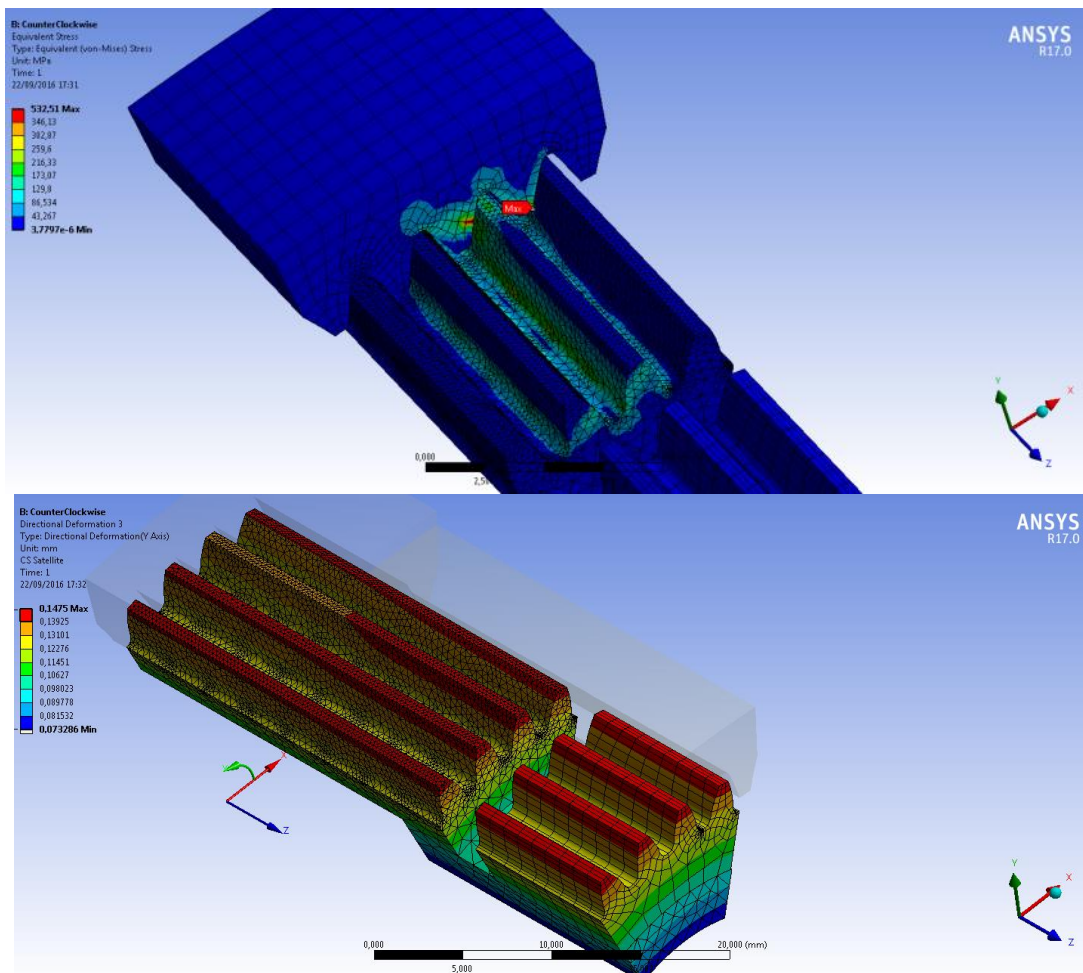


Fig. 6.12

Anche in questo caso, si nota come nasca una tensione massima di valore molto superiore rispetto alla simulazione con contatti di tipo *No Separation*, sempre per i motivi sopra delineati. In più questa volta, per quanto riguarda le deformazioni e gli

spostamenti, si è andati a valutare la deformazione direzionale, ovvero il software calcola la deformazione di un punto rispetto ad un sistema di riferimento definito. In questo caso, tale sistema di riferimento è di tipo cilindrico ed è visibile in figura 6.12. La deformazione e lo spostamento sono stati calcolati secondo la direzione y, per cui, quella segnata è una deformazione che corrisponde alla lunghezza di un arco di circonferenza. La zona quindi che ha subito uno spostamento minore, sui denti del satellite, è quella arancione che si nota in figura. La sua entità risulta pari a circa 0,140 mm e anche in questo caso si nota la grande differenza tra le due simulazioni effettuate. Oltre ad aver raccolto i risultati appena mostrati, si è voluto anche andare a graficare l'andamento della coppia applicata in relazione all'angolo di rotazione, in arcminuti, della corona mobile, al fine di verificare la corrispondenza con le curve raccolte sperimentalmente in termini di rigidità del sistema. In figura 6.13 è possibile osservare il grafico coppia-angolo di rotazione ottenuto tramite la rotazione antioraria della corona.

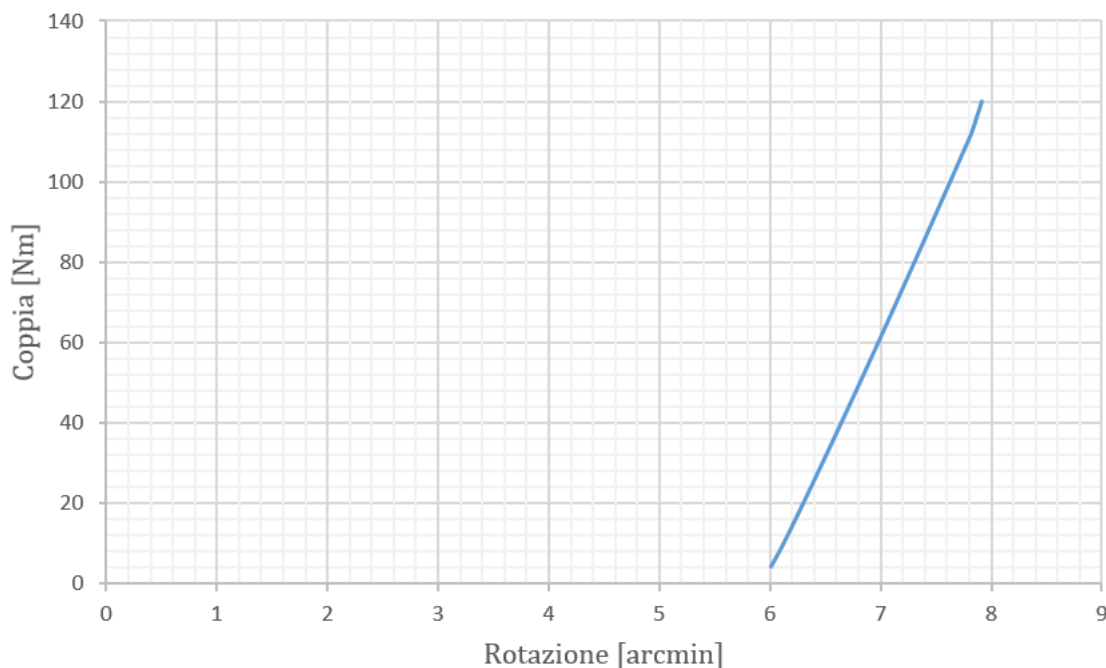


Fig. 6.13
Grafico ottenuto mediante la rotazione in un senso della corona mobile su Ansys

Nei paragrafi successivi si andrà a spiegare questo tipo di risultato ottenuto, il quale, apparentemente, sembra molto diverso da quello che si ottiene in genere in una prova di isteresi nella realtà.

6.4 - Analisi dei risultati e problemi riscontrati

I risultati ottenuti dalle quattro simulazioni mostrano la presenza di una elevata deformazione a livello dei denti, soprattutto quelli del controsatellite e soprattutto nel modello *Frictional*, mostrando altresì elevate tensioni sui denti della corona fissa, ma anche altrettante su quelli del satellite, proprio in corrispondenza della zona tra le due corone (questo solamente nella simulazione in cui la rotazione della corona mobile risulta antioraria). Quest'ultimo fatto risulta essere di grande importanza, poiché in questo punto nascono elevate tensioni a causa della elevata rigidità del satellite rispetto ai suoi carichi. Un modo per limitare queste sollecitazioni, quindi, potrebbe essere quello di rendere la geometria più deformabile in quel punto, in modo che queste si trasformino in deformazione del satellite, che in quel punto non dà alcun problema di perdita di moto. Una soluzione applicativa possibile, quindi, può essere quella di apportare uno scavo circolare, opportunamente raccordato, in corrispondenza di questa zona, che occupi comunque pochi millimetri di ingombro assiale, in modo da limitare la rigidità del sistema in quel punto e far nascere minori sollecitazioni, deformandosi di più (non è necessario uno scavo troppo profondo, poiché altrimenti potrebbero nascere effetti di intaglio che invece farebbero salire di molto le tensioni in quella zona).

Per quanto riguarda le deformazioni dei denti, invece, si nota che esse risultano molto diverse in base al tipo di contatto impostato, infatti, per quanto riguarda le prove in cui i contatti sono *Frictional*, si hanno deformazioni e spostamenti dei denti dell'ordine dei decimi di millimetro, mentre nell'altro caso, con contatti *No Separation*, abbiamo deformazioni dell'ordine dei centesimi di millimetro. Questa grande differenza risiede proprio nella presenza o meno dell'attrito all'interno degli accoppiamenti tra i denti, il quale permette una maggiore deformazione di questi, tenendo conto in questa anche del loro scorrimento relativo, e dell'impostazione non lineare del contatto. Si è quindi convenuto che, sotto questo punto di vista, sia meglio considerare quest'ultimo modello, il quale si avvicina molto di più a quello reale.

Alla fine delle prove, è stato graficato, come si è visto, l'andamento della coppia applicata in funzione della rotazione della corona. Questo risultato sembra apparentemente inappropriato, poiché si dovrebbe notare una zona più piatta che starebbe da indicare il recupero del gioco. In realtà, se ci si fa caso, la geometria iniziale

era stata opportunamente modificata per fare in modo che non si avesse gioco tra i denti di satellite/controsatellite e corona mobile, anche se comunque un piccolo gioco tra corona fissa e satellite è per forza presente.

Si può notare che la rigidità torsionale del riduttore, risulta sempre in aumento, anche se di poco, poiché la curva tende ad avere una concavità rivolta sempre verso l'alto e dunque un incremento della coppia applicata in funzione della rotazione via via crescente. Se si considerano i dati ottenuti dalle simulazioni, è possibile calcolare la rigidità torsionale del sistema, andando a calcolare il coefficiente angolare della retta rappresentata dal grafico di figura 6.13. Come detto, esso non risulta essere una retta perfetta, per cui quest'ultimo varierà, anche se di poco, lungo tutta la curva ed in particolare aumenterà via via che aumenta la rotazione registrata. Possiamo quindi dividere in tre parti il set di dati e andare a misurare il coefficiente angolare medio che si ottiene per ogni intervallo per poi, infine, verificare che effettivamente questo sia in aumento. Effettivamente, andando a calcolare quanto detto, si ottengono i risultati mostrati in tabella (le misure sono espresse in Nm/arcmin):

	Rigidità 1	Rigidità 2	Rigidità 3	Rigidità Media
Singolo satellite	56,67628	60,91172	65,95213	61,18005
Sistema con 4 satelliti	226,7051	243,6469	263,8085	244,7202

Come si vede, si sono calcolate anche le rigidità che si sarebbero ottenute utilizzando 4 satelliti anziché uno solo, semplicemente moltiplicando per un fattore pari al numero di satelliti (4) il valore rilevato dalla simulazione. Come si può notare, la rigidità del sistema cresce man mano che aumenta l'entità della rotazione della corona, avendo preso, come detto, tre intervalli diversi dallo stesso set di dati e misurandone il coefficiente angolare.

Il dato interessante che può essere analizzato in fase di confronto tra modello reale e modello virtuale è proprio quello della rigidità media, calcolata anche in precedenza nelle prove di isteresi effettuate sul riduttore.

È bene ora spiegare quali sono state le maggiori problematiche e le maggiori difficoltà nell'impostazione e nello sviluppo di questi calcoli. Sicuramente, l'utilizzo di questo

tipo di software risulta essere molto complesso, soprattutto per il neofita che si approccia per la prima volta con questi tipi di calcoli agli elementi finiti in un software così completo.

I problemi che si sono riscontrati maggiormente sono stati quelli riguardanti la tipologia dei vincoli, la loro posizione sul modello, la scelta del tipo di contatto tra i denti e la scelta del tipo di comportamento del contatto, ovvero si è dovuto decidere se mantenere un contatto lineare o non lineare tra i denti, come già anticipato in precedenza. La seconda opzione permette infatti di far variare la matrice di rigidezza del sistema man mano che il contatto tra le parti sta avvenendo e quindi mentre le parti a contatto si deformano, mentre la prima considera questa matrice costante in ogni condizione. Sicuramente il contatto lineare risulta molto più semplificato, ma risulta anche essere il meno fedele al comportamento reale del riduttore; ne fornisce un'idea di massima non del tutto errata ma troppo semplificata.

7 - IL CONFRONTO DEI DUE MODELLI

7.1 - Aspettative

Prima di ogni prova o esperimento, è sempre necessario chiedersi su quale linea si dovrebbero mantenere i risultati che si otterranno, in questo modo sarà più semplice verificare la validità dei risultati. Essi infatti, se le prove sono state condotte nel modo giusto, si manterranno sulla linea delle previsioni.

A fronte di questa considerazione, prima di effettuare la sperimentazione sul riduttore, è stato necessario prevedere quale sarebbe stato il suo comportamento.

Si pensava quindi di ottenere buoni risultati dal punto di vista del recupero dei giochi e della scorrevolezza, mentre per quanto riguarda le simulazioni agli elementi finiti, si era previsto un risultato abbastanza diverso dalle prove condotte sul campo, proprio a causa del fatto che gli elementi trascurati erano troppi, anche se si è cercato di rimanere il più fedeli possibile al modello reale.

7.2 - Considerazioni sui dati raccolti

A conclusione di questa analisi, è interessante confrontare i dati raccolti dalle varie prove e simulazioni per poter trarre alcune considerazioni che possono portare miglioramenti al riduttore in fase di sviluppo.

Il dato che sicuramente può essere confrontato, risulta essere quello della rigidità torsionale del sistema, calcolata come coefficiente angolare medio della curva coppia-angolo di rotazione ottenuta attraverso le misurazioni per quanto riguarda il prototipo reale del riduttore e attraverso le simulazioni Ansys per quanto riguarda il modello virtuale. I valori misurati dalle prove di isteresi, devono però essere filtrati, ovvero, è necessario prestare attenzione a quelli che si vanno a confrontare con il modello virtuale, poiché prevedendo la rigidità totale del sistema, si sono ipotizzate le stesse condizioni per tutti e quattro i satelliti, ipotizzando quindi che anche tutti e 4 i controsatelliti fossero in sede e stessero ingranando con la corona mobile. Per cui i dati delle rigidità calcolate sono da confrontare con i dati raccolti dalle prove di isteresi effettuate con tutti e 4 i controsatelliti montati sul prototipo. Si nota che i valori misurati si aggirano attorno ai 190-200 Nm/arcmin, mentre quelle ottenute mediante le simulazioni con Ansys prevedono valori attorno ai 240 Nm/arcmin.

La sostanziale differenza fra questi valori, risiede nell'assenza degli altri organi del riduttore all'interno del modello agli elementi finiti, infatti i cuscinetti, le ghiera, ma soprattutto il portasatelliti influiscono pesantemente sul valore della rigidità, in quanto la loro deformazione si "trascina" dietro anche le ruote e soprattutto le corone, dando al sistema una maggiore cedevolezza. Queste ultime inoltre sono soggette a probabili errori di eccentricità in fase di lavorazione, accentuati ancor di più dalla cementazione post-dentatura, il che porta il riduttore ad avere un calo ancora maggiore nella sua rigidità torsionale.

Si è quindi visto che, nonostante il modello virtuale fosse molto approssimato sia dal punto di vista geometrico che dal punto di vista del contatto tra i denti e quindi dal punto di vista dei calcoli, si è comunque riusciti a fornire una spiegazione alle diversità incontrate per confrontare i due modelli, arrivando quindi alla conclusione che:

- Gli errori geometrici all'interno del riduttore, causati dalle lavorazioni, devono essere il più contenuti possibili per ottenere un elevato rendimento e una buona scorrevolezza degli accoppiamenti interni;
- Il portasatelliti e gli altri organi che non partecipano all'ingranamento risultano fornire un contributo negativo alla rigidità torsionale del sistema, in quanto molto cedevoli rispetto alle caratteristiche torsionali degli altri componenti;
- Le deformazioni e le sollecitazioni sui denti risultano essere comunque contenute nel rispetto dei limiti allo snervamento del materiale, anche se le prime, dell'entità di 1-2 decimi di millimetro, possono contribuire alla perdita di moto del riduttore per una piccola parte, la quale, comunque, risulta molto contenuta, ma non del tutto trascurabile.

8 - CONCLUSIONI: CONSIDERAZIONI SULLA FATTIBILITÀ DEL PRODOTTO

Lo sviluppo di un nuovo tipo di prodotto pone sempre come suo obiettivo finale quello della propria passibilità di industrializzazione, ovvero che la sua “messa a catalogo” risulti effettivamente possibile dal punto di vista dei costi, quindi delle lavorazioni, e dal punto di vista del target di mercato, quindi dal numero previsto di vendite.

Per quanto concerne il riduttore SAMP, il suo sviluppo è stato sicuramente possibile grazie alla sua ottima possibilità di industrializzazione, a causa soprattutto del fatto che esso risulta molto meno costoso rispetto ad altri riduttori a gioco ridotto presenti sul mercato. Esso presenta un eccellente vantaggio, rispetto a questi ultimi, in termini di ciclo di lavorazione: tutti i componenti del riduttore, satelliti compresi, esclusi ovviamente gli elementi unificati (cuscinetti, anelli elastici, ...), possono essere ricavati tramite stampaggio a caldo, un tipo di lavorazione che, attraverso l'uso di una matrice e di un punzone permette di ottenere, tramite una pressione di questi gli uni contro gli altri, le corone, il portasatelliti e, volendo, anche i satelliti. Per questi ultimi potrebbe risultare più comodo effettuare una lavorazione di tornitura diretta dal pieno, ma comunque il costo che ne deriva risulterebbe all'incirca lo stesso. Dopo la fase di stampaggio, si va ad ottenere il grezzo non dentato tramite un'operazione di tornitura, effettuata su tutti i componenti. La fase successiva, quella di dentatura, risulta essere quella più critica, insieme alla successiva rettifica, in quanto, come si è visto nella trattazione di cui sopra, gli errori geometrici di dentatura, anche se di pochi centesimi, portano ad un malfunzionamento del riduttore, diminuendone eccessivamente il rendimento. È possibile quindi dedurre che la fase di rettifica dei denti risulta essere quella più costosa all'interno del processo, a causa prima di tutto della elevata precisione che si deve ottenere in lavorazione, rispettando tolleranze molto strette, e in secondo luogo a causa del costo maggiore che, in generale, possiede una lavorazione di rettifica rispetto ad una tornitura o a uno stampaggio, sia per quanto riguarda i tempi di piazzamento, sia per quanto riguarda il costo dell'utensile.

Esisterebbe un ulteriore vantaggio di questo riduttore sui suoi concorrenti: esiste infatti la possibilità di ottenere una dentatura con un certo grado di finitura, a seconda

del tipo di utensile e della sua velocità di rotazione, detta *Scudding*[®]. Questo tipo di lavorazione risulta vantaggiosa sia dal punto di vista dei costi che dal punto di vista della precisione, in quanto, la fase di dentatura e di finitura delle corone a dentatura interna avviene in una sola fase, ovvero con un singolo piazzamento. Essa come mostrato in figura 8.1, consiste nel taglio della ruota a dentatura interna tramite la generazione dei profili utilizzando un utensile tronco conico anch'esso dentato. Molto spesso si utilizzano utensili in metallo duro per ottenere con una singola passata lavorazioni più precise.

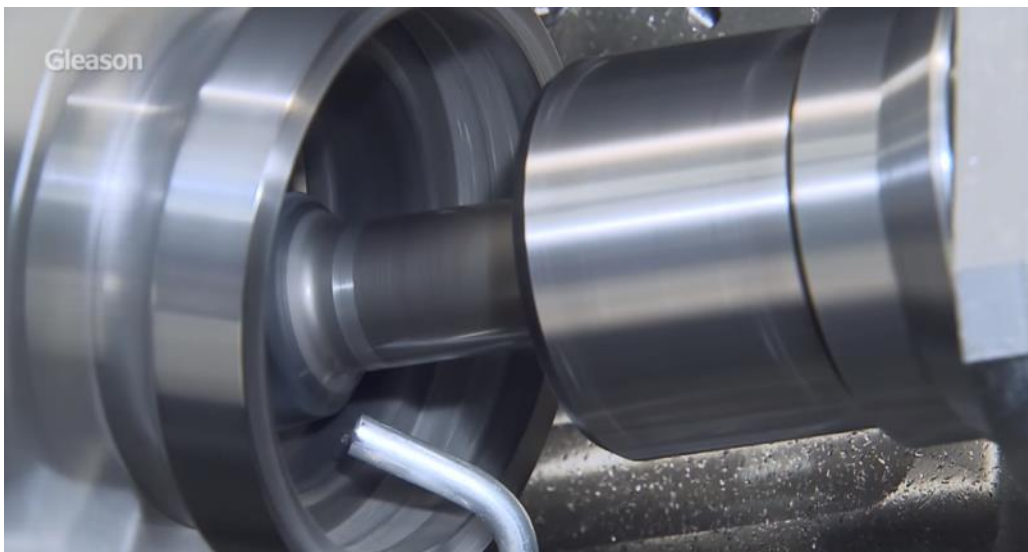


Fig. 8.1

La figura mostra il taglio tramite Scudding[®] di una ruota a dentatura interna

Non è possibile, ovviamente saltare la parte di rettifica, in quanto, dopo la tornitura è necessario il trattamento termico di cementazione, il quale ha sì l'effetto di indurire superficialmente il pezzo, ma per contro possiede che le dentature si deformano molto, a causa delle elevate temperature raggiunte in questa fase. Sarà quindi sempre necessario effettuare una operazione di rettifica prima della messa in utilizzo del riduttore.

L'utilizzo di questa tecnica di dentatura permetterebbe un ancor più elevato contenimento dei costi, a fronte però di un investimento iniziale elevato per l'acquisto di una simile tipologia di macchina utensile.

Per quanto riguarda invece il target di mercato, esso è reale ed è molto affermato: si tratta dei principali costruttori di robot antropomorfi, i quali necessitano di elevate potenze, elevate precisioni, ma allo stesso tempo una elevata compattezza e leggerezza.

I più grandi costruttori, come già visto in precedenza al Capitolo 2, paragrafo 2.3, necessitano di soluzioni poco costose ed alternative, le quali rispecchiano per eccellenza le caratteristiche del riduttore SAMP, se non per sporadici malfunzionamenti dovuti al rendimento basso del riduttore, il che, come detto più volte, è eliminabile attraverso una più accurata fase di lavorazione, non rispettata per i prototipi in prova.

RINGRAZIAMENTI

Questo lavoro di tesi in ingegneria meccanica è stato alquanto duro e per nulla privo di ostacoli. Voglio dunque ringraziare alcune persone che hanno fatto sì che questa ricerca e sperimentazione su un argomento così affascinante possano essere state portate avanti.

In primo luogo voglio ringraziare il professore Marco Carricato per avermi dato la possibilità di fare questa tesi e di conoscere una realtà aziendale quale è la SAMP molto consolidata e all'avanguardia nel nostro territorio e a livello internazionale.

Secondariamente, oltre all'azienda SAMP S.p.a., molto seria e molto all'avanguardia, voglio ringraziare davvero tanto i due ragazzi che più mi hanno seguito in questo progetto con così tanta scrupolosità e attenzione, senza mai fare una piega di fronte alle mie curiosità e ai miei problemi, dandomi tanti utili consigli: Daniele e Mario, il vostro aiuto è stato fondamentale, spero un giorno di poter ricambiare e di tornare a lavorare insieme a voi, mantenendo intanto questo bellissimo rapporto di amicizia che si è creato in questi mesi.

I ringraziamenti vanno a chi il progetto del riduttore lo segue sempre in ogni singolo dettaglio e in ogni singolo particolare, senza tralasciare nulla e coordinando tutte le attività: grazie anche a te Achille, i tuoi consigli e la tua esperienza sono stati preziosissimi per chi ancora come me deve entrare a far parte di questo immenso mondo quale è quello della meccanica.

In seguito voglio ringraziare la mia famiglia, mio padre e mia madre, sempre pronti a sostenermi nelle mie scelte, nella vita, nel lavoro, nello sport e nello studio, senza interpersi mai, ma facendomi capire sempre quello che è giusto e quello che non lo è.

Grazie a mia sorella Giulia, che mi guarda sempre con tanto stupore e ammirazione quando mi vede studiare su quei libri pieni di numeri, lettere e "segni strani", ma non sa che in realtà stupore e ammirazione li provo io quando penso alla persona che è e a quanta forza mi dà quando parliamo e ci confrontiamo.

Grazie ai miei amici Jack, Luppi, Garra, Pie, Chiara e tutti gli altri, matti, dal primo all'ultimo, ma senza la cui pazzia non vi potrebbe essere vita più monotona.

E in ultimo, grazie a lei, a Martina, che mi sopporta, mi ascolta, mi sostiene e mi rende felice in ogni momento e da tanto tempo, sperando che un giorno finalmente potremo realizzare tutti i progetti e i sogni che abbiamo, dando ancora più senso alla nostra vita.

BIBLIOGRAFIA

- E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *“Lezioni di Meccanica applicata alle Macchine, Prima parte”*, Pàtron Editore, 2009;
- E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *“Lezioni di Meccanica applicata alle Macchine, Seconda parte”*, Pàtron Editore, 2009;
- D. Croccolo, N. Vincenzi, *“Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica”*, Esculapio Editore, 2009;
- Guido Ruggeri, *“Rotismi Epicycloidali”*, McGraw-Hill, 2003;
- R. Paci, *“Relazione per il conseguimento della Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica: Definizione e progettazione di massima di rotismi epicycloidali Beveloid per applicazioni robotiche”*, 2014;
- M. Carricato, *Materiale didattico a supporto dell'attività formativa: “Riduttori Epicycloidali”*, Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica, UniBo.