

**UNIVERSITÀ DI PISA**



**Facoltà di Ingegneria**

**Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica**

Tesi di laurea

**APPLICAZIONE DI PROGRAMMI  
AVANZATI PER LA MODELLAZIONE DI  
DENTATURE CILINDRICHE E ANALISI DI  
SENSIBILITA' AI PARAMETRI**

Candidato:

*Matteo Carli*

Relatori:

*Prof. Marco Beghini*

*Prof. Leonardo Bertini*

*Ing. Fabio Presicce*

Sessione di Laurea del 28/10/2004

Archivio tesi Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica nn/aa

Anno accademico 2003/2004

Consultazione consentita

---

## SOMMARIO

Il presente lavoro di tesi riguarda la validazione del programma HELICAL 3D<sup>®</sup> per la progettazione di ingranaggi cilindrici elicoidali di impiego aerospaziale ed è stato svolto in collaborazione con il DIMNP dell'Università di Pisa e con AVIO PROPULSIONE AEROSPAZIALE s.p.a. TORINO

La progettazione avanzata e ottimizzazione degli ingranaggi richiede prove di simulazione numerica dell'ingranamento molto onerose in termini di ore/macchina e ore/uomo, se svolte con normali codici di calcolo F.E.M., mentre si riducono notevolmente tramite l'uso di software dedicati, quali il programma HELICAL 3D<sup>®</sup>.

L'uso di tali codici di calcolo permette una maggiore libertà e cura dei dettagli da parte del progettista nella progettazione e ottimizzazione delle ruote dentate rispetto al tradizionale approccio normativo.

L'obiettivo principale di questo lavoro di tesi è stato quello di verificare criticamente l'efficacia di tale programma, anche sotto il punto di vista della precisione con cui viene fornita la soluzione: infatti come noto nella progettazione aeronautica sono richiesti coefficienti di sicurezza molto bassi, per minimizzare il peso dei componenti.

Si è condotto preliminarmente uno studio di sensibilità di HELICAL 3D<sup>®</sup> per vedere l'effetto dei parametri di modellazione sulla soluzione.

Successivamente è stato condotto un confronto con un codice di calcolo di cui si conosceva l'affidabilità, ANSYS<sup>®</sup>, con cui è stato realizzato un modello di riferimento per stabilire la precisione di HELICAL 3D<sup>®</sup> nella soluzione.

I principali risultati che si sono ottenuti sono l'individuazione dei parametri ottimi di modellazione in HELICAL 3D<sup>®</sup> e inoltre che il programma fornisce una soluzione sufficientemente precisa, con una differenza massima rispetto al modello di riferimento dell'ordine del 6% sulla pressione di contatto, compatibile con le esigenze della progettazione aeronautica.

## ABSTRACT

*This thesis concerns of the validation of the software HELICAL 3D<sup>®</sup> for the design of helical gears used in aerospace applications and it has been developed in collaboration with DIMNP of Univerity of Pisa and AVIO Propulsione Aerospaziale S.p.A. TORINO.*

*The advanced design and optimization of gears needs numerical solution of the meshing which is very expensive in terms of computational time and preparation of the model by using pure F.E.M programs. On the contrary the time is very reduced if dedicated-software are used, as HELICAL 3D<sup>®</sup>.*

*By using these softwares allows for more free and detailed design and optimization of gears compared to traditional normative methods.*

*The main purpose of this thesis is verify the accuracy of the software. In fact ,as everyone knows, in aerospace design safety factors with low values are required as it minimize components weigth.*

*First, it has been done a sensitivity study on HELICAL 3D<sup>®</sup> to see the effect of model parameters changing on the solution.*

*Thus, it has been done a comparison with ANSYS<sup>®</sup>, by creating a reference model to determine the precision of HELICAL 3D<sup>®</sup> in its solution.*

*The main goals that have been achieved are the identifying of the optimum model parameters in HELICAL 3D<sup>®</sup> and also verifying that the program gives a sufficiently precise solution, with a maximum difference to the reference model of 6% in respect of contact pressure, compatible with the requirements of aerospace design.*

---

## 1. Studio dell'ingranamento di ruote cilindriche-aspetti generali.

Tradizionalmente la progettazione dal punto di vista cinematico, geometrico e delle sollecitazioni delle ruote dentate in generale, ed in particolare di quelle cilindriche elicoidali, è stata svolta con l'ausilio di schemi semplificativi del problema, partendo da ipotesi molto restrittive, per poi aggiungere dei fattori correttivi ai risultati ottenuti che tenessero conto di tutto ciò che si fosse trascurato nella modellazione iniziale.

Questo ha portato a sviluppare delle normative che ancora oggi rappresentano il primo strumento per la progettazione delle ruote dentate.

Le normative però non sono sempre di facile comprensione e come tutti gli approcci normativi presentano limiti di applicabilità.

L'utilizzo di software avanzati che si basano su metodologie FEM ha permesso l'analisi dell'ingranamento tenendo conto di fenomeni e di dettagli che rendono la progettazione più efficiente e intuitiva grazie ad una simulazione realistica dell'ingranamento delle ruote.

In particolare permettono di compiere analisi strutturali indipendentemente dalla complessità della geometria, come nelle ruote elicoidali e permettono di rilevare aspetti legati al fatto che gli ingranaggi sono costituiti da elementi elastici che si deformano sensibilmente sotto carico, in particolar modo gli ingranaggi di impiego aeronautico, impiego nel quale gli ingranaggi sono portati a lavorare al limite delle capacità di resistenza, come del resto tutti gli altri componenti, al fine di minimizzare i pesi, esigenza di primaria importanza nell'industria aeronautica.

Tali aspetti sono fondamentali perché permettono di conoscere con precisione lo stato di tensione delle ruote e ne permette un'ottimizzazione delle dimensioni e quindi dei pesi con coefficienti di sicurezza di piccolo valore che si ripercuote favorevolmente su tutta la struttura dell'aeromobile.

In particolar modo per la progettazione delle ruote dentate siamo interessati durante l'ingranamento all'andamento delle seguenti grandezze:

- 1) Carico totale sul dente (il cui andamento è legato alle vibrazioni)
- 2) Pressione di contatto (importante per il deterioramento a fatica superficiale, pitting)
- 3) Stato di tensione a piede dente (importante per la rottura a fatica alla base del dente)
- 4) Errore di trasmissione dell'ingranaggio (importante per il fenomeno delle vibrazioni)

In particolare l'errore di trasmissione, indicato anche con TE, è definito nel seguente modo:

$$TE = \phi_{real} - \phi_{id} \quad (1)$$

dove :

$\phi_{real}$  è la posizione dell'albero di uscita dell'ingranaggio reale

$\phi_{id}$  è la posizione ideale dell'albero di uscita, considerando quindi le ruote come corpi rigidi e le dentature perfette, cioè senza errori di divisione tra i denti.

Questo parametro è importante perché strettamente collegato con le vibrazioni e in funzione di questo è possibile calcolare il noto fattore  $K_v$ , fattore di velocità, che amplifica l'effetto delle grandezze normalmente calcolate in modo statico anche con i software, mostrate ai precedenti punti 1) , 2) e 3) .

Tenendo a riferimento le grandezze più sopra elencate è possibile quindi condurre l'ottimizzazione dell'ingranaggio, intervenendo su parametri macrogeometrici quali il modulo della dentatura, correzione etc. ed anche, grazie ai software avanzati, su parametri microgeometrici, in particolare:

- 1) La bombatura del fianco del dente.
- 2) La modifica di profilo del dente (in particolare smussatura di testa micrometrica).

La prima, Figura 1.1 , consiste in una asportazione del materiale che varia lungo il fianco del dente, serve in generale per prevenire effetti quali il disallineamento delle ruote, che porta a distribuzioni sfavorevoli della pressione di contatto e dello stato di tensione a piede dente.

La seconda, Figura 1.2 , consta in una asportazione del materiale rispetto all'evolvente lungo il profilo del dente e serve per prevenire innanzi tutto effetti quali il contatto di testa, che può avvenire all'inizio e/o alla fine dell'ingranamento a causa del fatto che il dente per effetto delle deformazioni elastiche si trova spostato rispetto alla posizione teorica in cui si ha ingranamento corretto.

Una seconda importante funzione, una volta scongiurato il fenomeno del contatto di testa, è quella di modificare l'andamento dell'errore di trasmissione (equazione 1) durante l'ingranamento, in particolare cambiandone la variazione picco-picco che influenza direttamente il fenomeno delle vibrazioni. Inoltre può modificare l'andamento del carico sul dente che pure ha influenza sulle vibrazioni.

Anche ammettendo di non utilizzare queste modifiche microgeometriche l'analisi con software avanzati permette comunque un'analisi più approfondita dell'ingranamento rispetto alle metodologie basate sulle normative.

Difatti il fatto che le ruote siano componenti elastici modifica l'arco di ingranamento teorico, aumentandolo per il fatto che a causa delle deformazioni il dente entra in presa prima e ne esce dopo: ciò ha effetto sul grado di ricoprimento e quindi indirettamente sulla pressione di contatto e la tensione a piede dente.

Inoltre è possibile analizzare l'effetto di errori nella spaziatura dei denti, e controllare che non avvenga contatto sul fianco non attivo , fenomeno del Backlash.

## 2. **HELICAL 3D**

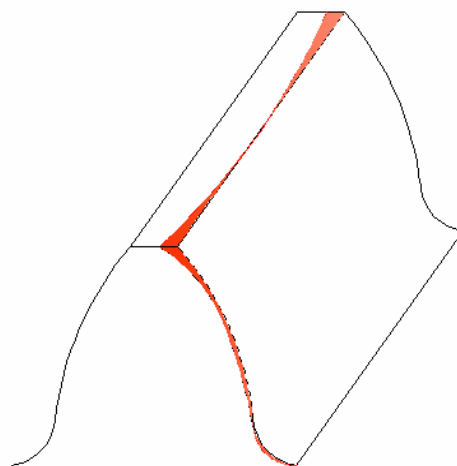
Il lavoro svolto in questa tesi consiste nel valutare l'affidabilità del programma HELICAL 3D nell'analisi dell'ingranamento delle ruote dentate cilindriche elicoidali.

Tale programma come già accennato consente un notevole risparmio di tempo sia per quanto riguarda la modellazione delle ruote costituenti l'ingranaggio sia per quanto riguarda i tempi di simulazione, che sono di un ordine di grandezza inferiori a quelli di altri programmi quali ANSYS.

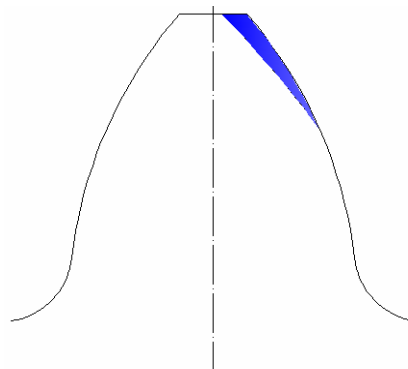
Tale studio è stato articolato in due fasi:

- Studio di sensibilità ai parametri di modellazione, paragrafo 3
- Confronto con un software affidabile, ANSYS, paragrafo 4

Nel presente paragrafo vengono date alcune basilari informazioni su HELICAL 3D utili alla comprensione dei paragrafi seguenti.



*Figura 1.1-Modifica del fianco del dente (bombatura)*



*Figura 1.2-Modifica di profilo del dente ( spoglia)*

## 2.1 Approccio generale di modellazione

In HELICLA 3D vengono modellate due ruote intere, comprensive cioè di tutti i denti, come mostrato in Figura 2.1. Ciò è importante quando si voglia verificare l'influenza che hanno gli errori nel taglio dei denti sull'ingranamento ed inoltre è importante in quanto il programma può compiere anche analisi dinamiche (non analizzate nel presente lavoro di tesi).

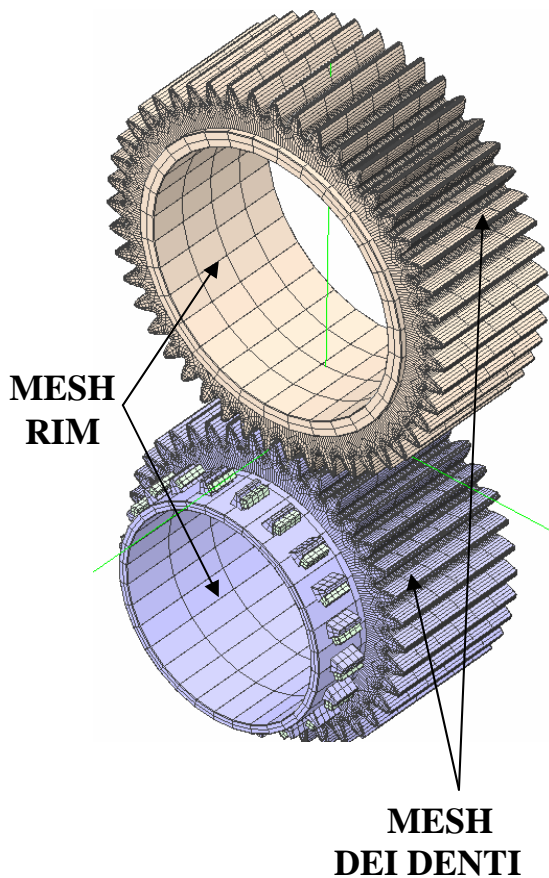


Figura 2.1-Approccio di modellazione in HELICAL3D

Il modello delle ruote è agli elementi finiti, e la mesh di ogni ruota è suddivisibile in due parti fondamentali:

- mesh dei denti
- mesh del corpo ruota (rim)

La prima mesh è più fitta, come si vede in Figura 2.1, per approssimare meglio le tensioni a cui è sottoposto il dente che in generale è la parte più sollecitata. Tale mesh adotta una formulazione p-element, cioè con elementi con funzione di forma di ordine elevato.

La seconda mesh è meno fitta, come si vede in Figura 2.1, e ciò perché in generale il RIM ha gradienti di tensione molto minori del dente e quindi è sufficiente una dimensione degli elementi finiti relativamente grande: ciò porta ad una ottimizzazione ai fini dei tempi di soluzione.

Questa differenza tra le mesh porta naturalmente a problemi di interfaccia che sono risolti attraverso l'uso di parametri che interfacciano le diverse funzioni di forma. Ad esempio in senso circonferenziale mediante la trasformata di Fourier

## 2.2 Modellazione del contatto

Per quanto riguarda il contatto questo è risolto attraverso l'uso di un metodo semi-analitico, basato sulla soluzione di Boussinesq-Cerruti, che contribuisce ad accelerare i tempi di soluzione. L'idea di base è quella di scomporre lo spostamento di un punto qualsiasi in prossimità della zona di contatto in due contributi.

Con riferimento alla Figura 2.2, lo spostamento di un punto in prossimità della superficie del dente, indicato con A la cui posizione è indicata col vettore  $OA$ , viene scomposto attraverso l'introduzione del punto B in due contributi:

- 1) lo spostamento di B rispetto ad O,  $BO$  calcolato attraverso la soluzione agli elementi finiti.

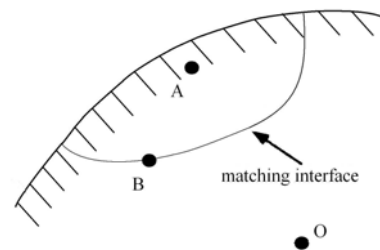


Figura 2.2-Concetto base usato per la modellazione del contatto

- 2) Lo spostamento relativo di A rispetto a B,  $\mathbf{AB}$ , calcolato mediante il metodo semi-analitico basato sulla soluzione di Boussinesq-Cerruti.

Il punto B si trova su una opportuna superficie ( da cui il nome, "matching-surface", Figura 2.2 ) in modo che lo spostamento del punto B sia calcolabile con sufficiente accuratezza dal metodo agli elementi finiti e che lo spostamento di A rispetto a B risenta principalmente del contributo legato alla soluzione di Boussinesq-Cerruti e non di quello legato allo spostamento globale del dente, calcolato con gli elementi finiti.

Da queste considerazioni deriva il fatto che la mesh nella zona del contatto è molto più grossolana rispetto a quella che si avrebbe utilizzando un F.E.M puro, con indubbi vantaggi sui tempi di soluzione.

In particolare per quanto riguarda la risoluzione del contatto la pressione viene discretizzata e considerata costante su ogni cella di una griglia che viene costruita intorno alla linea teorica di contatto, linea che si avrebbe se le ruote fossero perfettamente rigide, tale griglia (ne esistono due, una sul pignone e una sulla ruota) è mostrata in Figura 2.3.

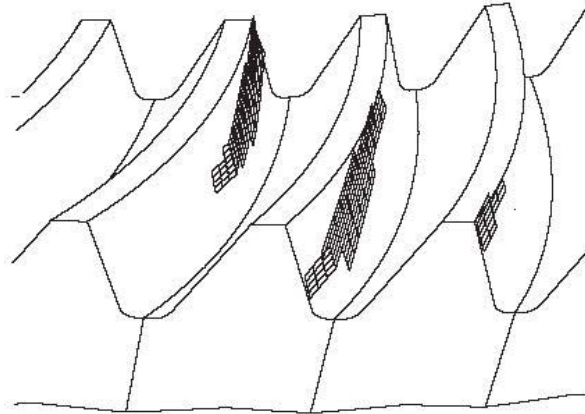


Figura 2.3-Griglia di contatto

### **2.3 Riassunto parametri fondamentali nella modellazione in HELICAL 3D:**

- Parametri regolanti la mesh dei denti ( suddivisione in elementi finiti, ordine della funzione di forma approssimante gli spostamenti ecc...)
- Parametri regolanti la mesh dei RIM (o corpi ruota) (suddivisione in elementi finiti, interfaccia tra le mesh etc..)
- Parametri regolanti la griglia di contatto (numero di celle, dimensioni ecc)

## **3. Studio della sensibilità della soluzione ai parametri di Helical 3D**

### **3.1 Procedura utilizzata per studiare la sensibilità ai parametri.**

Lo studio di sensibilità è stato svolto sull'ingranaggio di produzione AVIO denominato "365", mostrato nella Figura 2.1.

Tale ingranaggio è stato scelto per il fatto che le ruote dentate che lo compongono presentano le caratteristiche più generali modellabili con HELICAL 3D quali:

- Entrata della coppia lateralmente attraverso profili scanalati
- Piccola elicoidalità dei denti del pignone (accorgimento costruttivo per compensare la deformazione torsionale dei denti dovuta all'entrata laterale della coppia)
- Modifica del fianco del dente (bombatura, solo sul pignone)
- Modifica del profilo del dente (spoglia di testa parabolica su entrambi i denti)
- $2 < GR < 3$ , dove GR è il grado di ricoprimento.

I parametri analizzati sono quelli del tipo illustrato nel paragrafo 2.3 e elencati in Tabella 3.1

PARAMETRO	RANGE SIMULAZIONE	RANGE ORIGINALE
Parametri cambiamento griglia di contatto		
NFACEDIVS	1÷16	1÷25
SEPTOL	0.005÷0.04	
Parametri cambiamento mesh pignone e ruota		
NFACEELEMENTS	4-7-13	1÷32
COORDORDER	1÷16	1÷16
DISPORDER	1÷10	1÷10
TEMPLATE	MEDIUM-FINERROOT	MEDIUM-FINERROOT-FINEST-THINRIM
Parametri cambiamento mesh rim pignone e ruota		
RIMDIA	82.6-(0÷40)	(82.6)
AXIALORDER	2÷4	1÷8
CIRCORDER	4-12	4÷64
ELEMTYPERIM	LINEAR-QUADRATIC-CUBIC	LINEAR-QUADRATIC-CUBIC
NDIVSRADIAL	1÷16	1÷16
NTHETA	18÷466	18÷512
NDIVSWIDTH	1÷16	1÷16

Visto il loro numero, è stato ritenuto opportuno analizzare l'effetto della variazione di un solo parametro alla volta, mantenendo il valore degli altri parametri ad un valore di riferimento.

L'insieme di questi valori di riferimento per i parametri individua una condizione di riferimento, che è stata stabilita in modo da avere tempi di soluzione brevi.

Tabella 3.1-Parametri oggetto dello studio di sensibilità

Stabilito questo modello di riferimento si è quindi variato ogni parametro entro il suo range di variazione, vedendone l'effetto sulle grandezze significative nella progettazione che nello specifico sono, come già accennato precedentemente:

- 1) Carico totale sul dente durante gli istanti dell'ingranamento, indicato anche con TL
- 2) Pressione di contatto durante tutti gli istanti dell'ingranamento, indicata anche con CP
- 3) Massima tensione principale a piede dente, indicata anche con S1
- 4) Errore di trasmissione durante tutti gli istanti dell'ingranamento, indicato anche con TE.

Per l'estensione di tali risultati ad un ingranaggio cilindrico qualsiasi l'idea è stata quella di proporre opportuni coefficienti adimensionali per ogni parametro di modellazione (Tabella 3.1) in cui siano compresi tutti i fattori del modello, geometrici e non, che influenzano la scelta del valore di tale parametro.

Ad esempio per il parametro NFACEDIVS, che definisce il numero di suddivisioni della griglia nel senso della larghezza di fascia del dente, (regola j in Figura 3.1) si è proposto il seguente parametro

$$NFACEDIVS^* = \frac{NFACEDIVS}{\frac{FACEWIDTH}{MAGLEADCROWN \cdot 1000}} \quad (2)$$

Dove FACEWIDTH [mm], è la larghezza di fascia del dente e MAGLEADCROWN è l'entità del materiale asportato tramite la bombatura; tale coefficiente racchiude tutte le informazioni che riguardano l'infittimento della griglia in senso assiale. La validità di tali coefficienti è stata testata nel successivo paragrafo 4.

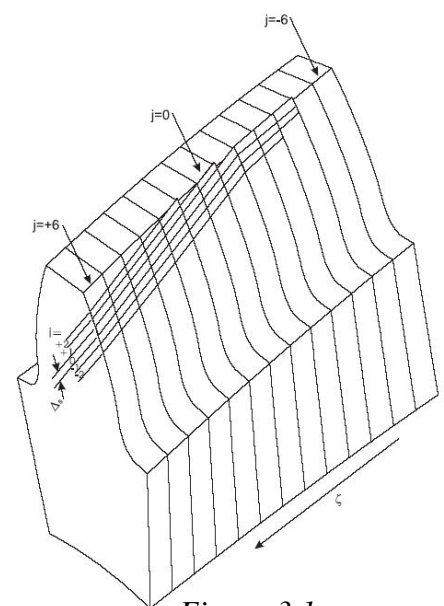


Figura 3.1



### 3.2 Risultati ottenuti con lo studio di sensibilità

I risultati ottenuti ,di cui nella Figura 3.2, Figura 3.3, Figura 3.4 ,Figura 3.5 sono riportati in particolare come esempio quelli ottenuti per il parametro NFACEDIVS, già mostrato nel paragrafo 3.1 ,sono stati utilizzati per individuare il valore ottimo dei coefficienti adimensionali per cui si ha una convergenza dei risultati.

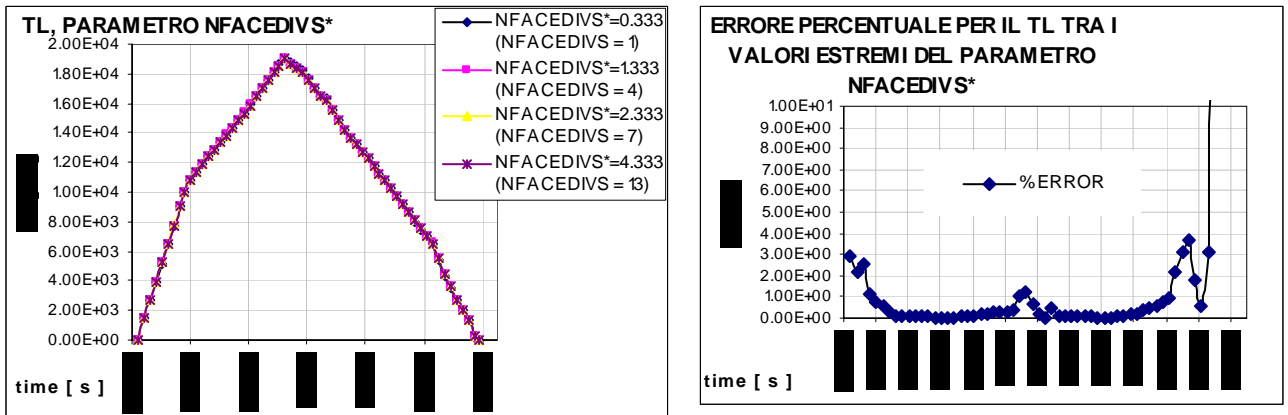


Figura 3.2-Influenza del parametro NFACEDIVS sul carico totale

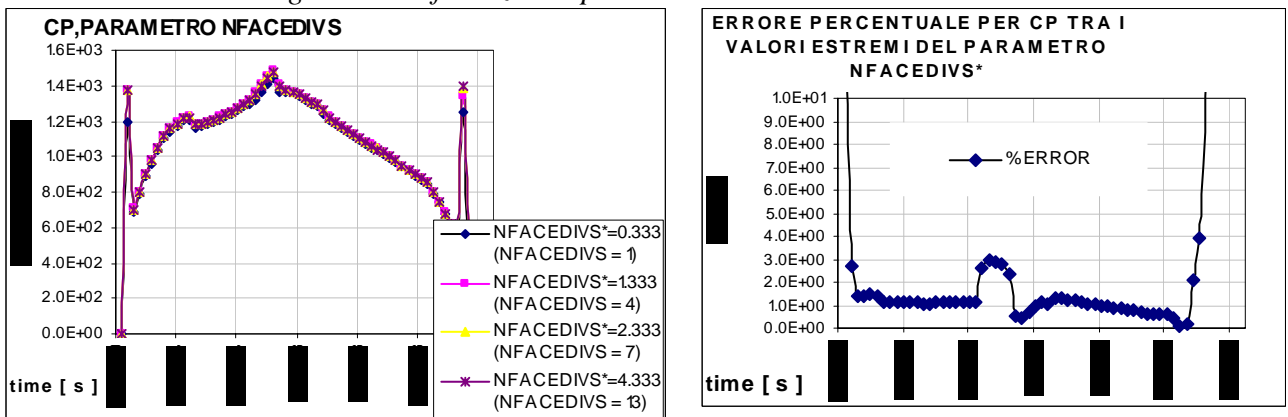


Figura 3.3-Influenza del parametro NFACEDIVS sulla pressione di contatto

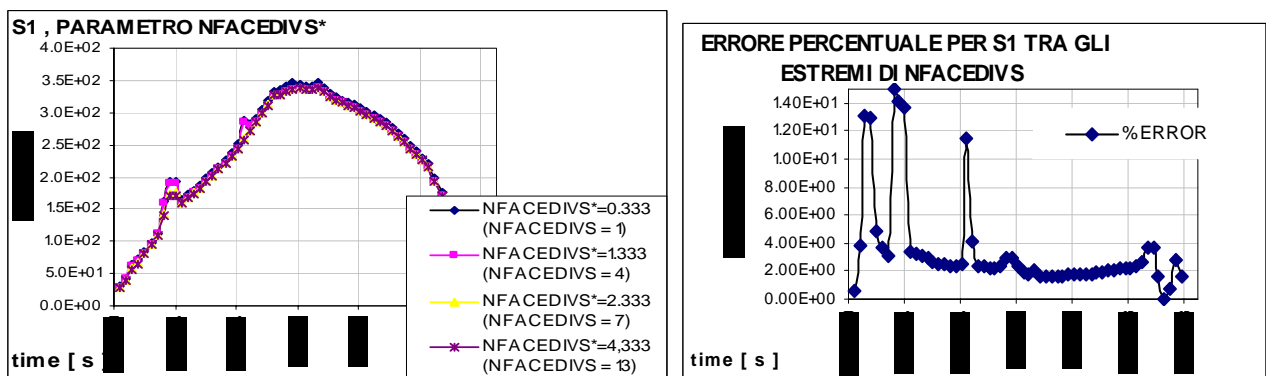


Figura 3.4-Influenza sulla mass. Tensione a piede dente

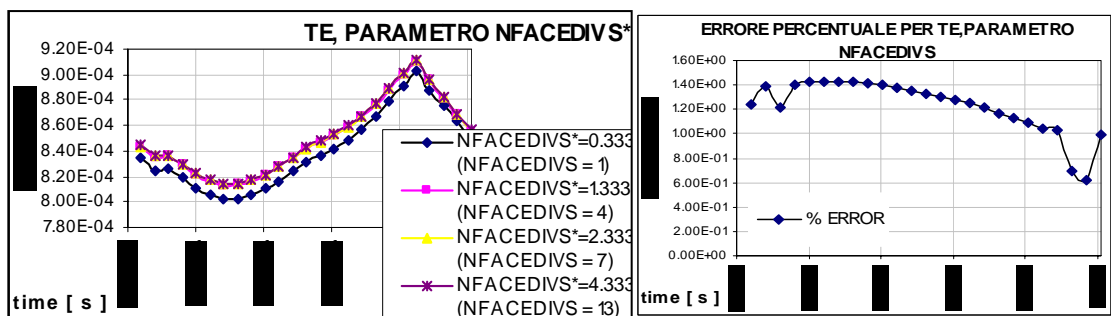


Figura 3.5-Influenza del parametro NFACEDIVS sull'errore di trasmissione



Come criterio per stabilire la convergenza della soluzione rispetto ad un parametro è stato stabilito che la soluzione relativa al valore dello stesso differisca a meno di un errore dell' 1% da quella relativa al valore immediatamente maggiore del parametro stesso.

In questo modo sono stati stabiliti i valori ottimi riassunti nella tabella 3.2

#### 4. Confronto HELICAL-ANSYS della soluzione relativa all'ingranaggio "TP400"

I risultati del precedente studio sono stati sfruttati per studiare l'ingranaggio TP 400, che presenta le seguenti caratteristiche.

- Dentatura elicoidale
- Bombatura sul pignone e sulla ruota
- Spoglia di testa di tipo parabolico sia sul pignone che sulla ruota
- $2 < GR < 3$

Un immagine di tale ingranaggio è mostrata in Figura 4.1.

Il modello in HELICAL è stato fatto utilizzando come parametri quelli ricavabili dai coefficienti adimensionali trovati nel paragrafo 3.2, tab 3.2 .Il modello ANSYS viene riportato nel prossimo paragrafo.

##### 4.1 Modellazione in ANSYS del TP400

Per la modellazione in ANSYS si è proceduto nel seguente modo:

- 1) importazione da HELICAL 3D di una nuvola di punti (keypoints) che mappa i fianchi di un dente di ciascuna delle ruote dell'ingranaggio
- 2) creazione di tutta la geometria dell'ingranaggio appoggiandosi sui punti prima importati
- 3) creazione della mesh

1) Per quanto riguarda il primo punto è stato fatta una verifica per controllare che non ci fossero errori di modellazione geometrica del fianco del dente in HELICAL 3D, attraverso il confronto con una geometria generata su computer secondo le normative AGMA.

Tale confronto, mostrato in Figura 4.2, ha dato un errore tra le due geometrie dell'ordine degli  $0,05 \mu\text{m}$  che si ritiene non avere grande

COEFFICIENTE ADIMENS.	VALORE OTTIMO
NFACEDIVS*	1.33
SEPTOL*	83.333
NFACELEMS*	1.33
COORDORDER	4
DISPORDER	4
TEMPLATE	MEDIUM
RIMDIA*	8.727
AXIALORDER*	2.66
CIRCORDER*	10.105
ELEMTYPERIM	LINEAR
NDIVSRADIAL*	13.75
NTHETA*	2.158
NDIVSWIDTH*	4.725

Tabella 3.2-coefficienti adim. consigliati

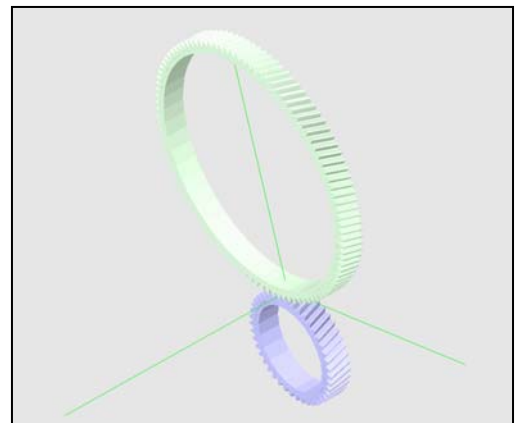


Figura 4.1-ingranaggio TP400

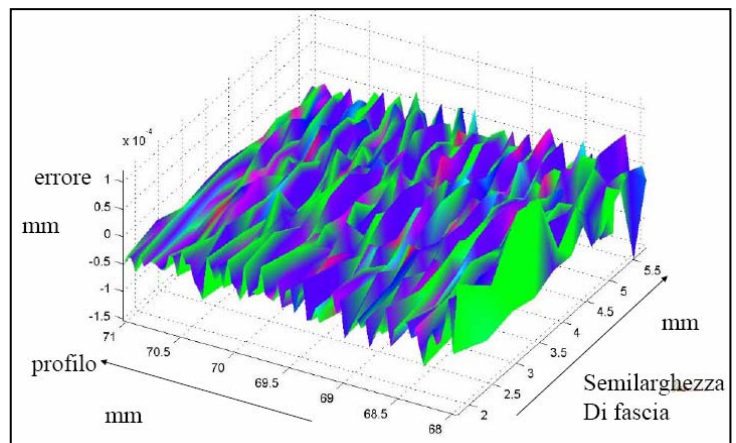


Figura 4.2-errore di modellazione geometrica in HELICAL 3D

influenza sulla soluzione essendo molto più piccolo di grandezze quali le correzioni del profilo e del fianco (dimensioni dell'ordine dei 10  $\mu\text{m}$ ) e dell'impronta di contatto (che si è trovato avere dimensioni dell'ordine del mm).

2) Per quanto riguarda il secondo punto è stata fatta la scelta di modellare solo una parte delle dentature, Figura 4.3, corrispondente a 5 denti per ruota, il minimo numero per garantire in ogni istante dell'ingranamento della simulazione il giusto numero di denti in presa.

La modellazione è stata fatta realizzando in successione le linee (appoggiandosi sui punti prima importati), le aree e infine i volumi delle ruote. In particolare le linee delimitanti il profilo dei denti sono state realizzate con "spline" interpolanti i punti importati in modo da garantire la giusta continuità ( $C_1$ ) nei punti stessi.

3) Per quanto riguarda il terzo punto è stata dapprima generata una mesh piana con elementi PLANE 42, Figura 4.4, in cui si è stati costretti a modellare con cura un solo dente per limitare il numero di elementi del modello ad un valore compatibile con le potenzialità dei mezzi informatici a disposizione. Difatti la necessità di simulare il contatto tra i denti trovandone in particolare la mutua pressione di contatto necessita una mesh molto fine sul fianco attivo del dente, finezza che interessa l'intera superficie del fianco del dente, (sarebbe stato possibile ottimizzare la mesh infittendola solo attorno alla linea teorica di contatto ma ciò avrebbe necessitato un modello ben più complesso)

La dimensione degli elementi nel senso del profilo del dente è stata scelta prendendo a riferimento l'impronta teorica Hertziana di un ingranaggio "virtuale" a denti dritti con geometria ottenuta sezionando il TP400 con un piano perpendicolare all'asse delle ruote. In questo modo è stato possibile calcolare le dimensioni dell'impronta con la formula di Hertz relativa a due cilindri in contatto. La dimensione dell'elemento è stata quindi assunta pari a  $b/5$ , dove con  $b$  si indica la semi-impronta Hertziana. Tale dimensione, come quella nella direzione della larghezza di fascia era la minima possibile compatibile con i mezzi a disposizione.

Il fatto di aver modellato bene un solo dente ha posto il problema di controllare che il carico si ripartisse in maniera corretta tra i vari denti in presa. In particolare interessava il carico sul dente con la mesh migliore da cui ricavare le sollecitazioni da confrontare col modello HELICAL 3D. La distribuzione di tale carico comporta il fatto che la rigidità delle varie coppie in presa sia approssimata in maniera corretta (rigidità che consta di tre contributi: rigidità globale del dente, rigidità del rim e rigidità del contatto): ciò garantisce anche che l'errore di trasmissione sia corretto, equazione (1), dipendendo questo dalla rigidità dei denti in presa.

Per controllare se la mesh era corretta in tal senso è stato analizzato l'ingranamento di un ingranaggio a denti dritti, che quindi era studiabile con un modello 2D (in cui si possono fare modelli più raffinati rimanendo nei limiti delle potenzialità dei computer) facendo l'ipotesi

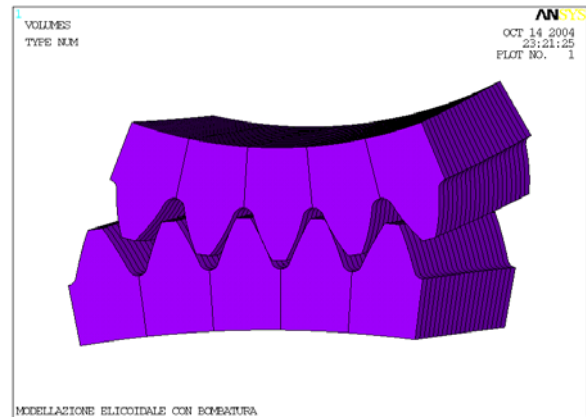


Figura 4.3-modello solido dell'ingranaggio in ANSYS

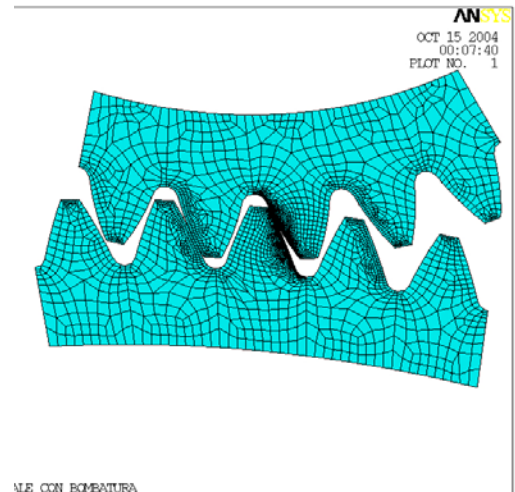


Figura 4.4-Mesh piana dell'ingranaggio TP400

(corretta come verificato in altri studi interni al DIMNP) che la ruota si trovi in uno stato di tensione di "PLAIN-STRAIN". Ciò è vero a meno di considerare zone sufficientemente lontane dalle estremità.

Su tale ingranaggio è stata usata una mesh costruita con i criteri usati per definire quella dell'ingranaggio TP400 Figura 4.4 ed inoltre per confronto una mesh ottimizzata per lo studio 2D di dentature a denti dritti Figura 4.5, in cui tutti i denti sono ben meshati e che fornisce la pressione di contatto con un errore dell'1%.

I risultati di tale controllo sulla mesh hanno mostrato i seguenti errori percentuali:

- carico totale: 0.5%
- pressione di contatto: 1%
- errore di trasmissione: 0.5% sull'informazione picco-picco (che interessa nella pratica)

Per la tensione a piede dente è stata ritenuta più affidabile quella derivata dal nostro modello perché la mesh a piede dente è più fitta.

Fatto questo confronto è stata quindi creata la mesh tramite "sweep" mostrata in Figura 4.6, realizzata con elementi solidi BRICK 45.

Sono quindi stati utilizzati elementi CONTACT174 e TARGET173 sui fianchi attivi delle ruote per la soluzione non-lineare relativa al contatto.

Per quanto riguarda i vincoli e i carichi, non essendoci profili scanalati laterali (Figura 4.1), è stata applicata una forza di modulo costante distribuita sulla superficie interna del pignone in direzione circonferenziale; sulla stessa sono stati applicati vincoli in direzione assiale e radiale; per quanto riguarda i vincoli sulla ruota è stata totalmente vincolata la superficie interna e anche le superfici nate dal fatto che è stato "ritagliato" dalla ruota originaria un modello con soli 5 denti. Quest'ultimo vincolo è stato verificato anche analizzando una ruota intera senza rilevare cambiamenti nella soluzione.

#### 4.2 Risultati del confronto

Il confronto tra i risultati di HELICAL e di ANSYS è stato fatto in merito alle già citate grandezze con l'aggiunta di: 1) seconda tensione principale a piede dente laddove si era trovata la S1; 2) terza tensione principale a piede dente nel medesimo punto; 3) Tensione equivalente di Von mises nel medesimo punto. Alcuni di tali risultati sono mostrati nelle figure 4.8 , 4.9, 4.10, 4.11 assieme agli errori percentuali tra i due modelli,

(tenendo conto anche degli errori trovati al paragrafo 4.1)

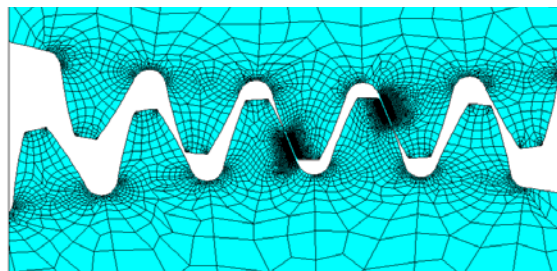


Figura 4.5-mesh ottimizzata 2D

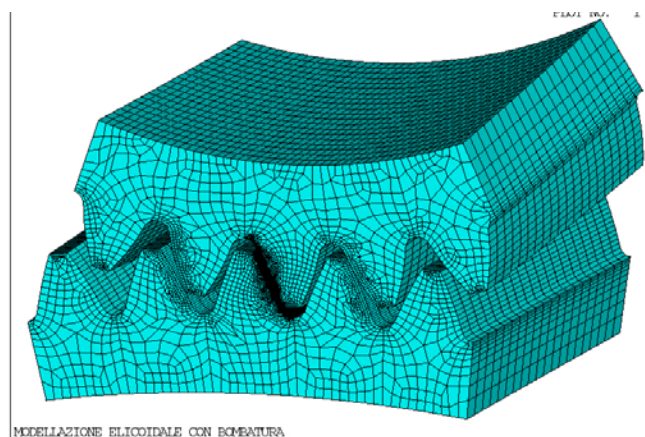
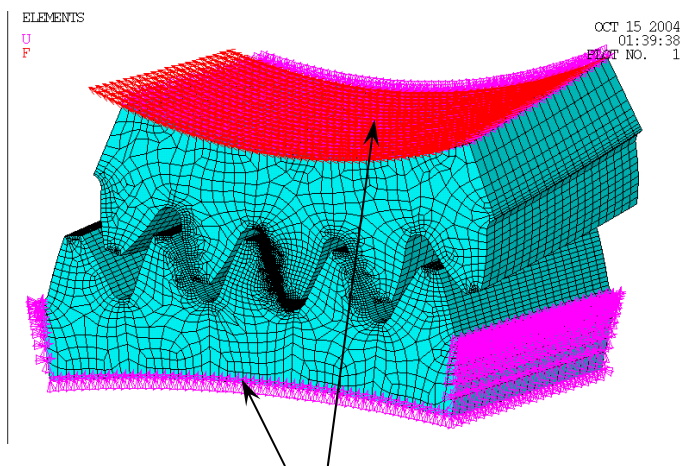


Figura 4.6-Mesh finale solida del TP400



Superfici interne delle ruote

Figura 4.7-Vincoli e carichi applicati

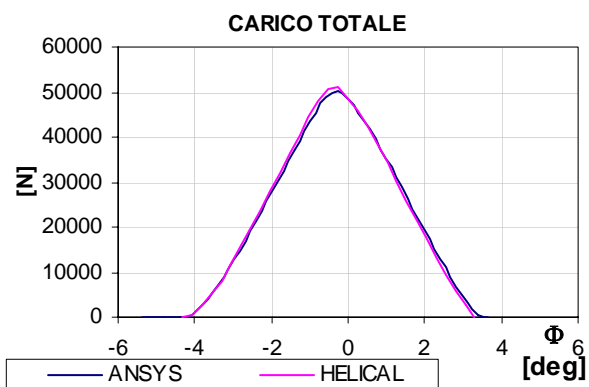


Figura 4.8-TL TP400: Errore= 3%

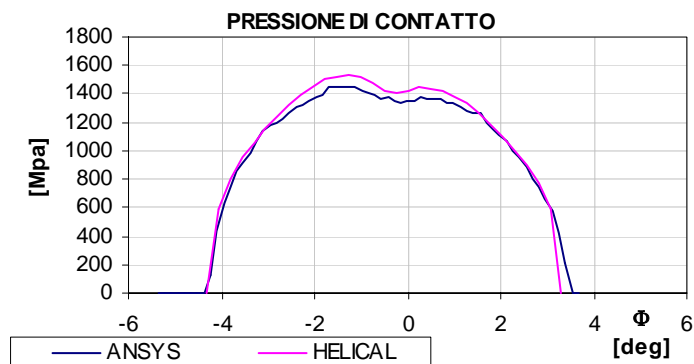


Figura 4.9-CP TP400: Errore= 6%

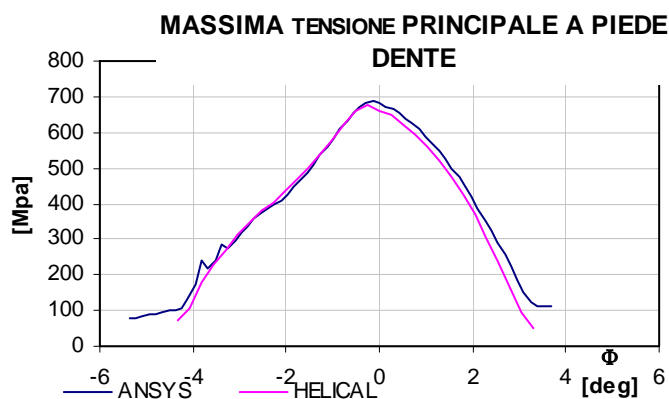


Figura 4.10-S1 TP400: Errore=3%

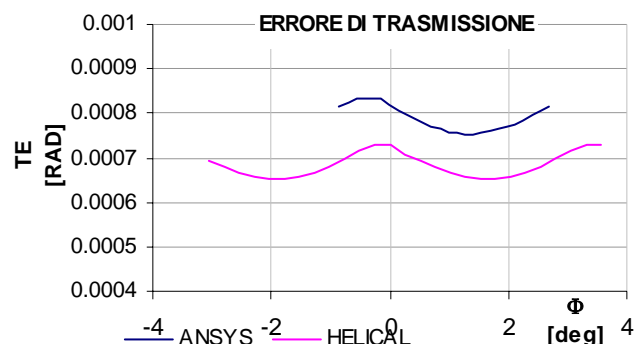


Figura 4.11-TE TP400: Errore= 4% sul peak to peak

## 5. Conclusioni

In merito al codice di calcolo HELICAL 3D<sup>®</sup> per la progettazione e ottimizzazione di ingranaggi cilindrici elicoidali si sono ottenuti i seguenti risultati:

- Individuazione dei parametri ottimali per avere una soluzione che converge con una variazione dell' 1% sulle grandezze fisiche di interesse nella progettazione delle ruote dentate e con bassi tempi di calcolo.
- Individuazione della precisione con cui viene fornita la soluzione rispetto alle grandezze di interesse nella progettazione delle ruote dentate.

Riteniamo quindi che l'esito dello studio sia stato positivo in particolare in quanto che l'uso del codice di calcolo HELICAL 3D<sup>®</sup> consente una notevole riduzione dei tempi di simulazione preziosa in particolare nell'individuazione delle geometrie ottimali dei denti, con particolare riferimento alla modifica del fianco (bombatura) e del profilo (spoglia di testa) del dente.

Al contrario l'uso di programmi FEM convenzionali quali ANSYS<sup>®</sup> avrebbe richiesto un tempo molto maggiore sia per quanto riguarda il tempo di simulazione che per quanto riguarda la preparazione del modello, del resto molto più semplice e intuitiva in HELICAL 3D<sup>®</sup> rispetto ad ANSYS<sup>®</sup>.