

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO

Dipartimento di Ingegneria Industriale - DIN

CORSO DI LAUREA

Ingegneria Meccanica LM

TESI DI LAUREA

In

Tecnologia Meccanica E Sistemi Di Lavorazione T

***Progettazione di utensili stozzatori e skiving con l'ausilio di
software 3D finalizzata al calcolo delle forze di taglio***

CANDIDATO

Veronica Ripamonti

RELATORE:

Chiar.mo Prof.re Alessandro Fortunato

CORRELATORI:

Prof.re Luca Tomesani

Prof.re Lorenzo Donati

Ing. Carlo Iurisci – Responsabile Tecnico

Teodoro Ceglia – CEO Samputensili Cutting Tools s.r.l.

Anno Accademico 2017/2018

Sessione II

INDICE

Introduzione	1
1 Teoria degli ingranaggi	3
1.1 Generalità e definizioni.....	3
1.2 Forma dei denti e dentatura dritta	4
1.3 Dentatura elicoidale	10
1.3.1 Definizione dell'elica	10
1.3.2 Dentatura	11
2 Processo tecnologico di taglio	15
2.1 Coltello stozzatore	15
2.2 Coltello skiving.....	16
3 Software 3D di simulazione cinematica inversa: determinazione del profilo dell'utensile	19
3.1 Definizione di un ingranaggio cilindrico	20
3.1.1 Parametri indiretti.....	21
3.1.2 Disegno del profilo dell'ingranaggio.....	26
3.2 Definizione della parte utensile	33
3.3 Definizione dell'assieme.....	36
3.4 Parametri di simulazione	37
3.5 Simulazione	38
3.6 Validazione del software	38
3.6.1 Simulazione 1	39
3.6.2 Simulazione 2	41
3.6.3 Simulazione 3	44
3.6.4 Simulazione 4	46
3.6.5 Simulazione 5	49
3.7 Osservazioni.....	52
4 Stato dell'arte sulle simulazioni di processo per il taglio delle ruote dentate..	55
4.1 Usura.....	66
4.2 Attrito.....	81
5 Valutazione operativa per implementare un modellatore FEM al fine di simulare il processo di taglio di ingranaggi	91

6 Conclusioni.....	95
Bibliografia.....	97

INTRODUZIONE

L'attività di tesi è volta allo studio e all'ideazione di un software di simulazione di processo riguardante la dentatura di ingranaggi. Si presta particolare attenzione al taglio con coltello stozzatore e con coltello *skiving*, di ingranaggi cilindrici.

L'interesse nei confronti di questo processo nasce dall'attività di tirocinio svolta presso SAMP S.p.A, azienda di Bentivoglio, durante il quale è stato sviluppato un codice (*Visual Studio*) in grado di realizzare, tramite *Autodesk Inventor*, una simulazione cinematica inversa per ottenere il profilo dell'utensile.

L'obiettivo di questa tesi è quello di assecondare le esigenze dell'azienda e fornire le basi per lo sviluppo futuro di un programma di simulazione cinematica e fisica del processo.

Si distinguono tre parti principali che si articolano in sei capitoli: la prima riguardante un'introduzione sulla teoria degli ingranaggi, in particolare cilindrici, e sul processo di taglio con coltello stozzatore e *skiving*; la seconda volta alla descrizione del software di simulazione cinematica inversa realizzato, e un'analisi della fase di validazione, articolata in cinque simulazioni; la terza parte riguarda la fase di ricerca bibliografica concentrata sulle simulazioni agli elementi finiti per i processi di taglio e sull'implementazione di modelli per stimare l'usura dell'utensile e l'attrito. Questa ultima parte termina con una proposta operativa che pone le basi per uno sviluppo futuro di un software di simulazione FEM.

1 TEORIA DEGLI INGRANAGGI

1.1 GENERALITÀ E DEFINIZIONI

Un ingranaggio è un organo che assicura il collegamento tra due alberi, trasmettendo il moto di rotazione di uno dei due alberi all'altro con un rapporto tra le velocità angolari costante.

Gli ingranaggi possono essere paralleli, concorrenti o sghembi a seconda della posizione relativa degli assi. In questo documento si farà riferimento soprattutto agli ingranaggi paralleli.

Questi possono essere interni o esterni (Figura 1, Figura 2) a seconda che le circonferenze primitive siano posizionate su semipiani opposti oppure sullo stesso semipiano, rispetto alla retta tangente alle circonferenze primitive, nel punto di contatto.

Per definire una coppia di ingranaggi paralleli si parte dalla costruzione di due ruote di frizione che rotolano senza strisciare: le due pulegge hanno pertanto medesima velocità tangenziale da cui la relazione:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

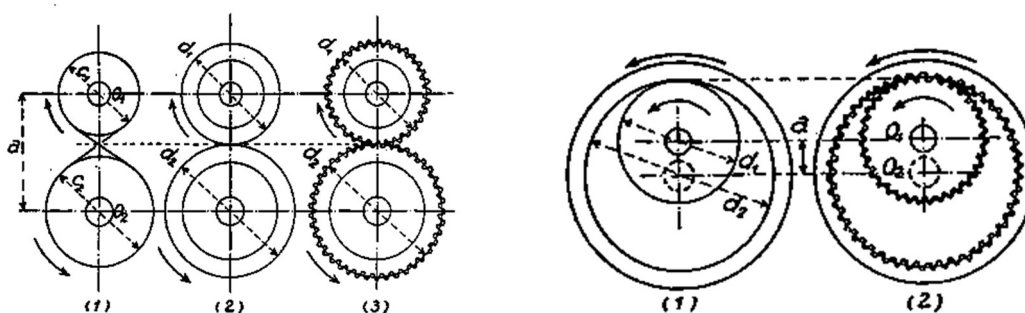


Figura 1- (1) pulegge con cinghia incrociata; (2) ruote di frizione; (3) ingranaggio parallelo esterno [1].
Figura 2- (1) ruote di frizione; (2) ingranaggio parallelo interno [1].

Il passaggio da ruote di frizione a ruote dentate avviene per scongiurare fenomeni di strisciamento e quindi assicurare un rapporto costante tra le velocità angolari. Nelle ruote

dentate i cerchi primitivi sono i cerchi di diametro d_1 e d_2 , derivanti dalle ruote di frizione, che rotolano senza strisciare rispettando la relazione (1) e che presentano interasse $a = d_1 + d_2$.

Qualora l'ingranaggio parallelo fosse interno, cambia la definizione di interasse: $a = d_2 - d_1$.

Si definisce, per convenzione, pignone l'organo con minor numero di denti, associato al pedice 1 e ruota quello con maggior numero di denti, associato al pedice 2.

Il passo rappresenta la distanza costante misurata tra i denti, alla periferia:

$$p = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{\pi d_2}{z_2}$$

in cui z_1 e z_2 sono rispettivamente il numero di denti di pignone e ruota.

Inserendo tale definizione nella relazione (1) si ottiene la seguente relazione:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (2)$$

Il modulo è il rapporto tra il passo e il numero π : $m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$.

Il rapporto di ingranaggio, invece, rappresenta il rapporto tra il numero di denti della ruota e del pignone: $u = \frac{z_2}{z_1} > 1$.

1.2 FORMA DEI DENTI E DENTATURA DRITTA

Esistono tre principali forme di dentatura per un organo cilindrico (Figura 3):

1. Dritta
2. Elicoidale
3. Bieloidale

Nel primo caso i denti sono paralleli all'asse, nel secondo i denti si avvolgono secondo delle eliche mentre nel terzo caso si distinguono due parti elicoidali opposte.

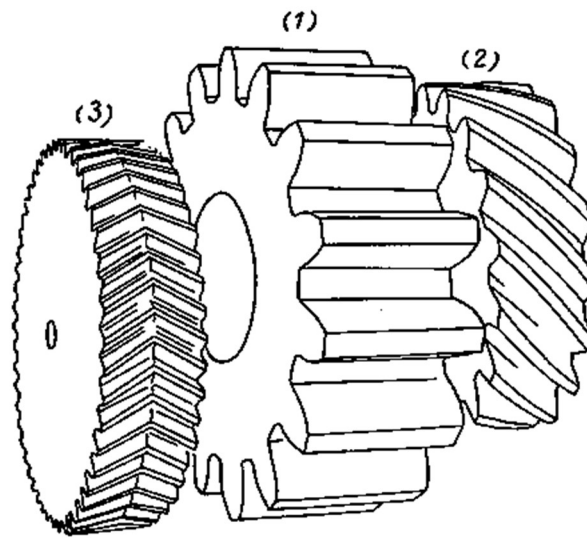


Figura 3 - Dentatura: (1) dritta; (2) elicoidale; (3) biellicoidale. [1]

Definito un piano normale all'asse si definisce profilo del dente la sezione su tale piano. Generalmente tale profilo si dice ad evolvente di cerchio, come riportato in Figura 4: data una retta tangente che rotola senza strisciare su un cerchio si definisce evolvente di cerchio il luogo dei punti descritto dal punto Q di tangenza tra retta e cerchio all'istante zero. Pertanto, l'evolvente è la curva avente estremi Q ed M come conseguenza del rotolamento della retta dal punto Q al punto T. Tale curva non può penetrare all'interno del cerchio, infatti tale costruzione descrive una curva simmetrica alla prima rispetto al raggio passante per il punto iniziale e definisce la forma del secondo fianco del dente.

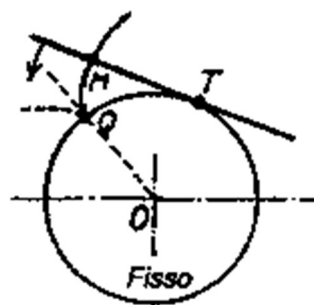


Figura 4 - costruzione geometrica dell'evolvente di cerchio [1].

Per costruzione sussiste quindi la relazione:

$$\widehat{TQ} = \overline{TM} \quad (3)$$

Il cerchio di costruzione descritto si definisce cerchio di base.

Si dicono coniugati i profili a contatto durante il movimento dell'ingranaggio come in Figura 5.2; questi devono essere tangenti in ogni istante, evitando il contatto tra angoli vivi e mantenendo costate il rapporto delle velocità angolari.

Il luogo dei punti di contatto tra due profili ad evolvente coniugati è una retta e viene definita linea d'azione. Questa è tangente ai cerchi di base ed è geometricamente analoga alla cinghia montata su due pulegge aventi diametri pari a quelli dei cerchi di base (Figura 5.1).

Pertanto, sussiste la relazione analoga alla (1): $\frac{d_{b1}}{d_{b2}} = \frac{n_2}{n_1}$.

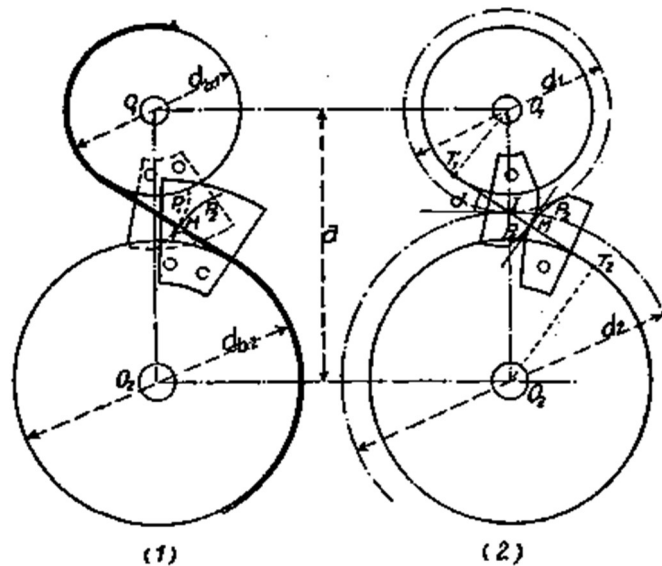


Figura 5 - (1) sistema cinghia-puleggia corrispondente all'ingranaggio parallelo esterno (2) accoppiamento profili coniugati [1].

Il punto in cui la linea d'azione interseca la congiungente i centri delle due ruote (I) è il punto in cui i due cerchi primitivi rotolano senza strisciare, da cui deriva la relazione $\frac{d_{b1}}{d_{b2}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2}$ e la velocità del punto di contatto lungo la linea di azione è pari a quella tangenziale dei cerchi di base. La tangente nel punto I ai cerchi primitivi definisce l'angolo di pressione con la congiungente i centri e coincide per costruzione geometrica all'angolo formato dalla linea d'azione e dalla tangente ai cerchi primitivi in I, come

riportato in Figura 6 . Pertanto, è possibile correlare il diametro di base al diametro primitivo:

$$d_b = d \cos(\alpha) \quad (4)$$

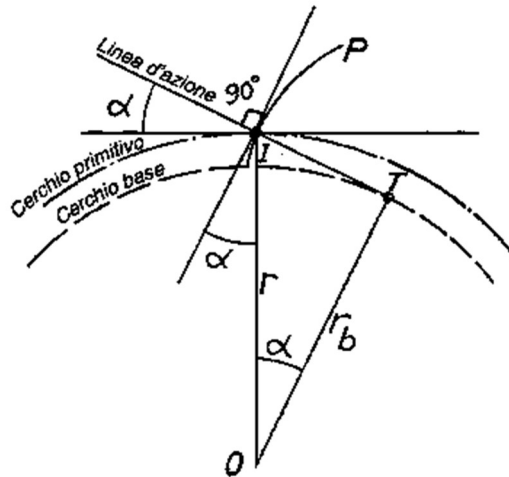


Figura 6 - definizione linea d'azione e relazione tra cerchio di base e primitivo [1].

Affinché l'ingranaggio possa girare in entrambi i sensi e per ragioni pratiche, i denti presentano forma simmetrica ossia i fianchi appartengono a due famiglie di evolventi riferite al medesimo cerchio di base e si differenziano per la direzione dell'evolvente ossia per il verso di rotazione della retta generatrice rispetto al cerchio di base (Figura 4).

Come rappresentato in Figura 7a, per gli ingranaggi esterni il cerchio di testa è quello avente diametro massimo e rappresenta la fine del dente; la distanza tra cerchio di testa e cerchio primitivo, sul raggio, viene nominata addendum. Il cerchio di piede è quello che delimita il vano e la distanza tra esso e il cerchio primitivo, sul raggio, si dice dedendum. Pertanto, l'altezza del dente è data dalla somma di addendum e dedendum. Tali definizioni variano qualora la dentatura sia interna, Figura 7.b.

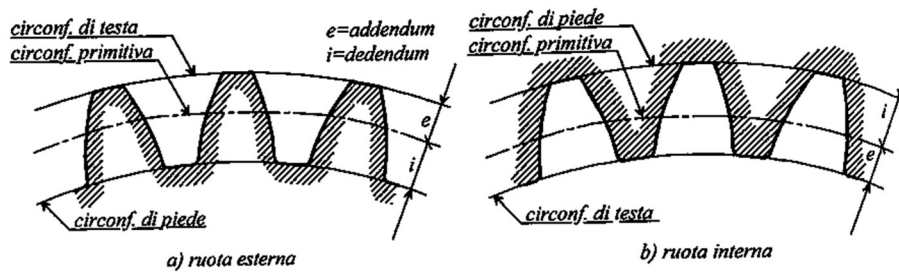


Figura 7 - definizioni relative alle ruote dentate con dentature esterne ed interne [2].

Qualora la dentatura sia dritta, il passo primitivo corrisponde alla distanza tra due profili omologhi consecutivi, lungo il cerchio primitivo; il passo base è la distanza tra due profili omologhi lungo la circonferenza di base e corrisponde alla distanza tra i due profili su una normale comune. Unendo a queste considerazioni la definizione di passo e la relazione (4) si ottiene:

$$p_b = p \cos(\alpha) \quad (5)$$

La dentatura si dice normale quando l'addendum è pari al dedendum e lo spessore del dente coincide con il semi-passo, $s = \frac{\pi m}{2}$, da cui l'uguaglianza tra passo e vano, considerando nullo il gioco tra i denti. In generale per i due organi dell'ingranaggio $s_1 + e_1 = s_2 + e_2 = p$ da cui le relazioni $s_1 = e_2$, $s_2 = e_1$.

Analogamente al passo base si definisce lo spessore di base.

Ai fini del calcolo del passo di base o di qualunque altro passo definito su un qualsiasi diametro, è necessario definire la funzione involuta:

$$inv(\theta) = \tan \theta - \theta \quad (6)$$

Dimostrazione: per definizione $\widehat{AC} = \widehat{AB}$, $\widehat{AC} = r_b \varphi = r_b(\theta + \alpha)$, $\widehat{AB} = r_b \tan \alpha$ da cui semplificando, si ricava: $\tan \alpha - \alpha = \theta = inv(\alpha)$.

L'involuta dell'angolo sotteso dall'arco compreso tra un punto sull'evolvente e quello di inizio evolvente (\widehat{COB} , Figura 8), coincide con la funzione involuta di un angolo α compreso tra il medesimo punto sull'evolvente, l'origine del cerchio e il centro di curvatura dell'evolvente nel punto (\widehat{BOA} , Figura 8).

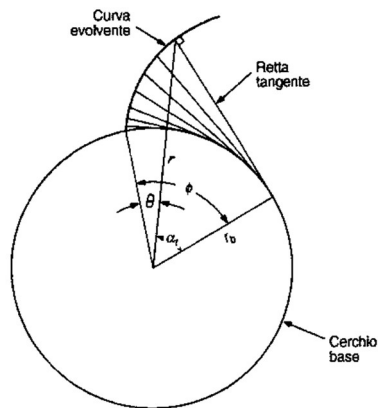


Figura 8 - rappresentazione evolvente di cerchio.

Sia I il punto corrispondente al diametro primitivo sul fianco sinistro del dente come in Figura 9, allora lo spessore del dente è ricavabile dall'espressione:

$$\frac{s}{2r} = \frac{s_b}{2r_b} - \text{inv}(\alpha) \quad (7)$$

Per ottenere la relazione (7) è stato utilizzato un ragionamento analogo a quello della definizione di involuta, in cui α corrisponde all'angolo di pressione.

Di conseguenza

$$\frac{s_M}{2r_M} = \frac{s_b}{2r_b} - \text{inv}(\theta_M)$$

$$\cos \theta_M = \frac{r_b}{r_M}$$

da cui

$$\frac{s_M}{d_M} = \frac{s}{d} - \text{inv}(\theta_M - \text{inv}(\alpha))$$

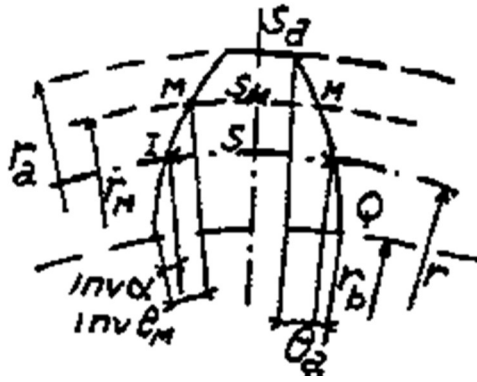


Figura 9 - sezione di un dente con profilo ad evolvente di cerchio [1].

1.3 DENTATURA ELICOIDALE

1.3.1 Definizione dell'elica

È una curva avvolta su un cilindro tale per cui i punti aventi stessa distanza, misurata su una parallela all'asse del cilindro, sono sfasati di uno stesso angolo. Tale distanza si definisce passo dell'elica (p_z). L'angolo d'elica β è l'angolo costante tra la curva e l'asse del cilindro e secondo tale angolo l'elica si sviluppa secondo una retta come in Figura 10

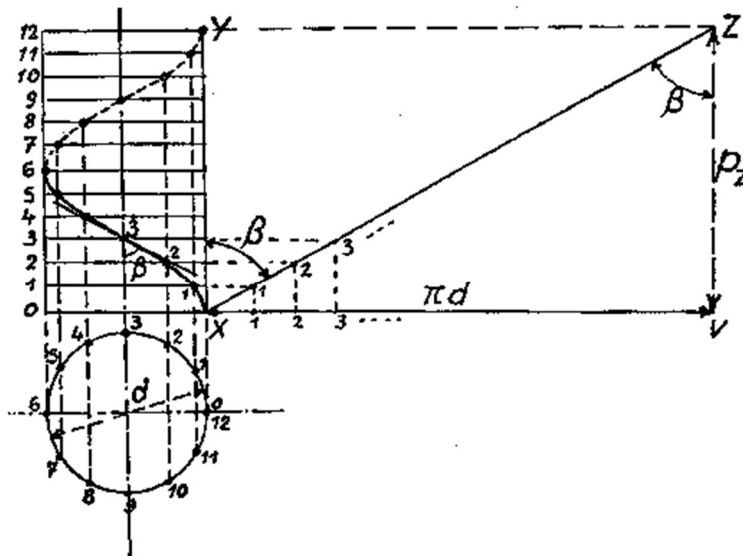


Figura 10 - Costruzione geometrica per punti di un'elica e sviluppo [1].

Per costruzione valgono le seguenti relazioni:

$$\tan \beta = \frac{\pi d}{p_z} \quad (8)$$

$$p_z = \frac{\pi d}{\tan \beta} \quad (9)$$

1.3.2 Dentatura

Mentre nelle ruote cilindriche a denti dritti i fianchi si ottengono dalla traslazione del profilo secondo la direzione dell'asse della ruota, nelle ruote elicoidali i fianchi dei denti sono superfici elicoidali.

Analogamente alla dentatura dritta si definiscono i cerchi di base e quindi i cilindri di base. Inoltre, si definisce l'elica di base avente angolo β_b , che giace sul cilindro di base. Questa volta il profilo dei denti è generato da un piano tangente ai cilindri di base ma inclinato rispetto agli assi di un angolo β_b . Il piano si appoggia su ciascun cilindro di base secondo l'elica di base, come descritto in Figura 11. Il segmento \overline{MN} rappresenta la zona di contatto tra superfici coniugate.

Sezionando mediante un piano normale all'asse dell'ingranaggio si ottiene un profilo ad evolvente con raggio di base r_{b1} .

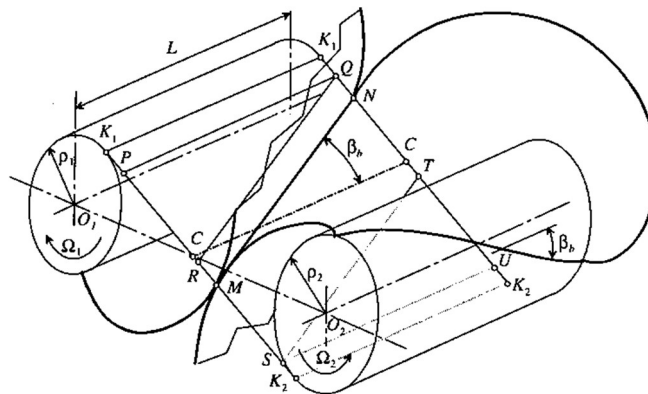


Figura 11-Generazione dei fianchi dei denti delle ruote a denti elicoidali [2].

L'elica primitiva, con inclinazione β , è l'elica tracciata sul cilindro primitivo definito dal cerchio primitivo. Affinché due eliche primitive coniugate rimangano sempre in tenenza queste devono essere di senso opposto e devono avere medesimo angolo β .

$$\tan \beta = \frac{\pi d_1}{p_{z1}} = \frac{\pi d_2}{p_{z2}} \quad (10)$$

$$p_{z1} = \frac{\pi d_1}{\tan \beta}; \quad p_{z2} = \frac{\pi d_2}{\tan \beta}; \quad (11)$$

Combinando (10) e (11):

$$\frac{p_{z1}}{p_{z2}} = \frac{d_1}{d_2}$$

Considerando che tutte le eliche tracciate su una stessa dentatura hanno identico passo:

$$\tan \beta_b = \frac{\pi d_b}{p_z}, \quad d_b = d \cos \alpha_t \quad \text{da cui} \quad \tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t \quad (12)$$

Si distinguono quindi gli elementi trasversali, riferiti ad un piano normale all'asse della ruota, e gli elementi normali, riferiti ad un piano normale all'elica primitiva, come riportato in Figura 12. Gli elementi sono passo, spessore e vano.

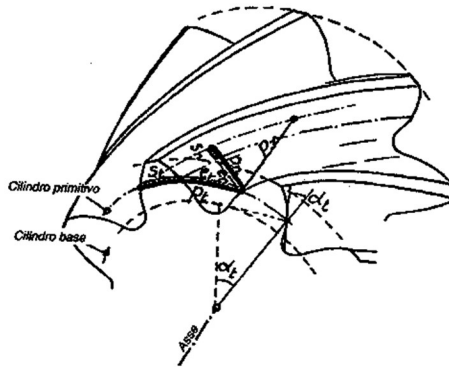


Figura 12 - elementi normali e trasversali sul cilindro primitivo [1].

Tra di essi sussistono le seguenti relazioni e si definiscono i moduli normale e trasversale:

$$(13) \quad \begin{cases} p_n = p_t \cos \beta \\ s_n = s_t \cos \beta \\ e_n = e_t \cos \beta \end{cases} \quad (14) \quad \begin{cases} m_t = \frac{p_t}{\pi} \\ m_n = \frac{p_n}{\pi} \\ m_n = m_t \cos \beta \end{cases}$$

Il passo assiale p_x è la proiezione del passo normale lungo l'asse della ruota (Figura 13).

Inoltre, si definiscono il passo di base normale e trasversale (Figura 14).

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \beta} = \frac{p_n}{\sin \beta} = \frac{p_z}{z} \quad (15)$$

in cui p_z è il passo dell'elica (Figura 10);

$$p_{bt} = p_t \cos \alpha_t \quad p_{bn} = p_n \cos \alpha_n = p_t \cos \beta \cos \alpha_n$$

Mediante la Figura 14 è possibile dimostrare la relazione tra α_n e α_t : essendo h l'altezza del dente si ottiene

$$\overline{EF} = \overline{BC} \cos \beta$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\overline{BC}}{h}, \quad \tan \alpha_n = \frac{\overline{EF}}{h}$$

da cui la relazione

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta \quad (16)$$

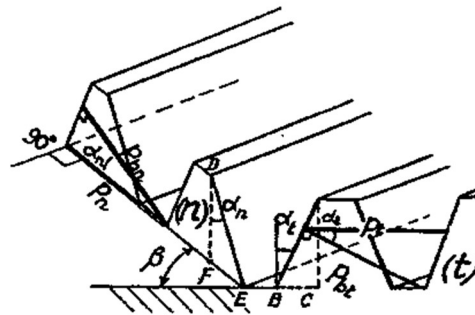
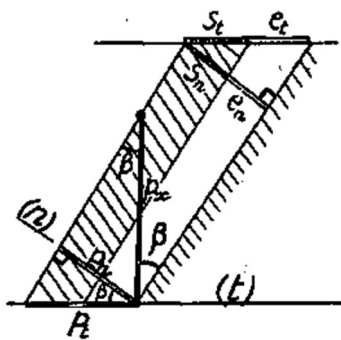


Figura 13 - sviluppo del cilindro primitivo [1].

Figura 14 - rappresentazione delle sezioni normali all'elica primitiva e all'asse della dentiera [1].

È possibile osservare come le definizioni e le relazioni tra parametri nel caso delle ruote elicoidali rappresentino l'espressione generalizzata di quelle utilizzate per dentature dritte: per ottenere le seconde è sufficiente inserire nelle prime il valore nullo di β .

2 PROCESSO TECNOLOGICO DI TAGLIO

In questa sezione verrà illustrato lo schema relativo al processo tecnologico di taglio di ingranaggi interni, esterni, dritti ed elicoidali. In particolare, si vogliono analizzare due tipologie di coltelli: stozzatore e skiving.

2.1 COLTELLO STOZZATORE

È l'utensile di taglio tradizionale. Lo schema dei movimenti compiuti dal coltello durante la lavorazione sono riportati in Figura 15 per gli ingranaggi esterni e in Figura 16 per gli ingranaggi interni. Il coltello è posizionato in corrispondenza del fianco della ruota da lavorare. Durante la lavorazione il coltello si sposta radialmente verso l'asse del pezzo, a seconda dello spessore della passata e quindi si muove verticalmente per percorrere tutta la lunghezza della fascia, rimuovendo materiale. Segue quindi la fase di ritorno dell'utensile alla posizione iniziale. Alternativamente al movimento verticale, utensile e pezzo ruotano rispetto ai relativi assi di rotazione secondo il rapporto di ingranaggio definito. In questa maniera l'utensile genera i fianchi dei denti per involuppo, come da definizione di evolvente stessa. I movimenti sono analoghi per il taglio di ruote interne.

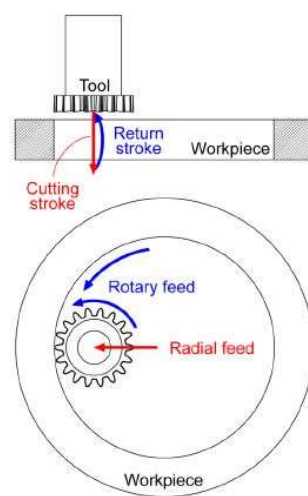
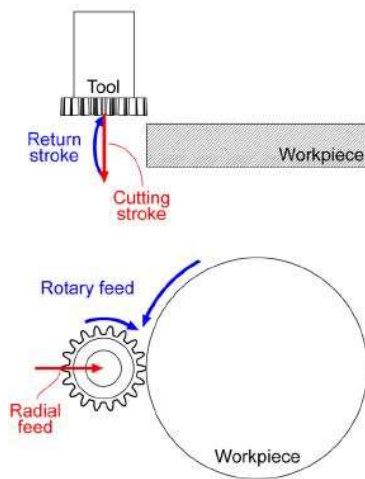


Figura 15 - schema di taglio con coltello stozzatore di un ingranaggio esterno. [3] Figura 16 - schema di taglio con coltello stozzatore di un ingranaggio interno. [3]

Qualora l'ingranaggio fosse elicoidale l'utensile durante la corsa verticale ruota per compiere un moto elicoidale e poi, come per l'ingranaggio a denti dritti, tra una corsa e la successiva, utensile e pezzo compiono una rotazione secondo il rapporto di ingranaggio. In questo caso l'utensile è elicoidale e con affilatura a gradini come in Figura 30.

2.2 COLTELLO SKIVING

Il *power skiving* [4] è un processo utilizzato soprattutto per produrre ingranaggi interni in tempi molto rapidi e con flessibilità, grazie ad una rimozione continua del truciolo. Il brevetto risale al XX secolo [5] ma, a causa delle limitazioni delle macchine dell'epoca, venne applicato solo in tempi successivi.

L'esigenza di passare a questo tipo di coltello nasce anche dalla possibilità di realizzare la dentatura in componenti in cui non è presente lo spazio fisico per completare la corsa verticale dell'utensile, ad esempio in presenza di spallamenti.

Questo tipo coltello lavora inclinato di due angoli, il primo detto di incrocio che rappresenta la rotazione dell'utensile rispetto all'asse X, riportato in Figura 17, il secondo per rappresentare la rotazione dell'utensile rispetto all'asse Y, realizzato, nella pratica mediante una rotazione di corpo rigido dell'utensile rispetto all'asse Z dell'ingranaggio.

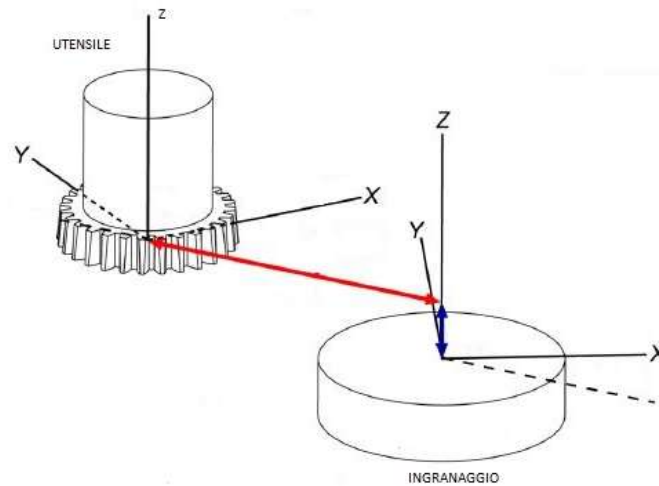


Figura 17 - Schema per il posizionamento dell'utensile.

Durante il taglio, utensile e pezzo ruotano secondo il rapporto di ingranaggio e l'utensile avanza gradualmente lungo la fascia. Il moto radiale di alimentazione presente nel taglio con coltello stozzatore non è più presente e il coltello viene posizionato prima della lavorazione affinché il diametro esterno dell'utensile coincida con quello interno dell'ingranaggio da realizzare. Qualora siano necessarie notevoli asportazioni di materiale, vengono realizzate più passate.

Al contrario del coltello precedente, per realizzare ingranaggi dritti è necessario un utensile con affilatura a gradini e viceversa per un ingranaggio elicoidale si utilizza un utensile con affilatura dritta.

3 SOFTWARE 3D DI SIMULAZIONE CINEMATICA

INVERSA: DETERMINAZIONE DEL PROFILO DELL'UTENSILE

Durante l'attività di tirocinio è stato ideato un programma che simula il movimento relativo tra ingranaggio e coltello per definire la geometria del profilo dell'utensile. Come ambiente di simulazione è stato scelto il modellatore 3D *Autodesk Inventor*. Al software è stata aggiunta un'applicazione mediante la definizione di una nuova libreria, che gestisce la definizione delle parti e dei parametri della simulazione, nonché la simulazione stessa. La libreria e quindi l'applicazione sono state realizzate mediante un progetto in *Visual Studio*.

Avviando *Inventor* è possibile accedere all'interfaccia di gestione e definizione dei parametri necessari alla simulazione, riportata in Figura 18.



Figura 18 - Interfaccia applicazione per la simulazione cinematica.

L'utente può inserire tutti i parametri di definizione della geometria dell'ingranaggio e dell'utensile. Un altro set di parametri, indicato dal riquadro blu in Figura 18, riguarda l'orientamento relativo tra ingranaggio e utensile, mentre l'area evidenziata in giallo riguarda i parametri della simulazione. Tramite questa interfaccia è possibile salvare e caricare l'intero elenco di parametri: una cartella con il nome dell'ingranaggio viene creata per contenere tutti i file necessari alla simulazione, tra cui un file di testo contenente la lista di tutti i parametri. Con il pulsante *Calcolo* viene avviato il calcolo dei parametri indiretti relativi alla geometria dell'ingranaggio e ai punti di definizione del profilo riportato quindi nella *picture box*. Gli elementi 3D vengono disegnati selezionando il pulsante *Inventor*; è quindi possibile eseguire la simulazione e proiettare il profilo dell'utensile ottenuto su un piano.

3.1 DEFINIZIONE DI UN INGRANAGGIO CILINDRICO

Il primo obiettivo è disegnare il profilo dell'ingranaggio all'interno di una *picture box*. In un primo momento l'approssimazione del profilo dell'evolvente attiva, del *semi-topping* e degli archi è stata eseguita mediante l'utilizzo di segmenti, in seguito con degli archi passanti per tre punti, ai fini dell'esportazione del profilo su *Autodesk Inventor*, software CAD 3D. Tale scelta è dovuta alla più rapida convergenza del metodo di approssimazione per archi, permettendo quindi tempi di calcolo inferiori.

Una parte del programma calcola ulteriori parametri utili, partendo dalle dimensioni in ingresso seguenti:

- Modulo di pressione normale.
- Angolo di pressione normale [°].
- Numero di denti.
- Elica primitiva [°].
- Diametro interno/minore: corrisponde al diametro di piede per ingranaggi esterni e al diametro di testa per ingranaggi interni.
- Diametro esterno/maggiore: corrisponde al diametro di testa per ingranaggi esterni e al diametro di piede per ingranaggi interni.
- Spessore primitivo normale.
- Misura della quota rulli considerando due rulli di diametro da specificare.

- Misura Wildhaber su un numero di denti da specificare.
- Raggio di fondo: raccordo di fondo.
- Raggio di testa: raccordo di testa.
- Diametro di inizio del semi-topping.
- Angolo di pressione normale del semi-topping.

Mediante un selezionatore di tipo *Radio Button* è possibile indicare la tipologia di ingranaggio: interno o esterno.

3.1.1 Parametri indiretti

Il modulo assiale o trasversale viene ricavato mediante l'espressione (14), essendo noto il modulo normale; quindi è possibile calcolare il diametro primitivo, dalla definizione di modulo.

L'angolo di pressione trasversale si ricava da quello normale secondo la (16), l'angolo dell'elica di base secondo la (12), il diametro di base secondo la (4) e quindi il passo di base. Qualora sia presente il semi-topping si calcolano, in maniera analoga alla precedente, l'angolo di pressione trasversale del semi-topping, il relativo diametro di base e l'angolo di pressione corrispondente al diametro di inizio del semi-topping.

3.1.1.1 Quota rulli

Qualora non venga inserito lo spessore primitivo normale, lo si ricava dalla quota rulli, definito il diametro dei rulli. Qualora il numero di denti dell'ingranaggio sia pari, come in Figura 19, vale la relazione seguente:

$$s_b = d_b \text{inv}(\widehat{DOE}) - d_r + p_b \quad (17)$$

dove d_r indica il diametro dei rulli utilizzati.

Sempre in riferimento alla Figura 19, la quota Q indica la differenza tra la distanza effettivamente misurata e il diametro del rullo.

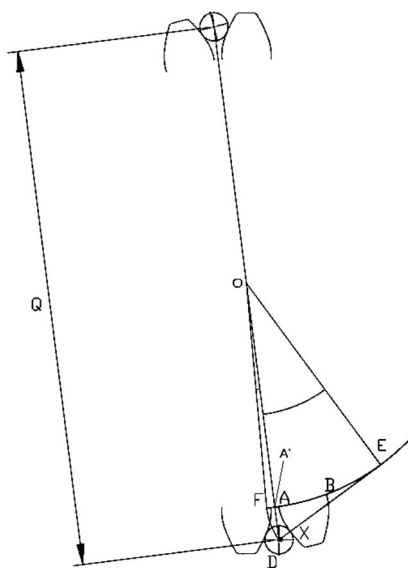


Figura 19 - costruzione geometrica quota rulli: numero di denti pari.

Dimostrazione della relazione (17):

per definizione $\widehat{DE} = \widehat{FE}$ ed $\widehat{EA} = \widehat{EX}$ quindi per differenza $\widehat{FA} = \widehat{DX} = \frac{d_r}{2}$; poi si consideri che l'arco $\widehat{FA'} = r_b \widehat{FOA} = r_b \text{inv}(\widehat{DOE})$, note le definizioni di involuta e di evolvente. Infine, considerando che per simmetria l'arco $\widehat{AA'} = \frac{p_b - s_b}{2}$ e che $\widehat{AA'} = \widehat{FA} - \widehat{FA'}$, risulta verificata l'espressione (17). Questa dipende dalla quota rulli in quanto $\widehat{DOE} = \cos^{-1} \frac{\overline{OE}}{\overline{DO}} = \cos^{-1} \frac{d_b}{Q}$.

Qualora il numero di denti sia dispari cambia l'espressione dell'angolo \widehat{DOE} , mentre rimane invariata l'espressione (17). Si faccia riferimento alla Figura 20: sia γ l'angolo compreso tra i due segmenti e $\gamma = \frac{2\pi}{z} \frac{1}{2} = \frac{\pi}{z}$; la distanza $\frac{Q+d_r}{2} = \overline{OD} \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)$ quindi l'angolo indicato con \widehat{DOE} , nel caso con numero di denti pari, diventa $\widehat{DOE} = \cos^{-1} \left(\frac{D_b}{Q+d_r} \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) \right)$.

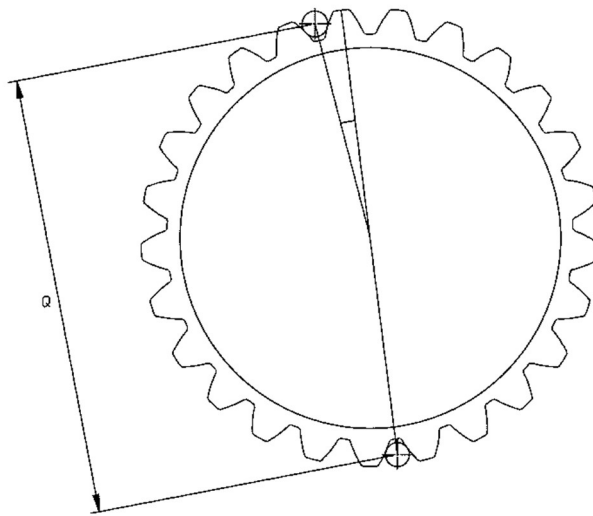


Figura 20 - costruzione geometrica quota rulli: numero di denti dispari.

3.1.1.2 Quota Wildhaber

In questo caso la misura viene eseguita mediante dei piattelli posizionati sui fianchi di due denti (Figura 21).

Lo spessore di base lo si ricava dalla relazione seguente:

$$s_b = W - (N - 1)p_b \quad (18)$$

in cui N corrisponde al numero di denti.

In riferimento alla Figura 21, è possibile osservare che la lunghezza degli archi corrispondenti allo spessore di base e al passo di base coincidono con le dimensioni dei segmenti quotati con s_b e p_b per definizione geometrica di evolvente. Da queste considerazioni segue la relazione (18).

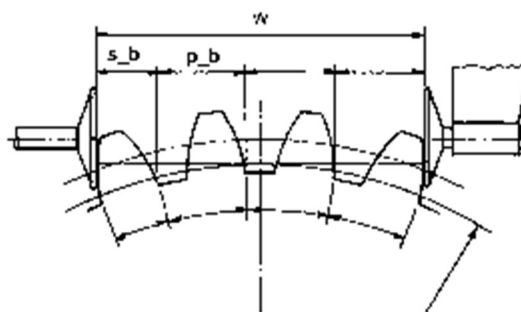


Figura 21 - rappresentazione geometrica della quota Wildhaber.

Questo tipo di misura si esegue solo su ingranaggi esterni in quanto non è possibile realizzarla su dentature interne.

Noto lo spessore di base è possibile calcolare quello primitivo normale mediante l'utilizzo dell'espressione (7) moltiplicata per il coseno dell'angolo d'elica primitivo; quindi la dimensione del vano sul diametro primitivo per differenza.

Qualora l'ingranaggio sia interno la grandezza calcolata mediante la (17) o inserita dall'utente corrisponde alla dimensione del vano e lo spessore verrà calcolato tramite la differenza tra passo e dimensione del vano.

In maniera analoga vengono calcolati lo spessore di testa trasversale, approssimato alla corda sottesa, e il vano trasversale.

3.1.1.3 Spostamento

Una dentatura si dice con spostamento se la linea primitiva di generazione della dentiera differisce dalla linea di riferimento ossia dalla dentatura normale. La linea di riferimento è una retta del profilo della dentiera di riferimento, normalizzata, secondo la quale si definiscono le dimensioni dei denti come addendum e dedendum. Lo spostamento è propriamente la distanza tra la linea di riferimento e la linea primitiva e si dice positivo se la linea di riferimento è esterna al cerchio primitivo di riferimento, altrimenti si dice negativo. Osservando la Figura 22 lo spostamento è indicato con v e viene espresso come frazione del modulo. Lo spostamento in funzione dello spessore sarà:

$$v = \frac{1}{2 \tan(\alpha)} \left(s - \frac{\pi m}{2} \right) \quad (19)$$

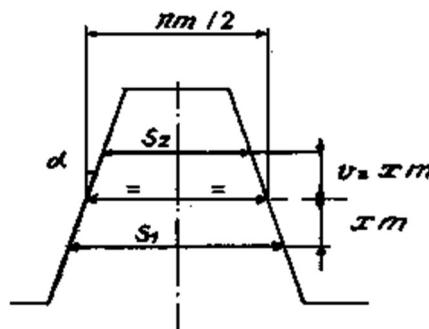


Figura 22 – Rappresentazione dello spostamento.

Generalizzando, nel caso di un ingranaggio con dentatura elicoidale, si ottiene:

$$v = \frac{1}{2 \tan(\alpha_n)} \left(s_n - \frac{\pi m_n}{2} \right) \quad (20)$$

3.1.1.4 Semi-topping

L'evolvente attivo del dente, talvolta, termina prima della circonferenza di testa e presenta uno smusso con profilo ad evolvente di cerchio, avente medesimo cerchio primitivo dell'ingranaggio e differenti diametro di base e angolo di pressione normale, dati richiesti in ingresso. In questo caso si calcolano l'angolo di pressione trasversale, il diametro di base, l'angolo di pressione sul diametro di inizio del semi-topping, lo spessore del vano sul diametro di inizio del semi-topping e lo spessore del dente sul diametro di testa. Poi è stata calcolata la larghezza del piattino dello smusso e l'angolo tra asse e dente.

Per il calcolo di questi due parametri l'evolvente di cerchio è stata approssimata ad un segmento \overline{AB} .

$$\overline{AB} = \sqrt{(\overline{AM} - \overline{BK})^2 + (\overline{OK} - \overline{OM})^2}$$

con O centro delle circonferenze.

$$\begin{aligned} \overline{AM} &= \frac{D_{st}}{2} \sin \frac{S_{st}}{D_{st}} & \overline{BK} &= \frac{D_{ext}}{2} \sin \frac{S_{ext}}{D_{ext}} \\ \overline{OK} &= \frac{D_{ext}}{2} \cos \frac{S_{ext}}{D_{ext}} & \overline{OM} &= \frac{D_{st}}{2} \cos \frac{S_{st}}{D_{st}} \end{aligned}$$

Dove con pedice *st* si indicano le dimensioni relative al semi-topping e con pedice *ext* quelle relative al diametro esterno.

L'angolo invece si riferisce a quello formato dalla direzione di \overline{AB} e dall'asse di simmetria del dente:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\overline{AM} - \overline{BK}}{\overline{OK} - \overline{OM}}$$

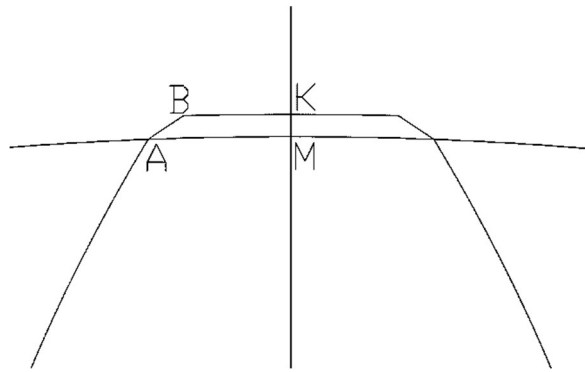


Figura 23 - profilo della testa di un dente con semi-topping.

3.1.1.5 Pendulum

È una caratteristica che influisce sullo spessore del dente dell'ingranaggio. Nel caso di utensili pendulum lo spessore di base è minore di quello utile a realizzare l'ingranaggio perché durante la lavorazione realizza prima un fianco e poi si sposta per realizzare quello adiacente mediante una rotazione. Per ottenere il profilo di questo tipo di utensile lo spessore di base dell'ingranaggio viene maggiorato del valore del pendulum, quindi si ricalcola lo spessore del semi-topping.

3.1.2 Disegno del profilo dell'ingranaggio

3.1.2.1 Approssimazione dell'evolvente con segmenti

La curva ad evolvente di cerchio è definita come luogo di punti e per disegnarla è necessario passare attraverso geometrie base come rette o circonferenze. Per comodità è stata creata una funzione che calcola le coordinate di un punto dell'evolvente, noto il diametro in cui è posizionato il punto, il numero del dente ($1, \dots, z$) e il fianco ($1 =$ sinistro o $2 =$ destro). In un primo momento l'evolvente di cerchio è stata disegnata per segmenti. Il numero di segmenti scelto corrisponde a quello minimo necessario affinché l'errore tra curva teorica e cura approssimata sia minore di un valore prestabilito, ad esempio 0.001 mm. Una funzione calcola il numero di segmenti mediante un ciclo *while* in cui ad ogni step incrementa di uno il numero di segmenti e che si interrompe qualora l'errore sia minore di quello assegnato. L'errore è la distanza tra il punto medio del segmento e il punto dell'evolvente considerato sul diametro medio; per ogni segmento della spezzata si calcola l'errore e per il controllo del ciclo si considera quello massimo.

Determinato il numero di segmenti necessari si passa a due cicli *for* annidati: quello esterno relativo ai denti dell'ingranaggio e quello interno relativo ai fianchi. Calcolati gli estremi dell'evolvente in termini di diametri inferiore e superiore, si suddivide l'intervallo secondo il numero di segmenti e di ogni tratto si trovano le coordinate degli estremi affinché sia possibile disegnare il segmento passante per i due punti.

Questo metodo è stato utilizzato per l'evolvente attivo, l'evolvente del semi-topping, gli archi relativi alla circonferenza di piede, alla circonferenza di testa e ad eventuali raccordi di fondo.

3.1.2.2 Approssimazione dell'evolvente con archi di circonferenza

Il passaggio all'approssimazione per archi di circonferenza è stato necessario per ridurre i tempi di calcolo: il numero di archi necessario a disegnare l'evolvente è inferiore al numero di segmenti, a parità di errore ammissibile, e per le restanti curve del profilo ossia raccordi, archi di testa e di piede, non è più stato necessario usare delle approssimazioni. I segmenti sono stati utilizzati qualora l'approssimazione necessitasse di un singolo arco con errore inferiore a quello ammissibile; caso facilmente verificabile nel semi-topping. Come nel caso precedente si trovano i diametri estremi che definiscono l'evolvente quindi il numero minimo di archi necessari. Per calcolare l'errore di un arco passante per tre punti dell'evolvente equidistanti si faccia riferimento alla Figura 24: la curva teorica dell'evolvente di colore rosso viene suddivisa in due parti mediante i punti 1, 3 e 5 equidistanti. Per questi tre punti viene fatto passare un arco avente centro in O, di colore blu. L'errore viene misurato calcolando la distanza tra le curve rossa e blu nei punti intermedi 2 e 4 equidistanti ai precedenti e considerando la maggiore delle due. In particolare, per il calcolo della distanza è stata fatta la differenza tra il raggio dell'arco e il segmento $\overline{O2}$ ricavato calcolando le coordinate del centro per intersezione delle perpendicolari ai segmenti $\overline{13}$ e $\overline{35}$ passanti per i punti medi.

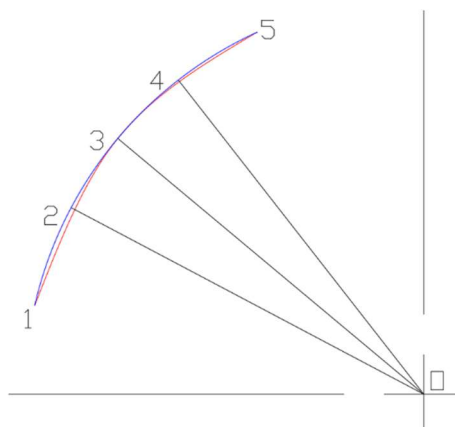


Figura 24 - calcolo dell'errore sull'evolvente.

Questo procedimento è stato ripetuto fino all'ottenimento di un errore inferiore a quello assegnato. Come nel caso precedente sono poi stati calcolati i punti di definizione degli archi mediante cicli annidati per contemplare i due fianchi per ogni dente dell'ingranaggio. Questo tipo di rappresentazione non è stata realizzata all'interno della *Picture Box* bensì in Inventor. Per rendere possibile questo passaggio, ogni arco o segmento calcolato è stato memorizzato mediante un vettore di strutture. La struttura è definita per contenere i tre punti di definizione della geometria e un elemento booleano per indicare se la sequenza di punti si riferisce ad un arco oppure ad un segmento.

3.1.2.3 Raccordi di fondo e di testa

Sono archi di cui si deve determinare la posizione del centro e degli estremi. Si prenda come riferimento il caso dell'ingranaggio esterno di cui si voglia definire la geometria del raccordo di fondo come raffigurato in Figura 25.

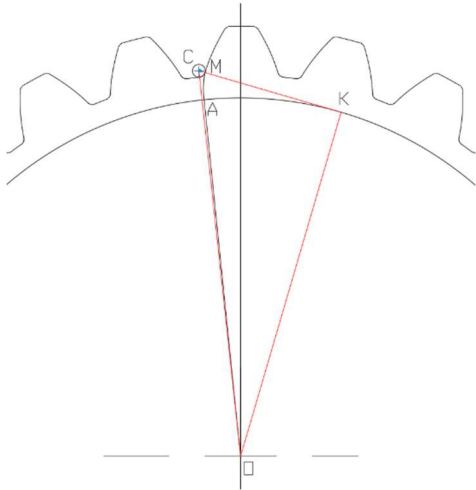


Figura 25 - Costruzione raccordo di fondo.

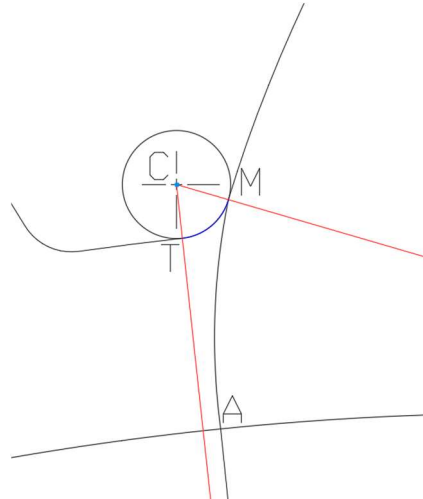


Figura 26 – Ingrandimento Figura 25.

È noto il raggio del raccordo e per definizione la circonferenza deve essere tangente alla circonferenza di piede e al fianco ad evolvente. Per determinare le coordinate del centro si considera il triangolo CKO: è un triangolo rettangolo in K, con CK segmento tangente alla circonferenza di base, passante per il centro del cerchio di definizione del raccordo e per il punto di tangenza tra raccordo ed evolvente. Si consideri inoltre che:

$$\overline{CO} = \frac{D_{int}}{2} + r_{fondo}$$

$$\overline{CK} = \sqrt{\overline{CO}^2 - \left(\frac{D_b}{2}\right)^2}$$

$$\widehat{COA} = \widehat{COK} - \widehat{AOK}$$

$$\widehat{COK} = \cos^{-1}\left(\frac{\frac{D_b}{2}}{\overline{CO}}\right)$$

$$\widehat{AOK} = \frac{\widehat{AK}}{\frac{D_b}{2}} = \frac{\overline{MK}}{\frac{D_b}{2}} = \frac{\overline{CK} - r_{fondo}}{\frac{D_b}{2}}$$

Da cui si ottengono le coordinate del centro:

$$\begin{cases} x_c = -\overline{CO} * \sin\left(\frac{S_b}{D_b} + \widehat{COA}\right) = -\overline{CO} * \sin \theta \\ y_c = \overline{CO} * \cos\left(\frac{S_b}{D_b} + \widehat{COA}\right) = \overline{CO} * \cos \theta \end{cases} \quad (21)$$

Per determinare i punti T ed M (Figura 26) sono stati calcolati gli angoli di inizio dell'arco e della fine, considerando che nella *Picture box* lo zero coincide con quello del cerchio goniometrico e gli angoli sono positivi se misurati in senso orario (Figura 27). La funzione arco richiede quindi la posizione del centro, l'angolo corrispondente al punto di inizio (a) e l'angolo sotteso dall'arco (b).

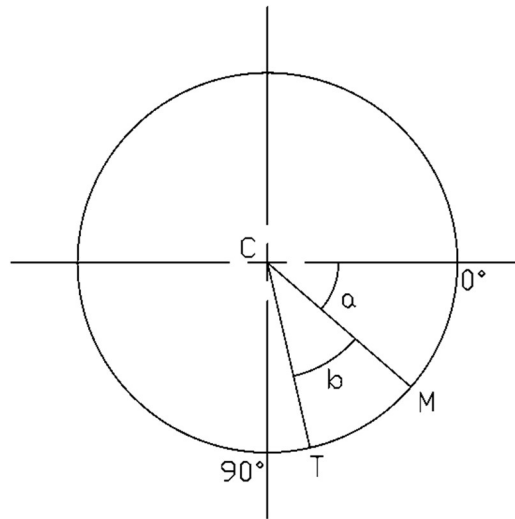


Figura 27 – Definizione degli estremi dell'arco.

L'angolo indicato con b corrisponde ad uno degli angoli al vertice del triangolo CKO, precedentemente definito, mentre l'angolo a è dato dalla differenza tra l'angolo retto e ($\theta + b$).

Per i denti successivi basta sottrarre a θ un termine periodico, ossia il passo angolare pari a $\frac{2\pi}{Z} * (x - 1)$, dove x è un numero intero definito tra 1 e Z, numero di denti.

Per la definizione dell'arco mediante i punti (P1, P2, P3), nell'*array* vengono salvati i due estremi e il punto intermedio:

$$\begin{cases} x_{P3} = x_C + r_{fondo} * \cos a \\ y_{P3} = y_C - r_{fondo} * \sin a \end{cases}, \quad \begin{cases} x_{P1} = x_C + r_{fondo} * \cos(a + b) \\ y_{P1} = y_C - r_{fondo} * \sin(a + b) \end{cases},$$

$$\begin{cases} x_{P2} = x_C + r_{fondo} * \cos\left(a + \frac{b}{2}\right) \\ y_{P2} = y_C - r_{fondo} * \sin\left(a + \frac{b}{2}\right) \end{cases}$$

Per l'arco posizionato sul fianco destro del dente bisogna modificare la (21) come segue:

$$\begin{cases} x_C = -\overline{CO} * \sin\left(-\frac{s_b}{D_b} - \widehat{COA} + \frac{2\pi}{Z} * (x - 1)\right) = -\overline{CO} * \sin \theta \\ y_C = \overline{CO} * \cos\left(-\frac{s_b}{D_b} - \widehat{COA} + \frac{2\pi}{Z} * (x - 1)\right) = \overline{CO} * \cos \theta \end{cases} \quad (22)$$

Analogamente per determinare gli estremi:

$$\begin{cases} a = \frac{\pi}{2} + \theta \\ b = \widehat{OCK} = \cos^{-1}\left(\frac{\overline{CK}}{\overline{CO}}\right) \end{cases} \quad (23)$$

Il ragionamento è analogo per determinare i raccordi di testa e distinguere il caso di dentatura senza semi-topping e con semi-topping: nel secondo caso al posto del diametro di base si utilizzerà il diametro di base e lo spessore di base dell'evolvente del semi-topping.

Le espressioni elencate variano leggermente qualora il diametro interno fosse minore di quello di base. In questo caso il fianco del dente tra il punto di tangenza con il raccordo e il punto di inizio dell'evolvente coincide con un raggio della circonferenza di base. Le coordinate del centro del raccordo diventano:

$$\begin{cases} x_C = -\left(r_{fondo} + \frac{D_{int}}{2}\right) * \sin\left(\pm \sin^{-1}\left(\frac{x_C}{r_{fondo} + \frac{D_{int}}{2}}\right) \mp \frac{2\pi}{Z} * (x - 1)\right) \\ y_C = \left(r_{fondo} + \frac{D_{int}}{2}\right) * \cos\left(\pm \sin^{-1}\left(\frac{x_C}{r_{fondo} + \frac{D_{int}}{2}}\right) \mp \frac{2\pi}{Z} * (x - 1)\right) \end{cases} \quad (24)$$

La definizione degli angoli a e b è analoga a quanto descritto sopra, considerata l'espressione (23).

Qualora l'ingranaggio abbia dentatura interna le definizioni dei raccordi si invertono ossia le definizioni valide per il raccordo di testa coincidono con quelle del raccordo di piede del caso precedente e viceversa.

3.1.2.4 Archi sulle circonferenze di testa e di piede

La definizione avviene come per i raccordi ossia designando il centro e gli estremi dell'arco, quindi i tre punti. Il centro coincide con l'origine degli assi (0;0) e gli estremi sono determinati dall'inizio, dalla fine dei raccordi o, in loro assenza, dalle evolventi che definiscono i fianchi e il semi-topping. Pertanto i punti si definiscono con le relazioni riportate nel paragrafo precedente.

Per la gestione dell'array ordinato di archi, qualora non siano presenti semi-topping e raggi di raccordo, le relative posizioni vengono riempite con punti aventi coordinate nulle. In fase di lettura dell'array, per disegnare gli archi nello *sketch* della parte su *Inventor*, tali righe vengono saltate.

3.1.2.5 Definizione della parte ingranaggio

Un modulo è dedicato alla definizione della parte relativa all'ingranaggio nell'ambiente di *Inventor*.

Inseriti i parametri dell'ingranaggio ed eseguito il calcolo della geometria è possibile passare alla generazione della parte. Nella nuova parte viene generato uno sketch contenente un blocco, costituito dagli archi elencati nell'array definito durante la fase precedente di calcolo. Pertanto, viene letto l'array con un ciclo e ad ogni iterazione viene generato un arco passante per i tre punti elencati; il terzo punto relativo alla riga *i*-esima viene sostituito dal primo punto della riga successiva. Quando viene letta l'ultima posizione del vettore l'arco viene disegnato considerando il primo punto della prima posizione.

Quindi si passa alla definizione dei vincoli di coincidenza degli estremi delle curve mediante la funzione *merge*, che impone il vincolo di coincidenza tra i punti inseriti ossia il punto iniziale di una curva e quello finale della precedente.

Talvolta, nei raggi di raccordo di fondo per dentature esterne e in quelli di testa per dentature interne, si verifica che il punto riconosciuto come punto finale dell'arco sia

invertito con quello iniziale: in questo caso viene modificata l'applicazione della funzione *merge*.

All'interno del blocco vengono inseriti anche due assi di riferimento utili a vincolare il blocco al sistema di riferimento dello sketch mediante vincoli di collinearità.

Concluso lo sketch, lo si utilizza per definire un'estrusione, qualora l'ingranaggio sia dritto ($\beta = 0$), oppure per definire un'elicoide, qualora l'ingranaggio sia elicoidale ($\beta \neq 0$). Nel secondo caso viene specificato il passo dell'elica, calcolato precedentemente con la (9). Il verso di rotazione viene definito a seconda che l'elica sia destra oppure sinistra, proprietà selezionabile.

3.2 DEFINIZIONE DELLA PARTE UTENSILE

L'approccio utilizzato è inverso ossia si vuole ottenere la proiezione del profilo dell'utensile partendo dalla geometria dell'ingranaggio, mediante una sottrazione booleana di volumi: l'ingranaggio taglia l'utensile. Per questo motivo si crea una parte utensile definita geometricamente dal diametro esterno, dagli angoli di spoglia, dal numero di denti ed eventualmente dall'angolo di affilatura. I possibili casi sono due: affilatura dritta e affilatura a gradini. Nel primo caso la geometria dell'utensile è rappresentata da un solido di rivoluzione, come riportato in Figura 28. Per ridurre notevolmente i tempi di calcolo si è pensato di considerare al posto dell'utensile una sua sezione infinitesima (spessore 0.01 mm), comprensiva del tagliente.

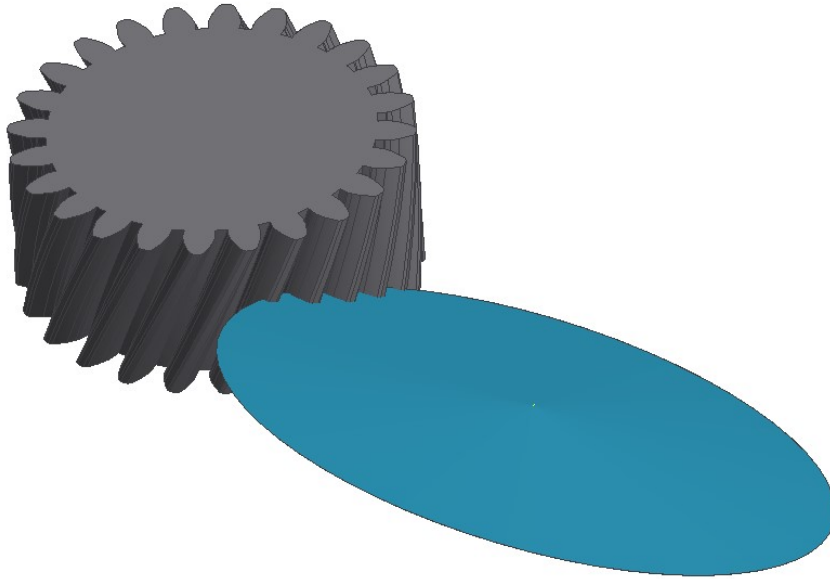


Figura 28 - assieme: ingranaggio e utensile.

Per ottenere la geometria dell'utensile in Figura 28, di colore turchese, si definisce un solido di rivoluzione con sezione di definizione riportata in Figura 29. I punti vengono calcolati precedentemente, durante la prima fase di calcolo, le cui coordinate sono riportate dalle relazioni in (25), (26), (27) e (28).

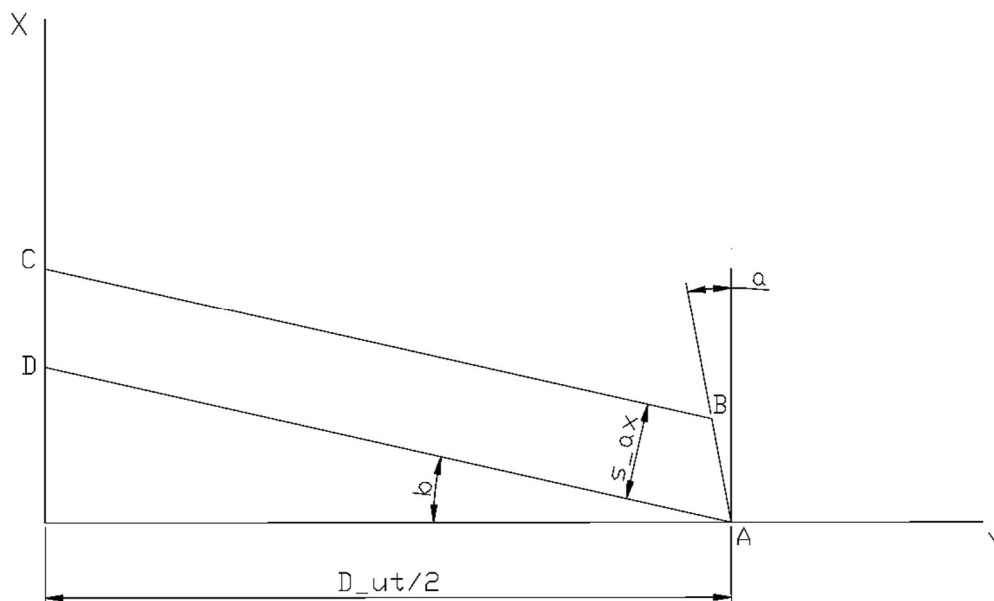


Figura 29-Parte utensile: sezione del solido di rivoluzione.

Si considera che

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - a - b, \quad \overline{AB} = \frac{s_{ax}}{\sin \alpha}$$

da cui deriva:

$$\begin{cases} x_A = 0 \\ y_A = \frac{D_{ut}}{2} \end{cases} \quad (25) \quad \begin{cases} x_B = \overline{AB} \sin\left(\frac{\pi}{2} - a\right) \\ y_B = y_A - \overline{AB} \cos\left(\frac{\pi}{2} - a\right) \end{cases} \quad (26)$$

$$\begin{cases} x_C = x_D + \frac{s_{ax}}{\cos b} \\ y_C = 0 \end{cases} \quad (27) \quad \begin{cases} x_D = \frac{D_{ut}}{2} \tan b \\ y_D = 0 \end{cases} \quad (28)$$

L'asse di rivoluzione è l'asse X, s_{ax} è lo spessore della sezione di utensile e D_{ut} è il diametro esterno dell'utensile.

Qualora l'affilatura sia a gradini (Figura 30) la geometria cambia sostanzialmente in quanto ogni dente dell'utensile viene realizzato a partire da un piano inclinato di un angolo, detto di affilatura. Pertanto, la superficie inferiore dell'utensile non è più di forma conica, dovuta all'angolo di petto, bensì è formata da una serie di piani inclinati, come descritto di seguito.



Figura 30 - Esempio di utensile con affilatura a gradini. [6]

Analogamente a quanto eseguito precedentemente si parte da uno sketch come quello in Figura 29; si definisce un asse ausiliario passante per i punti D ed A quindi si definisce un piano ausiliario passante per l'asse appena definito e inclinato dell'angolo di affilatura rispetto al piano XY dello sketch. Su tale piano verrà poi proiettato lo sketch precedente che con lo spessore del singolo dente definiscono l'estrusione. Quindi con una serie si generano tanti piani quanti sono i denti dell'utensile (Figura 31).

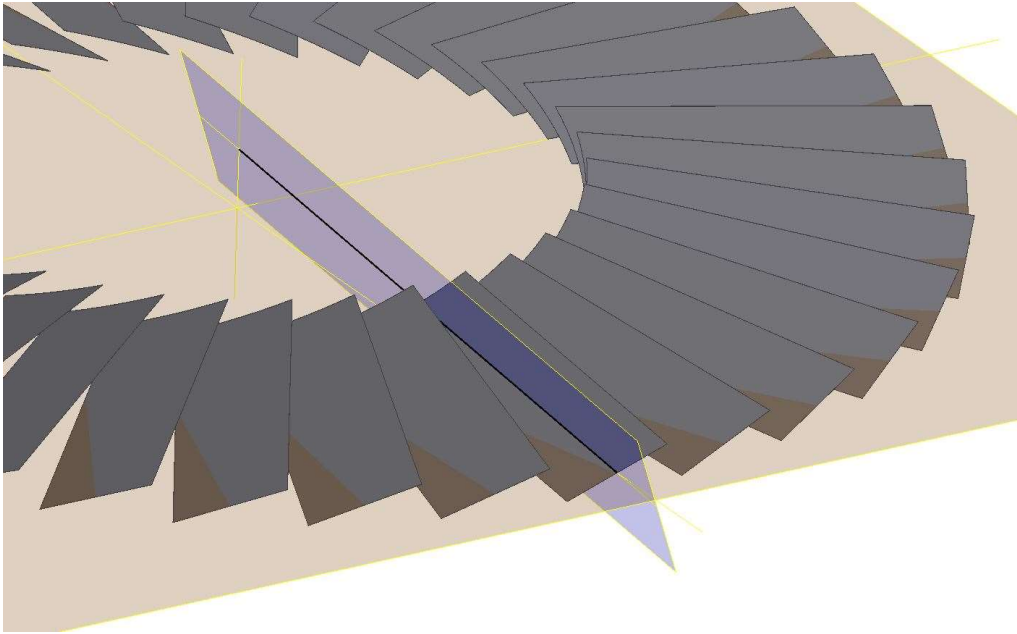


Figura 31 - Parte utensile: affilatura a gradini.

3.3 DEFINIZIONE DELL'ASSIEME

Le parti precedentemente definite vengono inserite in un assieme, vincolate ad una parte fissa costituita da due sistemi di riferimento parametrizzati in funzione della simulazione cinematica descritta nei prossimi paragrafi. Tali parametri definiscono le posizioni relative e gli orientamenti dei due sistemi di riferimento come la posizione dell'asse dell'utensile rispetto a quella dell'ingranaggio e l'inclinazione del primo rispetto al secondo.

La posizione dell'asse utensile viene calcolata già nelle prime fasi di calcolo del programma, affinché, in pianta, il diametro di piede dell'ingranaggio e quello di testa dell'utensile siano in tangenza. L'algoritmo parte da una prima posizione dell'utensile definita dalla somma o dalla differenza tra i raggi di utensile e ingranaggio, a seconda che quest'ultimo sia esterno o interno. Quindi viene modificata la distanza tra i due assi affinché ci si avvicini sempre di più alla condizione di tangenza. In particolare, si calcola la distanza minima tra l'asse dell'ingranaggio e il punto più vicino ad esso dell'utensile, e la si confronta con il raggio dell'ingranaggio: se maggiore si avvicina l'utensile di tanti passi fino a diventare minore del raggio, se minore lo si allontana fino a diventare maggiore del raggio. Ad ogni iterazione il passo diminuisce di un ordine di grandezza fino ad un valore minimo per il quale si esce dal ciclo. I punti dell'utensile utili per

determinare la distanza tra essi e l'asse dell'ingranaggio vengono calcolati per rotazione attorno agli assi dell'utensile definiti dal suo orientamento mediante gli angoli θ , φ e α . In riferimento alla Figura 17, il primo è l'angolo di incrocio relativo alla rotazione intorno all'asse X; il secondo rappresenta l'altra possibile rotazione dell'utensile attorno all'asse Y, tendenzialmente realizzata mediante il terzo angolo ossia facendo ruotare l'utensile intorno all'asse Z dell'ingranaggio come un corpo rigido.

Vengono poi definiti gli angoli iniziali di utensile e ingranaggio. Questo passaggio è utile in particolare nel caso di affilatura a gradini in quanto per ottenere il profilo del dente dell'utensile completamente contenuto nel corrispondente piano di definizione, l'asse di simmetria del dente deve essere allineato a quello del vano dell'ingranaggio. Per come è stato definito il sistema di riferimento, l'utensile viene ruotato di un angolo corrispondente a $180^\circ/Z$ mentre l'ingranaggio viene ruotato di $90^\circ - (180^\circ/Z)$.

3.4 PARAMETRI DI SIMULAZIONE

L'ultimo elenco di parametri utili a definire i presupposti per eseguire la simulazione è quello riguardante la definizione del ruolo delle parti nella simulazione, gli estremi di calcolo e lo step. I movimenti contemplati sono due ossia quello di rotolamento tra ingranaggio e utensile e quello verticale dell'utensile, lungo l'asse di rotazione. Il secondo non risulta necessario ai fini di determinare il profilo dell'utensile in quanto l'utensile è stato schematizzato da una sua sezione supposta infinitesima e il profilo è generato dall'involuppo ossia dal rotolamento.

Il programma è stato predisposto per simulare entrambi i movimenti differenziando i due step di rotazione e traslazione, e quindi gli estremi di calcolo ossia angoli iniziale e finale e spostamenti iniziale e finale. Tuttavia, nelle simulazioni condotte, non è stato attivato lo spostamento come movimento.

La definizione del ruolo delle due parti viene eseguita mediante un tasto, in maniera automatica: l'ingranaggio taglia l'utensile.

3.5 SIMULAZIONE

Avviando la simulazione l'utensile ruota di un angolo pari allo step e l'ingranaggio ruota di un angolo proporzionale al precedente, secondo il rapporto di ingranaggio. Le rotazioni corrispondono ad un cambio di orientamento dei sistemi di riferimento, che causano quindi le rotazioni degli oggetti solidali ad essi. Segue quindi la sottrazione booleana dei volumi ossia la superficie dell'ingranaggio taglia il volume dell'utensile compenetrante. Al termine della simulazione si apre il file relativo alla parte utensile ed è possibile selezionare la superficie da proiettare su un piano normale all'asse, per ottenere quindi il profilo del tagliente proiettato, esportato mediante un file DXF.

3.6 VALIDAZIONE DEL SOFTWARE

Di seguito vengono riportati i risultati di cinque simulazioni, condotte per validare il software progettato mediante il confronto in AutoCAD con i risultati del programma di progettazione utilizzato dall'azienda.

I profili vengono sovrapposti facendo coincidere gli assi di simmetria dei due denti da confrontare e il punto di intersezione tra il profilo e l'asse di simmetria, appartenente al diametro esterno (esempio in Figura 32). In blu è riportato il profilo di confronto, ottenuto con il programma di progettazione, in nero è il profilo ottenuto con la simulazione e in verde è indicato il diametro esterno ottenuto.

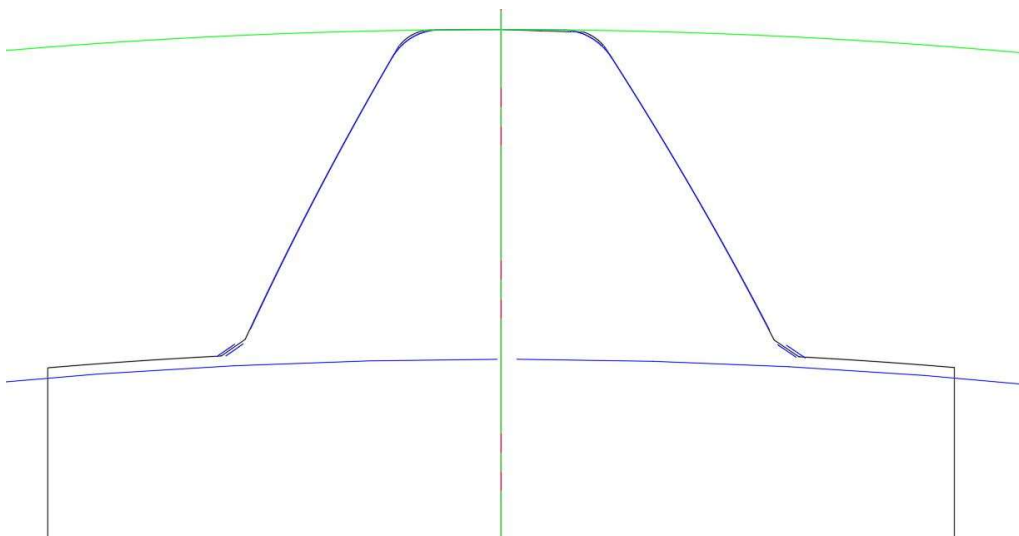


Figura 32 – Dettaglio: confronto tra i profili.

Vengono controllati la forma dell'evolvente, la posizione del semi-topping e il diametro della circonferenza esterna.

L'evolvente si verifica per sovrapposizione del profilo e per confronto dei diametri di base con quelli teorici del programma di progettazione. Viene utilizzato un programma che calcola i diametri di base ed eventuali bombature o cavità, fornite in ingresso le coordinate di tre punti sull'evolvente di ciascun fianco. Il programma contempla utensili skiving, pertanto nel caso di utensili stozzatori i diametri di base sono stati calcolati mediante costruzione geometrica in AutoCAD.

La circonferenza esterna dell'utensile viene tracciata per verificare che il diametro coincida con quello impostato nella simulazione. Tale verifica è utile a validare il calcolo delle coordinate per posizionare l'asse dell'utensile.

Per validare il modello sono state condotte cinque simulazioni, introducendo i parametri di progetti già esistenti in azienda.

Le simulazioni sono state condotte con un passo angolare di 0.25° , per 50° di rotazione dell'utensile, essendo di interesse il profilo del singolo dente.

3.6.1 Simulazione 1

Questa simulazione riguarda un ingranaggio dritto e un utensile stozzatore dritto. I dati relativi a ingranaggio e utensile sono riportati in Tabella 1.

Ingranaggio	
Modulo normale	2.54
Angolo di pressione normale	30°
Numero di denti	54
Elica primitiva	0°
Diametro interno	135 mm
Diametro esterno	142.05 mm
Vano primitivo normale	4.1762 mm
Utensile	
Numero denti	40

Angolo di petto	5°
Diametro esterno	106.6 mm
Angolo di incrocio	0°
Posizione asse utensile	(0; 17.725) mm

Tabella 1- Simulazione 1: parametri.

Il profilo ottenuto dell'utensile è riportato nel confronto in Figura 33. Si può osservare come i due profili, blu e nero, si sovrappongono e che l'errore su ciascun fianco è inferiore a 8 μm (Figura 34). Per rappresentare l'andamento dell'errore sull'evolvente attiva sono state esportate su un foglio Excel le coordinate dei punti sui due profili corrispondenti al medesimo diametro, tra i quali è stata calcolata la distanza. La procedura è stata eseguita per diversi diametri affinché fosse possibile rappresentare l'andamento dell'errore come in Figura 34.

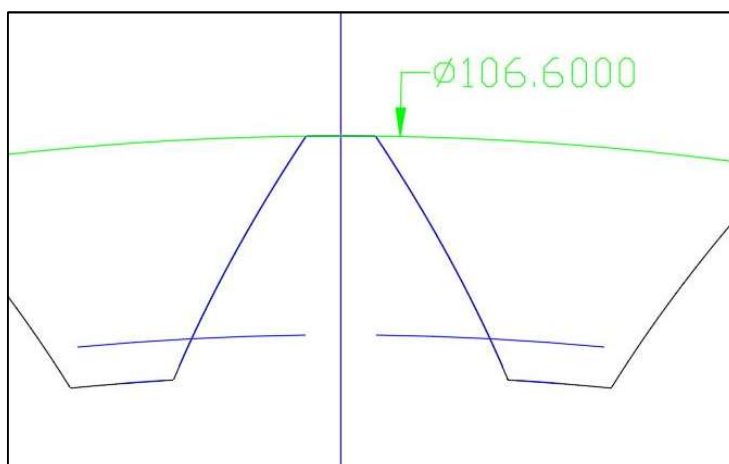


Figura 33 – Simulazione 1: confronto profili utensile.

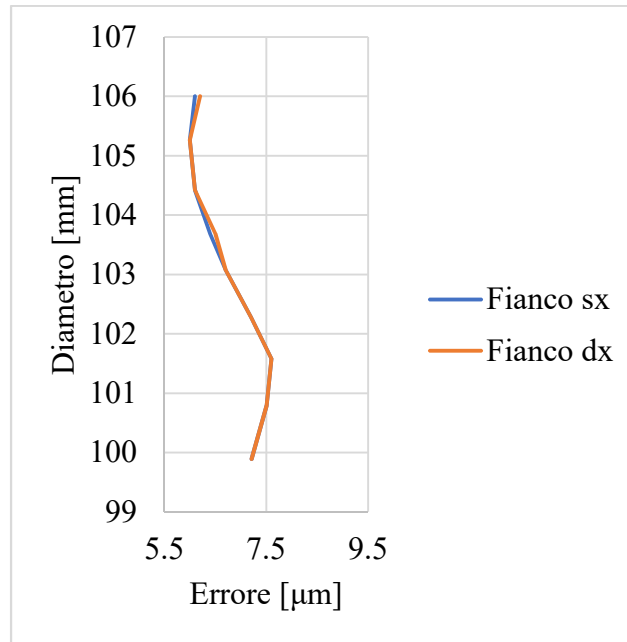


Figura 34 – Simulazione 1: Andamento dell'errore sul fianco.

Il diametro esterno ottenuto coincide con quello riportato in Tabella 1, riportato in verde in Figura 33.

I diametri di base sono stati ottenuti per costruzione geometrica, mediante Autocad, e sono stati confrontati con quelli teorici calcolati dal programma di progettazione come riportato in Tabella 2: le grandezze si possono considerare compatibili.

Diametro di base		
[mm]		
	Simulazione	Programma di progettazione
Fianco 1	87.896	87.988
Fianco 2	87.872	87.988

Tabella 2 – Simulazione 1: diametri di base.

3.6.2 Simulazione 2

Come nel caso precedente l'ingranaggio e l'utensile stozzatore presentano dentatura dritta. In Tabella 3 sono riportati i parametri di definizione delle geometrie.

Ingranaggio	
Modulo normale	4
Angolo di pressione normale	30°
Numero di denti	16
Elica primitiva	0°
Diametro interno	60.4 mm
Diametro esterno	69.2 mm
Vano primitivo normale	6.283 mm
Utensile	
Numero denti	7
Angolo di petto	5°
Diametro esterno	33.200 mm
Angolo di incrocio	0°
Posizione asse utensile	(0; 18) mm

Tabella 3 - Simulazione 2: parametri.

Il profilo ottenuto dell'utensile è riportato nel confronto in Figura 35: i due profili, blu e nero, si sovrappongono e la distanza misurata tra di essi su ciascun fianco è inferiore a 2 μm , come si evince dall'andamento dell'errore misurato su ciascun fianco riportato in Figura 36.

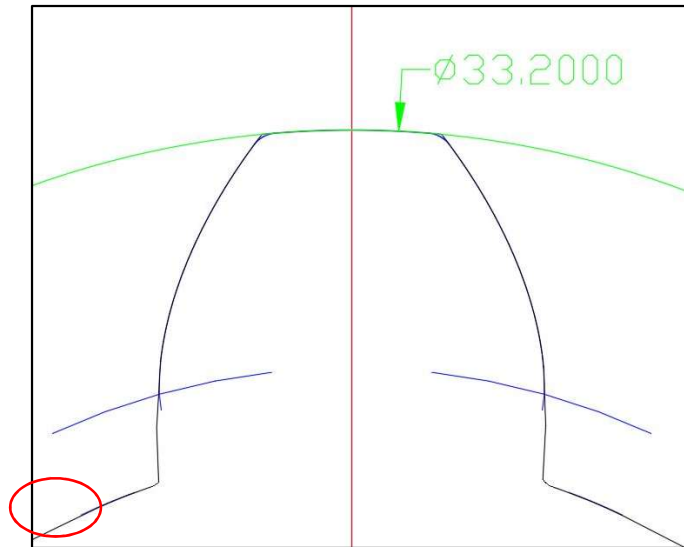


Figura 35 - Simulazione 2: confronto profili utensile.

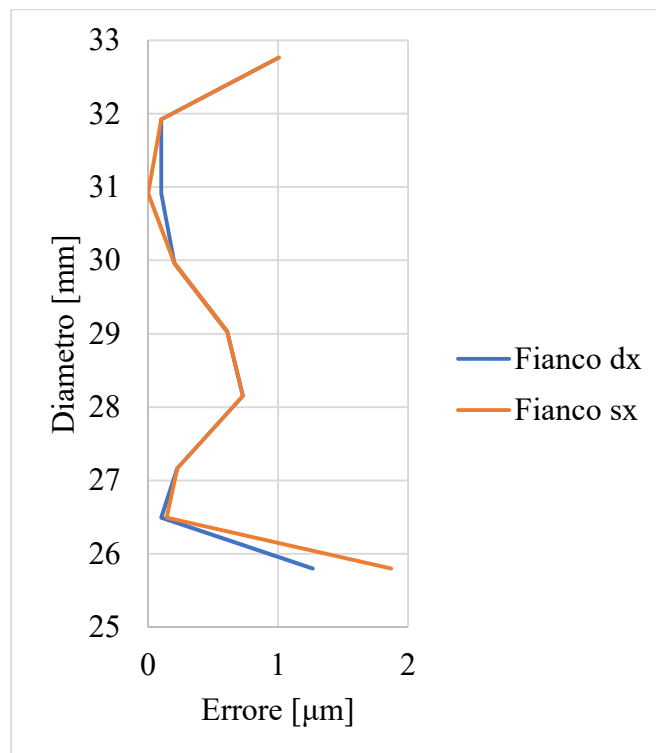


Figura 36 - Simulazione 2: Andamento dell'errore sul fianco.

Il diametro esterno ottenuto coincide con quello riportato in Tabella 3.

In questo caso il coltello non è *topping* ossia non realizza la testa del dente dell'ingranaggio. Per questa ragione il diametro interno dell'utensile non rotola su quello esterno dell'ingranaggio bensì è minore. Il software contempla questa possibilità

generando un ingranaggio con altezza del dente maggiore al fine di ottenere il profilo dell'utensile richiesto. Come riportato in Figura 35 gli archi di circonferenza evidenziati in rosso, che rappresentano il diametro interno dell'utensile, si sovrappongono. Gli altri archi blu di diametro maggiore rappresentano invece l'inizio dell'evolvente attivo.

I diametri di base sono stati ottenuti per costruzione geometrica con Autocad e sono stati confrontati con quelli teorici calcolati dal programma di progettazione come riportato in Tabella 4: le grandezze si possono considerare compatibili.

Diametro di base		
[mm]		
	Simulazione	Programma di progettazione
Fianco 1	24.334	24.249
Fianco 2	24.333	24.249

Tabella 4 - Simulazione 2: confronto diametri di base.

3.6.3 Simulazione 3

L'ingranaggio è elicoidale, esterno mentre l'utensile è un coltello skiving con affilatura dritta. In Tabella 5 sono riportati i parametri di definizione di utensile e ingranaggio.

Ingranaggio	
Modulo normale	1.60607
Angolo di pressione normale	17.5°
Numero di denti	24
Elica primitiva (dx)	23.7809°
Diametro interno	37.935 mm
Diametro esterno	46.75 mm
Spessore primitivo normale	3.0949 mm
Semi-topping: angolo di pressione normale	52.22°

Diametro inizio semi-topping	45.9359 mm
Utensile	
Numero denti	43
Angolo di petto	5°
Diametro esterno	73.333 mm
Angolo di incrocio	24.003°
Posizione asse utensile	(0; 55.634) mm

Tabella 5 - Simulazione 3: parametri.

In Figura 37 è riportato il confronto tra i profili dell'utensile: lungo i fianchi i profili si sovrappongono con un errore inferiore a 0.02 mm; in prossimità della testa dell'utensile il grafico di controllo presenta dei raccordi, dovuti a parametri interni al programma di progettazione, non contemplati dal software di simulazione. Il semi-topping sul fondo del dente simulato non rientra nella tolleranza riportata dal grafico di controllo. Questo errore è dovuto al diametro di inizio del semi-topping indicato nei dati dell'ingranaggio in Tabella 5. Nel software di progettazione tale dimensione viene indicata come riportato in tabella e viene poi modificata in fase di calcolo e generazione del profilo.

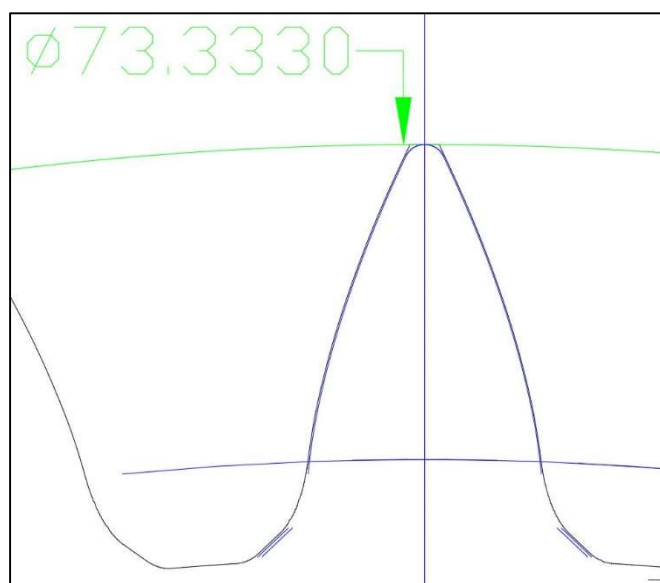


Figura 37 - Simulazione 3: confronto profili utensile.

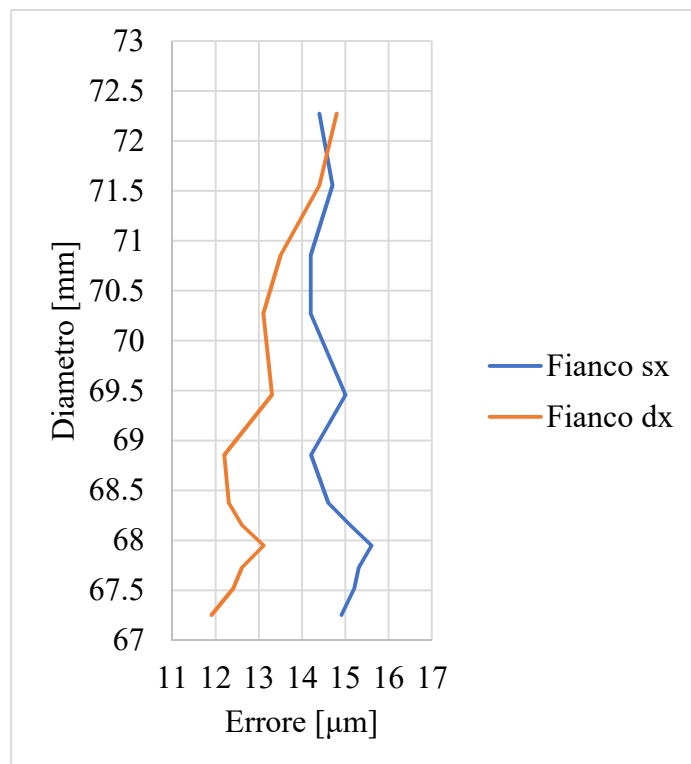


Figura 38 – Simulazione 3: Andamento dell'errore sul fianco.

Il diametro esterno ottenuto coincide con quello riportato in Tabella 5.

I diametri di base calcolati per punti del profilo simulato sono compatibili con quelli teorici calcolati dal software di progettazione, come riportato in Tabella 6.

Diametro di base [mm]		
	Simulazione	Programma di progettazione
Fianco 1	65.848	65.865
Fianco 2	65.876	65.865

Tabella 6 - Simulazione 3: diametri di base.

3.6.4 Simulazione 4

Come nel caso precedente l'ingranaggio ha dentatura elicoidale esterna e il coltello è skiving con affilatura dritta.

Ingranaggio	
Modulo normale	2.35
Angolo di pressione normale	17.5°
Numero di denti	11
Elica primitiva (dx)	32.21°
Diametro interno	24.963 mm
Diametro esterno	38.0 mm
Spessore primitivo normale	4.333 mm
Semi-topping: angolo di pressione normale	41.3°
Diametro inizio semi-topping	37.1755 mm
Utensile	
Numero denti	33
Angolo di petto	5°
Diametro esterno	84.726 mm
Angolo di incrocio	32.21°
Posizione asse utensile	(0; 54.844) mm

Tabella 7 - Simulazione 4: parametri.

In Figura 39 è riportato il confronto tra i profili dell'utensile: i profili blu e nero sembrano sovrapporsi e l'errore calcolato su ciascun fianco in Figura 40 è inferiore a 8 μm ; il semi-topping rientra nella tolleranza del grafico di controllo. Anche in questo caso il grafico di confronto presenta dei raccordi non previsti dal software di simulazione.

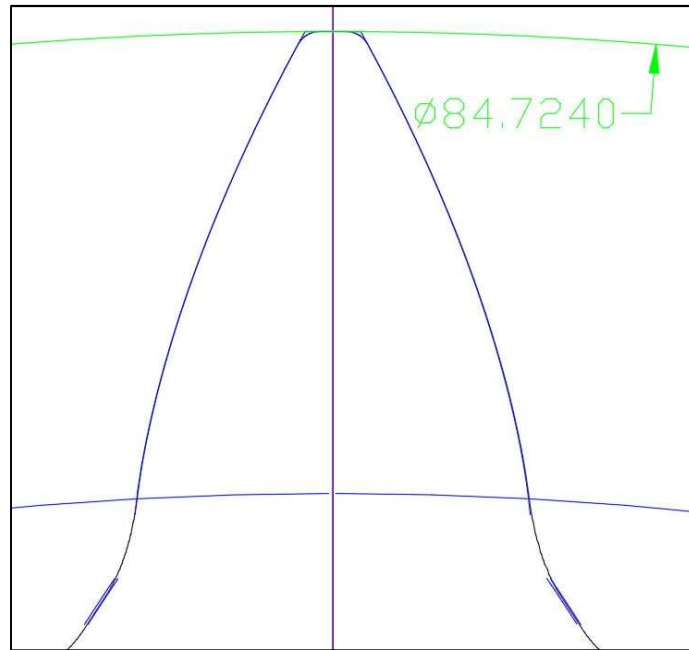


Figura 39 - Simulazione 4: confronto profili utensile.

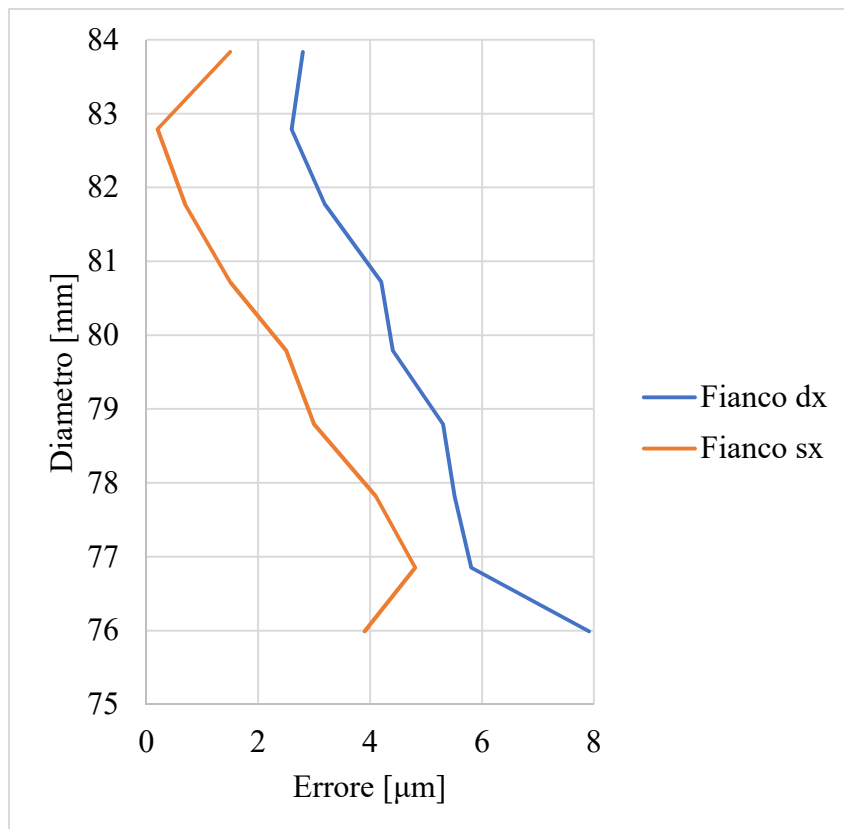


Figura 40 – Simulazione 4: andamento dell'errore sul fianco.

Il diametro esterno ottenuto coincide con quello riportato in Tabella 7.

I diametri di base calcolati per punti, del profilo simulato, sono compatibili con quelli teorici calcolati dal programma di progettazione (Tabella 8).

Diametro di base		
[mm]		
	Simulazione	Programma di progettazione
Fianco 1	73.982	73.963
Fianco 2	73.950	73.963

Tabella 8 - Simulazione 4: diametri di base.

3.6.5 Simulazione 5

L'ultima simulazione riguarda un ingranaggio interno a dentatura dritta e un coltello skiving con affilatura a gradini.

Ingranaggio	
Modulo normale	2
Angolo di pressione normale	30°
Numero di denti	58
Elica primitiva (dx)	-
Diametro interno	116.11 mm
Diametro esterno	120.27 mm
Spessore primitivo normale	4.2427 mm
Semi-topping: angolo di pressione normale	60°
Diametro inizio semi-topping	116.31 mm
Raggio di fondo	0.32 mm
Pendulum	0.34 mm

Utensile	
Numero denti	34
Angolo di petto	5°
Diametro esterno	20°
Angolo di incrocio	76.259 mm
Posizione asse utensile	(0; 22.006) mm

Tabella 9 - Simulazione 5: parametri.

In Figura 41 è riportato il confronto dei profili in AutoCAD: il semi-topping rientra nella tolleranza del profilo di confronto e l'errore su ciascun fianco è minore di 4 µm, come indicato dall'andamento di Figura 42.

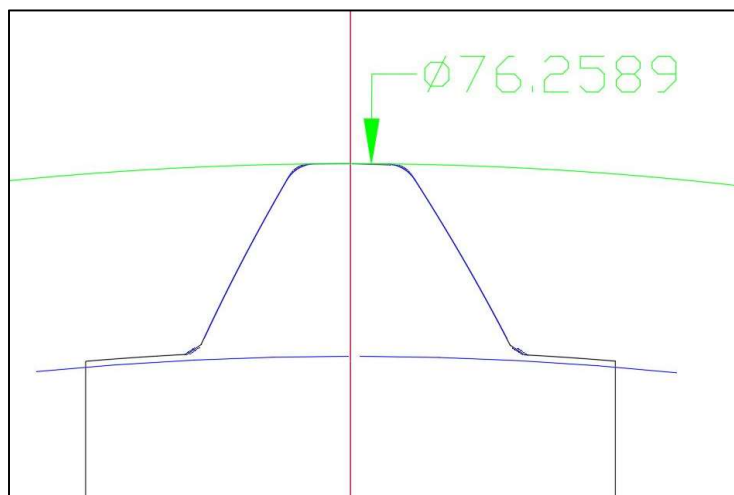


Figura 41 - Simulazione 5: confronto profili utensile.

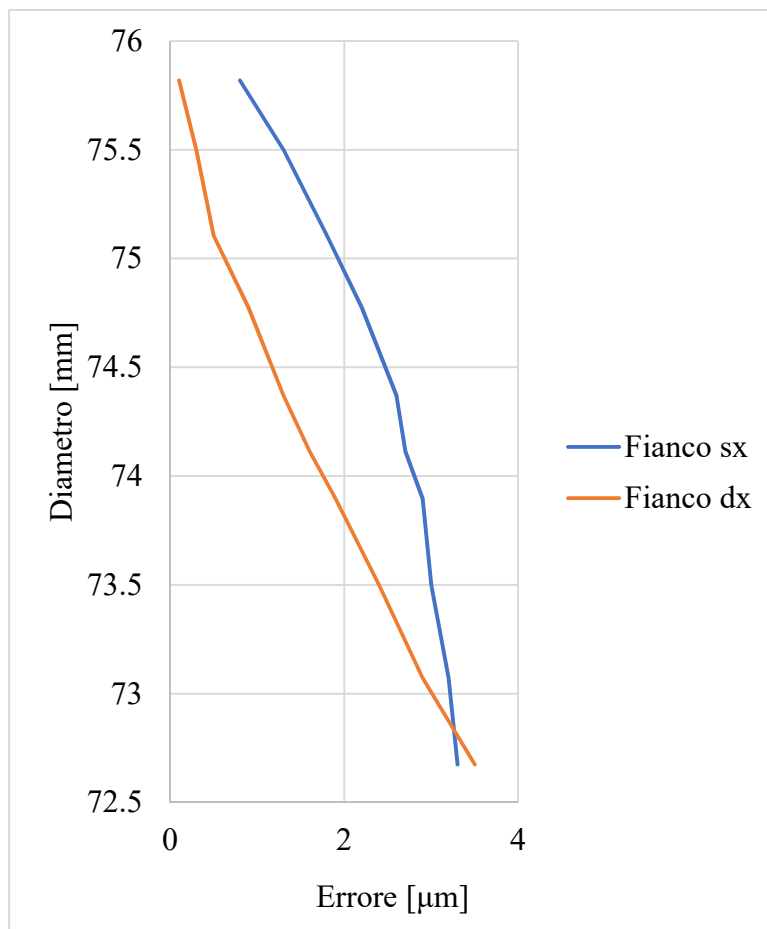


Figura 42- Simulazione 5: Andamento dell'errore sul fianco.

Il diametro esterno ottenuto coincide con quello riportato in Tabella 9.

In questo caso i diametri di base sono stati calcolati mediante costruzione geometrica con AutoCAD sia per il profilo ottenuto con la simulazione sia in quello di confronto, essendo l'affilatura di tipo a gradini e la proiezione considerata quella sul piano normale all'asse dell'utensile. Il programma di calcolo dei diametri di base e quello del software di progettazione per il calcolo dei diametri teorici non sono stati utilizzati in quanto non considerano questo tipo di proiezione. I risultati ottenuti riportati in Tabella 10 risultano compatibili.

Diametro di base		
[mm]		
	Simulazione	Programma di progettazione
Fianco 1	64.422	64.495
Fianco 2	62.828	62.847

Tabella 10 - Simulazione 5: diametri di base.

3.7 OSSERVAZIONI

Come riportato nell'analisi dei risultati il metodo utilizzato nella simulazione cinematica per determinare il profilo dell'utensile si può considerare validato, in accordo con altri studi come quello di N. Sabkhi et al. [7], in cui il modello cinematico è stato considerato valido con errori di 0.2 mm.

Nella fase di confronto dei risultati gli aspetti di maggiore interesse sono la sovrapposizione grafica del profilo, la compatibilità dei diametri di base e il diametro esterno dell'utensile. Per quanto riguarda l'errore sui fianchi, quindi sullo spessore del dente, non è stata eseguita un'analisi approfondita essendo questo aspetto di minore interesse secondo quanto riportato dall'azienda. I fattori di errore sono numerosi, tra cui l'approssimazione del profilo dell'evolvente mediante archi di circonferenza, gli errori per approssimazioni eseguite in fase di calcolo e lo step di simulazione scelto. Per analizzare meglio l'influenza di quest'ultimo, la simulazione 5 è stata ripetuta con uno step angolare di simulazione di 0.1° , meno della metà del valore utilizzato per la simulazione descritta in precedenza. Anche in questo caso la sovrapposizione dei profili è accettabile e l'errore sui fianchi rimane circa invariato (Figura 43).

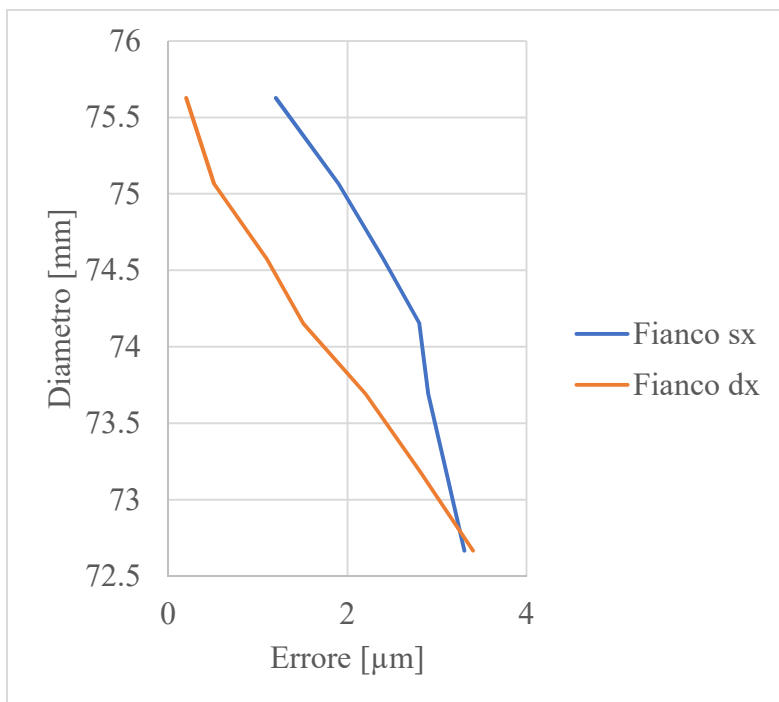


Figura 43 - Simulazione 5 con step di calcolo a 0.1° : andamento errore sul fianco.

4 STATO DELL'ARTE SULLE SIMULAZIONI DI PROCESSO PER IL TAGLIO DELLE RUOTE DENTATE

Ad oggi, in ambito dei processi di taglio, sono in continuo miglioramento le prestazioni degli ingranaggi e l'affidabilità dell'utensile di taglio e tra i processi di taglio di ingranaggi più studiati vi è quello con creatore. Questo processo, confrontato con i processi convenzionali di tornitura, fresatura e foratura, presenta numerose complessità [8].

La cinematica si articola secondo tre movimenti relativi sincronizzati, tra utensile e pezzo: l'ingranaggio ruota rispetto al proprio asse di simmetria con velocità angolare costante mentre il creatore ruota rispetto al proprio asse di simmetria e procede in direzione assiale, con moto di avanzamento. In Figura 44 è riportato uno schema dei movimenti compiuti durante il taglio.

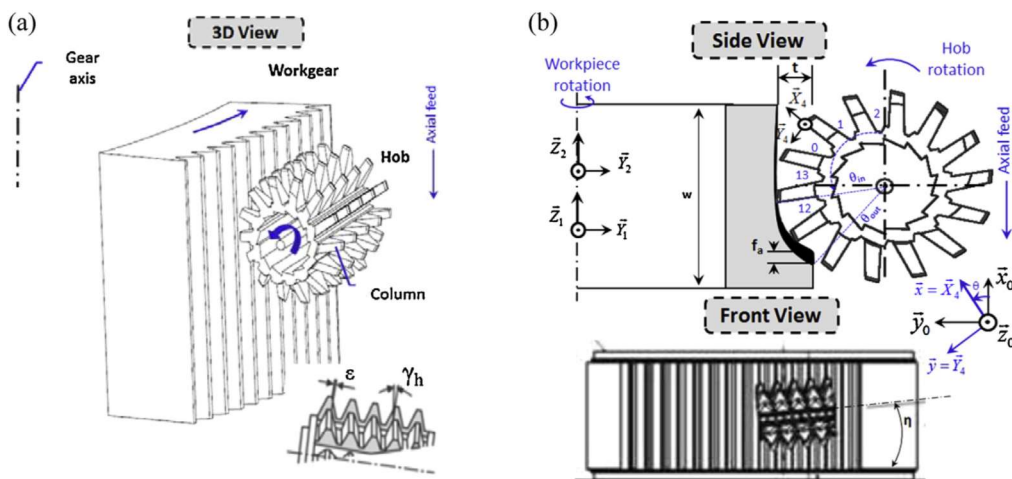


Figura 44 - Parametri principali e cinematica di base del taglio con creatore: (a) rappresentazione 3D (b) rappresentazione 2D [9].

La complessità cinematica comporta difficoltà nel determinare la geometria del truciolo, l'entità dell'usura dell'utensile e l'andamento delle forze di taglio [10]. Per analizzare il processo vengono utilizzati diversi software di simulazione tra cui FRS/MAT [11], HOB3D [12] [13], SPARTApro [14], AdvantEdge [15] e Deform 3D [16]: i primi tre sono programmi ideati dagli autori degli studi, mentre gli ultimi due sono software commerciali.

Il calcolo delle forze coinvolte nel processo è di primaria importanza in quanto serve ad ottimizzare il processo e ad analizzare l'influenza delle condizioni di taglio sulla formazione del truciolo e quindi sulla termomeccanica del processo [9]. Diversi autori [17] [10] [13] [18] si avvicinano al problema utilizzando leggi empiriche come le equazioni di Kienzle-Victor [19]. In questo caso le forze di taglio vengono calcolate utilizzando dei coefficienti (o pressioni specifiche) calibrati secondo le condizioni di taglio, dipendenti da quelle impostate per il test sperimentale, e correlati ai materiali e alle geometrie di taglio. Questo metodo richiede numerosi test sperimentali, con geometrie quanto più vicine a quelle del processo reale, rendendo i risultati delle simulazioni strettamente legati alle condizioni semplificate della fase di test. L'accuratezza dei risultati, pertanto, è direttamente proporzionale alla riproduzione delle condizioni reali di taglio in fase sperimentale per la calibrazione del modello.

I numerosi test necessari alla formulazione del modello, sono la causa principale della scarsa economicità di questo metodo.

Un esempio di tale approccio è riportato nello studio di Tapoglou et al. [17] in cui viene utilizzato il programma HOB3D, sviluppato dagli autori, associato ad un CAD commerciale, per simulare il processo di taglio con creatore di ingranaggi esterni. In una prima fase, il software calcola le dimensioni dei trucioli indeformati per ciascuna posizione generativa (GP), corrispondente ad ogni dente del creatore deputato alla realizzazione di un vano. Segue il calcolo delle forze mediante le equazioni di Kienzle-Victor, precedentemente citate e riportate di seguito:

$$F_i = K_i b h^{1-z} \quad \text{con } i = r, s \text{ e } v$$

Nell'espressione il termine K_i rappresenta il coefficiente, b è lo spessore del truciolo e h l'altezza. Tali dimensioni si riferiscono all'elemento di truciolo indeformato derivante dalla discretizzazione di quest'ultimo in rettangoli, come riportato in Figura 45.

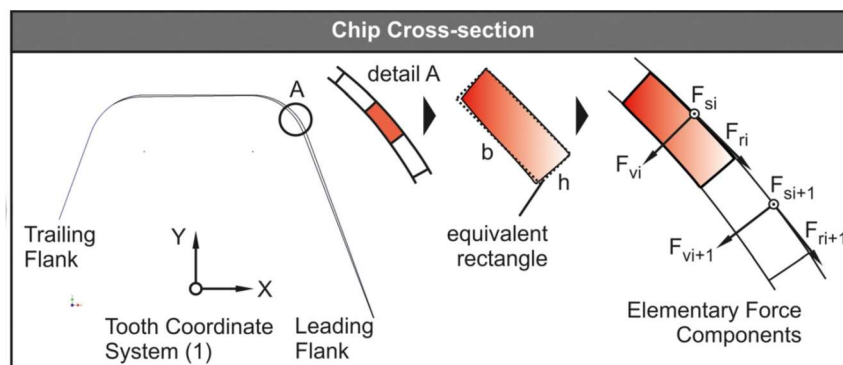


Figura 45 - Discretizzazione della sezione del truciolo indeformato [17].

Per ogni elemento vengono calcolate le forze, in particolare si considerano tre componenti: una tangente al tagliente (F_r), una parallela alla velocità periferica del creatore (F_s) e una normale alle precedenti (F_v). Il punto di applicazione delle forze coincide con il centro del segmento individuato sul tagliente.

Con matrici di trasformazione le componenti vengono riferite al sistema principale fisso e sommate, ottenendo le componenti lungo X, Y e Z per ogni posizione generativa. In questo caso gli autori hanno utilizzato i coefficienti K_i riportati in letteratura [20].

Per validare il modello, gli autori hanno confrontato le forze calcolate con quelle misurate sperimentalmente, mediante un dinamometro montato in corrispondenza dell'ingranaggio. L'errore maggiore del modello risiede nel discretizzare in rettangoli gli elementi in testa al dente dell'utensile, pertanto l'errore cala riducendo la lunghezza di ciascun segmento: con elementi aventi b pari ad un decimo dell'arco sul profilo, l'errore risulta minore dello 0.7%.

Un metodo simile viene impiegato da K. Erkorkmaz et al. [21] per analizzare la cinematica di taglio con coltello stozzatore. In questo caso il software ideato dagli autori non si interfaccia con un modellatore 3D e si articola mediante matrici di rotazione e per sezioni su cui avviene la definizione della geometria del truciolo indeformato. Viene, quindi, calibrato sperimentalmente un modello con coefficienti, simile a quello di Kienzle-Victor, e poi si passa alla validazione mediante il confronto tra le forze calcolate e quelle misurate sperimentalmente.

Approcci di questa tipologia permettono di calcolare le forze mediante un software, tuttavia la capacità predittiva rimane fortemente legata al metodo di determinazione dei coefficienti di calibrazione del modello e quindi alla taratura degli strumenti utilizzati in

fase di test per misurare le forze. Questo sistema, inoltre, non permette di comprendere i principi fisici coinvolti nel processo, inglobando numerosi aspetti all'interno dei coefficienti.

Altri autori hanno seguito un approccio volto al comprendere la fisica del processo, cercando di implementare modelli nei software di simulazione FEM. Anche in questo caso alcuni hanno sviluppato il software in maniera indipendente, altri hanno utilizzato programmi commerciali.

Rispetto ai casi precedenti non si ha uno studio incentrato solo sulla cinematica di processo bensì sulla discretizzazione dei volumi e la risoluzione delle equazioni indefinite di equilibrio, di compatibilità, costitutive e di Fourier. L'obiettivo primario non è ottenere solo l'andamento delle forze esercitate dall'utensile durante il taglio, bensì determinare il campo delle tensioni, delle temperature e quindi passare alla stima dell'usura dell'utensile.

K. -D. Bouzakis et al. [16] propongono una procedura per simulare la dentatura con creatore articolata in tre fasi:

1. Simulazione cinematica con calcolo matriciale in MATLAB;
2. Modellazione solida 3D del creatore e dell'ingranaggio;
3. Modello termo-meccanico agli elementi finiti della fase di lavorazione con DEFORM-3D.

Nella prima fase vengono definiti sei sistemi di riferimento per poter descrivere i movimenti di utensile e ingranaggio, con matrici di rotazione e traslazione. La forma dell'ingranaggio viene definita dalle sottrazioni di volume ad ogni step di rotazione del creatore, da cui dipende l'accuratezza dei risultati. La geometria del vano dell'ingranaggio viene quindi descritta dal profilo ottenuto su piani normali all'asse dell'ingranaggio. In maniera analoga si definisce la geometria del truciolo indeformato, da cui si ottiene la seguente mappa cromatica di Figura 46, che rappresenta gli spessori del truciolo indeformato per ogni step di rotazione, lungo il tagliente. Tale tipo di rappresentazione è simile a quella graficata dal software SPARTA.

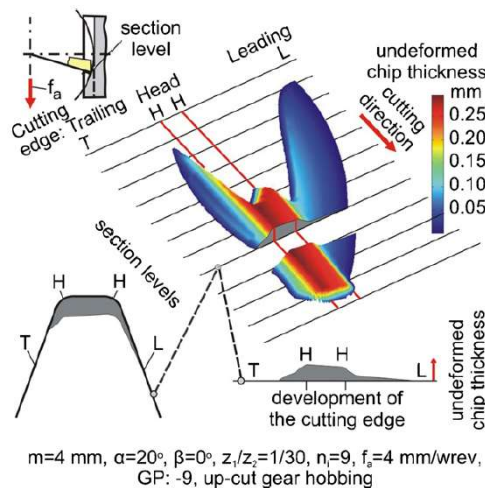


Figura 46 – Mappa degli spessori del truciolo durante il taglio di un dente del creatore (FRS/MAT) [16].

Tramite il modellatore 3D, Solidworks, vengono definite le geometrie 3D delle varie parti e per condurre la simulazione il creatore viene rappresentato da un cilindro con un solo dente che si posiziona a seconda della posizione generativa da simulare. Il modello 3D del vano sull'ingranaggio viene importato nel CAD tramite una nuvola di punti, calcolati con le matrici del software FRS/MAT, ad ogni iterazione. Segue la fase di definizione della *mesh* in cui il vano viene discretizzato in superficie con 20'000 elementi triangolari per passare poi ad elementi tetraedrici.

Per la fase di simulazione FEM viene utilizzato DEFORM-3D che gestisce una mesh lagrangiana in cui gli elementi sono solidali al materiale e ne seguono la deformazione. Questa tipologia di mesh si presta bene a simulare processi di taglio ma allo stesso tempo richiede un elevato carico computazionale; le deformazioni plastiche severe vengono gestite mediante un sistema di riformulazione localizzata della mesh, qualora si presentino distorsioni elevate, generando un errore che si somma a quello implicito della discretizzazione. La mesh viene generata automaticamente, con la possibilità di infittire le zone di maggior interesse, come in prossimità del vano o del tagliente.

Il materiale del pezzo viene considerato omogeneo, isotropo e viscoplastico, ossia le tensioni sono correlate a deformazione, velocità di deformazione e temperatura; l'utensile viene ipotizzato rigido, trascurando quindi le proprietà meccaniche del materiale.

L'accuratezza dei risultati ottenuti con analisi FEM dipende dalle leggi di caratterizzazione del materiale e dai parametri utilizzati all'interno di queste equazioni.

In questo studio i parametri vengono calcolati con test di taglio ortogonale e di deformazione piana, introducendo un ulteriore errore dovuto alla semplificazione del modello. La prima teoria utilizzata è quella di Lei et al. [22]:

$$\sigma = \sigma_0 \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)^n \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right)^m F(T_H)$$

$$\text{con } T_H = \frac{T}{T_m}, \begin{cases} F(T_H) = C_1 T_H + C_2 & T_H \leq 0.472 \\ F(T_H) = C_3 T_H^3 + C_4 T_H^2 + C_5 T_H + C_6 & 0.472 \leq T_H \leq 0.635 \end{cases}$$

I parametri n e m sono i coefficienti di incrudimento e di sensibilità al tasso di deformazione; la terna $(\sigma_0, \varepsilon_0, \dot{\varepsilon}_0)$ indica la condizione di riferimento; l'ultimo termine T_H è la temperatura omologa ossia il rapporto tra la temperatura del materiale e la temperatura di fusione espressa in K.

La funzione polinomiale F viene definita in due regioni e contempla gli effetti della temperatura sullo stato tensionale. Gli autori hanno deciso di considerare come materiale di riferimento per determinare T_m e gli altri parametri l'acciaio AISI 1020, in rappresentanza della classe di acciai a basso contenuto di carbonio.

Le condizioni di esistenza del modello sono le seguenti:

$$\begin{cases} 0 \leq \varepsilon \leq 2 \\ \dot{\varepsilon} \leq 50,000 \text{ s}^{-1} \\ 25 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 650 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

Per deformazioni superiori a 2, la tensione è stata supposta a valore costante.

Altra teoria utilizzata per l'analisi FEM è quella formulata da Oxley [23]: dai risultati dei test di compressione ad elevata velocità si possono ricavare i parametri utili ai test di taglio, mediante il principio della temperatura modificata (T_{mod}) di MacGregor e Fisher [24].

$$\begin{cases} \sigma = \sigma_1 T_{mod} \varepsilon^{n T_{mod}} \\ T_{mod} = T \left(1 - v \log \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right) [K] \end{cases}$$

Nelle precedenti relazioni σ ed ε sono rispettivamente la tensione di flusso uniassiale e la deformazione; σ_1 e il coefficiente di incrudimento (n) sono espressi in funzione di T_{mod} ; $\dot{\varepsilon}_0$ e v sono costanti. In questo modo ad un aumento della velocità di deformazione cala la temperatura modificata. Per temperature inferiori a quelle di ricristallizzazione,

tuttavia, l'equazione appena descritta rappresenta solo un'approssimazione. Condizioni di esistenza di questo modello sono:

$$\begin{cases} 0 \leq \varepsilon \leq 5 \\ \dot{\varepsilon} \leq 20,000 \text{ s}^{-1} \\ 20 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 1300 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

Le condizioni di interfaccia tra utensile e truciolo dipendono da molti fattori come la velocità di taglio e di avanzamento [25]. In letteratura sono presenti diversi modelli che esaltano un aspetto dei numerosi che concorrono alle condizioni reali di interfaccia tra truciolo e petto dell'utensile ed in questo caso gli autori hanno utilizzato la seguente relazione:

$$\tau_f = mk_{chip} = m \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}}$$

Il coefficiente m viene fatto variare tra 0.60 e 0.95, per quantificare la sensibilità della simulazione al modello di attrito scelto.

Per validare la simulazione gli autori hanno confrontato la geometria del truciolo ottenuto con metodo FEM con quello reale, applicando entrambi i modelli di caratterizzazione del materiale. In Figura 47 viene riportata una tabella di confronto tra le geometrie dei trucioli: con la formula di Lei le dimensioni vengono sovrastimate mentre con quella di Oxley vengono leggermente sottostimate, avvicinandosi di più al caso reale.

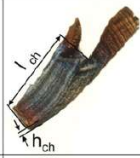
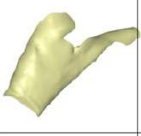




	Real chip	Material flow stress after	
		Lei	Oxley
upper side			
rake face side			
Chip dimensions (approximatetly)		h (mm)	l (mm)
Undeformed		0.25	16
Chip	Real	0.6	6.7
	FEM (Lei)	0.9	4.8
	FEM (Oxley)	0.5	7.5

Figura 47 - Confronto tra le dimensioni dei trucioli [16].

Altro tipo di mesh viene utilizzata da Sabkhi et al. [9], il cui obiettivo è analizzare l'effetto del tagliente e predire l'evoluzione delle forze durante il processo di finitura a secco con creatore. I coefficienti, a differenza degli altri modelli proposti in letteratura, vengono determinati con un metodo termomeccanico che considera le caratteristiche del materiale, la sensibilità alla velocità di deformazione, l'incrudimento e il *softening* dovuto all'incremento di temperatura.

L'approccio proposto prevede di discretizzare il tagliente in segmenti, che di conseguenza producono parti infinitesime di truciolo, e modellarli con una mesh ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian), che presenta sia caratteristiche lagrangiane che euleriane.

Preliminarmente viene creato un modello cinematico per la determinazione del truciolo indeformato per ogni GP, secondo i metodi già presentati in altri articoli. Come posizione di taglio viene considerata solo quella di *full cutting*, quando il creatore ha compiuto metà avanzamento lungo la fascia dell'ingranaggio.

Il tagliente viene discretizzato ed ogni elemento presenta il suo sistema di riferimento, come riportato in Figura 48.

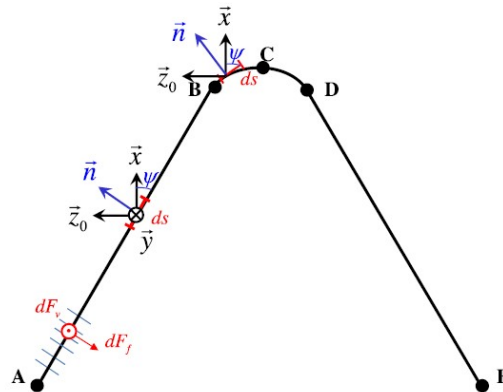


Figura 48 - Discretizzazione del tagliente [9].

Sull'elemento agisce la forza $d\mathbf{R}$:

$$d\mathbf{R} = -dF_v \mathbf{y} - dF_f \mathbf{n}$$

$$\begin{cases} dF_v = (K_{ev} + K_{cv}h)ds \\ dF_f = (K_{ef} + K_{cf}h)ds \end{cases}$$

L'espressione contiene la forza di taglio dF_v e quella normale al tagliente dF_f . Vengono distinte due condizioni di taglio:

1. Il taglio con il petto dell'utensile: rappresentato dai coefficienti K_{cv} e K_{cf}
2. Il taglio con il tagliente: rappresentato dai coefficienti K_{ev} e K_{ef} .

Il secondo predomina quando lo spessore del truciolo indeformato presenta dimensioni simili a quelle del raggio del tagliente. Tale aspetto viene analizzato per prevenire l'usura del tagliente.

I coefficienti vengono determinati mediante un metodo alternativo basato sul metodo ALE agli elementi finiti, validato già per diversi test di taglio ortogonale.

Si determina la forza sul creatore:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_{hob} &= \sum_{tooth} \mathbf{R}_{tooth} = F_x \mathbf{x}_0 + F_y \mathbf{y}_0 + F_z \mathbf{z}_0 \\ \mathbf{R}_{tooth} &= \sum_{cutting\ edge} d\mathbf{R} \\ &= \sum [(dF_v \sin \theta - dF_f \sin \psi \cos \theta) \mathbf{x}_0 - (\varepsilon dF_f \cos \psi) \mathbf{z}_0 \\ &\quad + (-dF_v \cos \theta - dF_f \sin \psi \sin \theta) \mathbf{y}_0] \end{aligned}$$

Dove ε e ψ indicano la posizione lungo il tagliente.

$$\begin{cases} \psi = \alpha_n & \text{in } AB, DE \\ \psi & \text{variabile in } BCD \\ \varepsilon = +1 & \text{in } ABC \\ \varepsilon = -1 & \text{in } CDE \end{cases}$$

Quindi si ricava $\mathbf{R}_{tooth} = (S_v \sin \theta - S_f \cos \theta) \mathbf{x}_0 - (S_v \cos \theta + S_f \sin \theta) \mathbf{y}_0 - \varepsilon \tilde{S}_f \mathbf{z}_0$ con:

$$\begin{cases} S_v = K_{cv} \sum_{cutting\ edge} (h ds) + K_{ev} \sum_{cutting\ edge} (ds) \\ S_f = K_{cf} \sum_{cutting\ edge} (h ds \sin \psi) + K_{ef} \sum_{cutting\ edge} (ds \sin \psi) \\ \tilde{S}_f = K_{cf} \sum_{cutting\ edge} (h ds \cos \psi) + K_{ef} \sum_{cutting\ edge} (ds \cos \psi) \end{cases}$$

Il materiale dell'ingranaggio viene supposto isotropo e viscoplastico secondo la relazione di Johnson-Cook:

$$\bar{\sigma} = [A + B(\bar{\varepsilon}^p)^n] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^p}{\dot{\bar{\varepsilon}}_0} \right) \right] \left[1 - \left(\frac{T - T_0}{T_m - T_0} \right)^m \right]$$

La mesh essendo in parte lagrangiana ed in parte euleriana si muove indipendentemente dal materiale, scongiurando deformazioni eccessive. Si riportano di seguito le equazioni termomeccaniche utilizzate dal simulatore:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \sigma - \mathbf{f}_v = \rho \ddot{\mathbf{u}} \\ \rho c_p \dot{T} - \lambda \nabla^2 T = \dot{q}_v \end{cases}$$

In particolare \dot{q}_v dipende dal lavoro plastico, dalle tensioni, dalle deformazioni, dalla velocità di deformazione e dalla temperatura.

Per l'aspetto tribologico gli autori considerano due scenari: scorrimento e adesione. Quindi viene introdotta la seguente tensione tangenziale:

$$\tau_f = \min(\bar{\tau}, \mu_{loc} \sigma_n) \text{ con } \bar{\tau} = \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}}$$

Lo scambio termico dipende da due fenomeni: attrito e conduzione.

Si riportano di seguito i flussi di calore specifico scambiati tra utensile (t) e truciolo (w).

$$\begin{cases} \dot{q}_{\rightarrow t} = \beta \dot{q}_f + \dot{q}_c \\ \dot{q}_{\rightarrow w} = (1 - \beta) \dot{q}_f - \dot{q}_c \end{cases} \text{ e } \begin{cases} \dot{q}_f = \eta_f \tau_f v_s \\ \dot{q}_c = h(T_w - T_t) \end{cases}$$

in cui η_f è il fattore di conversione del lavoro per attrito, β è il coefficiente di generazione del calore, v_s è la velocità di scorrimento ed h il coefficiente di scambio termico.

I coefficienti per il calcolo delle forze di taglio vengono, quindi, ricavati dal seguente sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{cv} \cong \frac{1}{f} \int_0^{l_c} \sigma_n dx \\ K_{cf} \cong \frac{1}{f} \int_0^{l_c} \tau_f dx \\ K_{ev} \cong \frac{F_v}{w} - \int_0^{l_c} \sigma_n dx \\ K_{ef} \cong \frac{F_f}{w} - \int_0^{l_c} \tau_f dx \end{array} \right.$$

Dove l_c è la lunghezza del tratto di faccia dell'utensile su cui scorre il truciolo e w lo spessore di taglio.

Questo studio risulta interessante perché propone un metodo alternativo per condurre l'analisi FEM e ricavare i coefficienti K in maniera indiretta, senza l'utilizzo di test sperimentali come proposto da altri autori. Per la validazione del modello, tuttavia, gli autori considerano condizioni di taglio non compatibili con quelle del processo di dentatura con creatore a causa delle velocità troppo basse.

Nello studio di Dong et al. [15] viene utilizzato un software commerciale, AdvantEdge, per simulare il taglio con creatore, quindi calcolare le forze, la coppia, le temperature e lo stato tensionale; segue una fase di validazione.

Viene utilizzata la formula di Johnson-Cook, le cui costanti vengono determinate sperimentalmente o secondo letteratura. Anche in questo caso la simulazione riguarda solo la posizione di taglio *full-cutting*.

Per il calcolo relativo all'usura del tagliente è stata inserita la relazione di Usui [26] meglio analizzata nei capitoli successivi:

$$\frac{dW}{dt} = C \sigma_t v_s \exp\left(-\frac{p}{T_{tool}}\right)$$

I valori relativi a pressione normale (σ_t), velocità di scorrimento (v_s) e temperatura derivano dai risultati diretti della simulazione. Le costanti, ricavabili empiricamente, dipendono dai materiali e dai parametri di taglio.

Gli autori riportano che una simulazione con step temporale di 0.002 s, ha richiesto 4-5 giorni di calcolo.

Per validare la simulazione software hanno condotto test di taglio con creatore in carburo di tungsteno su pezzi in acciaio da ingranaggi (es. 34Cr4). Come metodo di confronto hanno utilizzato i trucioli prodotti durante il taglio e la misura del labbro di usura (VB) al microscopio.

Si riporta che le temperature calcolate arrivano fino a 940 °C nella testa del dente dell'utensile, dove si verificano le tensioni e l'usura maggiori.

Le simulazioni e i test sperimentali sono stati condotti variando gli angoli di spoglia: le forze e le temperature aumentano con il diminuire degli angoli; la coppia richiesta e l'usura risultano maggiori in accordo con quanto osservato.

4.1 USURA

Volendo comprendere meglio gli aspetti fisici del processo la ricerca è proseguita in ambito usura e attrito: l'obiettivo è cercare un modello quanto più fedele alla realtà, da inserire nell'ambiente di un simulatore commerciale. La ricerca, pertanto, ha coinvolto genericamente i processi di taglio, essendo assenti in letteratura articoli specifici sui modelli di attrito e usura nei processi di dentatura.

Gli studi seguono principalmente due strade [27]: nel primo caso vengono determinate funzioni empiriche dell'usura dell'utensile basandosi su misure e test sperimentali, nel secondo caso si indaga circa il processo fisico di usura. Zorev [28] ha utilizzato la formula $h_z = c t^u$, che correla il tempo di taglio al labbro di usura mediante dei coefficienti ($u=0.5-1.0$). Tale relazione descrive la diminuzione del tasso di usura iniziale ma non l'incremento di esso in una seconda fase. Muller [29], invece, propone una formula empirica che contempla tale inflessione della curva: $VB = at_c + b(1 - e^{ct_c})$. Sipos propone una relazione che ancor meglio si adatta alle misure sperimentali: $VB(t_c) = C_1 t_c \exp(A + B t_c + C t_c^2)$.

Gli autori che hanno indagato circa i fenomeni fisici del processo hanno formulato le seguenti relazioni:

<p>Shaw e Dirke (1956)</p> $V = k \frac{F_n}{3\sigma_y} L$	<p>Trigger e Chao (1956)</p> $k = k_1 \exp\left(-\frac{Q}{R\theta}\right)$
--	--

Takeyama e Murata (1963)	Usui et al. (1984)
$\frac{dW}{dt} = G(v_c, f) + D \exp\left(-\frac{Q}{R\theta}\right)$	$\frac{dW}{dt} = k_2 v_c \sigma_n D \exp\left(-\frac{Q}{R\theta}\right)$
Zhao et al. (2002)	Luo et al. (2005)
$VB = k_3 \left(\frac{2v_c}{b^2 \tan \alpha_c}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{F_t t_c}{H(\theta)}\right)^{\frac{1}{3}}$ $H(T) = C_1 \theta^3 + C_2 \theta^2 + C_3 \theta + C_4$	$\frac{dVB}{dt} = \frac{A}{H} \frac{F_n}{v_c f} v_s + B \exp\left(-\frac{Q}{R\theta}\right)$
Astakhov (2006)	Attanasio et al. (2008)
$h_s = \frac{dh_r}{dS} = \frac{(h_r - h_{r-i})100}{(1 - l_i)f}$	$\frac{dVB}{dt} = D(\theta) \exp\left(-\frac{Q}{R\theta}\right)$ $D(\theta) = C_1 \theta^3 + C_2 \theta^2 + C_3 \theta + C_4$

Tabella 11 - modelli di usura [27].

Di seguito si riporta la descrizione dei parametri delle formule elencate sopra.

Nomenclature		
B	width of cut, mm	C_w cutting temperature-wear constant, $K/\mu\text{m}$
F	feed rate, mm/rev	C_T Taylor constant, dimensionless
G	acceleration constant, m/min^2	D diffusive constant, $\mu\text{m}/\text{s}$
h_z	thickness of the cutting layer, mm	F_1, F_2 surface of the wear profile on flank wear, mm^2
h_r	radial wear, μm	F_n normal force, N
h_s	relative surface wear rate, $\mu\text{m}/10^3 \text{sm}^2$	F_t thrust force, N
h_{r-i}	initial radial wear, μm	H hardness, dimensionless
k, k_1, k_2, k_3	constants, dimensionless	K constant, $1/\mu\text{m}$
l_i	initial machined length, m	L cutting length, m
L	total machined length, m	Q apparent activation energy, kJ/mol
M	mass, kg	R general gas constant, kJ/Kmol
N	Taylor exponent, dimensionless	S area of the machined surface, m^2
r_e	edge radius of the tool, mm	V volume, mm^3
T	time, min	VB flank wear land, μm
t_c	cutting time, min	W wear, μm
U	exponent, dimensionless	α_0 clearance angle, grad
v_c	cutting speed, m/min	γ_0 rake angle, grad
v_s	sliding speed, m/min	ϵ_r approach angle, grad
A_a	constant of abrasive/adhesive wear, μm	κ_r approach angle, grad
A_{th}	constant of thermally-activated wear, μm	λ_0 inclination angle, grad
B	activation constant, dimensionless	ρ density, kg/m^3
C_v	cutting temperature constant, K	θ temperature, K
		σ_y strength of the workpiece, N/m^2
		ω angular frequency, $1/\text{min}$

Figura

49 - Descrizione parametri di Tabella 11 [27].

Generalizzando, i modelli elencati si differenziano per ipotesi circa il meccanismo di usura predominante durante il processo.

Secondo Shaw [30] l'usura dell'utensile può essere classificata secondo diversi meccanismi:

1. Usura adesiva, tipicamente associata all'adesione, dovuta all'azione di piccole particelle all'interfaccia tra le due parti della coppia tribologica. Se il legame tra le due superfici è maggiore rispetto alla resistenza locale del materiale una particella può trasferirsi da una superficie all'altra.
2. Usura abrasiva, che implica la perdita di materiale con formazione di trucioli. In questo caso uno dei due materiali è più duro rispetto all'altro; qualche volta questo indurimento può essere conseguenza di reazioni chimiche, come l'ossidazione, nei detriti di usura.
3. L'usura erosiva è dovuta all'azione di taglio eseguita da particelle all'interno di un fluido. Tale principio è quello utilizzato nella tecnologia water-jet di taglio delle lamiere.
4. L'usura diffusiva avviene quando la superficie raggiunge elevate temperature e le velocità di scorrimento sono relativamente basse. In questo caso la diffusione allo stato solido assume un ruolo rilevante nel processo di usura, essendo spesso accompagnata dalla decomposizione di un componente di una delle due superfici della coppia tribologica. Nel taglio ad elevate velocità di leghe ferrose, con utensili in metallo duro avviene la trasformazione della ferrite α in ferrite γ , sulla superficie del truciolo. Siccome quest'ultima presenta elevata affinità con il carbonio, i cristalli di WC rilasciano carbonio che diffonde nella superficie del truciolo. La diffusione dipende da diverse variabili come la composizione chimica, la solubilità del carbonio nel truciolo, la temperatura e il tempo. Gli studi relativi a questo tipo di usura, tuttavia, sono difficili da condurre in quanto in un test si verificano diversi meccanismi di usura.
5. L'usura corrosiva avviene con un attacco chimico della superficie.
6. L'usura per frattura (*fracture wear*), particolarmente rilevante durante i processi di taglio, si verifica quando la superficie si frammenta in zone fragili, a causa di vibrazioni e delle forze di taglio.

Tra le relazioni indicate Tabella 11, le più utilizzate in letteratura sono quella di Usui et al. e quella di Takeyama e Murata; alcuni autori hanno, invece, utilizzato modelli risultanti dalla composizione di due o più di quelli precedenti.

Nel 1984, Usui et al. [26] hanno analizzato la tornitura con utensili in WC. Tra i meccanismi di usura hanno considerato come predominanti adesione e abrasione: il secondo dovuto alla presenza nell'acciaio di particelle dure di ossido di silicio e di allumina mentre il primo dovuto alle elevate temperature e alle tensioni normali che innescano fenomeni diffusivi.

La loro analisi parte dalla formula di Shaw e Dirke [31], simile a quella di Archard, che descrive il fenomeno di usura per adesione:

$$dW' = A_r \frac{c}{b} Z dL$$

in cui A_r è l'area reale di contatto, dW' è il volume perso per distanza di scorrimento dL , c è l'altezza delle particelle di usura, b è la distanza media tra le asperità della superficie e Z è la probabilità di Holm ossia la probabilità di produrre una particella di usura a causa di un'asperità. Supponendo il rapporto c/b costante ed esplicitando H , la durezza, e Z si ottiene la relazione:

$$\frac{dW}{\sigma_t dL} = C_1 \exp\left(-\frac{C_2}{\theta}\right)$$

Questa relazione presenta numerose semplificazioni ma allo stesso tempo risulta facilmente applicabile, giustificandone l'impiego. Le uniche costanti da determinare sono C_1 e C_2 , che variano qualora siano presenti particelle dure abrasive.

In alternativa si può considerare un altro modello di usura che considera predominante il meccanismo abrasivo di particelle dure come nel caso di utensili con carburi. L'area di contatto si avvicina a quella apparente e la deformazione dovuta al *thermal softening* avviene lungo la superficie di truciolo in contatto con il petto dell'utensile. In questo caso l'usura sembra dovuta solo all'incisione delle particelle dure del truciolo sul petto dell'utensile.

Nonostante ciò la relazione prima espressa per l'adesione sembra adattarsi anche al fenomeno abrasivo.

Quindi, gli autori hanno proceduto nel verificare sperimentalmente l'equazione prima riportata: hanno considerato il taglio, ortogonale, di un acciaio al carbonio AISI 1025 con un utensile in carburo di tungsteno P20. Gli autori hanno ricavato le tensioni sul petto dell'utensile, sono state misurate la temperatura sulla faccia dell'utensile e la velocità del

truciolo lungo la faccia dell'utensile. La verifica è stata condotta per crateri di usura limitati in quanto la misura delle tensioni e della temperatura erano possibili solo su utensili non usurati. I punti sperimentali relativi all'equazione dell'usura sono stati inseriti in un grafico $\frac{dW}{\sigma_t dL} - \frac{1}{\theta}$ in scala doppio-logaritmica e presentano andamento simile a quello di una retta: da questa si ricavano i coefficienti C1 e C2.

Eseguendo test con diverse tipologie di acciai, con differente contenuto di carbonio, emerge che la relazione prima formulata vale.

Inoltre si nota come l'inclinazione della retta nel grafico cambi nel caso di utensili con carburi di W, per temperature superiori a 850°C. Infatti a temperature superiori a quella critica lo strato di carburi complessi aumenta, interferendo sul tasso di usura e giustificando la variazione di andamento della retta. Estrapolando i valori di C1 e C2 dalla campagna sperimentale si ottiene l'equazione:

$$\frac{dW}{\sigma_t dL} [MPa^{-1}] = 0.01198 \exp\left(-\frac{21950}{\theta}\right)$$

I valori di tensioni, velocità e temperature vengono calcolati mediante un metodo energetico, considerando costante la tensione sul tagliente. Vengono trascurati gli effetti su tali grandezze dell'usura stessa in quanto dalla fase sperimentale è stato osservato che per un'usura non eccessiva le forze di taglio e le temperature misurate con la termocoppia non si discostano particolarmente da quelle dell'utensile non usurato. Come criterio di vita utile dell'utensile viene considerato un cratere di massimo 0.1 mm. La forma del cratere simulata è simile a quella reale tuttavia la posizione sul petto del tagliente si discosta rispetto a quella reale, soprattutto per basse velocità di taglio.

Takeyama e Murata, invece, hanno introdotto un'equazione generale per descrivere il processo di usura, considerando sia processi meccanici che termici. Quelli predominanti sono quello di adesione e abrasione, poi vi sono i processi diffusivi attivabili termicamente.

I due modelli appena descritti vengono utilizzati da Pàlmai [27]. L'autore ipotizza che il cratere di usura e il labbro di usura siano fenomeni indipendenti tra loro. Il labbro di usura viene descritto geometricamente, come in Figura 50.

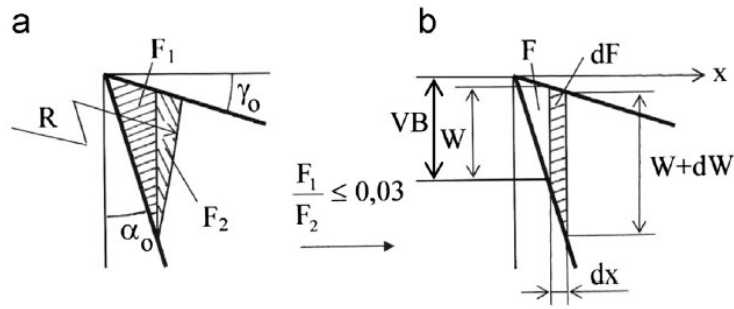


Figura 50 - Espressione geometrica di VB [27].

Segue pertanto la relazione: $VB = \frac{W}{1 - \tan \alpha_0 \tan \gamma_0}$.

Il prodotto al denominatore è prossimo all'unità pertanto è possibile assumere $W \approx VB$.

Passando al tasso di volume asportato si ottiene:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{b}{\tan^{-1} \alpha_0 - \tan \gamma_0} W \frac{dW}{dt}$$

Il nuovo modello matematico introdotto in questo studio per calcolare l'usura del fianco deriva dai modelli di Takeyama, Murata, Usui e in più contempla la relazione tra usura e temperatura:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{v_c}{W} \left[A_a + A_{th} \exp \left(- \frac{Q}{R[\theta_0 + f(W)]} \right) \right]$$

in cui:

$$\theta_0 = C_v v_c^x \text{ con } C_v \text{ e } x \text{ costanti.}$$

$$f(W) \approx C_w W \text{ [K] con } C_w = 0.6 \text{ K}/\mu\text{m per la coppia acciaio-metallo duro;}$$

$$C_w = 1.2 \text{ K}/\mu\text{m per acciaio.}$$

Combinando le precedenti relazioni si ottiene la seguente equazione:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{v_c}{W} \left[A_a + A_{th} \exp \left(- \frac{B}{v_c^x + KW} \right) \right]$$

$$\text{Con } B = \frac{Q}{RC_v} \text{ e } K = \frac{C_w}{C_v}.$$

Le costanti da determinare sono x, C_w, C_v, A_a, A_{th} e B: le prime tre si ricavano dagli studi sulla teoria del taglio, le ultime tre si possono determinare in diversi modi, ad esempio

con l'analisi di regressione, ossia su base empirica. In questo studio le costanti sono state scelte secondo quanto riportato in letteratura.

Nello studio di Lotfi et al. [32] utilizzano DEFORM 3D, associato al modello di Usui, per simulare il processo e stimare l'usura dell'utensile. In questo caso il processo è la tornitura assistita da ultrasuoni.

Il pezzo e l'inserito sono stati discretizzati rispettivamente con 28'000 e 36'000 tetraedri, distribuiti in maniera più fitta nelle zone di interesse, come in prossimità del tagliente.

Il modello utilizzato per l'attrito è: $\tau = mk$, con $m = 0.6$.

Per descrivere il fenomeno dell'usura gli autori hanno utilizzato il modello di Usui, rappresentato da Yen et al. [33]:

$$VB = \frac{AV_s \sigma_n e^{-\frac{B}{T}}}{\tan \gamma}$$

Lo step temporale della simulazione è di 2×10^{-6} s e il modello è stato calibrato con test sperimentali:

- $A = 3.2 \times 10^{-5}$ mm s / N
- $B = 1250$.

Secondo altri autori [34] [35] si riporta che esiste una correlazione diretta tra le variabili del modello e i parametri di taglio rendendo l'equazione applicabile per tutte le condizioni di taglio, a meno della fase di calibrazione.

Con questo approccio, gli autori hanno calcolato un errore inferiore al 10%, ritenendolo pertanto accettabile.

È possibile asserire che tra i modelli fisici per stimare l'usura dell'utensile i più utilizzati sono quelli di Usui, Takeyama e Murata.

I codici FEM 2D implementati con modelli di usura presentano un grande limite, ossia sono in grado di calcolare il cratere di usura e l'usura del fianco solo in condizione di taglio ortogonale. Tale limitazione è stata superata da alcuni autori utilizzando i modelli di usura in un ambiente di simulazione 3D [36] [37] [38] [39].

I risultati ottenuti implementando il modello di Takeyama e Murata in un processo di taglio non ortogonale hanno dimostrato di poter prevedere l'usura dell'utensile, anche se

il modello contempla solo il meccanismo di usura diffusivo, dominante per temperature superiori a 700 °C nel taglio di acciai a basso carbonio con utensile in metallo duro. Alcune discrepanze si sono verificate nel localizzare l'estensione del cratere. Utilizzando il modello di Usui i risultati sono stati soddisfacenti in termini di estensione del cratere di usura, con qualche discrepanza nel calcolo della posizione del cratere e della profondità. Tale modello, infatti, contempla solo il meccanismo abrasivo.

Attanasio et al. [40] hanno utilizzato entrambi i modelli per stimare l'usura dell'utensile in un processo di taglio non ortogonale.

I test per tarare il modello e validarlo sono stati eseguiti con utensile in ISO P40 e pezzo in AISI 1045. Dopo la validazione della simulazione con DEFORM 3D è stata analizzata l'influenza degli angoli di spoglia sulle forze di taglio e l'usura.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial W_a}{\partial t} = A p v_s e^{-\frac{B}{T}} \quad T \leq T_{act} \\ \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial W_a}{\partial t} + \frac{\partial W_d}{\partial t} = A p v_s e^{-\frac{B}{T}} + D(T) e^{-\frac{E}{RT}} \quad T > T_{act} \end{array} \right.$$

Il modello comprende due relazioni, la prima di abrasione, valida per temperature inferiori a quella di attivazione e la seconda relativa a fenomeni di diffusione per temperature superiori a quella di attivazione.

In questo caso la temperatura limite è di 700 °C. Nel sistema compare la funzione D(T) polinomiale di terzo ordine [41], le costanti A e B da determinare sperimentalmente come indicato dalla teoria di Usui. Questi coefficienti sono stati calcolati con i dati sperimentali del taglio a 200 m/min con avanzamento di 0.1 mm/rev dopo 1 min di taglio, e sono riportati in Tabella 12.

$D(T) = aT^3 + bT^2 + cT + d$	
a	1.6735×10^{-9}
b	-5.5373×10^{-6}
c	6.1161×10^{-3}
d	-2.251
COSTANTI	
A	4.7×10^{-5}
B	14711

Tabella 12 - Parametri di calibrazione del modello [40].

Per la simulazione l'utensile è stato considerato rigido e discretizzato con 110'000 elementi tetraedrici, con dimensione minima di 0.075 mm; il pezzo è stato impostato come viscoplastico, secondo la relazione di Johnson-Cook, e discretizzato con 120'000 elementi tetraedrici, con dimensione minima di 0.025 mm. La temperatura ambiente è stata impostata a 20 °C e l'HTC pari a 1000 kW/(mm² °C) per l'interfaccia truciolo-utensile. L'attrito è stato supposto proporzionale alla tensione di flusso secondo un coefficiente di 0.82, essendo usualmente impiegato per processi a secco.

Altro aspetto fondamentale dell'implementazione di un modello all'interno di un ambiente FEM è la strategia con cui viene utilizzata la relazione del modello, ai fini di limitare i tempi di calcolo.

In questo studio, per passare al calcolo dell'usura, il software prima raggiunge le condizioni termo-meccaniche stazionarie e solo in seguito applica il modello di usura. Nella prima fase di calcolo viene utilizzata una mesh lagrangiana fino ad uno stadio di equilibrio meccanico, quindi si passa ad un sistema lagrangiano-euleriano per raggiungere stabilità termica. Segue il calcolo dell'usura e l'aggiornamento della forma dell'utensile, secondo la nuova geometria.

Quindi si passa allo step successivo ripetendo le precedenti fasi. Ogni iterazione comprende circa 30 s di taglio.

Le simulazioni sono state condotte con i seguenti parametri:

	Velocità di taglio	Velocità di avanzamento
1	200 m/min	0.1 mm/rev
2	200 m/min	0.2 mm/rev
3	260 m/min	0.1 mm/rev
4	260 m/min	0.2 mm/rev

Tabella 13 - Parametri di processo dei test condotti in fase di validazione [40].

La forma usurata dell'utensile calcolata è compatibile con la verifica sperimentale, come riportato nel confronto in Figura 51.

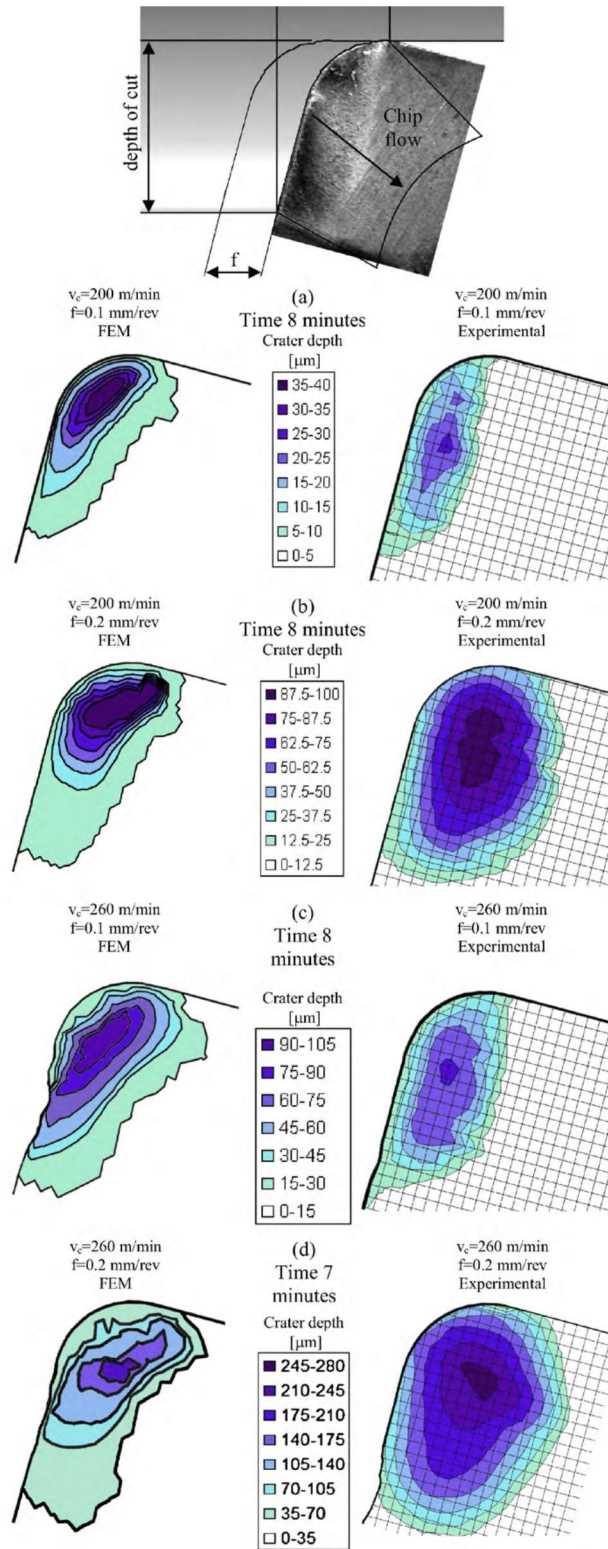


Figura 51 - Confronto dei crateri di usura simulato e reale [40].

Lo spessore, l'estensione e la posizione del cratere sono in accordo con i risultati sperimentali, fatta eccezione per le simulazioni a velocità e avanzamento maggiori in cui

si sono verificate delle discrepanze. Il modello in questo caso si sottostima l'usura probabilmente a causa dei coefficienti A e B che sono stati calcolati mediante test a velocità ed avanzamento minori. Questo fa presupporre che i coefficienti non siano costanti ma variabili con i parametri di processo.

Come asserito in altri studi, l'aumento di velocità di taglio e avanzamento causano crateri di usura più profondi mentre la posizione e l'estensione sembrano dipendere soprattutto dalla velocità di avanzamento.

Nella seconda parte dello studio si valuta l'effetto dell'usura sugli angoli di spoglia e sulle forze: l'aumento di tali angoli porta ad un indebolimento dell'utensile in quanto diminuisce l'area resistente in prossimità del tagliente, facendo aumentare il rischio di rottura dell'utensile.

Un altro parametro che influenza notevolmente i tempi di calcolo e i risultati della simulazione è il coefficiente di scambio termico (HTC): come riportato nello studio appena citato, il calcolo procede per fasi, in particolare è necessario raggiungere stadi di equilibrio per attivare il modello di usura, ai fini di ridurre i tempi complessivi di calcolo. Da un lato, impostando elevati valori di HTC, è possibile raggiungere prima le condizioni di equilibrio, a scapito di un campo termico lontano da quello reale; dall'altro con HTC minore, ci si avvicina all'andamento termico del processo, con tempi di calcolo esponenzialmente più lunghi.

Nello studio di Filice et al. [41] ci si riferisce alle temperature registrate in un punto specifico dell'utensile, avente coordinate (0.24; 1) mm, in riferimento alla posizione del tagliente (Figura 52).

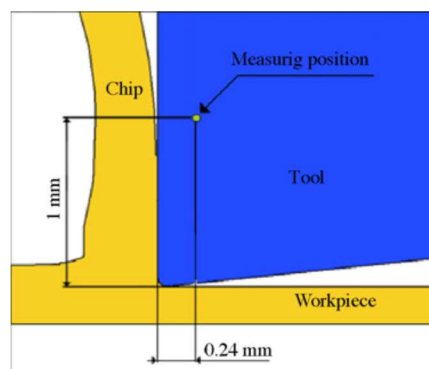


Figura 52 - Punto di misura della temperatura [41].

Viene proposto, pertanto, un approccio inverso per determinare il valore di HTC che permetta di raggiungere uno stato di equilibrio termico sulle facce dell'utensile in tempi quanto più brevi possibili. L'algoritmo proposto è il seguente:

1. Inizio della simulazione numerica 2D.
2. Memorizzazione delle temperature nodali lungo la lunghezza di contatto; la simulazione si ferma quando le temperature raggiungono lo stato di equilibrio all'interfaccia utensile-truciolo.
3. Si applica la temperatura nodale calcolata con la simulazione 2D alle condizioni di contorno della analisi termica 3D.
4. Si trova la temperatura dello stato di equilibrio già calcolato nei nodi corrispondenti alla posizione della termocoppia.
5. Si calcola l'errore tra la temperatura allo stato di equilibrio calcolata e quella sperimentale: se l'errore è minore del valore ritenuto accettabile si accetta il valore di HTC, altrimenti si torna allo step 1 variando il valore di HTC in relazione all'errore calcolato.

In questo studio la procedura ha permesso di stabilire un HTC pari a 1000 kW/(m²K). Sempre in questo studio sono state analizzate diverse espressioni della funzione D(T) utilizzata poi da Attanasio et al. [40]: a valore costante, ad andamento lineare e polinomiale di terzo ordine. Di seguito, in Tabella 14, si riportano le funzioni derivate dall'interpolazione dei dati sperimentali.

Modello costante	$D = 0.004624$ (valore medio)
Modello lineare	$D(T) = 3.9754 \times 10^{-4}T - 4.5329 \times 10^{-4}$
Modello polinomiale	$D(T) = 4.0814 \times 10^{-11}T^3 - 1.1279 \times 10^{-7}T^2 + 1.0672 \times 10^{-4}T - 3.087 \times 10^{-2}$

Tabella 14 - Funzioni D(T) [41].

Il processo di taglio ortogonale è stato modellato con Deform 2D, in cui il pezzo viene discretizzato con 5'000 quadrilateri isoparametrici, mentre l'utensile viene considerato rigido e discretizzato con 1'000 elementi.

Il materiale del pezzo è un acciaio ISO C20 viene, modellato secondo la relazione di Oxley, mentre per l'attrito si utilizza il modello coulombiano con coefficiente $m = 0.82$.

Ad intervalli di tempo fissati la simulazione si interrompe, viene eseguito il calcolo dell'usura e si aggiorna la geometria dell'utensile, spostando il generico nodo n di una quantità x_n , valore medio calcolato secondo il tasso di usura sui due nodi adiacenti (Figura 53).

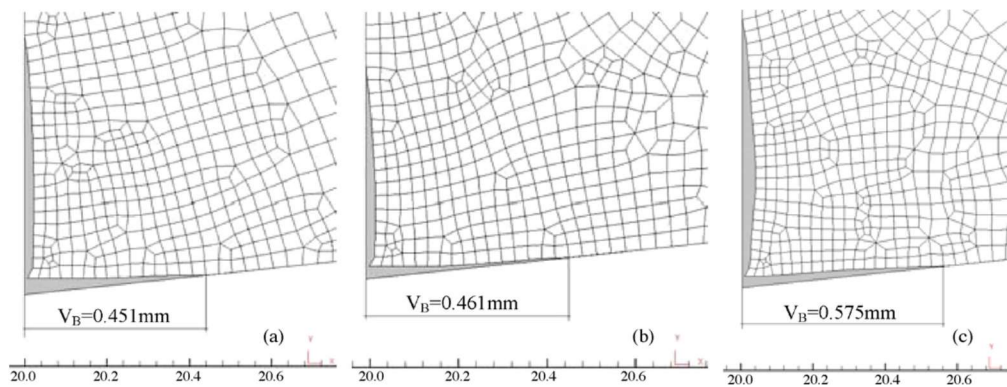


Figura 53 - Andamento della geometria dell'utensile durante la simulazione [41].

Dal confronto dei VB, calcolati secondo le tre formulazioni di $D(T)$, e del VB misurato sperimentalmente, si osserva che, quando viene utilizzato il modello polinomiale, l'errore risulta minore e le geometrie ottenute a fine simulazione coincidono con quelle sperimentali. Analoghi risultati si ottengono nel calcolo della profondità massima del cratere di usura e della sua posizione.

Come descritto nella parte iniziale del capitolo ci sono autori che hanno stimato l'usura mediante metodi empirici. Ne è un esempio lo studio di Bouzakis et al. [42] in cui viene stimata l'usura sui denti del creatore eseguendo la simulazione cinematica e utilizzando espressioni analitiche per passare alla geometria del truciolo e quindi ad un modello di usura, calibrato mediante test sperimentali di *fly hobbing*.

Le posizioni più soggette ad usura sono gli angoli compresi tra la testa e i fianchi del dente dell'utensile.

Per predire l'usura vengono utilizzati modelli matematici che considerano la complessa formazione del truciolo suddividendo le geometrie in cinque gruppi (Figura 54). Il criterio per definire l'usura è il grado di ostacolo reciproco dato dall'interazione dei segmenti di

truciolo. Nel gruppo 1 l'usura è maggiore rispetto al gruppo 0 in cui non si ha ostacolo al flusso di materiale.

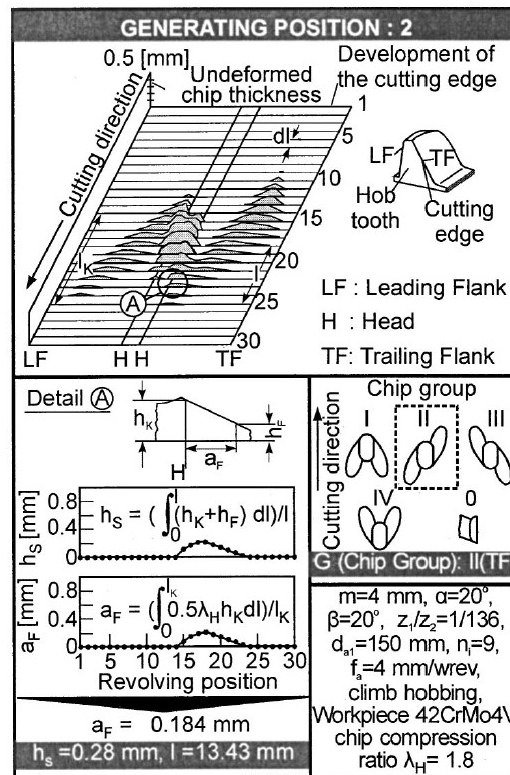


Figura 54- Determinazione della geometria del truciolo nella GP 2, con software FRSEWEAR [42].

La legge di usura per ogni gruppo di trucioli è espressa in funzione del numero di tagli. Con il software FRSEWEAR viene calcolata la dimensione del truciolo per ogni step di rotazione, GP e posizione di taglio con metodo analitico, a partire dalla geometria del truciolo indeformato, secondo l'espressione riportata in Figura 54.

Per modellare l'usura viene utilizzata la seguente espressione:

$$\frac{\log AS_i}{C_{AS}} + \frac{\log h_{si}}{C_{hs}} + \frac{\log l_i}{C_l} = \left[-\frac{\log v_i}{C_v C_{AS} \left(\frac{VB_i}{C_{VB} C_{AS}} + 1 - \frac{VB}{C_{VB} C_{AS}} \right)} + 1 + \frac{\log v}{C_v C_{AS} \left(\frac{VB_i}{C_{VB} C_{AS}} + 1 - \frac{VB}{C_{VB} C_{AS}} \right)} + 1 - \frac{VB}{C_{VB} C_{AS}} \right] \left(\frac{VB_i}{C_{VB} C_{AS}} + 1 - \frac{VB}{C_{VB} C_{AS}} \right)$$

In cui AS_i è il numero del taglio, h_{si} è lo spessore del truciolo, l_i la lunghezza del taglio, v_i è la velocità di taglio e VB_i l'andamento del labbro di usura. Le costanti C_{AS} , C_{hs} , C_l , C_{VB} , C_v vengono determinate sperimentalmente, con interpolazione dei dati, e dipendono dai materiali dell'ingranaggio e dell'utensile. L'algoritmo relativo al calcolo dell'usura contempla anche lo spostamento tangenziale.

Dal confronto con i risultati sperimentali è stata dimostrata la convergenza del modello.

4.2 ATTRITO

L'utilità di una simulazione agli elementi finiti risiede nella possibilità di determinare i parametri di processo, i materiali, le geometrie ottimali e quindi migliorare la produttività del processo e le qualità superficiali raggiungibili. In tutte le analisi eseguite su processi di taglio ortogonale è risultata evidente l'influenza dei modelli di caratterizzazione del materiale e di attrito sui risultati della simulazione [43]. Si propone, pertanto, un'analisi dei modelli di attrito riportati in letteratura.

L'attrito all'interfaccia è difficile da stimare. È stato largamente accettato che esso possa venire rappresentato dalla relazione tra tensione normale e tensione di attrito sul petto dell'utensile. Il miglior modo per quantificare il coefficiente d'attrito è misurare durante il processo le tensioni normali e tangenziali.

Zorev [44] ha studiato l'attrito all'interfaccia e ha concluso che non ha andamento continuo ed è funzione della distribuzione delle tensioni normali e tangenziali. Le tensioni tangenziali (τ_f) dovute all'attrito sono state considerate proporzionali alle tensioni normali (σ_n) mediante un coefficiente d'attrito, secondo la teoria di Coulomb: $\tau_f = \mu \sigma_n$ [25] [45] [46].

La tensione normale è maggiore sul tagliente e decresce gradualmente fino a zero nel punto in cui il truciolo si separa dal petto dell'utensile.

La distribuzione delle tensioni tangenziali di attrito è più complicata: vicino al tagliente c'è adesione e le tensioni di attrito sono pari alla media delle tensioni di flusso, lontano dal tagliente si ha attrito di scorrimento espresso mediante un coefficiente di attrito.

$$\begin{cases} \tau_f(x) = \tau_p & \mu \sigma_n(x) \geq \tau_p, \quad 0 < x \leq l_p \\ \tau_f(x) = \mu \sigma_n(x) & \mu \sigma_n(x) < \tau_p, \quad l_p < x \leq l_c \end{cases}$$

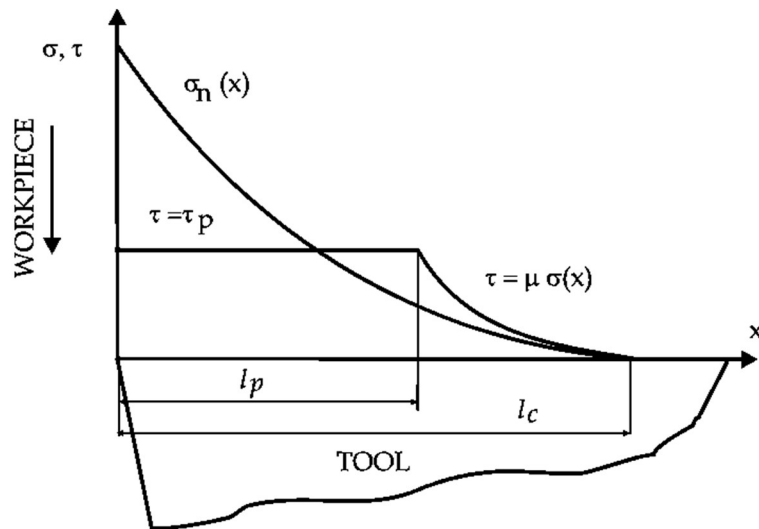


Figura 55 - Curve rappresentative della distribuzione di tensioni normali e tangenziali su petto dell'utensile [44].

Il punto in cui cambia la legge di attrito si può ottenere analizzando i segni lasciati sull'utensile durante il taglio oppure dalla distribuzione delle tensioni misurate.

Il coefficiente di attrito medio si può trovare secondo la relazione: $\mu = \frac{F_t + F_c \tan \alpha}{F_c - F_t \tan \alpha}$.

Usui e Shirakashi [47] hanno, invece, proposto un'equazione empirica per l'attrito: $\tau_f = k \left[1 - e^{-\frac{\mu \sigma_n}{k}} \right]$, con k tensione di flusso, modificata poi da Dirikolu et al. [45] inserendo un fattore m compreso tra 0 e 1 e un esponente n.

Per processi convenzionali, a basse velocità, l'attrito coulombiano può rappresentare in maniera corretta la condizione all'interfaccia, mentre con elevate velocità si ha un aumento considerevole della velocità del truciolo, delle pressioni e delle temperature [43].

Con angolo di spoglia nullo e taglio ortogonale vale la seguente relazione: $\mu = \frac{F_f}{F_c}$, dove F_f è la forza di avanzamento e F_c la forza di taglio [48] [49] [50].

Graficando F_f in funzione di F_c si osserva un andamento non lineare per bassi valori di avanzamento e diventa lineare per elevati valori di avanzamento al giro [51] [52].

Per ottenere il coefficiente di attrito Coulombiano viene impiegato il metodo di Albrecht che permette di misurare il coefficiente di attrito sul petto dell'utensile, eliminando gli effetti del tagliente. La forza risultante R viene espressa come somma di F_f e F_c ma anche come somma di P e Q (Figura 56).

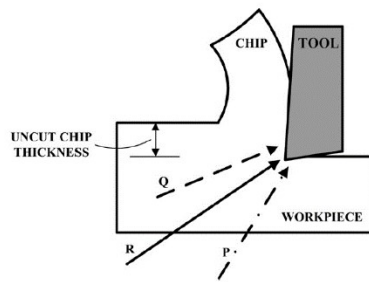


Figura 56 - Scomposizione delle forze secondo il modello di Albrecht [52].

P rappresenta la forza dovuta a fenomeni localizzati vicino al tagliente (*Rubbing, Forcing Back*), che caratterizza la parte non lineare dell'andamento $F_f - F_c$. Q rappresenta la forza applicata sul petto dell'utensile, da cui deriva l'andamento lineare della curva $F_f - F_c$. Questo metodo trascura la componente P e il coefficiente di attrito viene calcolato basandosi solo sulla componente Q.

Tale modello non permette di passare dai modelli numerici relativi a tornitura, ortogonale, a quelli di fresatura, ortogonale, perché non viene considerata la correlazione tra pressione/temperatura e il coefficiente di attrito, analizzata da San-Juan et al. [53].

In questo studio vengono considerati gli acciai AISI 4140 standard e AISI 4140 plus (con un maggior contenuto di S e di Ca per migliorare la lavorabilità); le condizioni di taglio sono tali da considerare l'ipotesi di ortogonalità e l'utensile presenta un singolo tagliente. Lo studio della forza assiale F_z permette di validare l'ipotesi di taglio ortogonale: il sistema delle forze può essere considerato ortogonale quando il valore di F_z è minore del 5% di R.

Lo studio dell'attrito si basa su quello eseguito per la tornitura: le principali differenze sono lo spessore del truciolo indeformato (h) e la lunghezza dell'area di contatto utensile - truciolo (l), entrambe funzioni della posizione angolare. Il valore massimo della funzione $l(\varphi)$ si può misurare direttamente sull'utensile dopo il taglio.

Del grafico $F_c - F_r$ si vuole analizzare il diverso comportamento della zona con h crescente rispetto a quella con h decrescente e viene proposta in prima approssimazione la seguente

$$\text{relazione: } \mu = \frac{F_r}{F_c}.$$

Lo spessore del truciolo viene presentato con il seguente andamento: $h(\varphi) = f_t \sin \varphi$, in cui f_t è l'avanzamento per inserto per giro, che in questo caso è uno (schema in Figura 57).

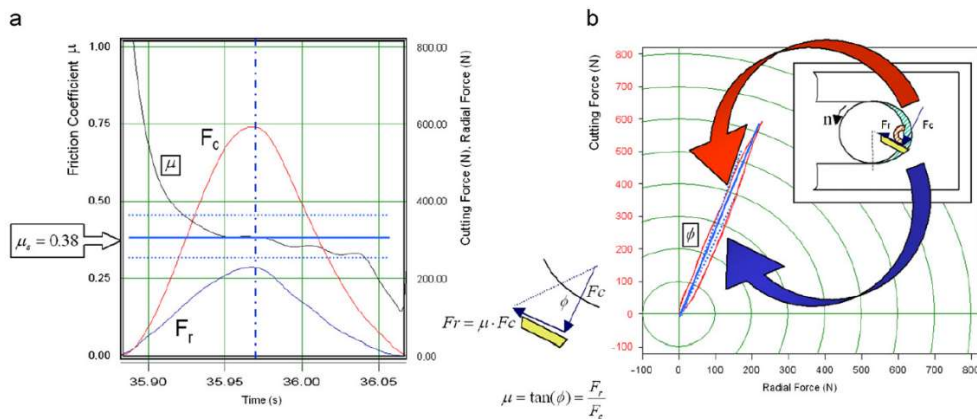


Figura 57–andamento delle forze F_r e F_c in un giro di fresa con $V=200 \text{ m min}^{-1}$ e $f_i=0.2 \text{ mm rev}^{-1}$: (a) andamento di μ , (b) andamento $F_c - F_r$ [53].

L'andamento sinusoidale di F_c e F_r evidente nel grafico è facilmente riconducibile all'andamento dello spessore h .

Dal rapporto delle due forze si ottiene il grafico del coefficiente di attrito: all'inizio della rotazione dell'utensile, all'istante iniziale, viene esercitata un'elevata compressione sul pezzo, generando forze radiali elevate a causa dell'incrudimento. Il coefficiente di attrito assume valori elevati fino a raggiungere condizioni stabili e alla fine della rivoluzione dell'utensile il coefficiente d'attrito, quindi la forza radiale, decrescono. A metà del giro lo spessore del truciolo è massimo e il coefficiente di attrito si stabilizza, valore utilizzato per quantificare l'attrito (μ).

Nel grafico $F_c - F_r$, in Figura 57a, in blu viene riportata una linea la cui pendenza rappresenta il coefficiente di attrito.

Variando le velocità di taglio i valori massimi raggiunti dal grafico $F_c - F_r$ decrescono a causa di una diminuzione dello spessore del truciolo e il coefficiente di attrito varia da 0.34 a 0.40. Tenendo costante la velocità di taglio e aumentando l'avanzamento, i valori massimi del grafico F_c-F_r aumentano e il coefficiente di attrito rimane costante a 0.38.

Özel [43], invece, applica diversi modelli di attrito reperiti in letteratura per confrontare i risultati delle simulazioni FEM.

Il primo modello è a tensione di attrito costante quindi si quantifica l'attrito mediante il coefficiente $m = \tau/k$. Per determinare m viene stimato k , tensione di flusso all'interfaccia utensile – truciolo, mediante la relazione di Usui. In questo modo viene utilizzato un $m = 0.818$.

Il secondo modello proposto si basa sulle due regioni di Zorev. La difficoltà risiede nello stabilire i parametri l_p e l_c . Questi parametri vengono stimati mediante l'analisi della distribuzione delle tensioni sul petto dell'utensile. I coefficienti caratterizzanti delle due zone valgono: $m = 0.818$ e $\mu = 1$.

Il terzo modello considera la tensione di attrito variabile su tutta la lunghezza di contatto: in questo caso è espressa in funzione della pressione normale alla superficie.

$$m = \frac{\tau_p}{k} \left[1 - e^{-\left(\frac{\sigma_n}{\tau_p}\right)^{1.7}} \right]^{1/1.7}$$

Il fattore di attrito m viene ricavato dall'espressione di Dirikolu et al., mediante dati empirici. Le costanti ottenute sono $n = 1.7$ e $m = 1.0$ con $k = 440$ MPa e $\tau_p = 360$ MPa.

Nel quarto modello si considera il coefficiente d'attrito in funzione della tensione normale, utilizzando dati sperimentali.

Il quinto modello considera la combinazione di tensione di attrito variabile e coefficiente di attrito variabile, distinguendo due regioni, con m e μ definite in funzione della tensione normale.

Tutti i modelli vengono confrontati conducendo simulazioni alle medesime condizioni e tra i cinque modelli quelli più precisi sono gli ultimi tre, che si basano su misure sperimentali e su un andamento variabile dell'attrito.

Uno studio simile è stato condotto da Arrazola et al. [52] in cui si applica un coefficiente di attrito variabile, che consideri gli effetti del tagliente. Per elevati avanzamenti a giro si ottiene un andamento lineare del grafico $F_f - F_c$.

Viene proposto il modello seguente, in cui viene considerato l'angolo di spoglia superiore:

$$\mu_M = \tan \left[\tan^{-1} \frac{F_f}{F_c} + \gamma \right]$$

Per meglio identificare il coefficiente di attrito coulombiano si fa riferimento al modello di Albrecht, riportato anche da altri autori. Partendo dalla scomposizione della risultante delle forze R in Q e P , si passa alla somma di Q_N e Q_T definendo un nuovo coefficiente

di attrito: $\mu_A = \frac{Q_T}{Q_N} = \tan \left[\tan^{-1} \left(\frac{dF_f}{dF_c} \right) + \gamma \right]$, riferita alla zona del grafico delle forze ad andamento lineare (Figura 58).

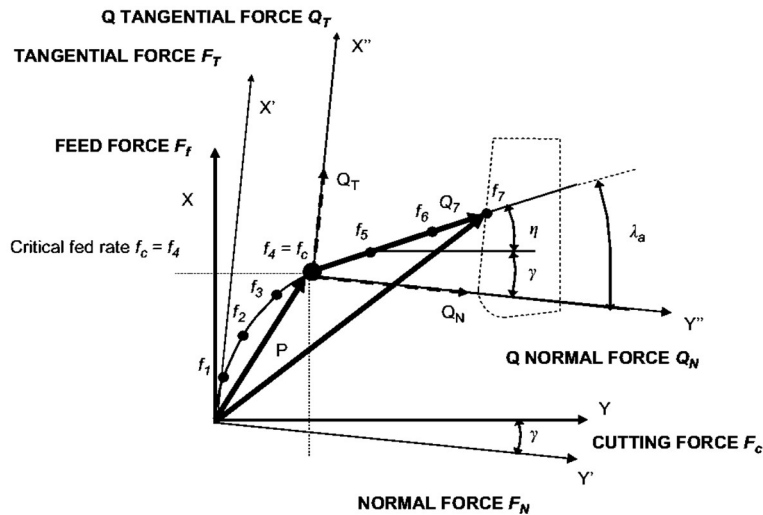


Figura 58 – Grafico $F_f - F_c$: metodo di Albrecht per ottenere il coefficiente di attrito [52].

Albrecht considera la componente P, stabile e costante, per velocità di avanzamento superiori a quella critica (f_c), ipotizzando che la pressione lungo il tagliente rimanga costante per qualsiasi tasso di avanzamento (Figura 59). Tale parametro influisce sulla deformazione, sulla velocità di deformazione e sulla temperatura.

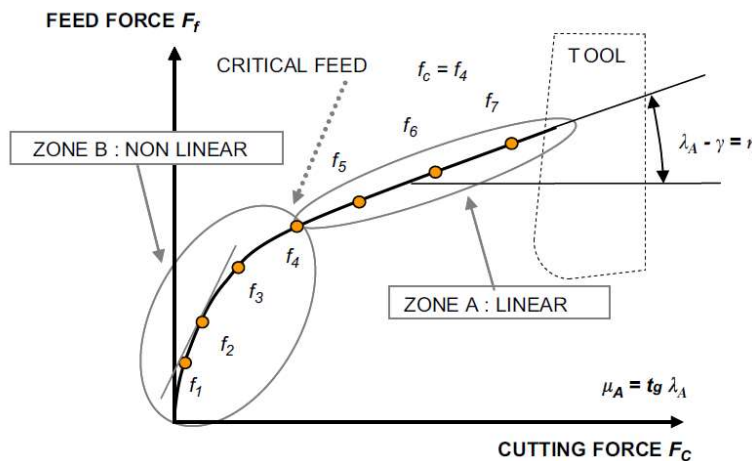


Figura 59 - Grafico $F_f - F_c$: determinazione di f_c , λ_a , μ_A con il metodo di Albrecht [52].

I test sono stati condotti su AISI 4140 con utensile con inserto di carburo rivestito P10; la velocità di taglio è stata posta al massimo valore di 200 m/min per minimizzare la formazione di cratere e labbro di usura. La campagna sperimentale riguarda 12 livelli di

avanzamento a giro. La lunghezza di contatto può essere misurata in due modi: osservando il petto dell'utensile dopo la lavorazione oppure analizzando il petto dell'utensile in microscopia elettronica SEM per rilevare la presenza di depositi di materiale sul tagliente (presenza/assenza di Fe). Sono stati calcolati i valori del coefficiente di attrito che corrispondono a quelli trovati in letteratura (ca. 0.230) [54].

La velocità di avanzamento critica è stata scelta considerando per quali valori l'andamento della curva $F_f - F_c$ sarebbe diventata lineare, ossia quando la derivata diventa circa costante ($f_c = 0.15 \text{ mm rev}^{-1}$). Si osserva che con un errore di un decimo su f_c si ottiene una variazione massima di μ_A di due centesimi, errore ritenuto accettabile per il coefficiente di attrito.

Per la simulazione hanno utilizzato il software Abaqus/explicit (2D) che utilizza una mesh adattiva lagrangiana-euleriana e applica la legge di Johnson-Cook per il materiale del componente tagliato. La dimensione scelta per gli elementi nelle zone di deformazione primaria e secondaria raggiunge $0.005 \mu\text{m}$. Le simulazioni e i test di confronto vengono eseguiti a diversi tassi di avanzamento ($0.05\text{-}0.35 \text{ mm rev}^{-1}$).

Dall'analisi dei risultati FEM si osserva che le forze di avanzamento si discostano dai dati sperimentali, mentre vi è una buona corrispondenza nel caso della forza di taglio e dello spessore del truciolo. La discrepanza prima osservata non viene risolta mediante l'aumento del coefficiente di attrito, perché le curve $F_f - F_c$ non si sovrappongono ma sono parallele, presentando simile μ_A . F_f rimane circa costante per valori crescenti del tasso di avanzamento, proprio come la forza P che sul tagliente rimane circa costante. Questi andamenti sono collegati all'ipotesi del modello di Albrecht, di mantenere P costante per tassi di avanzamento superiori a quello critico, trascurando quindi il carico sul tagliente.

Come seconda fase dello studio gli autori considerano l'utensile come corpo deformabile: le forze di taglio e di avanzamento ottenute risultano leggermente superiori a causa della deformazione locale del tagliente, che tuttavia non giustifica le discrepanze precedentemente analizzate.

Per tentare di ridurre il divario tra i risultati sperimentali e quelli calcolati relativi alla forza di avanzamento, gli autori hanno provato a considerare un modello ad attrito variabile. L'obiettivo è quello di eliminare le approssimazioni implicite del modello di Albrecht.

Il coefficiente di attrito per la curva non lineare della zona A diventa:

$$\mu_{Non-linear\ zone} = \tan \left[\tan^{-1} \left(\frac{dF_f}{dF_c} \right) + \gamma \right]$$

Per applicare questo nuovo approccio vengono utilizzati due metodi:

1. Legge di attrito non continua: l'area di contatto viene divisa in due zone A e B corrispondenti rispettivamente a $h < 0.466$ mm e $h > 0.466$ mm. Il valore limite della lunghezza di contatto corrisponde alla velocità di avanzamento critica precedentemente individuata ($f_c=0.15$ mm rev⁻¹). Nella prima area il coefficiente di attrito dipende dalla lunghezza di contatto, nella seconda rimane costante.
2. Legge di attrito continua: il coefficiente di attrito viene considerato in funzione della lunghezza di contatto in tutta l'area.

Legge di attrito non continua

Viene condotto un esperimento in condizioni di taglio ortogonale per quantificare F_f , F_c e h riportati poi in un grafico. Basandosi sulla teoria di Albrecht il coefficiente di attrito si può ottenere dall'inclinazione della curva del grafico $F_f - F_c$, pertanto è necessario interpolare i punti con una curva, lungo la zona A. In questo caso gli autori riportano la seguente espressione:

$$F_f = [-0.00782 + 0.68544(1.00215^{-F_c})]F_c$$

$$F_c = 772.82h - 58.132$$

Derivando l'espressione precedente rispetto a F_c e sostituendo con l'espressione ricavata dall'interpolazione dei dati sperimentali sul grafico $F_c - h$, si ottiene la seguente espressione:

$$\frac{dF_f}{dF_c} = -0.00782 + 0.68544 \times 1.00215^{-(772.82h-58.132)} - 0.68544(1.00215^{-(772.82h-58.132)}) \times (772.82h - 58.132) \ln 1.00215$$

Questa espressione viene poi inserita nella definizione di coefficiente di attrito non lineare.

Per la zona B viene utilizzato un coefficiente d'attrito costante pari a quello dell'avanzamento critico (= 0.23).

Legge di attrito continua

I dati sperimentali vengono interpolati con le seguenti curve:

$$F_f = [0.12856 + 0.53614(1.00246^{-F_c})]F_c$$

$$F_c = 772.82h - 58.132$$

Derivando la prima e inserendo la seconda si ottiene:

$$\frac{dF_f}{dF_c} = -0.00782 + 0.68544 \times 1.00215^{-(772.82h-58.132)} - 0.68544(1.00215^{-(772.82h-58.132)}) \times (772.82h - 58.132) \ln 1.00215$$

Quindi si sostituisce questa espressione nella definizione di coefficiente di attrito variabile.

Confrontando i risultati sperimentali di F_f con quelli della simulazione si ottiene un buon grado di sovrapposizione passando da un errore del 50% al 10%. I risultati relativi a F_c e allo spessore del truciolo presentano anche in questo caso una buona corrispondenza, tuttavia si osserva una discrepanza del 40% tra le lunghezze di contatto calcolate e quelle misurate.

5 VALUTAZIONE OPERATIVA PER IMPLEMENTARE UN MODELLATORE FEM AL FINE DI SIMULARE IL PROCESSO DI TAGLIO DI INGRANAGGI

Secondo quanto trovato in letteratura, si propone di utilizzare il software di simulazione inversa per ottenere il profilo dell'utensile, e ampliarlo per eseguire, con il profilo ottenuto, la simulazione diretta e avere un riscontro sulla geometria dell'ingranaggio ottenibile. Eventuale fase, realizzabile con la simulazione cinematica diretta, sarebbe la definizione delle dimensioni della geometria del truciolo indeformato, per confrontarle eventualmente con i risultati proposti in letteratura.

Per passare alla simulazione di processo si propone di utilizzare un simulatore FEM commerciale come Deform 3D o Advant Edge ed importare nell'ambiente di calcolo i volumi definiti con la simulazione cinematica diretta di utensile e ingranaggio, prima della dentatura. La mesh dovrà essere a densità variabile, con infittimento nelle zone prossime al taglio e più rada nella restante geometria.

Si suppone che il materiale dell'ingranaggio sia isotropo e viscoplastico e lo si modella mediante la relazione di Johnson – Cook, ampiamente utilizzata in letteratura e di seguito riportata:

$$\bar{\sigma} = [A + B(\bar{\epsilon}^p)^n] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^p}{\dot{\bar{\epsilon}}_0} \right) \right] \left[1 - \left(\frac{T - T_0}{T_m - T_0} \right)^m \right]$$

L'utensile viene considerato rigido, suscettibile solo a deformazioni termiche.

Come è noto, per implementare il modello di Johnson-Cook è necessario eseguire una calibrazione preliminare, per determinare i valori dei coefficienti A, B, C, strettamente legati alle condizioni di processo e i coefficienti legati al materiale n, p ed m. Il metodo più valido sarebbe quello di condurre una campagna sperimentale con una finestra di parametri di processo sufficientemente ampia da comprendere le condizioni del processo reale da simulare. Eventualmente è possibile saltare questa fase di test utilizzando coefficienti proposti in letteratura, accettando una maggiore aleatorietà dei risultati.

L'attrito è un fenomeno che influenza in maniera importante i risultati diretti della simulazione, come ampiamente mostrato nel capitolo dedicato. Da quanto proposto in letteratura il modello più vicino alle condizioni reali sembra essere quello a coefficiente di attrito variabile, con le complicazioni operative e di determinazione che ne compete. Per questo motivo si propone di ammettere un errore maggiore e impiegare un modello di tipo coulombiano del tipo:

$$\begin{cases} \tau_f(x) = \tau_p & mk \geq \tau_p \\ \tau_f(x) = mk & mk < \tau_p \end{cases}$$

In cui si riscontrano una zona di scorrimento e una di adesione, con k tensione di flusso calcolata mediante la legge di Johnson-Cook ed $m = 0.82$, valore spesso applicato negli studi analizzati, corrispondente ad un taglio in assenza di lubrificante.

Per eseguire una stima dell'usura durante il taglio dell'utensile si propone di implementare un modulo che utilizza i risultati primari della simulazione, come campo delle tensioni e campo delle temperature, per eseguire una routine contenente il modello proposto da Attanasio et al. [40] per taglio non ortogonale, che comprende le teorie di Usui, Takeyama e Murata, largamente utilizzate in letteratura:

$$\begin{cases} \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial W_a}{\partial t} = Apv_s e^{-\frac{B}{T}} & T \leq T_{act} \\ \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial W_a}{\partial t} + \frac{\partial W_d}{\partial t} = Apv_s e^{-\frac{B}{T}} + D(T)e^{-\frac{E}{RT}} & T > T_{act} \end{cases}$$

Con

$$D(T) = D_1 T^3 + D_2 T^2 + D_3 T + D_4$$

Anche in questo caso è necessaria una fase di calibrazione del modello per determinare le costanti: A , B , D_1 , D_2 , D_3 e D_4 .

Tale modello viene applicato solo quando l'algoritmo raggiunge uno stato di equilibrio termo-meccanico, per ridurre i tempi di calcolo. Segue quindi il calcolo dello spostamento dei nodi dell'utensile e la generazione di una geometria aggiornata, con relativa mesh.

Particolare attenzione deve essere posta nel determinare il coefficiente di scambio termico da inserire nel modellatore, per non alterare eccessivamente il campo termico e non dilatare troppo i tempi di calcolo per raggiungere lo stadio di equilibrio. In letteratura

vengono proposti algoritmi di ottimizzazione di questo parametro, descritti nel capitolo dell'usura, e si propone un valore di $1000 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$.

Segue la fase di validazione dell'intero sistema di simulazione, mediante il confronto di alcuni risultati con le grandezze misurabili sperimentalmente.

6 CONCLUSIONI

Questo studio ha cercato di porre le basi per lo sviluppo futuro di un software di simulazione agli elementi finiti per il processo di dentatura con coltello stozzatore e skiving di ingranaggi cilindrici. A tal fine è stato realizzato un software che genera i modelli 3D di ingranaggio e utensile per simulare la cinematica del processo e ottenere, mediante sottrazione booleana di volumi, il profilo dell'utensile necessario a realizzare l'ingranaggio. Ha seguito una fase di validazione del programma, sviluppata in cinque simulazioni, in cui il profilo risultante è stato confrontato con quello generato da un programma di progettazione 2D. Gli errori tra i profili sono compatibili con quelli descritti in letteratura, pertanto, il software si può ritenere validato. I volumi definiti mediante il software costituirebbero la base della simulazione di processo, indagine della seconda parte dell'attività di tesi.

La ricerca in letteratura, di studi sulle simulazioni di processo, ha riguardato soprattutto processi di taglio con creatore, essendo limitato il numero di studi riguardanti la dentatura con coltello. Maggiore attenzione è stata posta sui modelli riguardanti usura e attrito.

Si conclude lo studio con una proposta volta ad impostare una simulazione di processo completa: si consiglia l'utilizzo di un simulatore FEM commerciale 3D in cui sia possibile implementare i modelli di Usui, Takeyama e Murata per stimare l'usura dell'utensile e un modello di attrito coulombiano, entrambi ampiamente utilizzati negli studi riportati in letteratura. Si prevede, quindi, la necessità di test sperimentali per la calibrazione dei modelli e per validare l'intera simulazione.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Henriot, *Manuale pratico degli ingranaggi*, Milano: Tecniche nuove, 1993.
- [2] E. Funaioli, A. Maggiore e U. Meneghetti, *Lezioni di meccanica applicata alle macchine - Prima Parte*, Bologna: Pàtron editore, 2005.
- [3] A. Katz, «Cutting mechanics of the gear shaping process,» 2017.
- [4] E. Guo, R. Hong, X. Huang e C. Fang, «Research on the design of skiving tool for machining involute gears.,» *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, pp. 5107-5115, 2014.
- [5] J. Jin, «The principle of gear turning and experimental results.,» *Xi'an Jiaotong University*, 1962.
- [6] www.samputensili.com/it/prodotti/utensili-scudding/. [Online].
- [7] N. Sabkhi, A. Moufki, M. Nouari, C. Pelaingre e C. Barlier, «Prediction of the hobbing cutting forces from a thermomechanical modeling of orthogonal cutting operation,» *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 23, pp. 1-12, 2016.
- [8] V. Dimitriou e A. Antoniadis, «CAD-based simulation of the hobbing process for the manufacturing of spur and helical gears.,» *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 41, pp. 347-357, 2009.
- [9] N. Sabkhi, A. Moufki, M. Nouari, C. Pelaingre e C. Barlier, «Prediction of the hobbing cutting forces from a thermomechanical modeling of orthogonal cutting operation,» *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 23, pp. 1-12, 2016.
- [10] K. -D. Bouzakis, E. Lili e N. F. O. Michailidis, «Manufacturing of cylindrical gears by generating cutting processes: A critical synthesis of analysis methods,» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 57, pp. 676-696, 2008.
- [11] K. -D. Bouzakis, O. Friderikos, O. Mirisidis e I. Tsiafis, «Determination of chip geometry and cutting forces in gear hobbing by a FEM-based simulation of the cutting process.,» in *Proceeding 8th CIRP Int Workshop Model Mach Oper ChemnitzGer.*, 2005.

- [12] V. Dimitriou, N. Vidakis e A. Antoniadis, «Advanced computer aided design simulation of gear hobbing by means of three-dimensional kinematics modeling.,» *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 129, pp. 911-918, 2007.
- [13] N. Tapoglou e A. Antoniadis, «Hob3D: a novel gear hobbing simulation software.,» in *World Congr. Eng.*, 2011.
- [14] F. Klocke, C. Gorgles, A. Stuckenberg e R. Schalaster, «Software-based process design in gear finish hobbing.,» *Gear Technology*, vol. 27, pp. 48-52, 2010.
- [15] X. Dong, C. Liao, Y. C. Shin e H. H. Zhang, «Machinability improvement of gear hobbing via process simulation and tool wear predictions.,» *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 86, pp. 2771-2779, 2016.
- [16] K. -D. Bouzakis, O. Friderikos e I. Tsiafis, «FEM-supported simulation of chip formation and flow in gear hobbing of spur and helical gears.,» *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, vol. 1, pp. 18-26, 2008.
- [17] N. Tapoglou e A. Antoniadis, «CAD-based calculation of cutting force components in gear hobbing.,» *J Manuf Sci Eng*, vol. 134, p. 8, 2012.
- [18] A. Antoniadis, «Gear skiving—CAD simulation approach.,» *Comput-Aided Des*, vol. 44, pp. 611-616, 2012.
- [19] O. Kienzle e H. Victor, «Spezifische Schnittkrafte bei der metall-bearbeitung.,» *Werkstattstechnik Maschinenbau*, 1957.
- [20] W. Konig e K. Essel, «Spezifische Schnittkraftwerte fur die Zerspanung.,» 1973.
- [21] K. Erkorkmaz, A. Katz, Y. Hosseinkhani e D. Plakhotnik, «Chip geometry and cutting forces in gear shaping.,» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 65, pp. 133-136, 2016.
- [22] S. Lei, Y. C. Shin e F. P. Incropera, «Material constitutive modeling under high strain rates and temperatures through orthogonal machining tests.,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 121, pp. 577-585, 1999.
- [23] P. L. B. Oxley, *The Mechanics of Machining: An Analytical Approach to Assessing Machinability*, 1989.

- [24] C. W. MacGregor e J. C. Fisher, «A Velocity-Modified Temperature for the Plastic Flow of Metals,» *ASME Journal of Applied Mechanics*, vol. 13, pp. 11-16, 1946.
- [25] T. H. Childs, M. H. Dirikolu, M. Sammons, K. Maekawa e T. Kitagawa, «Experiments on and Finite Element Modeling of Turning Free-Cutting Steels at Cutting Speeds up to 250 m/min».
- [26] E. Usui, S. T. e T. Kitagawa, «Analytical prediction of cutting tool wear,» *Wear*, vol. 100, pp. 129-151, 1984.
- [27] Z. Palmi, «Proposal for a new theoretical model of the cutting tool's flank wear,» *Wear*, vol. 303, p. 437–445, 2013.
- [28] N. N. Zorev, G. I. Granovskij, T. N. Loladze e I. P. Tretyakov, «Razvitie nauki o rezanii metallov,» *Mashinostroeniye*, 1967.
- [29] E. Müller, «Der Verschleiss von Hartmetallwerkzeugen und seine kurzzeitige Ermittlung,» *Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich*, 1962.
- [30] M. C. Shaw, «Metal Cutting Principles,» *Oxford Science Publications*, vol. 2nd ed.
- [31] M. C. Shaw e S. O. Dirke, «On the wear of cutting tools,» *Microtecnic*, 1956.
- [32] M. Lotfi e S. Amini, «3D FEM simulation of tool wear in ultrasonic assisted rotary turning,» *Ultrasonics*, vol. 88, p. 106–114, 2018.
- [33] Y. C. Yen, J. Söhner, B. Lilly e T. Altan, «Estimation of tool wear in orthogonal cutting using the finite element analysis,» *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 146, p. 82–91., 2004.
- [34] T. Thepsonthi e T. Özel, «3-D finite element process simulation of micro-end milling Ti-6Al-4V titanium alloy: experimental validations on chip flow and tool wear,» *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 221, pp. 128-145, 2015.
- [35] M. Lotfi, S. Amini e M. Aghaei, «Tool wear prediction and surface improvement in vibration cutting,» *Tribol. Trans.*, pp. 1-10, 2017.
- [36] A. Attanasio, E. Ceretti, S. Rizzuti, D. Umbrello e F. Micari, «3D finite element analysis of tool wear in machining,» *Ann. CIRP*, vol. 57, pp. 61-64, 2008.

- [37] E. Ceretti, C. Giardini, A. Attanasio, L. Filice e S. Rizzuti, «Diffusion wear modeling in 3D cutting process,» in *Proc. of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining operations*, 2007.
- [38] A. Attanasio, E. Ceretti, C. Giardini, L. Filice e D. Umbrello, «Criterion to evaluate diffusive wear in 3D simulations when turning AISI 1045 steel,» *Int. J. Mater. Form.* , vol. 1, p. 495–498, 2008.
- [39] A. Attanasio, E. Ceretti e C. Giardini, «Simulation of tool wear in 3D FEM environment considering the tool geometry update: the developed algorithm,» in *Proc. of the 11th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations*, 2008.
- [40] A. Attanasio, E. E. Ceretti, A. Fiorentino, C. Cappellini e G. C., «Investigation and FEM-based simulation of tool wear in turning operations with uncoated carbide tools,» *Wear* , vol. 269, p. 344–350, 2010.
- [41] L. Filice, F. Micari, L. Settineri e D. Umbrello, «Wear modelling in mild steel orthogonal cutting when using uncoated carbide tools,» *Wear* , vol. 262, pp. 545-554, 2007.
- [42] K. -D. Bouzakis, S. Kombogiannis, A. Antoniadis e N. Vidakis, «Gear hobbing cutting process simultaion and tool wear prediction models,» *JOURNAL OF MANUFACTURING SCIENCE AND ENGINEERING*, vol. 24, 2002.
- [43] T. Özel, «The influence of friction models on finite element simulations of machining,» *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 46, pp. 518-530, 2006.
- [44] N. N. Zorev, «Inter-relationship between shear processes occurring along tool face and shear plane in metal cutting,» *International Research in Production Engineering, ASME, New York*, pp. 42-49, 1963.
- [45] M. Dirikolu, T. H. C. Childs e K. Maekawa, «Finite element simulation of chip flow in metal machining,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 43, p. 2699–2713., 2001.
- [46] T. H. C. Childs, «Friction modeling in metal cutting,» *Wear*, vol. 260, p. 310–318, 2006.
- [47] J. S. Strenkowski e J. T. Carroll, «Finite element models of orthogonal cutting with application to single point diamond turning,» *International Journal of Mechanical Science* , vol. 30, p. 899–920, 1986.

- [48] M. Calamaz, D. Coupard e F. Girot, «A new material model for 2D numerical simulation of serrated chip formation when machining titanium alloy Ti-6Al-4V,» *International Journal of Machine Tools and Manufacture* , vol. 48, p. 275–288., 2008.
- [49] W. Grzesik, «A revised model for predicting surface roughness in turning,» *Wear*, vol. 194, p. 143–148, 1996.
- [50] W. Grzesik, «An integrated approach to evaluating the tribo-contact for coated cutting inserts,» *Wear*, vol. 240, pp. 9-18, 2000.
- [51] P. Albrecht, «New developments in the theory of the metal-cutting process, Part 1,» *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry* , vol. 82, pp. 348-358, 1960.
- [52] P. Arrazola, D. Ugarte e X. Dominguez, «A new approach for the friction identification during machining through the use of finite element modeling,» *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, pp. 173-183, 2008.
- [53] M. San-Juan, O. Martin e F. Santos, «Experimental study of friction from cutting forces in orthogonal milling,» *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 50, pp. 591-600, 2010.
- [54] V. Grolleau, «Approche de la validation expérimentale des simulations numériques de la coupe avec prise en compte des phénomènes locaux à l'arête de l'outil,» *Ph.D. Thesis*, 1996.