POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

in INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea Magistrale

STUDIO E RIPROGETTAZIONE DI TESTE DI RINVIO AD INGRANAGGI PER SISTEMI DI AVVITATURA



Relatore:

Prof. ANDREA MURA

Candidato:

Alberto Gambino

255302

ANNO ACCADEMICO 2019-2020

INDICE

Elenco Immagini	III
INTRODUZIONE	VI
CAPITOLO 1 COLLEGAMENTI FILETTATI: TEORIA DELL'AVVITATURA E PRA INDUSTRIALE	TICA 1
1.1 Progettazione dei giunti bullonati. Generalità e precarico	2
1.2 Serraggio degli accoppiamenti bullonati	6
1.2.1 Coppia di serraggio	
1.2.1.1 Relazione precarico-angolo di rotazione	9
1.2.1.2 Relazione coppia-angolo di rotazione	
1.2.2 Strategie di avvitatura	15
1.2.2.1 Controllo coppia	16
1.2.2.2 Controllo coppia + angolo	
1.2.2.3 Controllo gradiente di coppia	19
1.2.3 Accuratezza delle avvitature	
1.3 Pratica industriale	25
1.3.1 Avvitatori industriali ad attuazione elettrica	
CAPITOLO 2 TESTE DI AVVITATURA: CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E PROGETTAZIONE ASSISTITA	28
2.1 Generalità	
2.1.1 Lavout principali	
2.1.2 Specifiche di progetto	
2.2 Trasmissione ad ingranaggi	
2.2.1 Generalità sugli accoppiamenti dentati	
2.2.2 Problema del dimensionamento	
2.2.3 Benefici della correzione con spostamento positivo	
2.2.4 Limiti nel dimensionamento.	
2.3 Cuscinetti	
2.3.1 La sollecitazione sui corpi volventi	
2.3.2 Stima della distribuzione del carico e della coppia resistente	
2.4 Progettazione assistita	
2.4.1 Modulo di dimensionamento delle ruote dentate	
2.4.2 Modulo di stima delle coppie d'attrito	
2.4.3 Funzioni secondarie	

CAPITOLO 3 IDENTIFICAZIONE DEL PROBLEMA E SOLUZIONI TECNICHE	54
3.1 Evidenza sperimentale	56
3.1.1 Scostamento dalla linearità	57
3.1.2 Oscillazioni di coppia	58
3.1.3 Effetti sull'accuratezza dell'avvitatura	59
3.2 Comportamento sotto carico	61
3.2.1 Flessione dei perni	61
3.2.2 Modifica delle condizioni di contatto	62
3.2.3 Flessione non simmetrica	64
3.2.4 Altre considerazioni	65
3.3 Soluzioni tecniche	66
3.3.1 Smusso della dentatura	67
3.3.2 Sistema Perno-Boccola	67
3.3.3 Cuscinetti a strisciamento	71
3.3.3.1 Dimensionamento	72
3.3.3.2 Coefficiente d'attrito	76
3.3.3.3 Stima della vita utile	77
3.3.4 Ralle reggispinta	79
CAPITOLO 4 PROTOTIPAZIONE	80
4.1 Risultati attesi	80
4.2 Fasi della progettazione	81
4.2.1 Dimensionamento della dentatura	81
4.2.2 Dimensionamento dei cuscinetti e scelta dei componenti commerciali	
4.2.3 Modellazione delle piastre	
4.3 Produzione e montaggio	
4.3.1 Configurazioni del prototipo	87
1.5.1 Configurazioni dei prototipo	
CAPITOLO 5 RISULTATI SPERIMENTALI	89
5.1 Sperimentazione al banco prove	89
5.1.1 Il banco prove	
5.1.2 Attività preliminari	90
5.2 Esecuzione delle prove e valutazione dei risultati	93
5.2.1 Grafici di linearità	93
5.2.2 Curve di carico	96
5.3 Problemi di ingranamento.	98
CONCLUSIONI	101
BIBLIOGRAFIA	103

ELENCO IMMAGINI

Figura 1.1 - Tipologie di giunzione filettata. [1] a. Vite cieca b. Bullone c. Prig	gioniero
d. Barra filettata e dadi	2
Figura 1.2 - Azioni di separazione su una giunzione bullonata. [1]	2
Figura 1.3 - Forza di chiusura e precarico. [1]	3
Figura 1.4 - Esempio di giunzione bullonata. [1]	3
Figura 1.5 - Volume delle parti da collegare interessato dalla compressione. [1]]5
Figura 1.6 - Diagramma di carico assiale. [1]	6
Figura 1.7 - Distribuzione dell'energia fornita durante il serraggio. [4]	
Figura 1.8 – Fenomeni presenti nella fase iniziale del serraggio. [4]	
Figura 1.9 - Diagrammi di serraggio. Precarico-angolo e Coppia-angolo. [4]	
Figura 1.10 - Relazione coppia-precarico. [4]	11
Figura 1.11 - Zone del diagramma coppia-angolo. [4]	
Figura 1.12 - Effetti della coppia di serraggio sullo snervamento della vite. [4].	
Figura 1.13 – Confronto fra le strategie di serraggio. [4]	
Figura 1.14 - Diagramma del gradiente di coppia. [3]	19
Figura 1.15 - Distribuzione dei valori del carico di rottura di bulloni M12 su 60	0 prove.
[2]	21
Figura 1.16 - Indici di capacità. [6]	
Figura 1.17 - Le incertezze nel processo di avvitatura	24
Figura 1.18 - Chiave dinamometrica. [6]	25
Figura 1.19 - Avvitatore elettronico. [6]	
Figura 1.20 - Avvitatore elettrico cablato e unità di controllo. [6]	
Figura 1.21 - Criterio pass/fail coppia+angolo. [6]	
Figura 2.1 - Testa di rinvio. Esempio di applicazione	
Figura 2.2 - Layout "standard"	
Figura 2.3 - Layout "aperta"	
Figura 2.4 - Specifiche geometriche principali	
Figura 2.5 - Nomenclatura della dentatura. [1]	35
Figura 2.6 – Spostamento del profilo. [8]	
Figura 2.7 - Correzione di dentatura con spostamento positivo. [9]	
Figura 2.8 - Esempio di ruota dentata con profili spostati	
Figura 2.9 - Geometrie fondamentali dell'accoppiamento dentato. [7]	
Figura 2.10 - Andamento del carico sul singolo dente. [8]	
Figura 2.11 - Velocità periferiche. [8]	
Figura 2.12 - Velocità di strisciamento. [8]	

Figura 2.13 - Cuscinetti a rullini. Pieno riempimento a) Completo. b) Senza	ralla
interna	42
Figura 2.14 - Layout del cuscinetto a pieno riempimento sulle ruote oziose	43
Figura 2.15 –	44
Figura 2.16 - Distribuzione delle pressioni superficiali	44
Figura 2.17 – Determinazione della deformazione imposta ai corpi volventi	46
Figura 2.18 - Effetto della tolleranza sulla distribuzione del carico	46
Figura 2.19 – Calcolo del coefficiente di efficienza	48
Figura 2.20 - Modulo di dimensionamento.	49
Figura 2.21 - Tasti opzione e legenda dei colori	50
Figura 2.22 - Diagramma di corpo libero di una delle ruote oziose	50
Figura 2.23 - Modulo di stima delle azioni d'attrito	51
Figura 2.24 - Coefficienti del modello e tasti opzione	52
Figura 3.1 - Schema di controllo dell'avvitatore elettrico.	54
Figura 3.2 - Scostamento dalla linearità	57
Figura 3.3 - Oscillazioni di coppia	58
Figura 3.4 – Effetto delle oscillazioni di coppia sul risultato dell'avvitatura	59
Figura 3.5 - Effetto della variazione del coefficiente di efficienza.	60
Figura 3.6 - Porzione per simulare la flessione del perno	61
Figura 3.7 - Deformazione in direzione Z. Perno standard e piastre simmetriche	62
Figura 3.8 - Modello per la simulazione delle condizioni di contatto	62
Figura 3.9 - Modifica delle condizioni di contatto tra i rullini ed il perno. Fless	ione
simmetrica	63
Figura 3.10 - Flessione non simmetrica del perno	64
Figura 3.11 - Modifica delle condizioni di contatto tra i rullini ed il perno. Flessi	ione
non simmetrica	65
Figura 3.12 - Forze scambiate in condizioni di equilibrio.	65
Figura 3.13 - Ruota con smusso sulla dentatura.	67
Figura 3.14 - Sistema perno - boccola.	67
Figura 3.15 - Geometria del perno	68
Figura 3.16 - Distribuzione delle tensioni equivalenti. Confronto tra il design stano	dard
e la nuova geometria	68
Figura 3.17 - Interfaccia di contatto perno – boccola	69
Figura 3.18 - Impronta di contatto sui rullini nel sistema riprogettato	70
Figura 3.19 - Deformazione in direzione del carico del sistema perno-boccola	70
Figura 3.20 - Sistema perno - boccola completo di rullini e ruota	70
Figura 3.21 - Cuscinetti radenti SKF in PTFE e POM	71
Figura 3.22 - Struttura dei cuscinetti radenti in materiale composito. [11]	71
Figura 3.23 - Diagramma p-v per cuscinetti in POM. [11]	73
Figura 3.24 - Sistema perno-boccola con cuscinetto radente	74
Figura 3.25 - Distribuzione delle pressioni sul cuscinetto radente	75
Figura 3.26 - Valori indicativi del coefficiente d'attrito per i diversi punti di lavoro	o sul
diagramma p-v. [11]	76

Figura 3.27 - Coefficienti per il calcolo della vita utile dei cuscinetti radenti78
Figura 3.28 - Stima della vita utile del cuscinetto78
Figura 3.29 - Ralle reggispinta79
Figura 4.1 - Prototipo 1
Figura 4.2 - Testa di rinvio THP38381
Figura 4.3 - Treno di ruote dentate unico per il prototipo. [mm]82
Figura 4.4 - Perno e boccola assemblati con la piastra inferiore
Figura 4.5 - Cuscinetto radente montato sulla ruota oziosa da accoppiare con il sistema
perno + boccola
Figura 4.6 - Cuscinetto volvente assemblato84
Figura 4.7 - Piastre sottili
Figura 4.8 - Piastre grosse. Particolare del cuscinetto radente sulla ruota di uscita86
Figura 4.9 - Ralle reggispinta86
Figura 4.10 - Sezione trasversale, vista superiore e sezione longitudinale delle quattro
configurazioni del prototipo
Figura 5.1 - Schema del banco prove90
Figura 5.2 - Grafici di linearità previsti92
Figura 5.3 - Curva di carico giunto elastico
Figura 5.4 - Cuscinetto radente in fibra di carbonio avvolta94
Figura 5.5 - Grafici di linearità prototipo95
Figura 5.6 - Curve di carico
Figura 5.7 - Confronto tra i profili teorico e reale

INTRODUZIONE

Dalla progettazione della giunzione bullonata alla conclusione dell'operazione di serraggio esiste una catena delle incertezze che riguarda essenzialmente due aspetti: da una parte il legame tra la coppia di serraggio ed il precarico ottenuto sul bullone; dall'altra la capacità dei sistemi di avvitatura di eseguire con precisione il serraggio del giunto.

Volendo ridurre al minimo tali incertezze, soprattutto per quelle applicazioni in cui sono presenti avvitature di sicurezza, occorre sviluppare nuove tecnologie sia per quanto riguarda la giunzione bullonata in sé ma soprattutto dalla parte dei sistemi di avvitatura.

Nell' ottica dell'automazione dei processi industriali, sono sempre più diffusi i moderni avvitatori elettrici capaci di prestazioni molto elevate in termini di accuratezza e versatilità.

Molto spesso però, negli assiemi più complessi esiste la necessità di serrare delle giunzioni bullonate particolari o posizionate in punti difficilmente raggiungibili. Queste avvitature diventano critiche nel momento in cui si vuole utilizzare un sistema di avvitatura moderno, poiché, se pur molto compatti, questi dispositivi hanno ingombri non paragonabili agli utensili manuali.

In questi casi nasce la necessità di interporre un dispositivo di rinvio del moto tra l'avvitatore ed il bullone, che prende il nome di *testa di rinvio*. Tuttavia, l'interposizione di questo componente aggiuntivo può avere degli effetti negativi sulle prestazioni del sistema di avvitatura dovuti principalmente a fenomeni dissipativi non lineari introdotti dal componente stesso.

Questo elaborato analizza nel dettaglio tali problematiche, indagandone le cause, e propone delle soluzioni tecniche utili alla linearizzazione del comportamento sotto carico delle teste di rinvio. Con il supporto di un foglio di calcolo per la progettazione assistita appositamente realizzato per questa applicazione, la progettazione e produzione di un prototipo modulare è servita a testare il corretto funzionamento delle soluzioni tecniche e la loro efficacia nella risoluzione del problema. Infine, le prove al banco, eseguite sulle diverse configurazioni del prototipo, hanno mostrato una buona corrispondenza tra i risultati attesi e quelli sperimentali. Alcune configurazioni hanno rivelato un miglioramento del comportamento complessivo in termini di linearità ma rimangono ancora dei disturbi introdotti dal rinvio ad ingranaggi attribuibili alle dinamiche di ingranamento tra le ruote dentate.

Infine, la rilevazione dei profili reali, in confronto con il profilo teorico, ha mostrato un errore di taglio sistematico, possibile causa dei disturbi sulle curve di carico.

Capitolo 1

Collegamenti filettati: Teoria dell'avvitatura e pratica industriale

Il collegamento filettato è uno dei principali metodi di connessione di due o più parti di un assieme. A prescindere dalle applicazioni, che si tratti di carpenteria metallica o componenti di macchine, la giunzione filettata è la principale scelta in tutti quei casi in cui è necessaria una giunzione non permanente.

Tale esigenza è tipica dei settori della produzione industriale di macchinari di ogni genere. Ad esempio per le applicazioni dei settori *automotive* ed *aerospace*, in cui i prodotti finiti sono assiemi molto complessi composti da numerose parti, le operazioni di avvitatura delle giunzioni filettate costituiscono gran parte delle attività di assemblaggio. Inoltre, in queste applicazioni molte delle giunzioni sono fondamentali per il corretto funzionamento del prodotto e di conseguenza per la sicurezza degli utenti finali.

Queste ragioni giustificano lo sforzo dell'innovazione tecnologica nel settore dell'avvitatura che si spende contemporaneamente in due direzioni: da una parte la necessità di garantire giunzioni filettate estremamente performanti e sicure affinando la progettazione e le tecniche di avvitatura; dall'altra quella di velocizzare, senza rinunciare all'accuratezza, le operazioni di avvitatura eseguite lungo le catene di montaggio.

In aggiunta bisogna menzionare anche l'impegno nel garantire la sicurezza e la salute degli operatori addetti al montaggio con soluzioni sempre più tecnologiche come gli esoscheletri di sostegno per gli arti superiori.

1.1 Progettazione dei giunti bullonati. Generalità e precarico



Figura 1.1 - Tipologie di giunzione filettata. [1] a. Vite cieca b. Bullone c. Prigioniero d. Barra filettata e dadi

Viti e bulloni sono di gran lunga gli elementi più comunemente utilizzati nelle giunzioni filettate. La differenza tra loro riguarda l'utilizzo previsto: i bulloni sono accoppiati e serrati con il corrispondente dado ed attraversano dei fori passanti tra le parti da congiungere; le viti sono destinate ad essere avvitate in opportuni fori filettati realizzati su una delle parti. Altri tipi meno comuni sono i prigionieri e le viti con doppio dado. Tutte le caratteristiche geometriche di viti e dadi, quali ad esempio il diametro nominale, il passo, la lunghezza del gambo, la lunghezza della parte filettata, la geometria della testa e del dado sono unificate e rilevabili dalle tabelle UNI/ISO.

In generale i bulloni sono utilizzati per tenere insieme due o più parti in contrasto con i carichi esterni che tendono a separarle. Le forze esterne possono agire in modo da separare le parti in direzione normale o per scorrimento, a queste la giunzione si contrappone con meccanismi di contrasto differenti: nel primo caso ad opporsi è la resistenza meccanica della vite; nel secondo le azioni di attrito che si generano all'interfaccia delle parti.



Figura 1.2 - Azioni di separazione su una giunzione bullonata. [1]

Le azioni di attrito si generano nel momento in cui viene applicato un carico tangenziale che tende a far scorrere le parti ma la loro esistenza e la loro entità è strettamente legata alla forza normale che spinge una contro l'altra le parti. Lo scopo dell'accoppiamento bullonato è proprio quello di generare questa forza di chiusura.



Figura 1.3 - Forza di chiusura e precarico. [1]

In riferimento alla figura 1.3 la forza di contatto F_c che permette la generazione delle forze di attrito è una conseguenza della forza di chiusura F, la forza di chiusura viene applicata tramite il serraggio del bullone che a sua volta vede un carico di trazione di entità pari ad F. Tale sollecitazione applicata al bullone prende il nome di precarico.

Nella progettazione di un collegamento bullonato bisogna innanzitutto identificare correttamente i carichi esterni, la loro natura statica o dinamica e la loro entità, ed in conformità con la geometria capire in che modo questi sollecitano ogni bullone che compone la giunzione.



Figura 1.4 - Esempio di giunzione bullonata. [1]

Il progettista deve quindi calcolare in maniera ottimale sia il valore di precarico F, necessario a contrastare le azioni esterne, che l'area resistente minima della vite in modo da non avere una tensione sul gambo che sia maggiore rispetto a quella di snervamento del materiale. Una volta calcolato il precarico dalle condizioni di equilibrio, l'area della sezione resistente, indicata con A_s , può essere ricavata con la seguente relazione:

$$A_s = F / \sigma_p \tag{1.1}$$

Valutata la sezione resistente minima che permette alla giunzione di contrastare i carichi esterni, si seleziona tra le viti unificate la prima con sezione resistente A'_s maggiore di A_s e si valuta il valore del precarico iniziale F_i da ottenere in fase di serraggio [3]:

$$F_i = \gamma A'_s \sigma_p \tag{1.2}$$

In cui:

- σ_p è la tensione limite del campo elastico, è misurata sperimentalmente per le varie viti appartenenti alle classi mostrate in tabella 1, solitamente ha un valore poco inferiore della tensione di snervamento del materiale utilizzato.
- γ, detto fattore di utilizzazione, è un coefficiente solitamente compreso tra 0,7 e 0,9 che limita il massimo precarico iniziale per tenere conto dell'incremento di sollecitazione assiale cui può essere sottoposto il bullone durante l'applicazione del carico esterno. La scelta di un appropriato fattore di utilizzazione è legata anche al comportamento a fatica del bullone in risposta ad eventuali carichi dinamici.

	Diameter	Proof Load (Strength) ^a	Yield Strength ^b	Tensile Strength	Elongation, Minimum	Reduction of Area, Minimum	Core Hardness, Rockwell	
SAE Class	d (mm)	S_p (MPa)	S _y (MPa)	S_u (MPa)	(%)	(%)	Min	Max
4.6	5 thru 36	225	240	400	22	35	B67	B87
4.8	1.6 thru 16	310	_	420	_	_	B71	B87
5.8	5 thru 24	380	_	520	_	_	B82	B95
8.8	17 thru 36	600	660	830	12	35	C23	C34
9.8	1.6 thru 16	650	_	900	_	_	C27	C36
10.9	6 thru 36	830	940	1040	9	35	C33	C39
12.9	1.6 thru 36	970	1100	1220	8	35	C38	C44

Specifications for Steel Used in Millimeter Series Screws and Bolts

Tabella 1.1.1 - Materiali per viti e bulloni. [1]

La determinazione del fattore di utilizzazione deve tenere in considerazione l'effetto dei carichi esterni sulla giunzione. Per farlo è necessario conoscere la rigidezza sia della vite che delle parti da collegare.

La rigidezza meccanica di un elemento è il rapporto tra il carico applicato e la deformazione che esso produce. Nel caso più semplice di carico esterno assiale, quella della vite, k_b , viene stimata considerando separatamente la rigidezza della parte filettata e non filettata del gambo poiché queste presentano due sezioni resistenti diverse; mentre per quella delle parti da collegare, k_c , si fa riferimento ad alcuni studi sperimentali che in passato hanno identificato la distribuzione delle tensioni nelle parti collegate con bullone precaricato, nella pratica si approssima la zona interessata dall'effetto della forza di chiusura con due tronco-coni sovrapposti con angolo al vertice di 30°.



Figura 1.5 - Volume delle parti da collegare interessato dalla compressione. [1]

Nel giunto serrato, prima dell'applicazione del carico, la forza assiale del bullone F_b e la forza di chiusura tra le due piastre F_c sono entrambi uguali al precarico iniziale F_c .

Nell'ipotesi in cui non siano presenti guarnizioni e che il carico esterno sia di separazione assiale e non produca fenomeni di flessione delle parti, e di conseguenza del gambo, le condizioni di equilibrio, all'applicazione del carico, ci permettono di prevedere un aumento di F_b ed una diminuzione in F_c . Le variazioni relative dei carichi dipendono dall'elasticità dei componenti.

Quando viene applicata la forza esterna possiamo immaginare che il bullone e gli elementi bloccati si allungano della stessa quantità, δ . Allora le variazioni di carico saranno proporzionali a δ secondo le due differenti rigidezze:

$$\Delta F_b = k_b \delta \quad e \quad \Delta F_c = k_c \delta \tag{1.3}$$

Inoltre la forza esterna applicata deve valere:

$$F_e = \Delta F_b + \Delta F_c = \delta(k_b + k_c) \tag{1.4}$$

Dal sistema delle ultime due equazioni si possono ricavare le formulazioni di F_b ed F_c e costruire il diagramma di figura 1.6 dal quale si nota bene come solo una quota della forza esterna causa l'aumento di carico sul bullone. I punti di lavoro A e B coincidono con la condizione in cui la forza di contatto tra le parti si annulla, un ulteriore aumento di carico si ripercuote interamente sul bullone.



External load F_{ρ}

Figura 1.6 - Diagramma di carico assiale. [1]

1.2 Serraggio degli accoppiamenti bullonati

L'integrità di un giunto filettato, che il carico da sostenere sia di taglio o di trazione, è mantenuta dal precarico applicato al bullone. È facile intuire che una giunzione ottimale richieda un precarico il più elevato possibile. Tuttavia, si è visto che nella fase di progettazione della giunzione bullonata occorre considerare tutte le possibili condizioni di esercizio che, oltre alla condizione nominale, includono eventuali sovraccarichi statici e carichi dinamici. Nasce così la necessità di controllare accuratamente che il precarico imposto sia il più vicino possibile al valore specificato in fase di progettazione, tipicamente minore del massimo applicabile.

In molti casi la condizione di rottura di un giunto bullonato si verifica come conseguenza di un precarico iniziale errato o per via della perdita di precarico dovuta ad allentamento o rilassamento del giunto.

Negli istanti successivi al serraggio il giunto è interessato da diversi meccanismi che causano l'allentamento della giunzione. A titolo di esempio si può citare il fenomeno di *embedding*, dovuto alle micro asperità delle superfici a contatto che nella fase relativamente veloce del serraggio plasticizzano comportando un incremento fittizio di precarico che scompare successivamente per via di meccanismi di distensione delle zone plasticizzate.

Perdite di precarico si possono registrare durante l'intera vita utile del giunto per ragioni legate alle condizioni operative. In questa categoria rientrano gli effetti dell'applicazione di carichi dinamici e delle variazioni di temperatura di esercizio. Il progettista è quindi chiamato a considerare e stimare gli effetti di tali meccanismi così da individuare il corretto valore di precarico. L'operazione non è affatto semplice per questo molto spesso il precarico di progetto viene stimato nel modo più semplice possibile e corretto, se necessario, successivamente.

Il problema fondamentale, tuttavia, rimane quello di assemblare il giunto ottenendo con precisione il valore desiderato di precarico. Esistono numerosi metodi per controllare ed avvicinarsi al valore esatto durante la fase di assemblaggio.

Tali metodi pur essendo suscettibili di analisi teoriche richiedono spesso il supporto di studi sperimentali. La ragione è che, sebbene apparentemente semplice, la giunzione bullonata è un argomento assai complesso.

La discrepanza tra l'analisi teorica ed i risultati reali risiede principalmente nella determinazione dei parametri di interesse quali:

 L'effettiva rigidezza e resistenza meccanica delle parti, dipendente sia dalle quantità geometriche, inclusi gli eventuali errori geometrici di produzione, sia dalle proprietà intrinseche dei materiali che come noto soffrono di una certa distribuzione statistica, come ad esempio il modulo elastico ed il carico di snervamento. Il valore effettivo dei coefficienti d'attrito, distinti tra i fenomeni di attrito sulla filettatura e "sotto testa", anche questi dipendenti da svariate circostanze fisiche e difficilmente determinabili se non per via sperimentale.

1.2.1 Coppia di serraggio

A prescindere dal metodo di controllo dell'avvitatura, il meccanismo di generazione del precarico si basa sulla rotazione relativa, imposta per mezzo di una coppia, del dado rispetto al gambo della vite. Di conseguenza è lecito attendersi una relazione lineare tra coppia di serraggio e precarico che dipenda dalla geometria della filettatura e dagli attriti presenti nel contatto tra i filetti e nella zona sotto il dado in cui si ha lo strisciamento contro la parte da serrare.

Durante il serraggio di un bullone i fenomeni di attrito hanno un'importanza cruciale basti considerare il fatto che tipicamente la coppia esercitata sul dado si distribuisce tra i seguenti fenomeni:

- 10% Generazione del precarico
- 30% Attrito sulla filettatura
- 50% Attrito sotto-testa
- 10% Eventuale sistema anti-svitatura

In figura 1.7 si può vedere, invece, una stima della ripartizione dell'energia fornita al giunto durante il serraggio, che in totale coincide con l'area sottesa al grafico coppiaangolo, tra i fenomeni di perdita per attrito e di conversione in energia potenziale elastica.



Figura 1.7 - Distribuzione dell'energia fornita durante il serraggio. [4]

1.2.1.1 Relazione precarico-angolo di rotazione

Nella realtà sono molteplici i fattori che intervengono durante la procedura di serraggio di un giunto bullonato. Di conseguenza è difficile definire una relazione semplice tra coppia di serraggio e precarico che tenga conto di tutti i fenomeni.

Fortunatamente tramite bulloni dotati di estensimetro e sistemi di controllo coppiaangolo risulta abbastanza semplice ricavare, in fase di studio del serraggio, le curve sperimentali deformazione-angolo e coppia-angolo. Le deformazioni misurate dall'estensimetro, ε , sono correlate alla tensione tramite la classica relazione del legame elastico, indicando con E il modulo elastico:

$$\sigma = E\varepsilon \qquad (1.5)$$

Mentre il precarico, nota la sezione resistente del gambo A, vale:

$$F = \sigma A = A E \varepsilon \qquad (1.6)$$

Dunque nei limiti del campo elastico esiste una relazione lineare tra deformazione e precarico.

Lo stesso si può dire per la relazione tra lo spostamento assiale del dado e l'angolo di rotazione per la quale, indicando con p il passo della filettatura e con α l'angolo di rotazione [4]:

$$\delta = \frac{\alpha}{360} p \qquad (1.7)$$

Lo spostamento totale del dado δ lungo la filettatura non si traduce completamente nella deformazione del gambo poiché una quota viene assorbita dalla deformazione delle parti da collegare. Dunque possiamo introdurre un fattore di proporzionalità, C_{κ} [1/mm], che leghi la deformazione del gambo ε allo spostamento δ del dado, e che tenga conto della rigidezza delle parti e della lunghezza d'esercizio del bullone.

$$\varepsilon = C_K \delta$$
 (1.8)

Adesso è possibile scrivere la relazione lineare:

$$F = AEC_k \frac{\alpha}{360}p \qquad (1.9)$$

Si noti che la relazione precarico-angolo è indipendente dai fenomeni di attrito.

Le acquisizioni sperimentali confermano una tendenza lineare tra deformazione ed angolo e quindi tra precarico ed angolo ma risulta evidente nella fase iniziale del processo di avvitatura una marcata non-linearità (figura 1.9, in alto).



I principali fenomeni di carattere macroscopico e microscopico che intervengono nella fase iniziale, da interpretarsi come una fase di assestamento, sono:

- Allineamento delle parti da collegare.
- Compressione iniziale delle parti o di eventuali guarnizioni.
- Figura 1.8 Fenomeni presenti nella fase iniziale del serraggio. [4]
- Fenomeni di assestamento della filettatura.

1.2.1.2 Relazione coppia-angolo di rotazione

Acquisendo la coppia fornita al dado durante l'operazione di serraggio possiamo costruire un grafico del tutto simile a quello ricavato acquisendo la deformazione del bullone. Anche in questo caso è riconoscibile un tratto lineare ed una fase di assestamento. Ciò che occorre evidenziare è innanzitutto il fatto che la coppia richiesta per il serraggio non può essere indipendente dalle condizioni di attrito, infatti, lo si nota facilmente in figura 1.9, condizioni differenti di lubrificazione provocano due comportamenti differenti della giunzione. A parità di precarico prodotto sul bullone e cioè a parità di angolo di rotazione le coppie richieste posso essere sensibilmente diverse.



Figura 1.9 - Diagrammi di serraggio. Precarico-angolo e Coppia-angolo. [4]

Le due curve di carico, riferite allo stesso bullone, hanno pendenza differente ma presentano entrambe un tratto lineare in corrispondenza di quello relativo al precarico, questo ci suggerisce che, tutto sommato, potrebbe essere ricavata una relazione lineare tra precarico e coppia sulla base di un coefficiente proporzionale che tenga conto degli attriti. In effetti nella pratica è largamente utilizzata la formulazione applicabile al tratto lineare:

$$T = KDF \tag{1.10}$$

D è il diametro nominale della vite mentre il fattore *K*, spesso indicato come *nut factor* o *fattore di carico*, può essere espresso come una combinazione di tre fattori:

- K₁ geometrico.
- K₂ relativo all'attrito sulla filettatura.
- K₃ relativo all'attrito sotto-testa.



Figura 1.10 - Relazione coppia-precarico. [4]

La Figura 1.10 mostra le formulazioni matematiche per di questi ciascuno fattori. Come previsto i coefficienti di attrito relativi μ_t e μ, rispettivamente al contatto sulla filettatura e sotto-testa, sono le variabili chiave dell'equazione. Esistono in letteratura delle tabelle sul fattore di carico in funzione delle dimensioni normate dei bulloni,

delle condizioni di lubrificazione e del materiale.

Un valore tipico suggerito dai manuali tecnici è K = 0,2 riferito a condizioni normali di attrito e bullone in acciaio, mentre per applicazioni particolari è sempre possibile ricavare K sperimentalmente.

Torniamo adesso ad analizzare con attenzione la curva coppia-angolo che in questo lavoro di tesi sarà chiamata in causa più volte. La sua importanza risiede nel fatto che, a meno di applicazioni particolari, nella pratica industriale, coppia ed angolo di rotazione sono le uniche variabili che è possibile monitorare per controllare il processo di avvitatura.



Figura 1.11 - Zone del diagramma coppia-angolo. [4]

La figura 1.11 mostra la suddivisione del diagramma in quattro zone distinte:

Zona 1 Avvicinamento

In questa fase si ha la rotazione del dado sulla filettatura (o della vite nel foro filettato cieco) ma la superfice sotto-testa non è ancora entrata in contatto stabile con la superfice da serrare o con la rondella interposta. La coppia richiesta per fa ruotare il dado è dovuta principalmente a difetti di costruzione della filettatura oppure alla presenza di piccoli corpi estrani che ostacolano lo scorrimento del dado.

Zona 2 Assestamento

Il principale fenomeno che si verifica in questa fase e che tende a far innalzare in maniera non-lineare il valore di coppia richiesta è l'accostamento forzato delle superfici di contatto sia all'interfaccia tre le due, o più, parti da connettere che tra la superfice sotto-testa e la parte.

Oltre agli effetti macroscopici relativi all'allineamento delle parti, esistono effetti microscopici all'interno delle zone di contatto. I micro effetti includono la plasticizzazione delle micro asperità superficiali presenti anche sulla filettatura.

Zona 3 Serraggio elastico

Questa è la zona in cui sono valide le relazioni viste precedentemente.

La pendenza della curva in questo tratto è una caratteristica molto importante di ogni giunto bullonato.

L'equazione che ne descrive l'andamento può essere scritta come combinazione delle relazioni (1.9) ed (1.10):

$$T = \frac{KDAEC_k p}{360} \alpha \qquad (1.11)$$

Proiettando il tratto lineare all'indietro fino ad intersecare l'asse degli angoli identifichiamo il punto di origine elastica. Misurando da questo punto l'angolo di rotazione possiamo ricavare, tramite la relazione precarico-angolo, il precarico generato sul giunto e tramite la relazione coppia-angolo la coppia corrispondente.

In figura 1.9 si nota come l'origine elastica sia generalmente indipendente dalle condizioni di attrito. Curve di coppia relative a condizioni di attrito diverse identificano lo stesso punto di origine elastica.

Zona 4 Post-snervamento

In questa zona il comportamento della vite segue la legge di flusso plastico, l'andamento della curva deformazione-angolo raggiunge un valore massimo per poi decadere fino al punto di rottura. In generale non si lavora in questa zona del diagramma se non in quei casi in cui tramite le strategie di avvitatura più moderne si fornisce coppia fino a portare il bullone nell'intorno del punto di snervamento per sfruttare il massimo precarico possibile ed i fenomeni di incrudimento del materiale.



serraggio sullo snervamento della vite. [4]

L'attrito sulla filettatura causa un parziale incremento di coppia richiesta. Questa quota di coppia è responsabile di una sollecitazione a torsione del gambo che in combinazione allo stato di trazione provoca l'effetto visibile in figura 1.12: Livelli maggiori di coppia richiesta provocano il raggiungimento dello snervamento per valori di angoli di rotazione inferiori, misurati a partire dall'origine elastico.

L'obiettivo di queste analisi è chiarire le procedure che portano a definire, noto il precarico che si vuole fornire alla giunzione, quale valore di coppia deve essere raggiunto durante l'operazione di serraggio.

Molto spesso si utilizza la relazione (1.11) con K suggerito dalla letteratura ma nel momento in cui occorre una maggiore precisione dei risultati finali è indispensabile valutare K sperimentalmente ragionando sulle curve acquisite coppia-angolo.

Da quanto detto fin ora è chiaro come anche questa procedura di definizione sia affetta da una variabilità non trascurabile legata alla corretta valutazione dei parametri, in primis coefficienti di attrito e rigidezze. In ogni caso è sempre necessario ricavare una stima il più accurata possibile del valore target di coppia di serraggio dato che è il valore sul quale si basano le operazioni di serraggio.

Filettatura Thread	mm ()	A	Coppia Torque Classe di resistenza Resistance grade				
			8.8	10.9	12.9		
M 1,6	3,2	0,10 0,15 0,20	0,128 0,160 0,183	0,189 0,235 0,269	0,221 0,275 0,315		
M 2	4	0,10 0,15 0,20	0,270 0,339 0,390	0,396 0,498 0,573	0,463 0,582 0,671		
M 2,5	5	0,10 0,15 0,20	0,556 0,705 0,816	0,82 1,04 1,20	0,96 1,21 1,40		
M 3	5,5	0,10 0,15 0,20	0,95 1,21 1,41	1,40 1,79 2,07	1,64 2,09 2,43		
M4	7	0,10 0,15 0,20	2,20 2,78 3,22	3,23 4,09 4,74	3,78 4,79 5,5		
M 5	8	0,10 0,15 0,20	4,34 5,5 6,4	6,3 8,1 9,4	7,4 9,5 11,0		
M 6	10	0,10 0,15 0,20	7,5 9,5 11,1	11 14,0 16,3	12,9 16,4 19,1		
M 8	13	0,10 0,15 0,20	18,2 23 27	26 34 39	31 40 46		
M 10	17	0,10 0,15 0,20	36 46 53	52 67 78	61 79 92		
M 12	19	0,10 0,15 0,20	62 79 92	91 116 136	106 136 159		
M 14	22	0,10 0,15	99 127	145 187 219	170 219		

Si riportano, infine, in Tabella 2 alcuni valori tipici di coppia di serraggio in funzione delle dimensioni normate, della classe di resistenza del bullone e del valore stimato di attrito.

Tabella 1.1.2 - Valori tipici di coppia di serraggio.

1.2.2 Strategie di avvitatura

Nelle operazioni di serraggio bisogna fare i conti con le complessità fin ora evidenziate riguardanti la giunzione bullonata. Le molteplici modalità di serraggio sono caratterizzate da livelli differenti di accuratezza del risultato ma non sempre la scelta migliore è quella teoricamente più accurata. Bisogna certamente tenere in conto i fattori economici legati a queste procedure e molto spesso bisogna anche capire quale metodologia si adatta meglio alla particolare applicazione.

Esistono strategie di serraggio molto precise che prevedono il controllo diretto dell'elongazione dello stelo e che quindi indipendentemente dalla coppia di serraggio applicata permettono di ottenere il precarico desiderato con la massima precisione. Tra queste le principali sono:

- Utilizzo di viti dotate di estensimetro posizionato all'interno di un foro assiale.
 Sono dispositivi utilizzati principalmente come strumento di studio del giunto bullonato.
- Controllo dell'elongazione per mezzo di un micrometro. Tecnica utilizzabile solo nel caso in cui siano accessibili entrambe le estremità del giunto.
- Controllo ad ultrasuoni.

La precisione di tali metodi implica la loro inadeguatezza al settore della grande produzione per ragioni di costo diretto e indiretto: costo della strumentazione necessaria e costo legato al tempo speso per l'operazione di serraggio.

Una soluzione intermedia è costituita dalla tecnologia "Hold and drive" in cui si utilizza un dispositivo che evita la rotazione del gambo mentre avviene il serraggio del dado, la diffusione di questi dispositivi è comunque limitata per questioni di costi e di ingombri dell'apposito sistema di avvitatura.

Le tecniche largamente utilizzate in ambito industriale sono quelle in cui si monitorano le sole grandezze esterne: coppia applicata ed angolo di rotazione.

Anche tra queste è possibile specificare una gerarchia in base alla precisione ed alla complessità.

Evitando di scendere nei particolari di ogni possibile strategia, possiamo identificare tre tipologie principali:

- Controllo coppia.
- Controllo coppia + angolo.
- Controllo gradiente di coppia.

1.2.2.1 Controllo coppia

La procedura consiste semplicemente nel ruotare la vite o il dado fino a quando il valore della coppia richiesta raggiunge il valore di set.

Esistono strumenti manuali, come le chiavi dinamometriche, con i quali l'operatore può leggere il valore di coppia che è stato fornito al giunto; oppure strumenti come gli avvitatori pneumatici in cui impostata la coppia lo strumento cessa automaticamente l'erogazione di potenza.

Controllare la sola coppia esercitata durante il serraggio di un bullone è il metodo più semplice per controllare il processo di avvitatura ed "avvicinarci" al valore di precarico definito in fase di progettazione del giunto.

Tuttavia, quando si utilizza il solo controllo della coppia non c'è modo di essere sicuri del valore di precarico che sarà generato sulla vite. Questo metodo introduce sempre un elemento di "azzardo" nel processo di assemblaggio. Come è stato chiarito nei precedenti paragrafi, l'incertezza risiede nell'impossibilità di definire in maniera certa gli attriti e le rigidezze per ogni singolo giunto. Inoltre la variabilità dei coefficienti d'attrito è legata non solo alle caratteristiche delle superfici a contatto ma anche alle modalità con cui viene applicata la coppia di serraggio. Velocità ed arresti di rotazione intervengono in maniera incisiva sulla buona riuscita dell'avvitatura.

Inoltre una volta serrato il giunto non c'è modo di sapere se il precarico corrisponde a quello di progetto se non per mezzo di costosi controlli non distruttivi.

Tutto ciò significa che se questo è l'unico metodo di serraggio disponibile la sua scarsa accuratezza deve essere considerata in fase progettuale.

Questo metodo di serraggio si basa sulla relazione (1.9) discussa al paragrafo 1.2.1.1. Imporre una rotazione definita significa, considerati i parametri geometrici e di rigidezza, caricare il bullone con una certa tensione. La relazione precarico-angolo di rotazione è indipendente dagli attriti questo vuol dire che potenzialmente viene eliminata l'incertezza legata alla loro entità.

Il problema per cui non è possibile eseguire un controllo del solo angolo è il fatto che la zona di assestamento nel diagramma di avvitatura è tipica di ogni particolare giunto e scarsamente definibile a priori, la conseguenza è che il punto di origine elastica, dal quale occorre valutare l'angolo di rotazione, è anch' esso non definibile a priori.

Per identificarlo occorre monitorare la coppia di serraggio fino a giungere all'interno della zona elastica e calcolata la pendenza della curva valutare il punto origine elastica dal quale misurare l'angolo di rotazione voluto.

Pur essendo la teoria abbastanza semplice l'esecuzione continua ed accurata di questa tecnica richiederebbe un sistema di avvitatura moderno che oltre a monitorare i valori di coppia ed angolo sia dotato di un microprocessore che esegua un algoritmo di controllo i cui punti principali potrebbero essere:

- 1. Monitoraggio della coppia.
- 2. Identificazione di almeno due punti appartenenti con sicurezza alla zona elastica.
- Calcolo della retta passante per i due punti ed identificazione dell'origine elastica.
- Valutazione dell'angolo compiuto dall'origine elastica al punto a coppia maggiore α₂.
- 5. Valutazione dell'angolo compiuto durante il tempo di calcolo α_t .
- 6. Valutazione dell'angolo residuo $\alpha_r = \alpha_{set} (\alpha_2 + \alpha_t)$.

Questa procedura è da intendersi come controllo coppia + angolo ottimale.

L'effetto delle variazioni di attrito viene eliminato ad eccezione del minimo effetto che queste hanno sulla determinazione del punto di origine elastica. Tuttavia, questo metodo è soggetto all'incertezza legata alle variazioni della rigidezza effettiva della giunzione. Le principali componenti che costituiscono tale incertezza riguardano:

- L'effettiva lunghezza della vite sottoposta a trazione. Nell'accoppiamento filettato non è mai certo quanti siano i filetti in presa e la distribuzione del carico fra questi.
- L'effettiva lunghezza del tratto filettato che possiede una rigidezza differente dal resto del gambo.
- Deformazione difficilmente quantificabile dei primi filetti del dado.
- Errori geometrici di lavorazione della vite e delle parti a contatto.
- Interazione difficilmente quantificabile tra più giunzioni bullonate ravvicinate.

Nella sua variante standard il metodo coppia + angolo si compone soltanto di due step:

- 1. Si controlla la coppia fino ad un valore prefissato.
- 2. Si impone una ulteriore rotazione prefissata.



Figura 1.13 – Confronto fra le strategie di serraggio. [4]

In questa variante esiste una dipendenza maggiore dalle condizioni di attrito.

La figura 1.13 mostra il confronto fra le strategie fin ora discusse. In particolare si vuole evidenziare la riduzione del precarico ottenuto dai metodi di *controllo coppia* e *controllo coppia* + *angolo standard* rispetto al controllo *coppia* + *angolo ottimale* nel momento in cui si presentasse un aumento dei coefficienti d'attrito.

1.2.2.3 Controllo gradiente di coppia

Le tecniche di avvitatura che controllano il gradiente di coppia si basano sul fatto che quando viene raggiunto il carico di snervamento del materiale della vite, la coppia di serraggio applicata, T_{app}, smette di aumentare linearmente con l'angolo di rotazione. In altre parole il valore del gradiente $\frac{\partial T_{app}}{\partial \alpha}$, che nel tratto lineare è costante ed assume il massimo valore durante l'intero serraggio, vede una diminuzione non appena si oltrepassa il punto di snervamento fino ad azzerarsi in corrispondenza del massimo valore di coppia registrato nella zona plastica.

Quando viene rilevata questa condizione, ovvero la diminuzione del gradiente, un sistema di controllo interrompe automaticamente il processo di serraggio raggiungendo così il massimo precarico ottenibile sul bullone.

Anche in questo caso il sistema di avvitatura deve avvalersi di un microprocessore che elabori il gradiente sulla base delle acquisizioni di coppia ed angolo.

Questi sistemi sono in grado di ridurre la dispersione del precarico a meno di \pm 8%.

Poiché ogni elemento di fissaggio è trattato come unico dal sistema di controllo, questa tecnica è in gran parte indipendente dai fattori che contribuiscono alla dispersione del precarico come attriti e rigidezze. Però, risulta suscettibile all'incertezza su quale sia la sezione della vite che va in snervamento e all' effetto, discusso al paragrafo 1.2.1.2, che la sollecitazione di torsione ha sul raggiungimento del punto di snervamento.



Figura 1.14 - Diagramma del gradiente di coppia. [3]

In figura 1.14 viene riportato un andamento reale della curva di coppia e del gradiente di coppia. Si nota subito che nella realtà non si verifica una perfetta linearità della curva nel tratto elastico e di conseguenza il gradiente presenta in corrispondenza delle oscillazioni. La condizione di snervamento, e il conseguente stop del processo di avvitatura, viene identificata tramite la relazione:

$$\frac{\partial T_{app}}{\partial \alpha} = n \frac{\partial T_{app}}{\partial \alpha} \Big|_{max}$$
(1.12)

Con *n*, solitamente ricavato sperimentalmente, compreso tra 0,5 e 0,7.

Il controllo gradiente viene attivato dopo aver raggiunto un minimo valore di coppia nella fase di assestamento per evitare che eventuali fluttuazioni nella fase di avvicinamento possano falsare l'operazione.

1.2.3 Accuratezza delle avvitature

Le incertezze relative al processo di avvitatura contribuiscono in maniera combinata alla distribuzione statistica del valore di precarico imposto al giunto.

In generale, indipendentemente dalla strategia di serraggio che, come visto, ha un peso notevole sui risultati del processo, possiamo raggruppare da una parte tutte le incertezze relative ai meccanismi di generazione del precarico e dall'altra quelle proprie dei sistemi di avvitatura che comportano una distribuzione delle coppie applicate nell'intorno del valore di set e che di conseguenza influenzano anch'esse il valore del precarico raggiunto.

L'incertezza sui valori dei parametri che ci permettono di definire la relazione tra coppia di serraggio e precarico si traduce in una distribuzione più o meno dispersa dei valori di precarico. È interessante notare dai valori riportati in tabella 3 come la lubrificazione del giunto contribuisca alla riduzione della dispersione dei risultati.

23.6,	27.6,	28.0,	29.4,	30.3,	30.7,	32.9,	33.8,	33.8,	33.8,
34.7,	35.6,	35.6,	37.4,	37.8,	37.8,	39.2,	40.0,	40.5,	42.7

*Valore medio \overline{F}_i 34.3 kN. Deviazione standard, $\hat{\sigma}$ =24.91 kN.

30.3,	32.5,	32.5,	32.9,	32.9,	33.8 <i>,</i>	34.3,	34.7,	37.4,	40.5

*Valore media F_i 34.18 kN. Deviazione standard, $\hat{\sigma}$ =2.88 kN.

Tabella 1.1.3 - Distribuzione dei valori di precarico su avvitature ripetute con coppia di serraggio costante pari a 90Nm. In alto: 20 prove con bulloni non lubrificati. In basso: 10 prove con bulloni lubrificati. [2]

Oltre ai coefficienti di attrito ed ai valori delle rigidezze i cui effetti sono stati già analizzati, sulla più o meno scarsa accuratezza dei risultati hanno un peso anche le proprietà dei materiali. I coefficienti elastici sono anch'essi interessati da distribuzione statistica, così come lo è il carico di rottura di cui viene riportato a titolo di esempio un grafico di dispersione.



Figura 1.15 - Distribuzione dei valori del carico di rottura di bulloni M12 su 600 prove. [2]

Dunque conoscere le relazioni teoriche che descrivono i processi di serraggio così come conoscere i meccanismi di rilassamento e le incertezze tipiche di questi processi è certamente importante per progettare correttamente una giunzione bullonata e definire i corrispettivi valori target di coppia di serraggio e/o angolo di rotazione dall'origine elastico.

Cambiando punto di vista, passando dalla progettazione all'esecuzione delle operazioni di avvitatura, occorre prendere in esame i sistemi di avvitatura per capire come in effetti il valore di coppia di serraggio definito in fase di progettazione per una specifica giunzione bullonata non può in alcun modo essere raggiunto con esattezza.

In generale ogni sistema di avvitatura che sia in grado di controllare almeno la coppia, dalle più semplici chiavi dinamometriche manuali ai più complessi avvitatori elettronici, è dotato di uno strumento di misurazione che per sua natura è caratterizzato da una incertezza di misura, tale incertezza determina una banda di tolleranza nell'intorno del valore misurato e cioè una banda di tolleranza nell'intorno della coppia esercitata.

Nel campo dei sistemi di avvitatura la misura dell'incertezza è legata agli indici statistici di capacità. Gli indici di capacità della macchina C_m e C_{mk} sono stati stabiliti nell'industria automobilistica come metodo per valutare la qualità e l'idoneità degli utensili.

L'indice di capacità della macchina (valore C_m) è una misura della capacità generale dello strumento di produrre dei risultati vicini tra loro nell'intorno di un punto operativo. La sua misura è quindi un indice della precisione e della ripetibilità della macchina. Gli errori sistematici non vengono presi in considerazione.

L'indice di capacità critica della macchina (valore C_{mk}) indica invece la deviazione tra il punto operativo dell'utensile e il valore target. In altre parole fornisce un'indicazione di conformità con il valore richiesto dalla misurazione o dal controllo. C_{mk} prende anche in considerazione gli errori sistematici della macchina.

Minore è la deviazione standard dei risultati, maggiore è il valore C_m e più affidabile è il processo. Più il valore medio dei risultati è vicino al valore di target più alto è il valore di C_{mk} limitato però al valore di C_m . Per avere valori alti di C_{mk} occorre avere valori alti di C_m .



Figura 1.16 -Indici di capacità. [6]

Left: High C_m value but low C_{mk} value. With reference to a nutrunner this would mean that the unit worked with high repeatability but always achieved the wrong results.

 Center: Low C_m value and
 Ri

 low C_{mk} value. The nutrunner
 C_m

 delivers a different result for
 th

 almost every tightening.
 th

Right: high C_m value and high C_{mk} value. In this particular case, the nutrunner always delivers the correct result with high repeatability or is always within the specified torque range.

La ISO 5393 "Rotary tools for threaded fasteners - Performance test method " definisce una classificazione degli strumenti di avvitatura sulla base del valore di dispersione della coppia in percentuale rispetto al valore medio.

Torque scatter performance class	Combined torque scatter as a percentage of torque value
	%
А	≤5
В	>5 and ≤10
С	>10 and ≤15
D	>15 and ≤20
Е	>20 and ≤25
F	>25

Tabella 1.1.4 - Classi di performance dei sistemi di avvitatura [5]

Le operazioni di testing dei sistemi di avvitatura descritte nella norma hanno quindi lo scopo di definire la capacità dello strumento di applicare al bullone un valore di coppia che sia compreso in una banda di tolleranza più o meno ampia. Lo stesso è lo scopo della valutazione degli indici di capacità, questi molto comuni nella pratica del settore.

Tuttavia, mentre lo strumento di misura viene calibrato e testato in modo da garantirne l'appartenenza ad una classe di performance (ISO 5393) l'incertezza appartenente al giunto scaturisce dall'indeterminazione dei parametri fisici, dunque il suo valore risulta anche difficile da stimare.

Tutto dipende dal livello di qualità richiesto per la specifica avvitatura, possiamo, in via del tutto teoria, ricavare quattro categorie di appartenenza:

- Avvitature generiche. Non è richiesto un livello specifico di precisione. Viene fornito il solo valore di coppia di serraggio come valore tipico per la tipologia di bullone e non ci sono indicazioni riguardo il sistema di avvitatura.
- Avvitature importanti/funzionali. La fase di progettazione tiene in considerazione la storia di carico del giunto ed i possibili meccanismi di rilassamento in modo da identificare con precisione un livello di precarico adeguato. Vengono stimati i coefficienti di attrito e la rigidezza delle parti. Il sistema di avvitatura viene solitamente scelto tra le classi B o C con scatter minore del 15%.

- Avvitature di sicurezza. Sono quelle avvitature che assicurano il corretto funzionamento di parti essenziali o sistemi di sicurezza. Viene eseguita con cura la progettazione considerando l'utilizzo di viti di un certo grado di qualità. Per questi sistemi si eseguono sperimentazioni con lo scopo di fornire dati abbastanza attendibili riguardo i parametri di interesse. Il grado di performance richiesto per i sistemi di avvitatura è il massimo (A) con scatter inferiore al 5%.
- Avvitature particolari. Sono quelle avvitature che richiedono uno studio approfondito del comportamento della giunzione. La progettazione è preceduta da una fase sperimentale in cui si definiscono con la massima precisione i parametri di interesse. L'esecuzione dell'avvitatura viene effettuata con la massima cura e con i migliori sistemi.

In conclusione, esiste una catena delle incertezze che, a partire dalla progettazione e definizione dei valori di precarico e coppia target, determina inevitabilmente una dispersione dei valori di precarico generati durante le operazioni di avvitatura. Per la singola avvitatura ciò significa considerare un intervallo di valori all'interno del quale si troverà il valore del precarico. Questa catena di incertezze si compone dei due livelli attribuibili in successione al sistema di avvitatura ed al giunto stesso.



Figura 1.17 - Le incertezze nel processo di avvitatura.

1.3 Pratica industriale

Da quanto detto fin ora risulta chiaro come il modo in cui viene eseguito il processo di avvitatura ha una notevole influenza sulla qualità finale della giunzione bullonata. Esistono tipologie di strumenti di avvitatura con caratteristiche differenti e che influenzano il risultato finale in modo diverso.

Nella pratica industriale possiamo individuare tre principali categorie di sistemi per il controllo delle avvitature:

Chiavi dinamometriche.

Sono strumenti di misurazione statica, servono cioè a misurare la coppia di serraggio dopo che il giunto è stato serrato. Sono quindi da intendersi come strumenti di controllo della qualità del giunto. Vengono utilizzate principalmente per le piccole produzioni in cui è necessario garantire la sicurezza delle giunzioni e nelle applicazioni di controllo qualità in genere. Sono strumenti che nelle versioni più complesse possono effettuare misurazioni molto accurate.



Figura 1.18 - Chiave dinamometrica. [6]

Avvitatori pneumatici.

Sono largamente diffusi nella grande produzione perché economici e abbastanza precisi. Sono dotati di un dispositivo di regolazione sulla base della coppia di serraggio che manda in stallo il motore pneumatico una volta raggiunta la coppia voluta. Non essendo dotati di un vero e proprio controllo di coppia per le avvitature che necessitano maggiore accuratezza è necessario il successivo controllo per mezzo di chiave dinamometrica.

Avvitatori ad impatto e ad impulsi.

Sono strumenti in cui viene generata la coppia tramite uno strumento di alimentazione intermittente. Ciò significa che possono essere strumenti molto potenti ma avere peso e dimensioni limitati. Inoltre generano una coppia di reazione all'operatore quasi nulla. Tuttavia, dal punto di vista del monitoraggio, questi tipi di avvitatori non si prestano ad un controllo dinamico, e la loro accuratezza dipende molto dal sistema di comando. Il meccanismo con cui eseguono le avvitature differisce da quanto visto in questo testo.

Avvitatori dinamici.

Sono tutti quei dispositivi in cui la coppia di serraggio ed ,eventualmente, l'angolo di rotazione vengono controllati durante l'intero processo di avvitatura. Non sono necessari ulteriori controlli e l'accuratezza dell'avvitatura è riferita al grado di accuratezza dell'avvitatore. La tipologia più diffusa sono gli avvitatori elettronici dotati di unità di controllo.



Figura 1.19 - Avvitatore elettronico. [6]

1.3.1 Avvitatori industriali ad attuazione elettrica



Figura 1.20 - Avvitatore elettrico cablato e unità di controllo. [6]

Sulle grandi linee di assemblaggio come quelle del settore automotive la tipologia più comune di avvitatore è senza dubbio quello ad attuazione elettrica con controllo elettronico.

La ragione principale è il fatto che in questo settore come in molti altri sono richiesti dei requisiti elevati di sicurezza e tracciabilità.
Questi sistemi altamente sofisticati hanno la possibilità di controllare in maniera continuativa il processo di serraggio mediante il controllo, spesso combinato, di coppia e angolo di rotazione.

Sono, inoltre, in grado di connettersi direttamente al sistema di comunicazione integrata dell'azienda tramite il quale è possibile settare in automatico le specifiche di serraggio e comunicare i risultati dell'avvitatura utili per i controlli statistici di qualità. Questo rende il processo di avvitatura molto rapido pur mantenendo il livello di accuratezza ai massimi livelli.

La capacità di acquisire ed elaborare i valori di coppia ed angolo gli permette di eseguire diverse strategie di serraggio.

La base del loro funzionamento è lo schema di controllo costituito dai tipici elementi:

Motore

Tipicamente brushless con un rapporto peso/potenza estremamente ridotto.

- Riduttore ad ingranaggi epicicloidale.
- Trasduttori di retroazione

Trasduttore di coppia full-bridge incorporato posizionato all'uscita del riduttore. Encoder con risoluzione tipica di 0,25° posizionato all'uscita del motore.

- Coppia conica finale (solo per gli avvitatori angolari).
- Unità di controllo

Posizionata sul banco dell'unità di lavoro gestisce di fatto l'intera operazione. Possiede un'interfaccia grafica evoluta tramite la quale l'operatore può selezionare l'avvitatura da eseguire o modificare le singole specifiche.

I valori di coppia massima ed angolo di rotazione misurati da questi sistemi sono spesso utilizzati come criteri di pass/fail per il processo di serraggio.



Figura 1.21 - Criterio pass/fail coppia+angolo. [6]

Capitolo 2

TESTE DI AVVITATURA: CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E PROGETTAZIONE ASSISTITA

Molto spesso negli assiemi più complessi ci si trova a dovere serrare delle giunzioni bullonate particolari o posizionate in punti difficilmente raggiungibili. Queste avvitature diventano critiche nel momento in cui si vuole utilizzare un sistema di avvitatura moderno, essenzialmente perché se pur molto compatti questi dispositivi hanno ingombri non paragonabili agli utensili manuali.

I principali casi in cui si pone questo problema sono:

Spazi ridotti.

La giunzione è caratterizzata da uno spazio sopra-testa insufficiente per ospitare l'avvitatore ed eseguire l'avvicinamento assiale o in generale si trova in una posizione difficile da raggiungere.

Viti forate.

Nell'avvitatura delle viti forate utilizzate per il bloccaggio dei tubi, l'avvicinamento dello strumento non può avvenire assialmente ed un classico avvitatore con bussola non può essere utilizzato.

Avvitature multiple.

Giunzioni bullonate composte da più bulloni che è preferibile serrare contemporaneamente.

In tutti questi casi se non si vuole rinunciare ai molti benefici degli avvitatori elettronici è necessario interporre un componente di rinvio del moto tra l'avvitatore ed il bullone che ci permetta di sopperire alle difficoltà sopracitate.

Questo componente prende il nome di *testa di rinvio* e nella quasi totalità dei casi è costituito da un rinvio ad ingranaggi opportunamente progettato per le diverse esigenze.



Figura 2.1 - Testa di rinvio. Esempio di applicazione.

2.1 Generalità

Le teste di avvitatura, o teste di rinvio, sono dei dispositivi aggiuntivi dei sistemi di avvitatura. Vengono progettate con lo scopo di utilizzare gli avvitatori, principalmente elettrici, anche nelle condizioni particolari descritte in precedenza.

Spesso le problematiche di ingombro nell'assieme di destinazione sono specifiche di ogni singolo caso, la progettazione deve quindi partire dai limiti di ingombro del caso specifico e cercare una soluzione in accordo con il carico che il componente deve trasferire cioè la coppia di serraggio del bullone. La testa viene così progettata per la data applicazione e prodotta in serie limitata, soprattutto in quei casi in cui gli ingombri sono molto restrittivi (o particolari) e/o la coppia da trasferire è elevata.

In molti altri casi le specifiche sugli ingombri permettono l'utilizzo di componenti standard prodotti in serie e dal costo più accessibile. Alcune aziende leader, soprattutto europee e statunitensi, che hanno fatto di questi dispositivi uno dei loro business principali, forniscono cataloghi con moltissimi prodotti di serie con ingombri assai diversi e coppie trasferibili dai 5 ai 500 Nm.

Questo può darci un'idea della dimensione di mercato per questi dispositivi, esiste una certa richiesta dai settori della produzione, ed ancora una volta, quelli maggiormente interessati sono automotive e aerospace in cui a dare origine alla richiesta sono gli assiemi complessi e le necessità di utilizzare avvitatori moderni.

Le teste di rinvio sono costituite generalmente dagli stessi quattro elementi principali:

a. Ruote

La trasmissione del moto è affidata ad un treno di ruote dentate con rapporto di trasmissione totale unitario. La ruota di ingresso ospita assialmente un quadro per agganciarsi all'avvitatore mentre quella di uscita presenta un foro opportunamente sagomato per impegnarsi con il dado esagonale da serrare.

b. Rullini

Spesso non si dispone di sufficiente spazio per adoperare dei cuscinetti di serie così per le ruote oziose (quelle intermedie) si ricorre all'utilizzo di rullini interposti tra il raggio interno della ruota ed il perno centrale.

c. Perni

Supportano le spinte generate sulle ruote e trasferite ad essi tramite i rullini.

d. Piastre

Superiore ed inferiore, tipicamente simmetriche, insieme costituiscono l'involucro esterno della testina. Si impegnano con tutti i perni, devono sostenere la rotazione delle ruote di ingresso ed uscita e devono accoppiarsi rigidamente con l'avvitatore.

Hanno solitamente valori bassi del *coefficiente di efficienza* η inteso come rapporto tra la coppia in uscita C_{OUT} e quella in ingresso C_{IN}. La ragione sta nella necessità di ridurre al minimo gli ingombri. Le perdite sono concentrate quasi totalmente sui cuscinetti ma altri fattori possono intervenire a modificarne il valore.

Nell'ottica dell'accoppiamento con l'avvitatore è fondamentale definire il *coefficiente di efficienza* e calibrare di conseguenza la lettura del trasduttore di coppia: l'avvitatore esegue il controllo di coppia sulla base della coppia resiste letta dal trasduttore, se non forniamo

l'informazione riguardo le resistenze aggiuntive introdotte dal rinvio il processo di avvitatura ne risulterà falsato e concluso ad una coppia di serraggio inferiore rispetto a quella nominale. Inoltre per garantire anche la correttezza della lettura dell'angolo di rotazione è opportuno mantenere il rapporto di trasmissione totale unitario.

In questo e nel prossimo capitolo verrà approfondito lo studio delle perdite per attrito tipiche di questi dispositivi, si cercherà di capire quali sono i fenomeni che influenzano η e la sua variabilità.

2.1.1 Layout principali

Le tipologie principali di teste di avvitatura rispecchino le tre categorie di problema viste in precedenza. Possiamo quindi identificare tre layout principali:

Standard

È la categoria più comune di testine composta da rinvii a sviluppo lineare. Vengono generalmente utilizzate per raggiungere bulloni che si trovano in posizioni scomode. Hanno l'efficienza migliore fra tutte e nelle versioni comuni non hanno più di sette ruote. Se le dimensioni lo permettono spesso si utilizzano ruote oziose maggiorate in modo da poter avere perni più grossi ed un assieme più rigido. In questi casi le ruote di ingresso ed uscita sono comunque identiche per garantire il rapporto di trasmissione unitario.



Figura 2.2 -Layout "standard".

Aperta

Vengono utilizzate per serrare le viti forate come quelle per il serraggio dei tubi freno. Hanno la particolarità di avere la ruota di uscita aperta, lo scopo è quello di permettere un primo avvicinamento radiale per posizionarsi assialmente al giunto senza interferire non il tubo. Data la mancanza di un settore della dentatura nell'ultima ruota, per garantire il moto, è necessario che questa si accoppi con due oziose



Figura 2.3 -Layout "aperta".

opportunamente posizionate. Inoltre, per permettere lo sfilamento a serraggio concluso è necessario predisporre un meccanismo di ritorno alla posizione iniziale della ruota.

Multiple

Permettono il serraggio contemporaneo di giunzioni multiple utilizzando un unico avvitatore. La loro geometria deve rispecchiare esattamente la posizione delle singole giunzioni e le perdite tra la ruota motrice e le singole ruote di uscite devono essere bilanciate.

In questo lavoro di tesi verrà trattato il solo layout standard poiché i fenomeni che verranno analizzati sono comuni a tutte le categorie a prescindere dalle particolarità proprie degli altri layout.

2.1.2 Specifiche di progetto

Le specifiche progettuali di una testa standard riguardano essenzialmente tre aspetti:

Caratteristiche geometriche

Alcune grandezze geometriche bastano a caratterizzare gli ingombri utili del componente. Se lo scopo è quello di raggiungere posizioni con spazi ridotti ad interessare sono principalmente gli ingombri della parte estrema cioè raggio di testa

e spessore. A queste si aggiungono: interasse tra la prima e l'ultima ruota, larghezza e spessore massimi del corpo e dimensione della chiave esagonale. Tutte le altre grandezze non sono soggette a particolari vincoli e saranno derivate dagli ingombri del treno di ruote che verrà progettato come primo elemento.

Figura 2.4 - Specifiche geometriche principali.



Capacità di carico

Per capacità di carico si intente la massima coppia trasferibile al bullone. La trasmissione dentata deve essere al più in grado di trasferire la coppia di serraggio richiesta per la specifica giunzione bullonata. Dunque sulla base di questa coppia nominale viene dimensionata la ruota di uscita con un dato coefficiente di sicurezza statica. A causa dei fenomeni di attrito la coppia richiesta all'avvitatore è sensibilmente maggiore di quella nominale, così è necessario identificare i carichi agenti sulle singole ruote e dimensionarle di conseguenza.

Prestazioni

Le prestazioni del componente si possono sintetizzare in primis nel coefficiente di efficienza ma occorre prestare attenzione anche ai livelli di accuratezza richiesti dalla specifica avvitatura. Come vedremo la testina introduce delle azioni di attrito con un comportamento non lineare che possono peggiorare l'accuratezza e la ripetibilità del sistema di avvitatura complessivo. In fase di definizione del progetto bisogna dunque definire il grado target di accuratezza e verificare il comportamento del componente una volta realizzato.

Riassumendo:

Ingombri Raggio e spessore di testa. Interasse totale. Dimensione della chiave esagonale. Capacità di carico Coppia nominale di serraggio. Coeff. di sicurezza statica minimo. Prestazioni Coeff. di efficienza minimo. Classe di performance da rispettare.

Trovare la soluzione ottimale che rispetti le specifiche dell'applicazione a volte non è semplice, altre volte è impossibile giungere ad alcuna soluzione. La ragione principale è che il rapporto tra la capacità di carico e l'ingombro della trasmissione ad ingranaggi, se pure migliorabile tramite alcune soluzioni tecniche, è comunque limitato. Inoltre una progettazione approssimativa può facilmente provocare il mancato raggiungimento dei target di prestazione.

Gli aspetti principali che permettono il raggiungimento degli obiettivi di progetto riguardano la progettazione del treno di ingranaggi e dei cuscinetti.

2.2 Trasmissione ad ingranaggi.

Le teste di avvitatura devono garantire valori molto alti del rapporto tra capacità di carico ed ingombro. Inoltre la necessità di garantire un rapporto di trasmissione unitario ma soprattutto costante rende la trasmissione ad ingranaggi l'unica scelta per questi dispositivi.

Per richiamare la teoria sugli accoppiamenti dentati, e sui cuscinetti volventi trattati al prossimo paragrafo, sarebbe necessario spendere molte pagine poco utili ai fini di questo elaborato. Si accetterà allora l'ovvio compromesso di richiamare soltanto i concetti di interesse e tralasciare il resto.

2.2.1 Generalità sugli accoppiamenti dentati

Due ruote dentate cilindriche a denti dritti costituiscono un accoppiamento cinematico a rapporto di trasmissione costante tra due assi paralleli se le superfici dei denti a contatto sono state opportunamente sagomate. Sul piano del moto, perpendicolare agli assi di rotazione, tali superfici coniugate devono avere un profilo ad evolvente di cerchio (traiettoria di un punto generico di una retta che rotola senza strisciare su una circonferenza).

Il contatto fra i profili durante il moto avviene lungo la retta g inclinata di un angolo costante detto *angolo di pressione* θ rispetto alla tangente comune alle circonferenze primitive. Le primitive sono le due circonferenze tangenti a partire dalle quali si definisce l'accoppiamento cinematico tra i due assi, il rapporto tra i loro raggi definisce il rapporto di trasmissione dell'accoppiamento τ . Quest'ultimo coincide anche con il rapporto tra i numeri di denti delle due ruote ($Z_1 e Z_2$) ed il rapporto tra e loro velocità angolari. ($\omega_1 e \omega_2$)

$$\tau = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$
(2.1)

La retta *g* costituisce anche la normale comune ai due profili nel loro punto di contatto e quindi coincide anche con la direzione della forza scambiata fra i denti in contatto.

Quest risulta inoltre essere tangente, in H e K (Figura 2.8), ad altre due circonferenze di raggi rispettivamente $r_1 cos \theta$ ed $r_2 cos \theta$ concentriche con le corrispondenti primitive, che prendono il nome di *circonferenze di base*. Sono queste le circonferenze su cui la retta rotola senza strisciare per la generazione delle evolventi che costituiscono il profilo dei denti. Si riporta nella figura seguente la classica nomenclatura della dentatura.



Figura 2.5 - Nomenclatura della dentatura. [1]

Affinché due ruote ingranino correttamente devono avere lo stesso passo p e lo stesso angolo di pressione θ .

Ora se p è il passo della dentatura, comune a due ruote ingrananti fra loro, le relazioni che legano il numero dei denti alla lunghezza della circonferenza primitiva di ciascuna di esse saranno:

$$\frac{p}{\pi} = m = \frac{2r_1}{Z_1} = \frac{2r_2}{Z_2}$$
(2.2)

Il rapporto $m = \frac{p}{\pi}$ che compare nella (2.2) prende il nome di *modulo* della dentatura, si comprende che, come si è detto, se due ruote ingrananti fra loro devono avere lo stesso passo, ciò equivale a dire che dovranno avere anche lo stesso modulo. Il valore del modulo ha un ruolo fondamentale nel proporzionamento della ruota *(proporzionamento modulare)*, tutte le grandezze delle ruote sono definite in base al valore del modulo.

Il valore del modulo è strettamente legato alle dimensioni del dente e della ruota, il suo valore va quindi scelto nel rispetto dei limiti sugli ingombri ma soprattutto in modo tale che il dente sia abbastanza robusto da sopportare il carico nominale.

Si vedrà nel prossimo paragrafo che oltre ad una scelta opportuna del modulo, esistono delle possibili correzioni della dentatura utili ad adattare le ruote alle varie applicazioni.

2.2.2 Problema del dimensionamento

La progettazione del rinvio ad ingranaggi da utilizzare nelle teste di avvitatura deve seguire una direzione ben precisa cioè quella di spingere ai massimi valori il rapporto tra capacità di carico della dentatura e dimensione della ruota.

La strada più sicura per ottenere tale risultato è quella di utilizzare ruote con spostamento del profilo e correzione dell'addendum.

Per la correzione dell'addendum basta realizzare le ruote a partire da un tondo di diametro esterno inferiore di una certa quantità rispetto al valore calcolato con il dimensionamento modulare. Per praticare, invece, la correzione di dentatura occorre eseguire il taglio delle ruote considerando uno spostamento radiale *v* dell'utensile rispetto alla posizione normale che per convenzione è assunto positivo se l'utensile viene allontanato dalla ruota. Più comunemente si specifica lo *spostamento relativo* x = v/m rapporto tra lo spostamento effettivo ed il modulo.



Figura 2.6 - Spostamento del profilo. [8]

Per realizzare una ruota corretta si modifica il diametro del tondo di partenza di un valore uguale allo spostamento al fine di mantenere l'altezza del dente. Per correzioni positive è comune compensare, anche non completamente, l'incremento di diametro con la correzione dell'addendum. Il risultato di questa operazione è una ruota con ingombro simile a quella "normale" ma, come si nota in figura 2.7, i denti ne risultano irrobustiti.

La condizione di perfetto ingranamento prevede che la somma tra lo spessore del dente e lo spessore del vano, rispettivamente delle due ruote ingrananti, misurati sulla circonferenza primitiva, sia pari al passo comune alle due dentature. Per ruote normali i due spessori sono identici nel caso invece di ruote corrette possono essere diversi a patto che la loro somma sia comunque uguale al passo. In generale si possono avere correzioni simmetriche in cui le due ruote dell'accoppiamento vengono tagliate con spostamento uguale in valore ma di segno opposto, queste permettono di rinforzare una ruota a discapito dell'altra ma i parametri dell'accoppiamento, angolo di pressione ed interasse, rimangono inalterati.

Nel nostro caso l'obiettivo è quello di irrobustire la dentatura di tutte le ruote del cinematismo così si farà riferimento alle correzioni non simmetriche, e tipicamente uguali, in cui per garantire la condizione di ingranamento è necessario che venga modificato il valore dell'interasse, perché aumenta il raggio delle circonferenze primitive, e di conseguenza dell'angolo di pressione, perché le circonferenze di base non cambiano. I nuovi parametri dell'accoppiamento potranno essere ricavati a partire dalla definizione del nuovo *angolo di pressione*, detto *di lavoro* θ_l , secondo la seguente relazione in funzione dei due spostamenti relativi:

$$ev\theta_l = ev\theta + 2tan\theta \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2}$$
(2.3)

ev(x) è la forma contratta della funzione evolvente di cerchio f(x) = tan(x) - x. La (2.3) è un'equazione trascendentale risolvibile numericamente.

2.2.3 Benefici della correzione con spostamento positivo.

Lo spostamento positivo del profilo ha come effetto evidente quello di ingrossare il dente e, come vedremo, di migliorarne la resistenza a flessione.



Figura 2.7 - Correzione di dentatura con spostamento positivo. [9]

Esiste una formulazione semplice per valutare la tensione di flessione al piede del dente σ (formula di Lewis) che tiene conto dei principali fattori che influenzano la geometria del dente nonché la sua resistenza a flessione.

Con le dovute ipotesi semplificative/cautelative:

- Condizione di massima sollecitazione: carico applicato sulla sommità del dente e unica coppia di denti in presa.
- Carico radiale trascurabile e carico tangenziale uniformemente distribuito sulla larghezza di fascia.

La massima tensione di trazione al piede del dente si può esprimere come:

$$\sigma = \frac{1}{mY} \frac{F_t}{b} \qquad (2.4)$$

Con:

- F_t Componente tangenziale della forza scambiata tra i denti.
- *b* Larghezza di fascia del dente.
- Y Fattore di Lewis. Fattore geometrico che sintetizza la variazione di geometria del dente in relazione al numero di denti della ruota ed al fattore di spostamento x. Ad Y può essere sostituito il *fattore di forma* che tiene conto anche dei fenomeni di concentrazione delle tensioni.

In generale, a parità degli altri termini, maggiore è lo spostamento del profilo, maggiore sarà il fattore di Lewis e minore la tensione al piede del dente. Cioè a parità di ingombri la ruota corretta può sopportare un carico maggiore prima che la sezione resistente del dente vada in snervamento.



La correzione del profilo ha importanti effetti non solo sulla capacità di carico ma anche sulle dinamiche di accoppiamento.

Figura 2.8 - Esempio di ruota dentata con profili spostati.

Con riferimento alla figura 2.9, le circonferenze di troncatura di testa identificano sulla retta g il segmento tra IA ed IB luogo dei punti di contatto fra i due denti in presa dall'istante in cui, in fase di accesso, si ha il primo contatto in IA, fino all' ultimo contatto in IB. A parità di circonferenze primitive, la scelta del modulo, del numero di denti e dello spostamento relativo influenza la dimensione delle circonferenze di testa e di conseguenza la dimensione del segmento dei contatti. Esiste una condizione critica, in cui si presenta interferenza tra i denti durante il moto, quando dalla parte della ruota più piccola l'estremo

del segmento dei contatti viene a coincidere con il punto di tangenza della retta g con la circonferenza di base.



Figura 2.9 - Geometrie fondamentali dell'accoppiamento dentato. [7]

Ponendoci in tale situazione si può ricavare per il pignone una relazione geometrica funzione del numero di denti, dell'anglo di pressione e dello spostamento relativo.

$$Z_1 = \frac{2}{\sin(\theta)^2} (1 - x_1)$$
 (2.5)

In realtà questa relazione fa riferimento all'accoppiamento tra ruota e cremagliera (o dentiera utensile) ma come approssimazione viene generalizzata a tutti i casi, in questa forma viene utilizzata per ricavare il numero minimo di denti realizzabile senza interferenza.

Nell'ottica della riduzione delle dimensioni, la (2.5) mostra un importante effetto dello spostamento positivo: maggiore è lo spostamento relativo, minore sarà il numero di denti realizzabile senza avere problemi di interferenza. A parità di modulo, ridurre il numero di denti ha un piccolo effetto sulla capacità di carico ma comporta una sensibile riduzione dell'ingombro esterno.

2.2.4 Limiti nel dimensionamento.

La lunghezza de segmento dei contatti è una grandezza importante per le dinamiche di accoppiamento. Il suo valore può essere ricavato dalla relazione geometrica:

$$\overline{(I_A I_B)} = \sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (r_1 + r_2)\sin\theta \qquad (2.6)$$

In cui R_e ed R_b sono rispettivamente i raggi della circonferenza di testa e di base.

Il rapporto tra questa lunghezza ed il valore del passo base, $p_b = p \cos \theta$, prende il nome di grado di ricoprimento ε .

$$\varepsilon = \frac{\overline{(I_A I_B)}}{p_b} \tag{2.7}$$

Quando il suo valore è maggiore di uno significa che all'interno del segmento dei contatti è contenuto almeno un passo, cioè si ha la condizione di regolarità del moto, almeno una coppia di denti è sempre in presa. Tale condizione di regolarità dev'essere sempre rispettata e costituisce un limite nella progettazione della dentatura.



Figura 2.10 - Andamento del carico sul singolo dente. [8]

Inoltre, maggiore è il valore del grado di ricoprimento maggiore sarà il settore del segmento dei contatti in cui la trasmissione del carico è affidata a due coppie di denti con evidenti benefici dal punto di vista della vita a fatica della ruota.

Nell'applicazione in esame difficilmente si riesce ad andare oltre i valori di 1,2/1,3.

Per migliorare il grado di ricoprimento sarebbe opportuno cercare di estendere il più possibile il segmento dei contatti, nella realtà oltre al limite dell'interferenza esiste un limite legato allo strisciamento tra i profili.



Figura 2.11 - Velocità periferiche. [8]

Il contatto tra i profili ad evolvente è di puro rotolamento solo nel punto C, intersezione della retta g e della retta congiungente i centri. In tutti gli altri punti appartenenti al segmento dei contatti le velocità assolute del punto di contatto sono diverse per le due ruote. La figura 2.11 mostra come la componente delle velocità assolute proiettata sul segmento HK, normale alle superfici di contatto, v_b è uguale per le due ruote e costante per tutto l'arco d'azione mentre le componenti trasversali v_t sono diverse. La differenza tra le componenti trasversali rappresenta la velocità relativa di strisciamento tra i profili coniugati che si azzera in C e cresce verso gli estremi.



Figura 2.12 - Velocità di strisciamento. [8]

Il prodotto tra la velocità di strisciamento e la forza di attrito scambiata tra i denti costituisce la potenza istantanea dissipata dalla trasmissione dentata per fenomeni di attrito. Muovendosi lungo il segmento HK il punto di contatto tra i profili è sottoposto a condizioni sempre diverse, oltre alla variazione continua della velocità di strisciamento si ha la variazione del carico trasferito a causa dell'alternarsi tra le condizioni di singola e doppia coppia di denti in presa. La conseguenza è che la potenza istantanea dissipata per attrito varia periodicamente con un andamento dettato dal combinarsi dei precedenti fattori.

In generale limitare l'estensione del segmento dei contatti vuol dire limitare il valore massimo della potenza istantanea dissipata dai fenomeni di attrito sulla dentatura nonché l'usura delle superfici a contatto. Per l'applicazione in esame, in cui le velocità di rotazione sono contenute, le perdite per attrito sono preponderanti rispetto a quelle per effetto ventilante o dovute alla circolazione del lubrificante. Tuttavia la quota maggiore di energia dissipata che determina il basso rendimento delle teste di avvitatura risiede nei cuscinetti e negli strisciamenti con le piastre, i fenomeni sulla dentatura possono contribuire però alle oscillazioni di coppia che vedremo nel prossimo capitolo.

2.3 Cuscinetti

Nella configurazione standard le ruote di una testa di avvitatura sono sostenute in maniera diversa a seconda che siano la ruota di ingresso, di uscita o le oziose intermedie.

La ruota di ingresso, che da un lato deve ospitare il foro quadrato per accoppiarsi con l'avvitatore, è sostenuta in due punti da due diversi cuscinetti a rullini; quella di uscita, che invece deve ospitare assialmente il foro esagonale per accoppiarsi con il bullone, generalmente a causa degli ingombri restrittivi, non può essere sostenuta tramite cuscinetti di alcun tipo, viene quindi vincolata come una coppia rotoidale con contatto strisciante; le ruote oziose, infine, sono sostenute nella loro rotazione da un unico cuscinetto a rullini posizionato assialmente che scarica la reazione sul perno di sostegno.

I cuscinetti volventi comprendono tutti quegli elementi di macchina che sfruttano l'azione di rotolamento di sfere o rulli per consentire, con il minimo attrito, il movimento di un corpo rispetto a un altro. Tra tutte, la categoria che viene comunemente utilizzata per l'applicazione sulle ruote oziose e sulla ruota di ingresso delle teste di avvitatura è quella dei *cuscinetti a rullini* o *gabbie a rulli*.

In un cuscinetto a rullini gli elementi volventi hanno altezza *h* preponderante rispetto al diametro *d*. Questa caratteristica comporta un livello di precisione delle lavorazioni inferiore rispetto ad altri tipi di corpi volventi, di conseguenza spesso possiedono delle prestazioni relativamente minori rispetto agli altri cuscinetti.

I cuscinetti a rullini sono progettati per adattarsi alle applicazioni in cui lo spazio radiale è assai limitato. In alcuni casi per ridurre gli ingombri si utilizzano le configurazioni prive di ralla interna (fig. 2.13 b e c) o prive di entrambe le ralle. In quest'ultima configurazione l'ingombro radiale del cuscinetto è dovuto ai soli corpi volventi interposti tra i due elementi in moto relativo.

Figura 2.13 – Cuscinetti a rullini. Pieno riempimento a) Completo. b) Senza ralla interna. c) Con gabbia senza ralla interna.



Quando il carico da supportare è relativamente elevato si ricorre ai cuscinetti privi di gabbia in cui si realizza il pieno riempimento dei corpi volventi.

In questa configurazione il cuscinetto è in grado di sostenere carichi assai maggiori ma lo strisciamento relativo tra i corpi volventi che si trovano a contatto ne fa decadere il rendimento. Per sostenere la rotazione delle ruote oziose nelle testine di avvitatura la soluzione più comune è la configurazione a pieno riempimento in assenza di ralle. Il cuscinetto è costituito cioè dai soli corpi volventi interposti tra il raggio interno della ruota ed il perno, ne consegue che le superfici di contatto con i corpi volventi devono essere opportunamente lavorate e trattate termicamente.



Figura 2.14 - Layout del cuscinetto a pieno riempimento sulle ruote oziose.

Nel progettare il pieno riempimento, posto un valore del gioco da garantire tra due rullini adiacenti, i raggi delle due superfici di contatto cilindriche, esterna ed interna, sono definiti in base al numero di rullini scelto o, più comunemente, il numero di rullini è funzione del minimo raggio che il perno deve avere per resistere al carico imposto.

2.3.1 La sollecitazione sui corpi volventi

I carichi applicati ai cuscinetti vengono trasmessi attraverso gli elementi volventi dall'anello interno all'anello esterno o viceversa. L'entità del carico trasferito dal singolo corpo volvente dipende dalla geometria interna del cuscinetto e dal tipo di carico applicato ad esso.

Nell'ipotesi ideale che il carico sia uniformemente distribuito sulla lunghezza effettiva l_{eff} per entrambe le linee di contatto con le superfici interna ed esterna, il rullo risulta compresso da due carichi lineari complanari ed identici.



La teoria di Hertz sul contatto tra corpi afferma che nell'intorno del contatto ideale puntuale o lineare deve formarsi una piccola area di contatto in modo che esista una distribuzione di pressioni superficiali di valori finiti. Nel caso generale in cui il contatto avviene tra due superfici, identificate nel punto di contatto da due raggi di curvatura ciascuna, la forma dell'impronta di contatto è un'ellisse; nel caso invece del contatto tra due superfici cilindriche ad assi paralleli di lunghezza infinita l'impronta di contatto degenera in un rettangolo di qui basta ricavare la semi-ampiezza *b*.

Per elementi in acciaio possiamo utilizzare una formulazione approssimata per ricavare *b* in funzione del carico lineare Q/l e della sommatoria delle curvature ρ .

$$b = 3,35 \times 10^{-3} \left(\frac{Q}{l \Sigma \rho}\right)^{1/2}$$
 (2.8)

Si noti che le impronte relative al contatto con la ralla interna e con quella esterna sono diverse perché le curvature, oltre ad essere diverse in valore, in un caso sono concordi e si sommano, nell'altro sono discordi e si sottraggono.



Figura 2.16 - Distribuzione delle pressioni superficiali.

La distribuzione delle pressioni sull'impronta, dovuta allo schiacciamento elastico dei due corpi premuti uno contro l'altro, presenta il suo valore massimo in corrispondenza della linea ideale di carico. La seguente formulazione fornisce una stima ti tale valore.

$$\sigma_{max} = \frac{2Q}{\pi lb} \qquad (2.9)$$

Sono sempre presenti effetti al bordo che alternano la distribuzione teorica delle pressioni di contatto dovuti alla lunghezza finita dei rullini. Dopo anni di sperimentazione si è ricavata una particolare geometria logaritmica delle teste dei rullini che minimizza tali effetti.

Tuttavia errori geometrici o di montaggio causano distribuzioni non uniformi, inoltre, come si vedrà nel prossimo capitolo, la deformazione degli elementi sotto carico impone l'alterazione della distribuzione teorica delle pressioni provocando un peggioramento delle condizioni di rotolamento.

L'analisi delle pressioni Hertziane da sola non basta a caratterizzare la resistenza dei corpi volventi. Rulli e sfere opportunamente trattati possono sopportare pressioni superficiali anche superiori a 2000 Mpa, il cedimento si verifica quasi sempre a causa dello stato tensionale presente al di sotto della superfice durante il rotolamento.

Lo studio dell'impronta di contatto è però la base di partenza per la comprensione delle condizioni di lavoro macroscopiche quali il numero di corpi volventi realmente interessato dalla sollecitazione e la quota di coppia di attrito attribuibile al carico applicato.

2.3.2 Stima della distribuzione del carico e della coppia resistente

È possibile determinare come il carico applicato al cuscinetto sia distribuito sui corpi volventi conoscendo come ogni rullo reagisce al carico.

Per fare ciò è prima necessario definire le relazioni carico-deformazione per gli elementi volventi in contatto con entrambe le piste. Si può ricavare la formulazione estesa che, sulla base della legge di Hertz lega il carico e la geometria alla deformazione misurata sull'asse del carico, spesso, però, si fa riferimento alla forma contratta valida per ogni rullo:

$$Q_i = K_n \delta_i^{10/9}$$
 (2.10)

In cui Q_i è il carico applicato sul singolo rullo a fronte di uno schiacciamento δ_i mentre K_n è un coefficiente di rigidezza che tiene conto delle propietà del contatto tra il rullo ed entrambe le ralle, interna ed esterna.

Considerando le ralle perfettamente circolari, imposto un spostamento radiale alla pista interna di avvicinamento a quella esterna δ_r concorde con il carico applicato al cuscinetto, possiamo ricavare lo schiacciamento imposto ad ogni rullo nota la sua posizione angolare ed il valore di tolleranza presente sul diametro.



Figura 2.17 – Determinazione della deformazione imposta ai corpi volventi. Con riferimento alla figura 2.17, indicata con ψ_i la posizione angolare dell' i-esimo rullo e con P_d la tolleranza diametrale:

$$\delta_i = \delta_r \cos \psi_i - \frac{1}{2} P_d \qquad (2.11)$$

La condizione da rispettare nel valutare i carichi su ogni rullo è che la sommatoria delle loro componenti nella direzione del carico applicato al cuscinetto deve essere uguale al carico stesso. Con riferimento ad un carico radiale esterno applicato al cuscinetto F_r :

$$F_r = \sum Q_i \cos \psi_i \qquad (2.12)$$

Nelle variabili δ_r , δ_i e Q_i la soluzione può essere ricavata iterativamente impostando un valore di prova per δ_r e verificando la relazione (2.12). Il numero dei rulli caricati sarà il totale di quelli con $\delta_i > 0$.



Figura 2.18 - Effetto della tolleranza sulla distribuzione del carico.

La figura 2.18 mostra come la tolleranza diametrale abbia una forte influenza sulla distribuzione del carico sui corpi volventi. Il suo valore è da scegliere con cura in base all'applicazione del cuscinetto, nel caso delle teste di avvitatura, dato l'andamento discontinuo del carico che limita i problemi relativi alla generazione di calore, sarebbe ideale la configurazione con tolleranza nulla, tuttavia si prevede un leggero gioco diametrale per favorire le operazioni di montaggio.

Ad opporsi al moto relativo tra i corpi che il cuscinetto collega esiste sempre una coppia resistente, questa moltiplicata per la velocità relativa tra i corpi costituisce la potenza dissipata dalle azioni d'attrito. La valutazione della coppia resistente secondo un modello teorico generale sarebbe molto complessa, molto spesso si fa quindi riferimento a delle formulazioni empiriche ricavate da Palmgren per un gran numero di cuscinetti di varie categorie e condizioni di carico. Le formulazioni sono valide nell'ipotesi di velocità di rotazione relativamente contenute e carichi non critici, in queste condizioni si possono trascurare gli effetti delle forze di inerzia applicate ai corpi volventi e le deformazioni rilevanti imposte dai carichi al limite del campo di utilizzo. Nel caso dei cuscinetti a rulli in acciaio caricati radialmente si può ricavare una stima della coppia resistente *M* come composizione di due diversi termini:

$$M = M_l + M_v \tag{2.13}$$

M_l è la quota di coppia resistente legata al carico applicato al cuscinetto.
 Questa componente della coppia totale tiene in conto le singole resistenze alla rotazione opposte da ogni rullino per effetto dei fenomeni di attrito volvente che si generano alle interfacce di contatto con le piste. Viene ricavata tramite la relazione sperimentale:

$$M_l = f_l F_r d_m \qquad (2.23)$$

 F_r è il carico radiale e d_m il diametro medio che identifica la circonferenza che passa per i centri dei corpi volventi. f_l , invece, è un coefficiente che dipende dal tipo cuscinetto, per cuscinetti a rullini a pieno riempimento vale $f_l=0.00055$.

• M_v è la quota relativa ai fenomeni di attrito viscoso generati dalla rotazione dei corpi volventi a contatto con il lubrificante. Una stima viene fornita dalla funzione spezzata:

$$M_{\nu} = 10^{-7} f_o (v_0 n)^{2/3} d_m^3 \qquad v_0 n \ge 2000 \qquad (2.14)$$
$$M_{\nu} = 160 \times 10^{-7} f_o d_m^3 \qquad v_0 n < 2000$$

 v_0 è la viscosità del lubrificante, *n* la velocità di rotazione nominale ed f_o un fattore sperimentale funzione del tipo di cuscinetto e del tipo di lubrificante. Per l'applicazione in esame, per la quale si utilizza la lubrificazione dei cuscinetti e delle ruote con grasso, un valore adatto $f_o=5-10$.

Nei cuscinetti a rullini cilindrici a pieno riempimento, il mutuo scorrimento tra i corpi volventi a contatto è la principale fonte di attrito, possono esistere inoltre fenomeni di strisciamento delle teste dei rullini contro le opportune battute nel momento in cui dovessero nascere delle azioni assiali sul cuscinetto.

Durante il normale utilizzo delle teste di avvitatura per le operazioni di serraggio si ha la condizione di massima velocità quando il carico e quasi nullo e di massimo carico quando la velocità è quasi nulla. Quindi nel corso del ciclo di carico si può dire che la coppia resistente varia tra i due estremi:

$$M = M_v$$
 per $F_r = 0$ (2.15)
 $M = M_l$ per $n = 0$

2.4 Progettazione assistita

Durante il periodo di tirocinio curricolare svolto presso la Miba s.r.l. di Orbassano, società che si occupa della progettazione e produzione di componenti ausiliari alle operazioni di avvitatura tra i quali anche teste di avvitatura, è stato richiesto di sviluppare un foglio di calcolo che potesse servire da supporto alla progettazione preliminare delle testine. Lo strumento avrebbe dovuto facilitare la fase di progettazione del rinvio ad ingranaggi ed essere in grado di stimarne il coefficiente di efficienza.



Il risultato finale dell'iter di calcolo sarà la stima della coppia richiesta all'avvitatore che rapportata al valore della coppia nominale di serraggio ci fornisce la stima del coefficiente di efficienza. Si è pensato di costruire il foglio di calcolo su due moduli separati e predisporre la possibilità di selezionare il layout della testa ed il tipo di cuscinetti. Inoltre funzionalità secondarie permettono una facile esposizione dei risultati e la comunicazione con il software di disegno.

Ognuno dei due moduli necessità la compilazione preventiva di una tabella che racchiude i dati necessari relativi a:

- Specifiche di progetto: coppia nominale ed ingombri esterni limite.
- Materiale utilizzato per la costruzione delle ruote e coefficiente di sicurezza.
- Cuscinetti: dimensioni, capacità di carico e fattori per il calcolo della vita utile.

2.4.1 Modulo di dimensionamento delle ruote dentate

Tra quelle che compongono il cinematismo la ruota più critica da dimensionare è quella di uscita, pur essendo la meno sollecitata è quella che deve sottostare ai limiti dimensionali più rigidi. Dunque la ruota OUT è la prima ad essere dimensionata, le altre lo saranno di conseguenza, l'incremento di carico dovuto agli attriti potrà generalmente essere compensato a parità coefficiente di sicurezza con opportuni aumenti della larghezza di fascia.

Ripristina	Parametri Ruota di uscita / Treno ruote uguali									
Numero D	enti	Raggio prir	nitivo [mm]		rno [mm]	Raggio di bas	se [mm]	Raggio prim. di l	lavoro [mm]	
Z	14	R	10,500	Re	12,40	Rb	9,867	RI	11,074	
Correzione Ado	dendum	Larghezza d	i fascia [mm]	Addendu	m [mm]	Dedendum	[mm]	Raggio fondo in	taglio [mm]	
Corr. Add	0,28	(Ruota ext) B	6,50	h	1,895	d	1,200	Rf	9,300	
Spostamento dentiera										
Alfa n [°]	20	Ylw	2,852	ev_Alfa_n	0,0149	ev_Alfa_test	0,0383	v	0,68	
x 1	0,45	mn min	1,36	Z1 min	10	ev_Alfa I	0,0383	Ang. Passo	25,71	
Lambda	4,33	mn norm.	1,5	interasse 1-2	22,148	Alfa I	27,004			
Forze max [N]										
Fn	3676,56		VERIFICA	Tensione su	uperficiale	VERIFICA	Grado di ricoprimento			
Fr	3275,73		σH	2885	,61	ε	1,303			
Ft	1669,32									
VERIFICA	INGOMBRI									
Larghezza	28,39	mm	Spazio	1,80	mm		Genera Report			
Profondita	14,20	mm	Gioco	0,30	mm					
Spessore	11,18	mm	Materiale	1,50	mm					
Lunghezza	116,98	mm	Max chiave	13	mm		Tabella dati			
Int.totale	88,59	mm	Max quad.	11,03						

Figura 2.20 - Modulo di dimensionamento.

Così il modulo di dimensionamento permette di ricavare facilmente le grandezze geometriche della ruota a fronte degli opportuni dati di input. In figura 2.20 sono evidenziati in giallo i dati da fornire per il dimensionamento statico della ruota secondo il metodo di Lewis. Tramite alcuni tasti opzione riportati in figura 2.21 è possibile selezionare la modalità con la quale fornire gli input: si può scegliere di impostare la larghezza di fascia (spesso fissata come specifica di progetto) e valutare il minimo modulo o viceversa definire il modulo e calcolare la larghezza di fascia oppure fissare entrambi i valori e ricavare un coefficiente di sicurezza. Si è potuto verificare che utilizzando opportunamente i tasti opzione risulta abbastanza facile giungere ad una soluzione ottimale.

Prevedendo l'utilizzo di ruote con spostamento del profilo è stato necessario implementare un breve script in VBA (Visual Basic for Applications) per il calcolo iterativo dell'angolo di pressione di lavoro secondo l'equazione (2.3). Il calcolo iterativo viene avviato in automatico ogni qual volta si modifica uno dei dati di input.



Una tabella simile a quella relativa alla ruota di uscita è presente anche per le eventuali ruote oziose maggiorate e per le ruote oziose delle testine aperte in modo da gestire il loro dimensionamento.

Figura 2.21 - Tasti opzione e legenda dei colori.

Un tasto opzione ci permette di selezionare il layout della testa tra quello standard e la configurazione aperta, in base al layout cambieranno le relazioni per il calcolo degli ingombri e delle forze scambiate tra le ruote. La tabella in basso in figura 2.20 riporta gli ingombri esterni, calcolati considerando uno spessore standard delle piastre ed un numero di ruote consigliato ma modificabile, e li confronta con quelli di progetto.

Per ogni diverso accoppiamento dentato viene riportata infine la verifica alla pressione superficiale secondo Hertz ed il grado di ricoprimento.

2.4.2 Modulo di stima delle coppie d'attrito

L'esistenza di una coppia d'attrito che contrasta la rotazione su ogni singola ruota altera le condizioni di equilibrio e di conseguenze la reazione esercitata sul perno.

Con riferimento alla figura 2.22 relativa ad una delle ruote oziose, la forza motrice F_1 è maggiore della



Figura 2.22 - Diagramma di corpo libero di una delle ruote oziose.

forza resistente F_2 per effetto della coppia resistente *Ca.* La coppia resistente è la composizione delle azioni che si oppongono al moto esercitate dal cuscinetto, dagli strisciamenti laterali e dall'attrito sulla dentatura, in generale questa è dipendente almeno in parte dal valore della spinta R trasferita dal cucinetto. La spinta R è opposta alla composizione vettoriale delle forze F_1 ed F_2 .

Di conseguenza, se R influenza *Ca* e *Ca* influenza R (in direzione e modulo), anche in questo caso la definizione delle forze e delle coppie per ogni ruota è frutto di un calcolo iterativo. Nel calcolo rientrano anche i valori delle forze trasmesse dai denti, la figura 2.23 riporta i risultati del calcolo per ogni ruota e si nota che i valori delle forze aumentano muovendosi dalla ruota di uscita verso quella di ingresso.

-		1	1	1	1	1				1
			Reazioni e coppie d'attrito sulle ruote							
EXT					3					
	Ca1 [Nm]	5,736	Ca2 [Nm]	1,746	Ca3 [Nm]	1,845	Ca4 [Nm]	1,950	Ca5 [Nm]	1,124
	Reazione									
	R [N]	3115,07	R [N]	5709,12	R [N]	6032,78	R [N]	6376,04	R [N]	3676,56
	Teta [°]	63,00	Teta [°]	270,81	Teta [°]	89,19	Teta [°]	270,81	Teta [°]	117,00
	Forze sui denti									
	F1 [N]	3115,07	F1 [N]	3292,00	F1 [N]	3478,96	F1 [N]	3676,56	F1 [N]	0,00
			F2 [N]	3115,07	F2 [N]	3292,00	F2 [N]	3478,96	F2 [N]	3676,56
	Larghezze di fascia minime									
	B [mm]	7,58	B [mm]	8,01	B [mm]	8,46	B [mm]	8,94	B [mm]	8,94

Figura 2.23 - Modulo di stima delle azioni d'attrito.

Tale incremento di carico viene utilizzato per ricavare a parità di coefficiente di sicurezza, ottenuto o imposto nel modulo di dimensionamento, la minima larghezza di fascia *B* per ogni ruota.

Da quanto visto al paragrafo precedente riguardo la coppia resistente esercitata dal cuscinetto, ponendoci nella condizione di massimo carico per il dimensionamento bisogna considerare solo la quota di coppia dipendente dal carico. Tuttavia la coppia resistente totale esercitata sulla ruota, in accordo con le rilevazioni sperimentali, è decisamente maggiore. A frenare la ruota intervengono dunque anche altri fenomeni come gli strisciamenti laterali difficilmente modellabili. Così nel costruire la relazione per il calcolo della coppia *Ca* si è cercato di definire un modello che potesse ricalcare i dati sperimentali.

Si è scomposta la Ca in tre contributi con tre diversi coefficienti di proporzionalità:

$$Ca = P_{\nu}Ca_{\nu} + P_{r}Ca_{r} + P_{l}Ca_{l} \qquad (2.16)$$

In cui:

- Ca_v è la coppia resistente dovuta all'attrito volvente generata dal cuscinetto.
 Può essere calcolata con l'equazione (2.13) o, in alternativa, valutando la coppia resistente su ogni singolo corpo volvente sottoposto al carico.
- Ca_r è la coppia resistente dovuta allo strisciamento delle superfici cilindriche a contatto. È il valore che viene utilizzato nel caso si utilizzino delle boccole, come si vedrà nel prossimo capitolo, ma viene considerata una quota di questa coppia anche nel caso dei cuscinetti a rullini. Indicando con *f* il coefficiente d'attrito e con d_i il diametro della superfice cilindrica di contatto interna. Viene ricavata semplicemente dalla relazione:

$$Ca_r = fR\frac{d_i}{2} \qquad (2.17)$$

• Ca_l è la coppia d'attrito dovuta agli strisciamenti laterali della ruota con le piastre. Per definire il suo valore si dovrebbe poter ricavare la forza scambiata tra le superfici a contatto ma le spinte assiali sulle ruote che nascono per errori geometrici della dentatura o l'inclinazione delle ruote dovuta alle deformazioni sotto carico non sono facilmente modellabili. Così si mantiene la stessa struttura della (2.17) considerando stavolta il diametro di testa della ruota d_e , il corrispettivo coefficiente di proporzionalità nella (2.16) avrà però un valore molto basso.

$$Ca_l = f_l R \frac{d_e}{2} \qquad (2.17)$$

Tramite i tasti opzione mostrati in figura 2.24 è possibile selezionare il tipo di cuscinetto cui corrisponde dalla tabella un set di coefficienti di proporzionalità che modicano la relazione per ricavare Ca.



Figura 2.24 - Coefficienti del modello e tasti opzione.

Viene considerata la particolarità della ruota di uscita, nella quale il contatto strisciante acciaio-acciaio genera una coppia resistente decisamente maggiore rispetto alle ruote con cuscinetto. Viene tuttavia previsto anche per questa l'utilizzo di cuscinetti.

I valori dei parametri di proporzionalità del modello sono stati ricavati cercando di ottenere risultati compatibili con le limitate prove sperimentali eseguite su alcune teste di avvitatura commerciali. Tuttavia il modello è tutt'altro che generale, il comportamento delle testine varia molto in funzione delle dimensioni e della struttura, al contrario è da intendersi ancora in via di sviluppo. La calibrazione dei parametri e se necessario la modifica delle equazioni sarà il principale futuro sviluppo del foglio di calcolo.

2.4.3 Funzioni secondarie

Sono state sviluppate due utili funzionalità secondarie che permettono di velocizzare ulteriormente la fase di progettazione. È stata prevista la loro esecuzione tramite i tasti visibili in figura 2.20.

- Il tasto "Genera Report" permette di esportare in formato .PDF un documento che sintetizza, anche in forma grafica, i risultati ottenuti riguardo il dimensionamento delle ruote e dell'intero cinematismo, la stima degli ingombri esterni e delle coppie d'attrito nonché la stima della coppia richiesta all'avvitatore e quindi il coefficiente di efficienza complessivo.
- Il tasto "Tabella dati" permette di generare ed esportare un file Excel contenente una tabella opportunamente strutturata che riassume i dati utili al disegno di tutte le ruote del rotismo. Successivamente basterà aprire un file *parte* del software di disegno SolidWorks che contiene un disegno parametrico della ruota dentata: appena aperto, il sw importa in automatico l'ultima tabella dati generata ed esegue il disegno su varie configurazioni di tutte le ruote progettate. Queste potranno poi essere modificate singolarmente secondo le diverse esigenze.

Capitolo 3

IDENTIFICAZIONE DEL PROBLEMA E SOLUZIONI TECNICHE

Interporre una testa di rinvio tra avvitatore e bullone significa introdurre un nuovo elemento nel conteggio delle perdite per attrito nonché nella catena delle incertezze. Data la sua posizione a valle del controllo è necessario caratterizzare al meglio tale componente per poter calibrare opportunamente il sistema e preservare le sue prestazioni in termini di accuratezza e ripetibilità.



Figura 3.1 - Schema di controllo dell'avvitatore elettrico.

L'unità di controllo governa il motore dell'avvitatore elettrico elaborando la data logica di controllo sulla base dei valori di set impostati dall'operatore e dei valori di angolo, velocità e coppia acquisiti dai trasduttori. Il trasduttore di coppia è connesso alla via bloccata del riduttore epicicloidale e misura indirettamente la coppia in uscita dal riduttore. Dal punto di misura della coppia al bullone, in cui la coppia resistente costituisce la forzante del sistema, è solitamente presente un accoppiamento dentato a ruote coniche che trasmette il moto su un asse perpendicolare; a questo si aggiunge, nel nostro caso, la testa di avvitatura che rinvia ulteriormente il moto. L'obiettivo del sistema di avvitatura è quello di controllare angolo di rotazione e coppia imposti alla vite, per fare ciò il modo migliore sarebbe acquisire direttamente la coppia esercitata dall'ultimo elemento dell'avvitatore ma nel momento in cui risulta necessario introdurre dei componenti di rinvio del moto questi verranno a trovarsi al di fuori dell'anello di retroazione della coppia. Dunque sorge la necessità di caratterizzare accuratamente tali componenti per istruire il sistema di controllo affinché vengano considerati i loro effetti.

Nello specifico occorre correggere entrambe le letture dei traduttori:

Angolo di rotazione.

L'encoder acquisisce la rotazione all'albero del motore elettrico dunque per valutare la rotazione sul punto di misura della coppia occorre già correggere tale lettura tramite il rapporto di trasmissione del riduttore epicicloidale. Se, in aggiunta, sono presenti i componenti sopraccitati per valutare la rotazione sull'asse del bullone occorre tener conto dei rapporti di trasmissione della coppia conica e della testa di avvitatura anche se nella gran maggioranza dei casi questi sono unitari.

In via teorica, si potrebbe tenere conto almeno per la testa di avvitatura della sua rigidezza alla rotazione. Ipotizziamo di applicare tramite la testina una coppia ad una vite impossibilitata a ruotare, al crescere del carico esisteranno delle deflessioni degli organi, dei denti in primis, che nonostante l'ultima ruota sia immobile permettono una minima rotazione della prima. Questa rotazione aggiuntiva può essere compensata a patto che sia abbastanza grande da essere rilevata dall'encoder.

Un'altra problematica riguardante l'acquisizione dell'angolo, indipendente dalla testa di avvitatura ma tipica degli avvitatori angolari, riguarda la possibilità che l'operatore ruoti l'avvitatore durante l'operazione di avvitatura, solitamente nel verso della reazione alla coppia esercitata. Gli avvitatori più moderni sono provvisti di un giroscopio che rileva le rotazioni dell'avvitatore e compensa la lettura dell'encoder. Coppia.

Nel caso di rapporti di trasmissione unitari ed assumendo la perfetta invarianza delle velocità possiamo affermare che il rapporto tra la coppia in uscita e quella in ingresso ad un rotismo coincida con il suo rendimento. Allora per valutare la coppia effettivamente trasmessa alla vite occorre moltiplicare la lettura del trasduttore di coppia per il rendimento della coppia conica e della testa di avvitatura, solitamente l'operatore può impostare un unico valore detto fattore di calibrazione della coppia. Il rendimento della singola coppia conica è un valore genere abbastanza alto che si mantiene all'incirca in costante indipendentemente dal carico. Non si può dire lo stesso per la testa di avvitatura, questi componenti hanno valori di rendimento relativamente bassi e largamente dipendenti dal numero di ruote, dal layout e dalla qualità costruttiva.

Il problema principale nel caratterizzare la testa di avvitatura, a prescindere dalla scarsa efficienza tipica di questi componenti, è il manifestarsi di una certa non linearità della relazione tra la coppia in uscita è quella in ingresso. Si ha cioè un coefficiente di efficienza che varia durante l'operazione di serraggio; di conseguenza, se la calibrazione del sistema di avvitatura viene eseguita con un unico fattore costante, ciò può provocare un'errata lettura della coppia e quindi un errato controllo del processo.

Nell'ottica dell'ottimizzazione del prodotto si cercherà quindi di limitare il più possibile le perdite per attrito e di migliorare la linearità della trasmissione limitando così gli effetti che questa ha sull'accuratezza del sistema.

3.1 Evidenza sperimentale

Alcune prove al banco eseguite su testine prodotte dall'azienda Miba ed altre commerciali prodotte da una azienda leader nel settore sono servite ad evidenziare sperimentalmente le problematiche presenti, alcune delle quali comuni a tutti i prodotti.

Le prove sono state eseguite avvitando su un giunto elastico (o giunto soft), cioè una molla di torsione con rigidezza costante, in modo da garantire la linearità della relazione tra la coppia applicata al giunto e l'angolo di rotazione. Anche per il giunto elastico è presente una prima fase di assestamento superata la quale il tratto lineare ha pendenza dipendente dalla rigidezza della molla di torsione. Acquisendo invece la coppia registrata dal trasduttore dell'avvitatore, calibrato considerando la sola coppia conica, possiamo costruire la relazione tra la coppia fornita in ingresso alla testa di avvitatura e l'angolo di rotazione. Dall' analisi di quest'ultima relazione è possibile identificare due fenomeni che caratterizzano la non linearità del coefficiente di efficienza.

3.1.1 Scostamento dalla linearità

Similmente a quanto accade per la relazione tra coppia applicata alla vite e angolo di rotazione, gli attriti influenzano la pendenza della curva di coppia in ingresso alla testa di avvitatura in relazione all'angolo di rotazione.

Si nota che le perdite per attrito aumentano in maniera non lineare con il carico applicato. Eseguendo delle avvitature a livelli di coppia target differente si registra una variazione nella pendenza delle curve di C_{IN} , di conseguenza esiste una dipendenza del coefficiente di efficienza η dal carico applicato. Un unico valore di η quindi non basta a caratterizzare la testa di avvitatura per l'intero campo di utilizzo.



Figura 3.2 - Scostamento dalla linearità.

Per avere un'idea di come vari il coefficiente di efficienza in relazione al valore target di coppia in uscita sono state effettuate su alcune teste di avvitatura delle prove ripetute per valori di coppia target dal 10% al 100% della coppia OUT nominale. Per ogni prova eseguita si è registrata la coppia finale raggiunta sia in uscita che in ingresso; per ogni valore di coppia target si è valutato il valore medio di coppia IN ed OUT. Con riferimento alla figura 3.3, la curva blu interpolante i punti costituisce la relazione tra $C_{IN} - C_{OUT}$ che alle alte coppie presenta uno scostamento dalla linearità la cui entità aumenta con il numero di ruote e dipende in generale dalle caratteristiche costruttive della testa.

Allo stesso modo si è diagrammato il coefficiente di efficienza in relazione alla C_{IN} , la curva arancione mostra la sua diminuzione lineare all'aumentare della coppia target.

3.1.2 Oscillazioni di coppia

Un secondo fenomeno riguarda l'insorgere di oscillazioni sulla curva coppia INangolo. Con la coppia in uscita dalla testa che cresce linearmente le oscillazioni di coppia in ingresso coincidono con oscillazioni del coefficiente di efficienza η . Fissato un unico valore di η nominale il trasduttore acquisisce quindi le oscillazioni generate da fenomeni interni alla testa di rinvio attribuendole erroneamente al giunto bullonato.



Sulla base delle singole prove alla ottenute avvitando coppia nominale sono stati rilevati due comportamenti differenti tra una testa commerciale e quelle prodotte dall'azienda Miba. Con riferimento alla figura di fianco, il grafico in alto relativo alla testa commerciale presenta una buona linearità fin oltre il 50% della coppia nominale superata la quale si registrano dei lievi disturbi comunque presenti.

Nel secondo grafico invece si nota un andamento visibilmente non lineare, tutta la curva di avvitatura è interessata da oscillazioni di coppia la

cui ampiezza cresce con l'aumentare del carico trasferito. Le oscillazioni si ripetono con forma simile ed i picchi sono distanziati tutti di uno stesso angolo. In tutte le prove in cui sono state registrate si è potuto notare che il periodo angolare delle oscillazioni coincide con il passo angolare della dentatura, in tutti i casi il treno di ruote era composto da ruote con stesso numero di denti. Risulta quinidi abbastanza ovvio attribuire tale disturbo a qualche fenomeno inerente alla dentatura. Una spiegazione possibile è relativa alle azioni d'attrito scambiate tra i denti durante l'ingranamento, complice anche un grado di finitura non eccellente delle ruoute. In questo caso superata la fase di rodaggio iniziale l'ampiezza delle oscillazioni dovrebbe ridursi. D'altra parte non sono da escludere gli strisciamenti laterali della ruota con le piastre: un' ventuale minima inclinazione della ruota porterebbe ad avere lo strisciamento sul diametro più esterno della dentatura e causerebbe un coppia resistente compatibile con le oscillazioni registrate.

3.1.3 Effetti sull'accuratezza dell'avvitatura.

I due fenomeni che caratterizzano il comportamento non lineare delle teste di avvitatura hanno un'influenza sull'accuratezza dell'intero sistema. In generale maggiore è l'entità di tali fenomeni, maggiore è il rischio che il sistema non rispetti i limiti di dispersione imposti dalla classe di performance prescritta.

In entrambi i casi, in cui si farà riferimento ad un controllo della sola coppia, l'errore commesso dal sistema di controllo nasce dalla discrepanza tra la curva di coppia IN teorica e quella reale.

Definito il valore di coppia OUT target da imporre al giunto bullonato, o nel nostro caso al giunto elastico, ad essa corrisponde un angolo di rotazione target dipendente dalla rigidezza del giunto. Per poter avvitare il giunto alla coppia target utilizzando una testa di avvitatura è necessario calibrare il sistema di avvitatura tramite un valore unico del fattore di calibrazione coincidente con il coefficiente di efficienza η della testa di rinvio, in questo modo passeremo a controllare la coppia IN la cui curva teorica sarà ottenuta dividendo i valori di coppia OUT per il valore di η nominale. In corrispondenza dell'angolo target che rimane invariato troveremo sulla curva di coppia IN la nuova coppia target che costituisce



Il coefficiente di efficienza nominale viene solitamente ricavato dal rapporto tra la coppia OUT e la corrispondente lettura della coppia IN nominali, cioè i valori considerati in fase di progettazione del componente.

$$\eta = \frac{C_{OUT Nominale}}{C_{IN Nominale}}$$

Le non-linearità introdotte dalla testa di rinvio fanno sì che la curva reale di coppia IN differisca da quella teorica, così impostando una soglia sulla curva teorica ma operando la lettura sulla curva reale nasce un orrore sul raggiungimento dell'angolo target e, di conseguenza, sulla coppia imposta al giunto.

Nel caso delle oscillazioni, figura 3.4, si genera un errore sull'angolo di rotazione target che provoca generalmente una riduzione della coppia raggiunta. Mentre nel caso delle avvitature con coppia target inferiore a quella nominale, per le quali si registrano curve di carico con tendenza lineare a pendenza minore, la soglia sulla curva di coppia IN teorica interseca la curva reale per angoli maggiori di quello target, si avranno quindi coppie maggiori.



Figura 3.5 - Effetto della variazione del coefficiente di efficienza.

Questi effetti in fase operativa vengono generalmente attenuati o eliminati utilizzando, se possibile, un controllo coppia + angolo. Tuttavia nel momento in cui è necessario certificare la classe di performance del sistema comprensivo di testa di rinvio nasce la necessità di migliorare il comportamento lineare del componente, in particolare per quelle applicazioni in cui è richiesta la massima precisione del serraggio.

3.2 Comportamento sotto carico

In via teorica le coppie resistenti introdotte dai fenomeni di attrito nei cuscinetti e sulla dentatura aumentano in maniera lineare con il carico, dunque per spiegare il comportamento non-lineare evidenziato al paragrafo precedente occorre valutare quei fenomeni che potrebbero introdurre delle perdite aggiuntive a quelle già considerate. Questi sono indubbiamente legati al comportamento del componente sotto carico, si è cercato quindi di analizzare i meccanismi di deformazione sotto carico che potrebbero causare le manifestazioni di non-linearità.

Sulla base delle evidenze sperimentali e sulla comprensione delle dinamiche di funzionamento sono stati attenzionati alcuni fenomeni che si è cercato di analizzare tramite strumenti di simulazione statica ponendoci nella condizione in cui il rinvio ad ingranaggi stia trasferendo la coppia nominale a velocità quasi nulla.

3.2.1 Flessione dei perni

I perni delle ruote oziose sono gli elementi che soffrono le maggiori deformazioni. La combinazione delle forze scambiate tra i denti in presa (figura 2.22) costituisce il carico che, trasmesso attraverso i cuscinetti, provoca la deformazione dei perni e delle piastre.

Lo stato di deformazione dei perni non può essere stimato senza considerare la consistente deformabilità dei supporti sulle piastre. Si farà dunque riferimento alla simulazione statica agli elementi finiti eseguita tramite il software ANSYS di una porzione del componente che contiene un singolo perno.



La geometria in esame fa riferimento ad un layout standard per cui il dimensionamento del treno di ruote alla coppia nominale determina una spinta sul perno di circa 10000 N. Il carico è applicato sulle superfici indicate in rosso con distribuzione parabolica in direzione Z, le piastre invece sono vincolate sulle superfici di sezione. Il contatto tra il perno e le piastre è del tipo forzato mentre le due piastre inferiore e superiore sono considerate solidali. La risoluzione del modello così impostato ci permette di avere un'idea su quale sia il meccanismo di deformazione dei perni e delle piastre in prossimità dei supporti. La figura 3.7 a sinistra mostra l'assieme deformato e la mappatura indica la deformazione nella direzione del carico.



Figura 3.7 - Deformazione in direzione Z. Perno standard e piastre simmetriche.

Il fatto che le due piastre siano uguali sulla sezione dei supporti permette al perno di flettersi in modo simmetrico, dunque sulla sezione di mezzeria si presentano gli spostamenti maggiori che dalla parte della spinta ammontano a circa 0.025 mm.

3.2.2 Modifica delle condizioni di contatto

La flessione del perno comporta una distorsione della sua superfice esterna sulla quale rotolano i rullini. Tale distorsione è certamente accompagnata da una modifica dell'impronta di contatto con i rullini e simultaneamente da una variazione nella distribuzione delle pressioni.

Figura 3.8 - Modello per la simulazione delle condizioni di contatto.


Nel caso di flessione simmetrica ci si attende che l'impronta di contatto si modifichi presentando delle zone con larghezza e pressioni maggiori verso gli estremi del rullo. Per simulare questa condizione di è utilizzato un modello in cui il perno e vincolato sulle facce superiore ed inferiore mentre ai rullini e alla ruota (priva di dentatura per alleggerire il calcolo) viene impedito lo spostamento lungo Y. Il carico di 10000 N è applicato sulla faccia esterna della ruota in direzione Z.

Ogni rullino è soggetto a quattro possibili contatti: con il perno, con la ruota e con entrambi i rullini adiacenti. Per limitare la loro mobilità il contatto con la ruota è stato impostato come solidale mentre quello con gli altri rullini privo di attrito e quello con il perno che è oggetto di questa simulazione è stato impostato con coefficiente di attrito pari a 0,15. Nel contatto con il perno si è inoltre previsto uno spostamento relativo tra le superfici per simulare la presenza di un gioco pari a 0,015 mm.



Figura 3.9 - Modifica delle condizioni di contatto tra i rullini ed il perno. Flessione simmetrica.

I risultati di questa simulazione confermano la modifica delle condizioni di contatto rispetto alla situazione teorica nella quale le pressioni di contatto sono omogeneamente distribuite sull'impronta. Questo fenomeno potrebbe essere compatibile con l'incremento non lineare della coppia resistente che si oppone al rotolamento dei corpi volventi. Vi è inoltre la possibilità che il perno si deformi abbastanza da provocare il contatto con i rulli nella posizione diametralmente opposta alla superfice di applicazione del carico, questa eventualità comporterebbe l'esistenza di una quota di coppia resistente non presente ai bassi carichi.

3.2.3 Flessione non simmetrica

La flessione non simmetrica del perno dovuta all'eventuale differente geometria delle piastre o semplicemente ad eventuali errori geometrici di produzione può generare delle impronte di contatto non simmetriche che saranno tali anche dalla parte del contatto con la ruota. La conseguenza è un momento flettente applicato alla ruota che può provocare una variazione della distribuzione del carico trasferito dai denti in presa ma soprattutto una rotazione rigida della ruota.

Si è eseguita una simulazione in cui il perno è stato vincolato ai due estremi in modo diverso così da provocare una flessione non simmetrica.



Figura 3.10 - Flessione non simmetrica del perno

Nella configurazione più semplice le ruote sono separate dalle piastre da un gioco assiale di circa un decimo di millimetro, dunque anche una minima rotazione rigida della ruota può provocare interferenza o comunque spostare il contatto sul diametro di testa dove la stessa forza di contatto genera un momento di attrito maggiore.

Alla spinta delle ruote contro le piastre possono contribuire le eventuali forze assiali generate all'interfaccia di contatto tra i denti in presa e dovute ad errori geometrici di produzione della dentatura. Mentre la flessione non simmetrica del perno può essere causata da un carico applicato in modo non uniforme, questa situazione può verificarsi quando due ruote con larghezza di fascia differente sono accoppiate con sezioni di mezzeria non complanari.



Figura 3.11 - Modifica delle condizioni di contatto tra i rullini ed il perno. Flessione non simmetrica.

In figura 3.11 si può notare l'effetto che la deformazione asimmetrica del perno ha sulle condizioni di contatto con i rullini, l'impronta risulta alterata ed esiste una distribuzione non simmetrica delle pressioni di contatto. Inoltre, in aggiunta alla modifica dell'impronta, un ulteriore effetto riguarda una quota aggiuntiva di coppia resistente generata nel cuscinetto: sui corpi volventi sollecitati in modo asimmetrico può nascere una spinta assiale che preme la testa dei rullini contro la piastra, nella rotazione questo contatto strisciante si trasforma in una ulteriore coppia resistente che si oppone al moto.

Se ne conclude che la deformazione non simmetrica del perno può contribuire in maniera importante all'aumento non-lineare della coppia resistente.

3.2.4 Altre considerazioni



Figura 3.12 - Forze scambiate in condizioni di equilibrio.

In figura 3.12 le frecce in nero rappresentano le forze applicate ad ogni singola ruota mentre, quelle in rosso sono le forze che le ruote esercitano sui perni e, dove presenti, attraverso i cuscinetti alle piastre. Queste ultime sono responsabili della deformazione dei perni e delle piastre stesse, nella direzione del carico tali deformazioni permettono un piccolo spostamento dell'asse di rotazione delle ruote che, in generale, tendono quindi ad allontanarsi tra di loro. Tuttavia una caratteristica delle ruote dentate con profilatura ad evolvente è quella che il loro funzionamento risulta cinematicamente esatto anche se l'interasse di progetto, entro certi limiti, viene variato. Cambia invece leggermente l'angolo di pressione ma ciò non giustifica un'alterazione sensibile delle dinamiche di ingranamento sotto carico. La situazione potrebbe essere differente nel caso in cui la flessione non simmetrica dei perni provochi la rotazione dell'asse di rotazione delle ruote; in questo caso si manifesta innanzitutto l'alterazione della distribuzione del carico sul fianco dei denti in presa che riduce in generale la vita utile delle ruote, inoltre la rotazione relativa tra i fianchi dei denti potrebbe essere tale da creare interferenze durante l'ingranamento che sarebbero accompagnate da fenomeni di attrito e comporterebbero un incremento della coppia resistente.

3.3 Soluzioni tecniche

Al fine di migliorare il comportamento delle teste di rinvio prodotte dall'azienda Miba, sono state avanzate ed analizzate alcune possibili soluzioni tecniche. Si è cercato di assicurare la compatibilità di queste proposte con le possibilità produttive dell'azienda attenzionando anche gli aspetti economici legati al costo delle lavorazioni e dei componenti commerciali.

Nello sviluppo delle soluzioni tecniche si è considerato di primaria importanza la linearizzazione del comportamento sotto carico della trasmissione dentata. A tal proposito dal punto di vista delle oscillazioni di coppia ci si limiterà ed evitare lo strisciamento della dentatura con le piastre mentre per migliorare globalmente il comportamento lineare si è cercata una soluzione che potesse ridurre al minimo gli effetti della deformazione delle impronte di contatto dei rullini e dell'eventuale flessione non simmetrica dei perni.

Inoltre si è vagliata l'opportunità di utilizzare al posto dei rullini un accoppiamento strisciante per mezzo di opportuni cuscinetti radenti prodotti da SKF. L'idea fin da subito si è mostrata valida anche se le condizioni di lavoro sono al limite di quelle accettabili da questo tipo di elementi.

3.3.1 Smusso della dentatura

Le oscillazioni di coppia in fase con il passo angolare della dentatura sono dovute, almeno in parte, allo strisciamento laterale dalla dentatura contro le piastre. Come visto, ad aggravarne gli effetti può aggiungersi la rotazione rigida della ruota



Figura 3.13 - Ruota con smusso sulla dentatura.

in combinazione ad una ridotta tolleranza assiale; in questi casi una semplice soluzione può essere lo smusso della dentatura in maniera tale che il contatto tra la ruota e la piastra avvenga su un diametro al di sotto della dentatura. L'entità della quota assiale dello smusso è da valutare in accordo con la geometria del sistema ma in generale è sufficiente qualche decimo di millimetro così da non alterare troppo la resistenza del dente, la quota radiale invece deve essere sufficiente da superare l'altezza del dente. Se le oscillazioni di potenza dissipata durante l'ingranamento sono abbastanza limitate, magari a seguito di un rodaggio iniziale, questa soluzione potrebbe eliminare le oscillazioni di coppia almeno nel tratto iniziale della curva di carico; Inoltre, spostare il contatto ad un diametro inferiore contribuisce a ridurre la coppia resistente complessiva.

3.3.2 Sistema Perno-Boccola

L'alterazione dell'impronta di contatto tra i rullini e la superfice interna del cuscinetto con lo spostamento delle pressioni verso gli estremi dei rullini, da quanto visto in precedenza, potrebbe provocare un incremento della coppia resistente in accordo anche con gli strisciamenti laterali dovuti all'inclinazione della ruota. Con l'obiettivo di limitare la deformazione dell'impronta di contatto si è pensato all'utilizzo di una boccola che funga da ralla interna per il cuscinetto.



Figura 3.14 - Sistema perno - boccola.

Invece di limitare la flessione del perno si è preferito progettare lo stesso così che deformandosi mantenga il contatto con la boccola soltanto sulla zona centrale, in questo modo la deformazione della boccola sarà poco influenzata dalla flessione del perno. La boccola viene supportata anche dal contatto delle due superfici superiore ed inferiore con le piastre, in questo modo nella deformazione sotto carico la boccola dovrebbe potersi spostare in modo quasi rigido. Come risultato la superfice di contatto con i rullini subirà una deformazione contenuta e l'impronta presenterà le maggiori pressioni nella zona centrale del contatto riducendo il pericolo di provocare la rotazione dell'asse della ruota. Ci si attende in generale un comportamento migliore del cuscinetto.

Il design del perno presenta delle particolarità rispetto alla geometrica standard, ideate per ottimizzare la funzione di supporto alla boccola e limitare i fenomeni di concentrazione di tensione nella zona dei supporti.

Il corpo presenta un leggero barreling il cui scopo è evitare di trasferire la deformazione di flessione del perno alla boccola ma nella zona centrale la superfice che si accoppia per interferenza con la boccola è cilindrica ed ottenuta tramite rettifica.



Figura 3.15 - Geometria del perno.

Nella zona sottostante alla superfice cilindrica che si accoppia con la piastra, anch'essa per interferenza, è presente una superfice di battuta inclinata di 45° rispetto all'asse del perno. La sua funzione è quella di fornire un appoggio al perno deformato senza causare fenomeni di concentrazione di tensione.



Figura 3.16 - Distribuzione delle tensioni equivalenti. Confronto tra il design standard e la nuova geometria.

In figura 3.16 possiamo confrontare la distribuzione delle tensioni equivalenti tra la nuova geometria del perno ed il design standard, entrambi sottoposti alla spinta di 10000N e vincolati su piastre quasi identiche. Nonostante l'incremento della massima tensione sul piano di mezzeria dovuto alla spinta esercitata dalla boccola, che peraltro provoca un sovraccarico di compressione all'interfaccia di contatto, la distribuzione delle tensioni nel perno riprogettato risulta decisamente più omogenea rispetto al perno standard il quale soffre invece delle marcate concentrazioni di tensione in prossimità dello spallamento che ne compromettono la resistenza a fatica.

Nella figura seguente invece si può analizzare nel dettaglio l'interfaccia di contatto tra la boccola ed il perno, lo stato base di compressione generato dall'accoppiamento per interferenza dei due corpi viene alterato durante l'applicazione del carico dalla flessione del perno.



Figura 3.17 - Interfaccia di contatto perno - boccola.

L'altezza della superfice cilindrica di accoppiamento influenza l'effetto della flessione sulla distribuzione delle pressioni di contatto ma anche la deformabilità della boccola sotto carico, il suo valore va ricercato come compromesso tra questi due effetti.

La parte della boccola opposta al carico si muove in maniera pressocché indeformata mentre, come possiamo notare in figura 3.18, la zona di contatto con i rullini è interessata da una leggera flessione nella direzione del carico oltre a lievi fenomeni locali dovuti al singolo contatto con i rullini.



Figura 3.19 - Deformazione in direzione del carico del sistema perno-boccola.

Simultaneamente alla deformazione della boccola avviene la modifica dell'impronta di contatto con i rullini. In questo caso, al contrario della condizione con perno standard, l'impronta di contatto si estende con maggiore uniformità per l'intera altezza utile del rullino mostrando un gradiente di pressione verso la zona centrale del contatto. Questa condizione dovrebbe favorire il corretto funzionamento del cuscinetto anche nelle condizioni di carico nominale.







Figura 3.20 - Sistema perno - boccola completo di rullini e ruota.

Figura 3.18 - Impronta di contatto sui rullini nel sistema riprogettato.

In conclusione, date le migliori condizioni di contatto e la capacità di opporsi all'inclinazione della ruota anche in caso di flessione non simmetrica del perno ci si aspetta che il sistema descritto sia in grado di migliorare complessivamente le prestazioni del cuscinetto e dell'intera testa di rinvio.

3.3.3 Cuscinetti a strisciamento

In combinazione con il sistema perno-boccola, si è presa in considerazione l'idea di utilizzare in sostituzione ai rullini dei particolari cuscinetti radenti in materiale composito prodotti da SKF. L'elevata capacità di carico e la buona resistenza all'usura insieme all'ingombro estremamente ridotto ed al basso costo fanno sì che questi componenti possano costituire una valida alternativa ai cuscinetti volventi in tutte quelle applicazioni in cui la velocità relativa tra corpi è moderatamente limitata.



Figura 3.21 - Cuscinetti radenti SKF in PTFE e POM.

Tra le diverse tipologie di cuscinetti radenti solo quelli in materiale composito sono in grado di sostenere carichi statici e dinamici adatti all'applicazione in esame.

La loro struttura fa in modo che si possa combinare la resistenza meccanica fornita dall'armatura esterna in acciaio con il basso coefficiente di attrito della superficie di strisciamento a base di PTFE (teflon) o POM (resina acetalica). Lo strato intermedio in bronzo allo stagno poroso funge da robusto legante tra le superfici di supporto e di strisciamento e consente, al contempo, una buona dissipazione del calore prodotto durante l'esercizio.



Figura 3.22 - Struttura dei cuscinetti radenti in materiale composito. [11]

I cuscinetti in POM ammettono un carico dinamico maggiore ed hanno una resistenza all'usura nettamente maggiore, soffrono soltanto un range di temperature di utilizzo più ristretto. Le principali caratteristiche delle due tipologie sono riassunte in tabella 3.1.

Characteristics	PTFE composite	POM composite
Composition	Material variant E Steel backing with a layer of sintered tin/bronze; pores filled and covered with a layer (5 to 30 µm) of PTFE with molybdenum disulphide additives	Material variant M Steel backing with a layer of sintered tin/bronze; pores filled and covered with a layer (0,3 mm) of POM
Permissible specific static bearing load (N/mm ²)	250	250
Permissible specific dynamic bearing load (N/mm ²)	80	120
Maximum sliding velocity (m/s)	2	2,5
Operating temperature range (°C)	-200 to +250	-40 to +110 (+130 for short periods)
Coefficient of friction	0,03 to 0,25	0,02 to 0,20
Stick-slip effect	Negligible	Negligible
Wear layer thickness (mm)	0,2	0,3
Lubrication	Not required	Initial lubrication required
Ability to support edge loads (e.g. resulting from misalignment)	Fair	Good

Tabella 3.1 - Caratteristiche principali dei cuscinetti radenti in PTFE e POM. [11]

Al contrario di quelli in PTFE che sono progettati per lavorare anche in assenza di lubrificazione i cuscinetti in POM possiedono degli alveoli sulla superfice di strisciamento atti al contenimento di grasso lubrificante da riempire prima dell'istallazione. Tra le due tipologie i cuscinetti in POM costituiscono senza dubbio la migliore scelta per l'applicazione nelle teste di rinvio in sostituzione dei corpi volventi.

3.3.3.1 Dimensionamento

Capacità di carico e caratteristiche di usura dei cuscinetti a strisciamento sono strettamente legate alle condizioni specifiche della particolare applicazione. Pertanto, nel dimensionamento bisogna tenere conto innanzitutto delle condizioni operative e della vita utile richiesta ma anche dell'affidabilità dei calcoli in relazione allo specifico utilizzo.

Per l'applicazione nelle teste di avvitatura sarà dunque opportuno tenere in conto gli effetti della particolare storia di carico e della deformabilità della superfice di contatto della boccola.

I limiti nel dimensionamento dei cuscinetti radenti sono principalmente:

- Capacità di carico statica e dinamica.
- Massima velocità di strisciamento.
- Generazione di calore e temperatura di esercizio.
- Vita utile richiesta.

Nel nostro caso l'altezza del cuscinetto è limitata dalla dimensione assiale della ruota, di fatto il cuscinetto viene tagliato ad un'altezza leggermente inferiore a quella della ruota per evitare effetti indesiderati al bordo del contatto. Dunque, a parità di altezza, la capacità di carico definisce il limite inferiore del diametro nominale del cuscinetto poiché col diametro aumenta la superfice dell'impronta di contatto e diminuisce la massima pressione, mentre la massima velocità di strisciamento o il limite di ingombro definisce quello superiore. All'interno di questi limiti a restringere ulteriormente le possibili scelte interviene la limitazione del prodotto pv (carico specifico per velocità di strisciamento). Essenzialmente per ragioni legate alla eccessiva produzione di calore, per i cuscinetti radenti è usuale definire su un grafico p-v la zona dei possibili punti di lavoro.

In figura 3.23 si riporta il diagramma p v per i cuscinetti in POM, oltre alla zona centrale di normale funzionamento continuativo vengono definite una zona di transizione tra la condizione dinamica e statica ed una utilizzabile solo nel caso di eccellente rimozione del calore o utilizzo per breve tempo.

Per fare riferimento al diagramma, è necessario valutare le due variabili secondo le formulazioni fornite da SKF. pv operating ranges for POM composite plain bearings p N/mm² 200 120 100 50 20 10 5 2 1 0,5 0,2 0,1 01 0,002 0,001 0,01 0,005 0.5 0.05 0.1 0.2 0.02

Figura 3.23 - Diagramma p-v per cuscinetti in POM. [11]

Il carico specifico si ricava dalla:

$$p = K \frac{F}{c} \tag{3.1}$$

Con

- *p* Carico specifico, N/mm2
- F Carico dinamico radiale applicato al cuscinetto, kN
- C Carico dinamico nominale, kN
- K = fattore di carico specifico, N/mm2
 80 per PTFE e 120 per POM

La velocità di strisciamento, invece, dalla:

$$v = 5.82 \times 10^{-7} d\beta f \tag{3.2}$$

Con

- v Velocità di strisciamento, m/s
- d Diametro nominale della superfice di strisciamento, mm
- f frequenza di oscillazione o velocità di rotazione, rpm
- β semi-angolo di oscillazione, °

In caso di rotazione completa $\beta = 90^{\circ}$

Dunque scelto il tipo di cuscinetto e note le condizioni operative si potrà selezionare un diametro nominale con il quale valutare p e v per verificare che il punto di funzionamento appartenga alla zona di lavoro nel grafico p-v.

Per l'applicazione in esame è generalmente possibile dimensionare il cuscinetto a parità di ingombro in sostituzione dei rullini.



Figura 3.24 - Sistema perno-boccola con cuscinetto radente.

Mantenendo l'ingombro del sistema standard il cuscinetto si trova in condizioni di lavoro variabili al limite del campo di utilizzo. Durante la tipica storia di carico dei sistemi di avvitatura elettrici solitamente si mantiene una velocità elevata (100÷250 rpm) fino al raggiungimento di una percentuale definita della coppia target (30÷50 %) da questo istante si passa al controllo di coppia e mentre il carico continua a crescere fino al valore target la velocità decresce fino ad azzerarsi. Il punto di lavoro in cui avviene il cambio di controllo costituisce il punto critico nel quale si rischia di trovarsi al di fuori della zona di lavoro. Tuttavia, dato che nessuno dei punti di lavoro occupati durante l'operazione di serraggio è del tipo continuativo, non dovrebbe essere un problema purché si rimanga all'interno dei limiti di carico specifico e velocità massimi.

Un'altra condizione da attenzionare riguarda la reale distribuzione delle pressioni di contatto all'interfaccia tra il cuscinetto è la boccola. Anche in questo caso, come per i rullini, la deformazione della superfice di contatto comporta una modifica della distribuzione delle pressioni. È stato simulato il sistema comprensivo di perno, boccola, piastre, ruota e cuscinetto; quest'ultimo è stato modellato come due cilindri cavi coassiali accoppiati, uno di spessore 1,75 mm in acciaio e l'altro di 0,25 mm in teflon. Nonostante il modello non sia esattamente conforme alla reale struttura del cuscinetto l'immagine seguente estratta dai risultati della simulazione ci dà un'idea della distribuzione delle pressioni di contatto sula superfice di strisciamento del cuscinetto radente.



Figura 3.25 - Distribuzione delle pressioni sul cuscinetto radente.

Oltre al normale gradiente in direzione circonferenziale ne esiste uno in direzione assiale dovuto alla deformazione della boccola. In questo modo la zona centrale della boccola essendo maggiormente sollecitata subirà l'usura maggiore in esercizio.

Anche per i cuscinetti radenti la tolleranza diametrale ha un'influenza sulla distribuzione delle pressioni. Solitamente si predispone un gioco molto ristretto dipendente dal tipo di cuscinetti e dalla temperatura di esercizio. L'applicazione di questi cuscinetti radenti nelle teste di avvitatura soddisfa il requisito sulle velocità di strisciamento poiché generalmente non si superano i 200 rpm in fase di avvicinamento mentre in fase di serraggio la velocità decresce fino ad azzerarsi. Questo basterebbe per prendere in considerazione tali componenti, tuttavia l'aspetto che maggiormente li rende interessanti è il loro comportamento sotto carico: il coefficiente d'attrito all'interfaccia di contatto con la boccola è largamente dipendente dalla pressione superficiale, dalla velocità di strisciamento e dalla temperatura, in generale decresce all'aumentare della pressione e varia con la velocità (figura 3.26). Di conseguenza la coppia resistente esercitata sulla singola ruota durante il serraggio cresce in maniera non lineare.

Questo fenomeno potrebbe avere un effetto positivo nel compensare la non-linearità manifestata dalle teste di rinvio prodotte dall'azienda se questa non dipende interamente dal cuscinetto. Tuttavia è complicato cercare di valutare tale effetto a priori poiché il coefficiente d'attrito e la sua variabilità sono influenzati anche dalla rugosità della superficie su cui scorre il cuscinetto, dal grado di contaminazione e dalle condizioni di lubrificazione.



Figura 3.26 - Valori indicativi del coefficiente d'attrito per i diversi punti di lavoro sul diagramma p-v. [11]

Nel nostro caso si prevede un'ottima finitura superficiale della boccola, la lubrificazione con grasso e un basso grado di contaminazione dunque ci si aspetta di registrare i valori minimi del coefficiente d'attrito nelle zone di lavoro mostrate in figura 3.26 ma quantificare i valori è comunque impossibile a priori.

Un altro aspetto positivo è la quasi totale assenza di fenomeni di stick-slip che dovrebbe contribuire a ridurre gli errori del controllo nella fase finale del serraggio. Sono molti i fattori che influenzano la vita di un cuscinetto radente, tra questi i principali sono: carico, velocità di scorrimento, temperatura di esercizio e rugosità superficiale della superficie di scorrimento. In aggiunta, bisogna tener conto anche della modalità di applicazione del carico e della deformazione delle superfici di contatto. Stimare gli effetti di tutti questi fenomeni è complicato, qualsiasi calcolo è pertanto da intendersi solamente indicativo.

La durata di base dei cuscinetti a strisciamento compositi in POM e PTFE può essere calcolata tramite la formulazione suggerita nel manuale SKF relativo a questi componenti:

$$G_h = c_1 c_2 c_3 c_4 c_5 \frac{K_M}{(pv)^n}$$
 (3.3)

Dove:

- G_h Durata base, ore di funzionamento.
- *C*₁ Fattore di carico.
- *C*₂ Fattore di velocità.
- *C*₃ Fattore di temperatura.
- *C*₄ Fattore di rugosità superficiale.
- *C*₅ Fattore per il tipo di carico.
 - 1 per carico fisso (cioè il carico è applicato sempre nella stessa posizione sulla circonferenza del cuscinetto)
 - 1,5 per carico rotante (cioè la zona di applicazione del carico si muove lungo la circonferenza del cuscinetto)
- *K_M* Fattore dipendente dal tipo di cuscinetto.
 480 per cuscinetti in PTFE
 1900 per cuscinetti in POM
- pv Carico specifico sul cuscinetto per velocità di strisciamento $\left[\frac{N}{mm^2} \times \frac{m}{s}\right]$
- n Esponente dipendente dal tipo di cuscinetto
 1 per cuscinetti in PTFE
 1 (pv ≤ 1) o 3 (pv > 1) per cuscinetti in POM

I coefficienti della 3.3 si possono estrarre dai diagrammi in figura 3.27 mentre il prodotto pv fa riferimento alla condizione nominale di lavoro.



Figura 3.27 - Coefficienti per il calcolo della vita utile dei cuscinetti radenti.

Per l'applicazione in esame non è possibile definire un'unica condizione nominale di lavoro dato che durante l'operazione di serraggio il carico varia con continuità così come la velocità dopo esser passati al controllo di coppia.

Volendo comunque stimare una vita utile dei cuscinetti ci si è posti in una condizione conservativa calcolando il prodotto pv con il carico massimo registrato alla fine del serraggio ed il 25 % della velocità relativa alla fase di avvicinamento.

Il calcolo è stato predisposto all'interno del foglio di calcolo mostrato nel secondo capitolo. Sulla base della larghezza di fascia per ogni ruota viene valutato il carico specifico, il valore del prodotto *pv* e la stima della vita utile espressa in cicli (numero di avvitature eseguibili). Nello stesso modulo viene stimata anche la vita utile dei cuscinetti a rulli con il metodo SKF relativo alle gabbie a rulli non a pieno riempimento. Anche questa stima è al ribasso rispetto alle condizioni reali e serve soltanto come valore indicativo.

Larghezze di fascia minime								
B [mm]	8,26	B [mm]	8,80	B [mm]	9,37	B [mm]	9,23	
			Co	ntatto Boccola				
P max [Mpa]	92,40	P max [Mpa]	98,56	P max [Mpa]	104,76	P max [Mpa]	61,41	
R min	12,232	R min	12,253	R min	12,232	R min	7,274	
R ottimo	15,290	R ottimo	15,316	R ottimo	15,290	R ottimo	9,092	
pv	2,378	pv	2,537	pv	2,696	pv	1,581	
Durata cuscinetti a rullini (Cicli)					Minima			
Rulli	811984	Rulli	654912	Rulli	534499	Rulli	3165253	534499
			Durata cuscir	netti a striscian	nento (Cicli			Minima
Boccola	348757	Boccola	326953	Boccola	307601	Boccola	524758	307601

Figura 3.28 - Stima della vita utile del cuscinetto.

Dai calcoli effettuati per diverse configurazioni si nota che la stima della vita utile dei cuscinetti radenti è ragionevolmente minore rispetto a quella dei cuscinetti volventi. Nonostante ciò, considerando che le teste di avvitatura prodotte dall'azienda Miba sono soggette a manutenzione programmata ogni 100000 \div 200000 avvitature, la vita utile dei cuscinetti radenti risulta compatibile con l'applicazione.

Considerata inoltre la facilità di sostituzione ed il basso costo, questa tipologia di cuscinetti costituisce una scelta praticabile in sostituzione dei corpi volventi e potrebbe garantire il miglioramento delle performance delle teste di rinvio dal punto di vista del rendimento e della linearità.

3.3.4 Ralle reggispinta

Un'ultima soluzione presa in considerazione è l'adozione di ralle reggispinta posizionate tra le facce superiore ed inferiore della ruota e le piastre. L'efficacia di questa soluzione è in realtà abbastanza contenuta. Come per i cuscinetti radenti il coefficiente d'attrito è funzione della pressione di contatto esercitata, nell'applicazione in esame le spinte assiali sono esigue di conseguenza si avrebbe un coefficiente d'attrito paragonabile a quello per il contatto acciaio- acciaio.

Tuttavia, in fase di prototipazione si è deciso di predisporre l'utilizzo delle ralle, come si vedrà nel prossimo capitolo, sia per valutare l'effettiva efficacia di questa soluzione che per limitare al minimo gli strisciamenti laterali al fine di caratterizzare al meglio il comportamento dei cuscinetti.

Verranno utilizzate due tipologie differenti di ralle reggispinta, uno in materiale composito prodotte da SKF l'altro interamente in materiale polimerico prodotte da IGUS.



Figura 3.29 - Ralle reggispinta.



Capitolo 4

PROTOTIPAZIONE

Lo studio preliminare delle teste di rinvio e la messa a punto del foglio di calcolo per la progettazione assistita sono confluiti nella realizzazione di un prototipo modulare utilizzato per testare le soluzioni tecniche proposte nel precedente capitolo.



Figura 4.1 - Prototipo 1.

Al fine di valutare l'efficacia delle varie soluzioni tecniche si è pensato di progettare un prototipo in cui sfruttando un unico treno composto da 5 ruote si potessero testare le diverse configurazioni a parità di coppia OUT di serraggio. In questo modo i risultati ottenuti in fase di prova possono essere direttamente confrontati per valutare l'influenza della singola soluzione tecnica.

4.1 Risultati attesi

In generale gli obbiettivi perseguiti da questo studio di ottimizzazione delle teste di rinvio mirano innanzitutto alla riduzione dei problemi legati ai comportamenti non-lineari visti nel capitolo precedente. In particolare ci si aspetta che l'adozione del sistema perno + boccola in accoppiamento ad entrambe le tipologie di cuscinetto sia in grado di linearizzare il comportamento generale della testa di rinvio; per quanto riguarda invece le oscillazioni di coppia, nonostante l'eliminazione degli strisciamenti laterali tra piastra e dentatura che ne costituiscono una possibile causa, si prevede comunque la loro esistenza come conseguenza delle azioni d'attrito all'interfaccia dei denti in presa. Per alcune configurazioni del prototipo ci si aspetta inoltre un miglioramento generale del coefficiente di efficienza.

4.2 Fasi della progettazione

Nella progettazione del prototipo si è deciso di fare riferimento ad una applicazione reale, sono state utilizzate le specifiche di progetto di una testa di rinvio già prodotta dall'azienda ed interessata da una marcata non-linearità.

La testa di riferimento è la *THP383* realizzata per una coppia nominale di serraggio di 40 Nm e caratterizzata dalle quote in millimetri riportate nella figura seguente.



Figura 4.2 - Testa di rinvio THP383.

Considerando dunque degli ingombri paragonabili a questo modello e la stessa coppia nominale di serraggio si è impostata la progettazione del prototipo. A partire dal dimensionamento del treno di ruote dentate si susseguono le fasi di dimensionamento dei cuscinetti con i perni e infine delle piastre.

4.2.1 Dimensionamento della dentatura

Avendo già a disposizione il foglio di calcolo per la progettazione assistita visto al paragrafo 2.4, la prima fase di dimensionamento delle ruote è stata svolta agilmente sfruttando le potenzialità di questo strumento.

Date le specifiche:

- Coppia nominale di serraggio 40 Nm
- Altezza della ruota OUT 11 mm
- Interasse totale minimo 90 mm
- Larghezza massima 36 mm

È stato possibile convergere velocemente a due soluzioni che nel rispetto delle specifiche differiscono per il valore del modulo, una con modulo 1,5 mm e l'altra 1,75 mm. Tra le due si è optato per la soluzione realizzabile in azienda con creatore di modulo 1,5 mm.



Figura 4.3 - Treno di ruote dentate unico per il prototipo. [mm]

Il treno è composto da 5 ruote con rapporto di trasmissione totale unitario, le ruote oziose centrali sono maggiorate ed hanno 16 denti mentre le ruote di ingresso ed uscita hanno 14 denti. Tutte le ruote sono centrate in mezzeria ed hanno lo stesso fattore di spostamento del profilo pari a 0,6 e la stessa correzione dell'addendum di 0,4 mm. Differiscono invece le larghezze di fascia, indicate in figura 4.3, per effetto delle coppie di attrito esistenti su ogni ruota. Come visto al paragrafo 2.4.2, tramite il modulo di stima delle coppie d'attrito è possibile valutare in base al tipo di cuscinetto la minima larghezza di fascia necessaria per garantire un minimo coefficiente di sicurezza per l'intero rinvio. Si è deciso infine di non ricorrere allo smusso sulla dentatura poiché utilizzando le ralle reggispinta si evita già il contatto laterale tra i denti e le piastre.

4.2.2 Dimensionamento dei cuscinetti e scelta dei componenti commerciali

La dimensione assiale dei cuscinetti sulle ruote oziose è definita dalla larghezza di fascia delle ruote stesse, di conseguenza il dimensionamento del singolo cuscinetto riguarda essenzialmente la scelta della dimensione radiale. Definita la dimensione esterna massima, limitata dalla necessità di garantire per ogni ruota un opportuno spessore della corona al di sotto della dentatura, è necessario valutare il diametro del perno che, in accordo con la sollecitazione cui il perno è sottoposto, impone un limite alla dimensione interna minima del cuscinetto. A questo punto si può ragionare su tipologia e dimensionamento del cuscinetto completo, comprensivo di perno e boccola in accordo con la soluzione tecnica adottata.

Il foglio di calcolo per la progettazione assistita ci permette di valutare la spinta che ogni ruota esercita sul perno e/o sulle piastre, nota la spinta è stato possibile simulare diverse configurazioni dell'assieme composto da perno, boccola e piastre.

Le boccole in acciaio utilizzate sono componenti commerciali, nello specifico boccole di foratura DIN179, quelle selezionate hanno diametro interno pari ad 8 mm che corrisponde alla dimensione della parte centrale del perno. Le diverse configurazioni simulate riguardano infatti il layout dei supporti sulle piastre ed il profilo del perno. La configurazione migliore scelta per il prototipo è quella che minimizza i fenomeni di concentrazione delle tensioni sia nell'incastro tra perno e piastra sia all'interfaccia tra perno e boccola.





Figura 4.4 - Perno e boccola assemblati con la piastra inferiore.

Il prototipo è stato pensato per confrontare due tipologie di cuscinetti:

Cuscinetto radente

Da quanto visto al paragrafo 3.3.3, fissata la velocità di avvicinamento tipica del processo di avvitatura, occorre dimensionare il cuscinetto in maniera tale che la pressione specifica all'interfaccia di contatto sia compatibile con i limiti imposti al prodotto *pv*. I cuscinetti radenti utilizzati sono disponibili a catalogo in varie misure, volendo impiegare le boccole in acciaio commerciali è stato possibile verificare poche combinazioni tre le quali si è identificata quella ottimale con diametro esterno della boccola di 12 mm e diametro del foro sulla ruota di 14 mm



oziosa da accoppiare con il sistema perno + boccola.

Cuscinetto volvente

Nella configurazione a pieno riempimento il numero dei rullini è conseguenziale alla scelta del diametro della ralla interna, dunque, dato il diametro del perno il dimensionamento del cuscinetto riguarda la scelta del diametro dei rullini e dello spessore della boccola. Per

il prototipo, volendo mantenere l'ingombro radiale uguale a quello del cuscinetto radente, si è scelto di utilizzare rullini dal diametro di 1,5 mm ed una boccola leggermente più sottile che in questo caso non è più un componente commerciale.



Figura 4.6 - Cuscinetto volvente assemblato.

4.2.3 Modellazione delle piastre

Nell''ultima fase della progettazione occorre dimensionare le piastre che costituiscono l'involucro della testa di rinvio. Per il prototipo si è deciso di progettare due diverse coppie di piastre con l'intento di testare alcune ulteriori soluzioni tecniche; entrambe le piastre supportano allo stesso modo la ruota di ingresso, tramite due cuscinetti a rulli posizionati secondo un layout classico per questa applicazione, sono inoltre in grado di ospitare entrambe le tipologie di cuscinetto sulle ruote oziose mentre differiscono per il supporto offerto alla ruota di uscita.

Piastre sottili

Costituiscono il caso più realistico in cui le piastre sono dimensionate in maniera da ridurre al minimo gli ingombri. Con questo design i perni delle ruote oziose subiscono deformazioni sensibili dovute alla cedevolezza dei supporti sulle piastre, inoltre per la ruota di uscita non esiste la possibilità di utilizzare dei cuscinetti così questa viene supportata dal contatto acciaio – acciaio direttamente con la piastra. A tal proposito l'unica soluzione, ripresa peraltro dalle teste di rinvio commerciali, è la realizzazione di un'asola che permette una lieve lubrificazione del collare di strisciamento. Un ulteriore accorgimento è stata una leggerissima riduzione, 5 centesimi di millimetro, delle interassi nominali al fine di limitare i giochi sulla dentatura.



Figura 4.7 - Piastre sottili.

Piastre grosse

Oltre al caso realistico si è pensato predisporre l'utilizzo di un set di piastre dalle dimensioni maggiorate il cui intento è principalmente quello di ridurre al minimo le deformazioni dei perni e strisciamenti, così da poter confrontare in maniera più rigorosa i due tipi di cuscinetti, e permettere inoltre l'utilizzo di un doppio cuscinetto radente per sostenere la rotazione della ruota di uscita.



Figura 4.8 - Piastre grosse. Particolare del cuscinetto radente sulla ruota di uscita.

Per entrambe le piastre è stato predisposto l'utilizzo delle ralle reggispinta, polimeriche sulle piastre sottili e composite su quelle grosse.

Figura 4.9 - Ralle reggispinta.



4.3 Produzione e montaggio

Tutti i componenti metallici non commerciali sono stati realizzati in acciaio 18NiCrMo5, questo acciaio debolmente legato possiede ottime proprietà meccaniche ed è adatto a trattamenti superficiali di cementazione. Con l'acciaio allo stato ricotto tutti i componenti sono stati realizzati con processi di asportazione di truciolo e successivamente sottoposti ai trattamenti di tempra e cementazione.

La profondità di cementazione è stata fissata pari a 0,3 mm per tutti i componenti, date le dimensioni molto ridotte dei denti delle ruote e di qualche collare sulle piastre questa profondità assicura una buona durezza superficiale senza alterare troppo la resistenza meccanica. Il trattamento di cementazione è necessario per assicurare la resistenza all'usura delle parti in contatto inoltre l'incremento di durezza superficiale (valore richiesto 58 HRC) ha lievi effetti positivi sul comportamento a fatica dei componenti. L'acciaio utilizzato ha tensione di snervamento pari a circa 850 MPa mentre il limite di fatica è pari a circa 470 MPa. Nel dimensionare i perni ci si è spinti ad ammettere una tensione principale massima leggermente superiore al limite di fatica in ragione degli effetti migliorativi di resistenza dovuti alla cementazione; inoltre il punto più sollecitato appartiene alla superfice del perno che si accoppia per interferenza con la boccola, di conseguenza lo stato di compressione superficiale dovrebbe diminuire il rischio che si propaghino pericolose cricche da questa superfice.

In fase di progettazione tutte le quote funzionali sono state definite insieme all'opportuna tolleranza dimensionale, giochi ed interferenze sono stati definiti e verificati con attenzione per garantire il corretto assemblaggio dei componenti e la mobilità delle parti in movimento.

4.3.1 Configurazioni del prototipo

Come accennato, il prototipo è stato progettato per poter essere assemblato in diverse configurazioni. La realizzazione di componenti alternativi quali il doppio set di piastre e le due tipologie di cuscinetto ci permettono di ottenere quattro diverse combinazioni e cioè quattro diverse configurazioni del prototipo. L'obiettivo principale è quello di verificare il corretto funzionamento delle soluzioni tecniche e inoltre confrontando i risultati ottenuti per le diverse configurazioni valutare l'influenza del tipo di cuscinetto e del tipo di piastra.

	Piastre	Cuscinetti	Cuscinetto	
	1 145010	ruote oziose	Ruota OUT	
Prototipo 1	Sottili	Radenti	No	
Prototipo 2	Grosse	Volventi	Radente	
Prototipo 3	Sottili	Volventi	No	
Prototipo 4	Grosse	Radenti	Radente	

Le configurazioni sono state così definite:

Tabella 4.1 - Configurazioni del prototipo.



Figura 4.10 - Sezione trasversale, vista superiore e sezione longitudinale delle quattro configurazioni del prototipo.

Capitolo 5

RISULTATI SPERIMENTALI

Il lavoro svolto nella fase di sperimentazione ha riguardato l'esecuzione di alcune prove al banco delle diverse configurazioni del prototipo. Lo scopo delle prove è stato quello di verificare il corretto funzionamento del componente in relazione alle nuove soluzioni tecniche introdotte, nonché la valutazione delle prestazioni per ognuna della quattro configurazioni.

Tramite la strumentazione del banco prove è stato possibile ricavare i grafici della coppia richiesta in ingresso alla testa di rinvio in funzione dell'angolo di rotazione, relativi all'operazione di serraggio sul giunto elastico. L'esecuzione di prove ripetute per le diverse configurazioni e diversi valori di coppia target ha permesso la costruzione di grafici di linearità ed in generale ha fornito le informazioni necessarie per elaborare le dovute valutazioni.

Infine sono state eseguite nei laboratori del Politecnico delle misurazioni dei profili dei denti per mezzo di un profilometro da banco che hanno evidenziato un errore di taglio sulle ruote prodotte dalla Miba, dunque i problemi di ingranamento che ne scaturiscono possono giustificare le oscillazioni di coppia che continuano ad esistere sui grafici relativi al prototipo.

5.1 Sperimentazione al banco prove

5.1.1 Il banco prove

Il banco prove è costituito da un mandrino dotato di motore elettrico, i trasduttori che retroazionano i segnali di coppia e angolo di rotazione all'unità di controllo sono: un trasduttore di coppia diretto ed un resolver, entrambi montati in linea con il motore e posizionati rispettivamente a valle e a monte di un riduttore epicicloidale. La testa di rinvio in prova è bloccata a telaio tramite una piastra di supporto. A valle del rinvio viene montato tra la ruota di uscita ed il giunto elastico un trasduttore di coppia secondario dotato del proprio sistema di condizionamento e visualizzazione.



- 1. Unità di controllo.
- 2. Mandrino (Motore).
- 3. Resolver.
- 4. Trasduttore di coppia primario.
- 5. Piastra di supporto.
- 6. Testa di rinvio (Prototipo).
- 7. Trasduttore di coppia secondario.
- 8. Giunto elastico.
- 9. Centralina di gestione trasduttore secondario

Figura 5.1 - Schema del banco prove.

L'operatore può impostare i valori di set tramite un'opportuna interfaccia grafica sul computer da banco o direttamente dall'interfaccia dell'unità di controllo, in entrambi i casi è possibile visualizzare la curva di carico coppia-angolo per ogni avvitatura eseguita.

Il sistema di controllo lavora con i soli trasduttori primari, l'introduzione del componente di rinvio disaccoppia l'operazione di controllo da quella di serraggio del giunto dunque per caratterizzare il comportamento della testa di rinvio è necessario conoscere il valore della coppia effettivamente trasferita al giunto che viene letta dal trasduttore secondario.

5.1.2 Attività preliminari

Una volta montato il prototipo, nella sua prima configurazione, è stato necessario eseguire un rodaggio iniziale del treno di ruote dentate. In questa fase il giunto elastico è stato sostituito da una frizione pneumatica e sono stati eseguiti 2000 cicli di avvitatura alla coppia target pari al 50% di quella nominale cioè 20 Nm.

Dopo il rodaggio per ognuna delle quattro configurazioni sono state eseguite delle prove ripetute con diversi valori di coppia target a coprire il campo di utilizzo dal 20% al 100% della coppia nominale. Per coppia nominale bisogna intendere la coppia OUT che è quella trasferita al giunto, poiché quella in ingresso richiesta all'avvitatore è funzione delle azioni di attrito generate all'interno della testa di rinvio.

Così per ogni configurazione sono state eseguite cinque avvitature per ognuno dei valori di coppia OUT definiti come una percentuale della coppia nominale, più precisamente i valori di coppia per le varie prove sono stati fissati come 20/35/50/75/90/100% della coppia nominale (40 Nm). Per ogni configurazione le azioni d'attrito differiscono perché diversi sono i componenti interni, dunque per ottenere la stessa coppia OUT ogni configurazione necessità di una coppia IN diversa.

Il sistema di avvitatura è in grado di operare il controllo soltanto sulla coppia IN essendo la testa di rinvio al di fuori dell'anello di retroazione. Cioè il valore di set che l'operatore deve inserire prima di eseguire la prova è il valore della coppia IN.

Allora prima di passare alla fase di esecuzione delle prove è stato necessario, utilizzando nuovamente il foglio di calcolo per la progettazione assistita ricavare per ogni valore di coppia OUT per ogni configurazione la corrispondente stima del valore di coppia IN.

In tabella 5.1 sono riportati i risultati di questa operazione che, peraltro, costituiscono una previsione del comportamento del prototipo nelle sue quattro configurazioni.

Proto	_1_PREVISIONE	Coppia IN	Coppia OUT	Coefficie nte di perdita
e	20	15,70	8	0,51
lanin	35	25,40	14,00	0,55
Norr	50	34,20	20,00	0,58
OUT	75	50,50	30,00	0,59
U V	90	59,20	36,00	0,61
<u>,</u>	100	64,00	40,00	0,63

Proto_3_PREVISIONE		Coppia IN	Coppia OUT	Coefficie nte di perdita
e	20	11,40	8	0,70
nina	35	20,40	14,00	0,69
Non	50	29,70	20,00	0,67
Ŋ	75	46,00	30,00	0,65
υ ^ι	90	56,40	36,00	0,64
%	100	63,40	40,00	0,63

Proto	o_2_PREVISIONE	Coppia IN	Coppia OUT	Coefficie nte di perdita
e	20	10,40	8	0,77
ning	35	18,50	14,00	0,76
Nor	50	26,80	20,00	0,75
J.	75	41,30	30,00	0,73
υ	90	50,30	36,00	0,72
%	100	56,50	40,00	0,71

Prote	p_4_PREVISIONE	Coppia IN	Coppia OUT	Coefficien te di perdita
lle	20	14,70	8	0,54
nina	35	23,00	14,00	0,61
Nor	50	30,20	20,00	0,66
DUT	75	44,00	30,00	0,68
J J	90	50,80	36,00	0,71
5	100	54,20	40,00	0,74

Tabella 5.1 - Valori di set della coppia IN.



La stima, che riguarda anche il coefficiente di efficienza, ci permette di costruire i grafici di linearità mostrati in figura 5.2

Figura 5.2 - Grafici di linearità previsti.

Un'ulteriore operazione preventiva riguarda l'acquisizione della curva coppia-angolo relativa all'avvitatura eseguita direttamente sul giunto elastico senza testa di rinvio.



Figura 5.3 - Curva di carico giunto elastico.

Il giunto elastico, che in teoria dovrebbe garantire una curva di carico pressocché lineare, nella realtà mostra un certo scostamento dalla linearità. Se pure minimo questo fenomeno causa una certa inesattezza nella caratterizzazione del componente, tuttavia questi effetti saranno trascurati.

5.2 Esecuzione delle prove e valutazione dei risultati.

5.2.1 Grafici di linearità

A questo punto è stato possibile eseguire le avvitature di prova utilizzando i valori di coppia IN stimati preventivamente come valori di set del sistema di controllo. Il sistema di avvitatura lavora in controllo di coppia con velocità di avanzamento pari a 10 rpm.

Per ogni avvitatura eseguita il sistema commette un piccolo errore sulla coppia fornita in ingresso alla testa di rinvio, la coppia misurata in uscita è anch'essa disturbata da un piccolo errore sulla lettura e dai disturbi attribuibili alla testa di rinvio stessa. Così per ogni valore di coppia target e per ognuna delle configurazioni viene mostrato in tabella 5.2 il valore medio, su cinque avvitature di prova, della coppia IN, coppia OUT, e del coefficiente di efficienza.

Pro	oto_1	Coppia IN controllo	Coppia OUT misura	Coefficiente di efficienza medio
lar	27,40	15,70	10,96	0,70
, i	46,78	25,40	18,71	0,73
2 N	56,76	34,20	22,70	0,66
5	75,95	50,50	30,38	0,60
	83,44	59,20	33,38	0,57
%	96,51	64,00	38,60	0,60
Pro	oto_2	Coppia IN controllo	Coppia OUT misura	Coefficiente di efficienza medio
lar	19,56	10,40	7,83	0,75
, in the second	35,35	18,50	14,14	0,76
No N	51,88	26,80	20,75	0,77
5	78,11	41,30	31,24	0,75
	93,87	50,30	37,55	0,74
%	98,67	52,00	39,47	0,76
Pro	oto_3	Coppia IN controllo	Coppia OUT misura	Coefficiente di efficienza medio
nalo	17,40	11,40	6,96	0,61
ju i	33,13	20,40	13,25	0,65
Z	46,66	29,70	18,66	0,63
L L	77,83	46,00	31,13	0,68
U U	90,38	56,40	36,15	0,64
%	99,09	63,40	39,63	0,62

Pro	oto_4	Coppia IN controllo	Coppia OUT misura	Coefficiente di efficienza medio
lan	27,43	14,70	10,97	0,74
, u	42,59	23,00	17,04	0,74
No	52,60	30,20	21,04	0,69
UT	80,16	44,00	32,06	0,73
	94,68	50,80	37,87	0,74
) %	96,73	54,20	38,69	0,71

Tabella 5.2 - Tabella di sintesi dei risultati sperimentali.

A primo sguardo, l'aspetto che si nota subito riguarda la sostanziale differenza di efficienza tra le configurazioni 1 e 3 e le 2 e 4: le prime utilizzano piastre sottili mentre le seconde quelle grosse in cui il contatto strisciante sull'ultima ruota è affidato a due cuscinetti radenti che garantiscono una minore coppia resistente e dunque un coefficiente di efficienza complessivamente maggiore.



Figura 5.4 - Cuscinetto radente in fibra di carbonio avvolta.

Questo risultato già previsto suggerisce una possibile strada da seguire nell'ottica dei miglioramenti al prodotto da commercializzare.

I cuscinetti radenti testati con il prototipo richiedono un'altezza incompatibile con le applicazioni classiche ma un'altra categoria di cuscinetti radenti prodotti da SKF in materiale composito con fibre di carbonio avvolte potrebbe risultare utilizzabile a parità di altezza delle piastre sottili.

Per semplificare l'analisi dei risultati anche in questo caso è possibile costruire i grafici di linearità i quali possono darci un'idea di come il coefficiente di efficienza vari con la coppia target all'interno del campo di utilizzo del prototipo. La figura 5.5 riporta i grafici di linearità per le quattro configurazioni.

Con riferimento al confronto tra le configurazioni 2 e 4, l'utilizzo delle piastre grosse è servito a caratterizzare i due tipi di cuscinetti limitando l'influenza delle deformazioni dei perni. La configurazione numero 2 che utilizza i cuscinetti a rullini sulle ruote oziose, costituisce la soluzione in assoluto con il migliore coefficiente di efficienza, valori oltre 0,75 in tutto il campo di utilizzo sono maggiori rispetto a quelli delle teste di rinvio commerciali paragonabili. La configurazione 4, invece, utilizza i cuscinetti radenti sulle ruote oziose, nonostante un coefficiente di efficienza leggermente minore (circa 0,7), i risultati ottenuti dimostrano la validità di questa soluzione. La configurazione 1, che utilizza gli stessi cuscinetti sulle piastre sottili, mostra, invece, un'evidente diminuzione dell'efficienza all'aumentare del carico; questo risultato tuttavia è da considerare con cautela poiché ci si è accorti che le configurazioni 1 e 3 sono interessate da un problema di ingranamento che ha alterato certamente i risultati ma del quale si discuterà nel dettaglio più avanti.



Figura 5.5 - Grafici di linearità prototipo.

In figura 5.5 si nota subito come entrambe le configurazioni con piastre grosse mostrino un'ottima linearità, il coefficiente di efficienza oscilla molto poco e si mantiene su valori alti. Una buona linearità si ritrova anche con la configurazione 3 a dimostrare il corretto funzionamento del sistema perno + boccola con valore del coefficiente di efficienza (circa 0.65) leggermente inferiore rispetto alle teste commerciali paragonabili.

5.2.2 Curve di carico

Per approfondire ulteriormente l'analisi del comportamento sotto carico del prototipo modulare occorre prendere in esame i grafici di carico, cioè le curve coppia-angolo di rotazione. Al fine di evidenziare i fenomeni di non-linearità globale sono stati costruiti dei grafici in cui per ogni configurazione vengono sovrapposte le curve di carico relative a più avvitature eseguite con livelli di coppia target differente.

Per ogni avvitatura la strumentazione del banco prove ci permette di acquisire la coppia erogata dall'avvitatore elettrico e l'angolo di rotazione compiuto dalla ruota di ingresso, la risoluzione dell'encoder è pari a 0.25° ma il dato viene fornito in media mobile ogni grado.

Normalmente sarebbe corretto sovrapporre le curve di carico centrandole sulle ascisse con l'origine elastica, tuttavia, le curve in esame risultano ancora disturbate da oscillazioni di coppia dovute a fenomeni inerenti all'ingranamento dunque si è ritenuto più corretto centrare le curve mantenendo in fase le oscillazioni di coppia. In ogni grafico è presente una curva tratteggiata indicativa della coppia trasmessa in uscita al giunto elastico.

In questi grafici si nota l'effetto delle coppie resistenti che variano in funzione della coppia target. In particolare sul grafico relativo alla configurazione 1 tale effetto è particolarmente evidente, mentre per le configurazioni 2 e 4 con piastre grosse le curve di carico risultano quasi sovrapposte, indice di un comportamento lineare.



Proto 1



La configurazione 3 è quella più vicina ad un prodotto commerciale, piastre sottili e cuscinetti a rullini sono gli elementi utilizzati comunemente, le soluzioni tecniche adottate contribuiscono alla linearizzazione del comportamento ma i problemi di ingranamento riscontrati, e visibili nella prima parte della curva di carico influenzano, anche in questo caso alterano le valutazioni sulle prestazioni del prototipo.



Figura 5.6 - Curve di carico.

Nel caso in cui si fosse riusciti ad eliminare le oscillazioni di coppia sarebbe stato semplice valutare l'efficacia delle soluzioni tecniche. Tuttavia si può comunque dire che l'utilità del sistema perno + boccola sembrerebbe essere confermata anche nel caso di piastre sottili e che i cuscinetti redenti posso sostituire senza problemi quelli volventi. A tal proposito le configurazioni 2 e 4 mostrano una buna capacità da parte dei cuscinetti radenti di regolarizzare il moto; sembrerebbe che gli unici disturbi siano attribuibili solamente ai problemi di ingranamento, i picchi sono bene distinguibili ed esattamente distanziati della stessa quantità.

5.3 Problemi di ingranamento.

Tutte le curve di carico acquisite sono interessate dalle stesse oscillazioni di coppia viste in fase di studio sulle teste prodotte dall'azienda Miba, nonostante l'adozione di un design che impedisce il contatto laterale della dentatura contro le piastre. Si è allora avanzata l'ipotesi che potesse esistere qualche errore geometrico nella realizzazione della dentatura che, a prescindere dalla finitura non eccellente delle ruote, causasse problemi di ingranamento e, come conseguenza, le oscillazioni di coppia.
Ad avvalorare tale ipotesi le configurazioni con piastre sottili, in cui si è deciso di ridurre i giochi tramite la riduzione dell'interasse, presentano un settore angolare in cui gli ingranaggi faticano a ruotare anche in assenza di carico.

Si è allora deciso di verificare la geometria della dentatura, le misurazioni eseguite nei laboratori del politecnico utilizzando un profilometro da banco sono servite a evidenziare un difetto sistematico presente sulla dentatura delle ruote prodotte dall'azienda Miba. Sui denti misurati si è registrato un profilo vistosamente differente tra il fianco destro e sinistro, quest'ultimo differente dal profilo teorico. Tale scostamento della geometria teorica se pur misurabile in centesimi di millimetro ed invisibile ad occhio nudo può essere la causa dei disturbi registrati sulla curva di carico, soprattutto nel caso in cui l'errore comporti una certa interferenza nel moto.



Figura 5.7 - Confronto tra i profili teorico e reale.

La misurazione restituisce un disegno bidimensionale in scala 1:1 del profilo in cui l'unico riferimento è la circonferenza di testa. Accostando il profilo reale e quello teorico sulla circonferenza di lavoro si può valutare la differenza tra i due profili.

In figura 5.7, che mostra la sovrapposizione dei profili, è possibile notare che il profilo destro non si discosta molto dal profilo teorico (in rosso) mentre sul fianco sinistro le differenze sono più marcate. In particolare esistono due zone, una in testa al dente ed una al di sotto della circonferenza di lavoro in cui il profilo reale evidenzia del *sovrametallo* rispetto al profilo teorico. Questa condizione può causare, sia in fase di accesso che di recesso, delle condizioni di interferenza durante l'ingranamento che con ogni probabilità sono colpevoli dei sovraccarichi registrati sulle curve di carico.

Si crede che la causa del difetto di taglio sia da ricercare in un disallineamento degli assi sulla macchina utensile, se l'asse del creatore differisce minimamente da quello cinematicamente corretto nell'ingranamento teorico con la ruota in lavorazione può nascere un errore compatibile con le misurazioni eseguite. La calibrazione della macchina utensile potrebbe bastare ad eliminare questo problema, in alternativa la rettifica di forma della dentatura, se economicamente sostenibile, potrebbe correggere i profili e migliorare complessivamente le dinamiche di ingranamento.

CONCLUSIONI

Indipendentemente dalla strategia di serraggio che, in generale, ha un peso notevole sui risultati del processo di avvitatura, si può affermare che le incertezze relative ai meccanismi di generazione del precarico e quelle proprie dei sistemi di avvitatura concorrono entrambe alla distribuzione statistica del valore di precarico raggiunto.

In aggiunta, quando nasce la necessità di utilizzare un componente di rinvio del moto occorre valutare gli effetti che questo ha sulle prestazioni del sistema di avvitatura. Le teste di rinvio hanno prestazioni non paragonabili ad un normale rinvio ad ingranaggi, in generale le prestazioni di questi componenti sono condizionate dalla necessità di garantire un'elevata capacità di carico a fronte di ingombri estremamente ridotti.

Nella prima fase di studio sono state riscontrate alcune problematiche che riguardano essenzialmente l'attitudine delle teste di rinvio ad un comportamento non lineare. Da una parte il coefficiente di efficienza, definito come il rapporto tra la coppia esercitata sul bullone e quella richiesta all'avvitatore, risulta variabile all'interno del campo di utilizzo in funzione della coppia di set; dall'altra le curve di carico coppia-angolo presentano delle non linearità locali che provocano evidenti errori nel processo di avvitatura.

L'analisi agli elementi finiti delle condizioni che, sotto carico, interessano gli elementi componenti le teste di rinvio è servita a sviluppare alcune soluzioni tecniche, utili alla linearizzazione del comportamento globale, come il sistema perno-boccola che permette di mantenere le condizioni ottimali di contatto anche sotto carico e garantisce, in generale, il migliore funzionamento dei cuscinetti sulle ruote oziose.

Invece, lo sviluppo di un foglio di calcolo per la progettazione assistita è stato utile sia per la prima fase di studio ma soprattutto per la progettazione preliminare del prototipo modulare utilizzato per testare le nuove soluzioni tecniche. Nella fase di sperimentazione al banco sono state eseguite alcune prove di avvitatura su giunto elastico che hanno mostrato il corretto funzionamento della testa di rinvio nelle sue quattro configurazioni.

Alcune configurazioni più di altre hanno mostrato un miglioramento globale della linearità ed hanno confermato la validità delle soluzioni tecniche e l'applicabilità dei cuscinetti radenti. Tuttavia, la persistenza delle oscillazioni di coppia sulla curva di carico ha suggerito l'esistenza di un problema di ingranamento. Dunque la rilevazione dei profili dente delle ruote prodotte ed utilizzate per il prototipo ha confermato l'esistenza di un errore sistematico di taglio che con ogni probabilità è la causa dei disturbi sulla curva di carico.

I futuri sviluppi di questo lavoro di tesi, riguardano principalmente il foglio di calcolo che potrebbe essere ulteriormente affinato ed ampliato.

BIBLIOGRAFIA

- R.C. Juvinall, K.M. Marshek, *Fundamentals of machine component design 6/ed*, John Wiley & Sons, 2017.
- [2] R.G. Budynas, J.K. Nisbett, Shigley-Progetto e costruzione di macchine 2/ed, McGraw-Hill, 2009.
- [3] ECSS-E-HB-32-23A, Space Engineering -Threaded fasteners handbook, ECSS Secretariat ESA-ESTEC, Requirements & Standards Division, Noordwijk, The Netherlands, 2010.
- [4] Ralph S. Shoberg, Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis, RS Tchnologies, a Division of PCB Load & Torque Inc., Farmington Hills, MI, USA.
- [5] BS ISO 5393:2017, Rotary tools for threaded fasteners Performance test method, The British Standards Institution, BSI Standards Limited, 2017.
- [6] Atlas Copco, Calibration and testing of tightening systems pocket guide. Atlas Copco, Pocket guide to tightening technique atlascopco.com/en-uk/itba/about-industrialtechnique/brochures-andcatalogs/pocket-guides
- [7] R. Monastero, Appunti per il corso di Elementi di meccanica teorica ed applicata.
- [8] A.Gugliotta, G. Belingardi, Appunti per il corso di Costruzione di macchine.
- [9] G.Curti, Costruzione di macchine. Le ruote dentate.
- [10] Tedric A. Harris, Michael N. Kotzalas, *Essential Concepts of Bearing Technology*, Taylor & Francis Group, 2006, London, UK.
- [11] SKF composite plain bearings, SKF.com, SKF Group, 2012.