



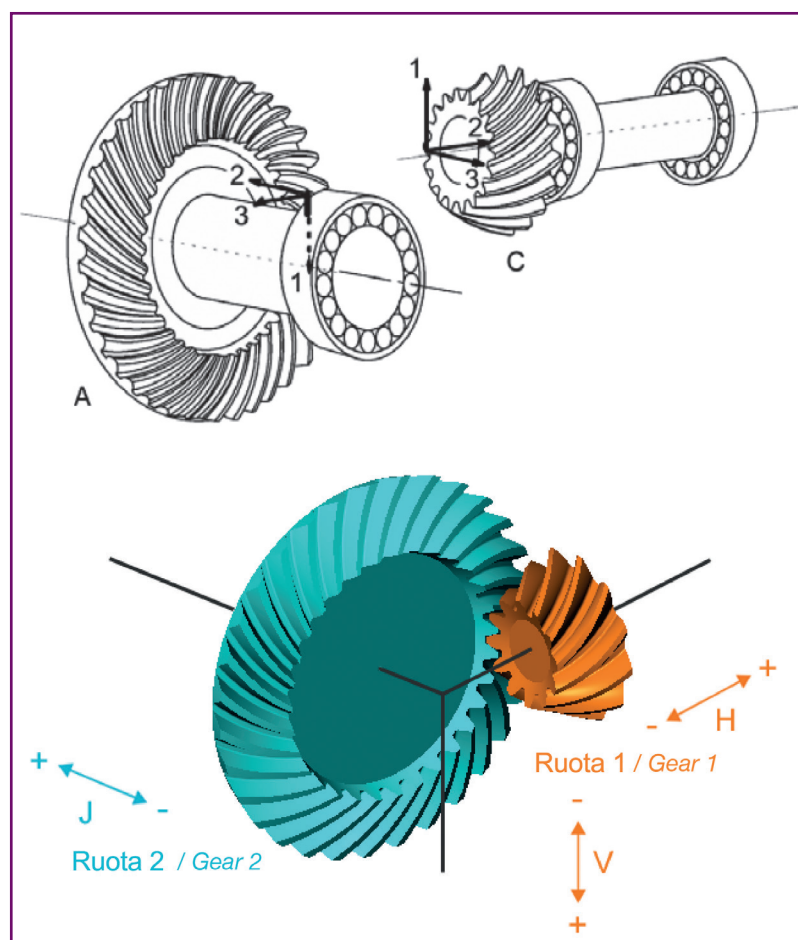
Come influisce la rigidità della cassa del riduttore sul contatto delle

ruote dentate

(parte II)

La rigidità della cassa influenza la posizione dei cuscinetti e quindi l'allineamento degli alberi quando il riduttore è sotto carico. La deformazione della cassa non incide però direttamente sulle prestazioni degli ingranaggi, ma sono i disallineamenti degli alberi che si vengono a creare, le deformazioni degli alberi, dei cuscinetti e degli ingranaggi e le tolleranze di lavorazione a influenzare le condizioni di ingranamento. Questo studio mette a confronto tutti questi contributi per identificare quello più rilevante.

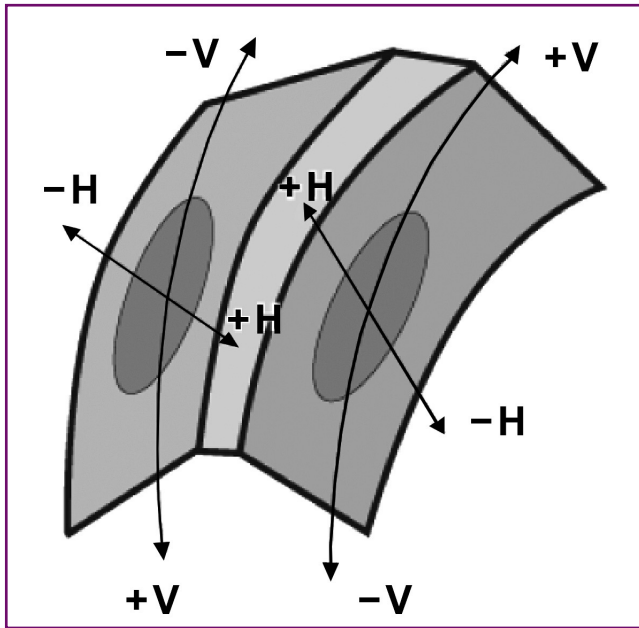
di Dipl.-Ing. Jürg Langhart, KISSsoft AG
di Dr.-Ing. Ioannis Zotos, KISSsoft AG
traduzione a cura dell'ing. Massimiliano Turci



● Figura 17:
Forze sugli ingranaggi conici secondo ISO/TR 22849 e definizione degli spostamenti VHJ secondo Klingelnberg.

● Figure 17:
Forces acting on the bevel gears along ISO/TR 22849 and definition of VHJ displacements as per Klingelnberg definition.

Nella prima parte di questo studio si è parlato dei fattori che incidono sulle prestazioni degli ingranaggi in un riduttore. A questo proposito è stato preso in esame un riduttore ad assi ortogonali e sono stati valutati fattori quali l'impronta di contatto (3.1), la deformazione di alberi e cuscinetti (3.2), le tolleranze di lavorazione (3.3), la deformazione della cassa (3.4), le particolarità della matrice di rigidità (3.5). Si prendono ora in esame gli altri fattori.



● Figura 18:
Spostamenti V e H e impronta di contatto sulla ruota ad elica destra.

● Figure 18:
Contact pattern shift on the RH wheel, for V and H displacements.

drici, È importante quindi modellarlo con precisione. I valori degli spostamenti VHJ sono calcolati automaticamente in KISSsoft dalla deformazione e dello spostamento degli alberi di pignone e corona.

I movimenti VHJ sono usati per controllare lo spostamento del contatto sui fianchi delle coppie coniche. Nel caso in esame, c'è una corona a elica sinistra. Se è caricato il fianco di tiro, il contatto si sposta verso il tallone, Figura 18.

Si applica, ad esempio, una bombatura longitudinale per evitare il carico alle estremità, dovuto allo spostamento del contatto. Si potrebbe applicare anche una modifica di angolo di spirale. Ci sono anche altri tipi di modifiche, come il Bias (inclinazione diagonale del contatto), ma non saranno trattate.

4. Coppia conica

4.1 Introduzione ai disallineamenti delle coppie coniche

La forza che si scambiano gli ingranaggi conici durante il funzionamento ne produce un reciproco spostamento, la cui direzione è funzione di vari parametri, come il disallineamento fra gli alberi, l'angolo di pressione, l'angolo del cono primitivo, l'angolo dell'elica (angolo di spirale medio) e dipende ovviamente anche dai supporti degli alberi. Il movimento relativo è definito in genere con la notazione VHJ Klingelnberg [9] come nel caso in esame (Figura 17), ma sono note altre convenzioni come la EPG di Gleason.

Il movimento totale VHJ può essere scomposto nei singoli spostamenti fra pignone e corona. Per i movimenti H e J è importante lo spostamento assiale degli alberi. Va pertanto tenuto in debita considerazione, a differenza del caso degli ingranaggi cilin-

4.2 Metodo per regolare l'impronta di contatto

Nel calcolo della capacità di carico delle coppie coniche la norma ISO 10300 [10] non considera direttamente la distribuzione del contatto; ne tiene conto in maniera semplificata, attribuendo al fattore $KH\beta$ un valore che dipende da come vengono supportati i due alberi (più alto se a sbalzo piuttosto che appoggiati). Quindi nel calcolo della capacità di carico delle coppie coniche non c'è un metodo analogo a quello delle cilindriche descritto nella ISO 6336-1, Annex E.

In genere si regola il contatto della coppia conica su un tester controllando a vista la posizione e la dimensione dell'impronta di contatto. In KISSsoft, invece, il contatto è trattato con una LTCA bidimensionale, basata sul calcolo della rigidezza del dente se-

TECHNOLOGY

The Influence of the **Gearbox** Housing Stiffness on the Gear Mesh Load Distribution (part II)

The housing stiffness influences the bearing positions and, therefore, the shaft alignment once the gearbox is subjected to loads. However the housing deformation does not impact directly on the performance of the gears. The meshing conditions are, in fact, influenced by the shaft misalignments, the shaft and bearing deformations and by the gear manufacturing tolerances.

In the following study, all these influences are studied and compared to identify those of greater relevance.

The first part of this study focused on the factors impacting on the performances of gears in a gearbox.

A bevel helical gearbox was considered in order to evaluate the various influences such as tooth

contact (3.1), shaft and bearing deformation (3.2), manufacturing tolerances (3.3), housing deformation (3.4), the relevant details of the housing stiffness matrix (3.5). In the following pages all the other factors will be evaluated.

4 Bevel stage

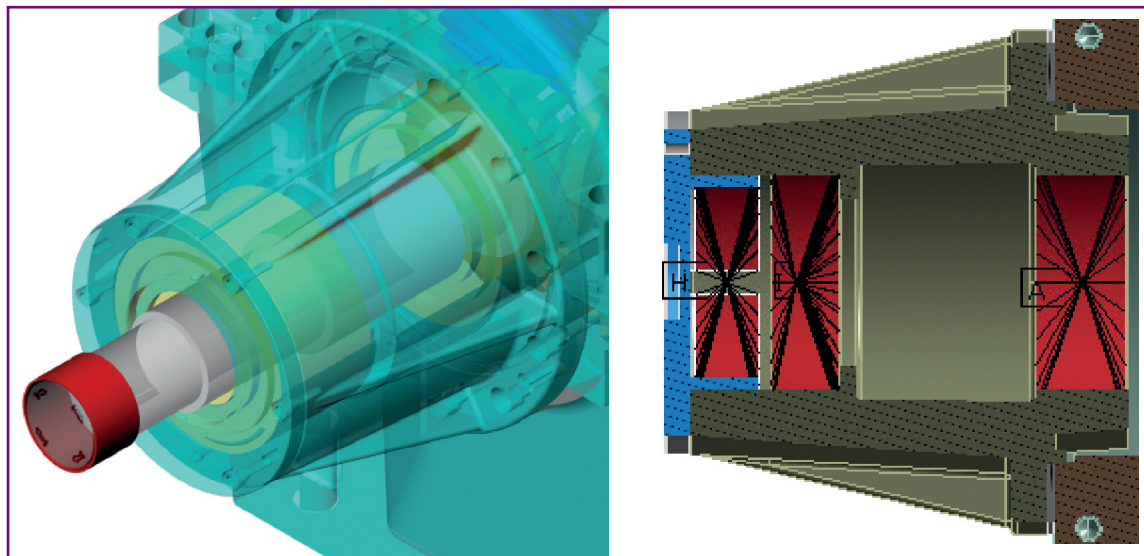
4.1 Introduction to bevel gear misalignment

Due to the gear mesh force direction governed by shaft offset, pressure angle, pitch cone angle and helix angle (mean spiral angle), the bevel gears will be misaligned. This misalignment is obviously also depending on the support of the gear shafts. The resulting deformations are typically defined along Klingelnberg [9] using VHJ displacement conventions as shown below. Other conventions exist but are not used in this example, Figure 17.

The total of the VHJ displacements are formed from

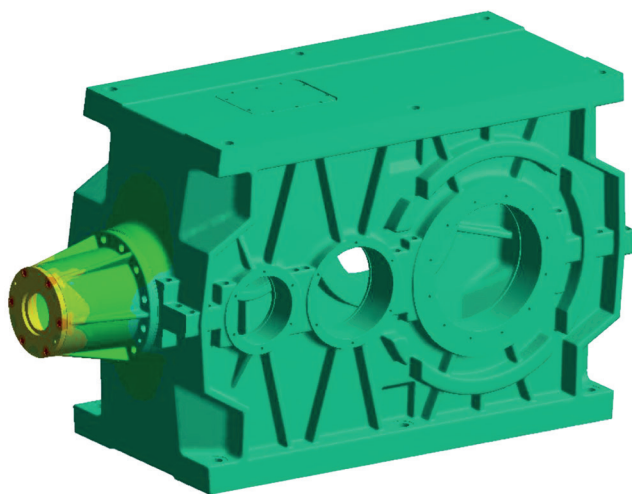
● Figura 19:
sx) Modello dettagliato del coperchio e della bullonatura. dx) Definizione dei nodi master sul coperchio riportato sul lato destro per collegarsi al nodo master del centro del cuscinetto.

● Figure 19:
Detailed FEM model with cover and bolts (left). Definition of master node on the cover, extended towards the right side to match master node position to bearing center position.



● Figura 20:
Deformazione del modello FEM causata dal precarico delle viti.

● Figure 20:
Deformed FEM model due to bolt pre-tension.



condo Weber/Banaschek. È il metodo originariamente sviluppato per le ruote cilindriche e successivamente adattato alle coniche. In questo calcolo si tiene conto anche delle deformazioni degli alberi, dei disallineamenti relativi di pignone e corona e delle modifiche di microgeometria.

Come per le ruote cilindriche, fra i risultati della LTCA appaiono la pressione di contatto, l'errore di trasmissione e la distribuzione del carico sulla linea di contatto; Dal picco di carico w_{max} e dal suo valore medio w_{bm} è possibile calcolare il valore di $KH\beta$.

4.3 Influenza del precarico dei cuscinetti sulla posizione assiale degli ingranaggi

Come già anticipato, al contrario di quanto visto per le ruote cilin-

the respective displacement components of pinion and wheel. For the H and J displacement, the axial movement of the gear shaft is relevant. This means that - opposed to the cylindrical gear stages - the axial movement of the shafts is to be considered. Hence, a detailed modelling and calculation thereof is required. The values for VHJ displacements are calculated in KISSsoft automatically from the deformations and displacements of the pinion and wheel shaft. The VHJ displacements are also used to explain the shift of contact pattern in bevel gears. In our example, a LH bevel gear set is used. If the drive flank is loaded, of the displacement of pinion and ring gear results in a shift of the contact pattern towards the heel, Figure 18. In order to avoid the unrequested edge loading due to the unfavorable shift of contact pattern, a longitudinal crowning is applied. If required, the spiral angle is modified too. Further modifications like Bias are not discussed here.

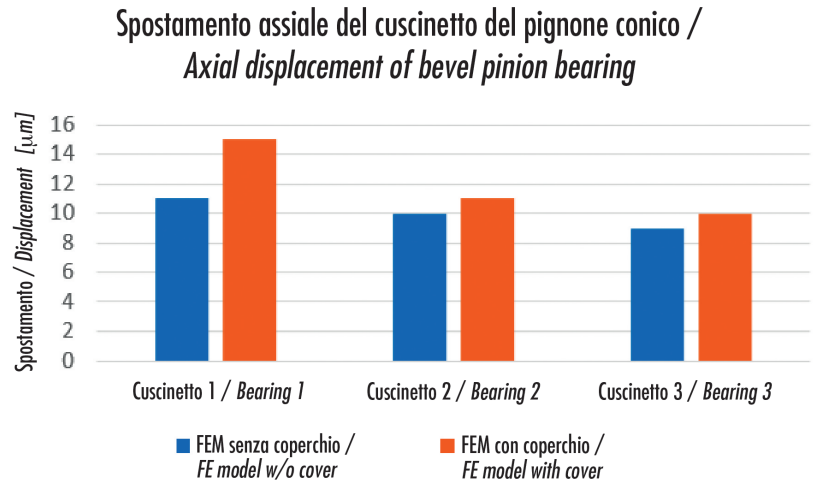
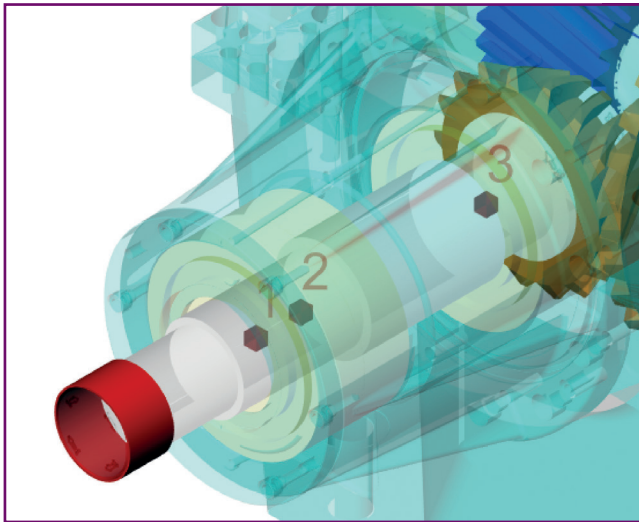
4.2 Methods for assessing the contact patterns
In the strength rating method ISO 10300 [10] for

bevel gears, the load distribution as calculated is not directly considered. The load distribution is determined in a simplified manner only, giving rough values for $KH\beta$ depending on the type of shaft supports (e.g. overhung gears will result in a higher value for $KH\beta$). Hence, in the bevel gear strength rating, there is no equivalent procedure to the detailed line load distribution calculation as per ISO 6336-1, Annex E as available for cylindrical gears. The assessment of the contact pattern for bevel gears is typically done on a roll tester. The contact pattern is checked visually whether it is at the desired location and of desired length. In KISSsoft, the tooth contact of bevel gears is assessed using a two dimensional LTCA under load. Thereby, the stiffness calculation of the teeth, which is the basis of the LTCA, is calculated according to Weber/Banaschek. This method is based on cylindrical gears and has been successfully adapted for bevel gear calculations. As the tooth contact analysis is able to consider the shaft deformations, the numerical calculation

includes also the relative position and alignment of the bevel pinion and gear under load. Also, the modifications as crowning etc. are considered. The results of the contact analysis include - in the same manner as for cylindrical gears - e.g.: Hertzian contact pressure, transmission error TE, line load distribution and others. Also, the maximum line load w_{max} is determined and, combined with the mean line load w_{bm} it is possible to calculate a load distribution factor $KH\beta$ in the same way as for cylindrical gears.

4.3 Influence of bearing pre-tension on the axial position of the gears in mesh

As mentioned above, the axial position of bevel gears needs to be considered in detail (opposed to cylindrical gears, where the axial position is of little relevance) when calculating the tooth contact patterns. The axial position is strongly influenced by the bearings supporting the shaft. In the gearbox studied, the pinion shaft is supported in axial direction by taper roller bearings. Typically, they



driche, per il calcolo dell'impronta di contatto delle coppie coniche, è necessario tenere in debito conto la posizione assiale delle ruote coniche, fortemente influenzata dai cuscinetti. Nel riduttore in esame, l'albero pignone è supportato in direzionale assiale da cuscinetti a rulli conici. In genere sono leggermente precaricati con degli spessori, in modo da ottenere il gioco ideale durante il funzionamento. Nel modello KISSsys il precarico è stato messo in modo da non cambiare la posizione del pignone, mettendo metà del precarico totale su ciascun cuscinetto (cioè muovendo i due anelli esterni in direzione opposte).

4.4 Coperchio della cassa e reazioni assiali

Nel riduttore in esame, la spinta assiale del pignone conico è supportata dalla cassa tramite un coperchio fissato con viti (Fi-

gura 19). Per valutare l'esatta distribuzione di questa forza sulla cassa, è stato eseguito un calcolo FEM non lineare che includesse i contatti e l'attrito (con coefficiente $\mu=0.10$). Nel modello FEM, che include sia il coperchio che i collegamenti filettati, il precarico delle viti è $FV=44.1$ kN (Figura 19 A). Il nodo relativo al cuscinetto a rulli conici di sinistra è collegato al coperchio, in blu nella Figura 19 B. In questo modo, la forza assiale è supportata dal coperchio, mentre quella radiale direttamente dalla cassa. Il calcolo FEM è stato eseguito in due passaggi: prima è stato applicato il precarico sulle viti, poi è stato linearizzato il modello per generare la matrice di rigidità condensata. L'effetto del precarico sulla deformazione è mostrato in Figura 20.

Come previsto, con questa nuova matrice di rigidità, KISSsys calcola uno spostamento assiale un po' più alto sui tre nodi 1, 2

● Figura 21:
Spostamento assiale dei centri dei cuscinetti 1, 2 e 3 tenuto conto del contributo del coperchio.
● Figure 21:
Axial displacement of the bearing centres 1, 2 and 3 considering the bearing cover compliance.

are assembled with a slight pre-tension in order to achieve a more even load distribution of roller elements in operation. The pre-tension is achieved by shimming. In the KISSsys model, the pre-tension is modeled such that the position of the bevel pinion does not change, that is, the pre-tension is modeled by moving both outer rings by half of the pre-tension amount in opposite directions.

4.4 Support of the axial force on the housing cover

In the gearbox, the axial force from the bevel pinion is supported by the housing through a bearing cover attached to the housing by means of bolts as shown below. To consider this force flow in the housing correctly, a non-linear FEM model is elaborated where contact formulation including friction (assuming a coefficient of friction $\mu=0.10$). In this extended model, the cover and the bolts are included, the bolts have a pre-tension of $FV=44.1$ kN, Figure 19, left. The master node of the left taper roller bearing is now attached to this cover, Figure 19, right, marked in blue. With this modelling approach, it is possible to lead the

axial force over the cover while the radial force is still directly transmitted to the housing, Figure 19, right.

The FEM calculation is now done in two steps. In the first step, the bolt pre-tension is applied, then, the FEM model is linearized and the reduced stiffness matrix is exported. The effect of the bolt pre-tension is in the below deformation plot, Figure 20.

As expected, the deformation calculation in KISSsys using the above modified stiffness matrix yields that the three master nodes, 1, 2 and 3 (located in the centers of the bearing supporting the bevel pinion shaft) have higher axial displacement. However, the effect is minimal and of just a few microns, Figure 21.

4.5 Τεμπερατυρε ινφλυεντυε

Due to the different power losses, inevitably present in the gearbox during operation, the gearbox parts will heat up and expand. In this example, it is assumed that the gearbox temperature increases from 20°C to 80°C (for all parts in an uniform manner) resulting in expansion of housing and shafts. It is of interest how the bevel pinion shaft is getting

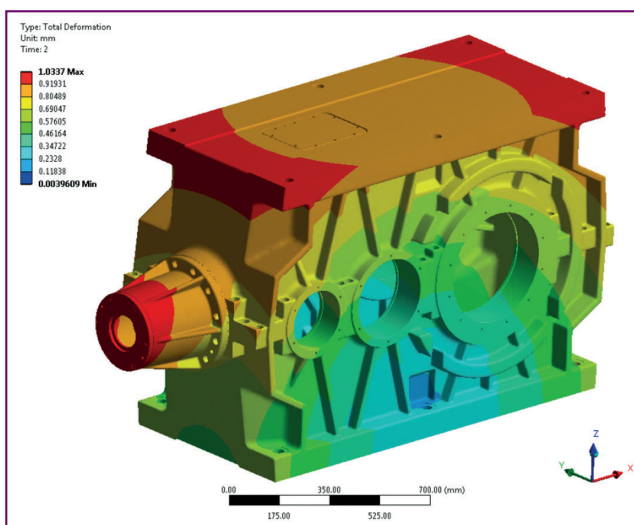
displaced due to temperature effects. For this, the FEM model is calculated in three steps:

- Bolt pre-tension is applied
- Temperature increase is applied
- Model is linearized and stiffness matrix is exported

In this, the housing bores are left free to deform. The resulting bore center / bearing position change is shown in below figure and is reaching a value of 0.85 mm at the highest location.

In the KISSsoft shaft calculations, thermal expansion of shafts is defined with respect to a reference point that remains fixed in the local coordinate system. In case of bevel gears, this reference point is typically selected as the pitch cone apex. For the assumed operating temperature of 80°C , the shafts expand with respect to the pitch cone apex which results in an axial movement of the gears, influencing their VHJ displacement values, see Figure 23.

The below contact patterns show two typical operating conditions. The contact patterns are checked at assembly, without load. Housing and other parts temperature is then at 20°C . V and H



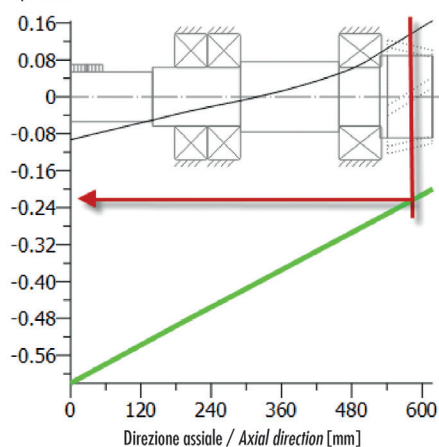
● Figura 22:
Deformazione della
cassa dovuta alle
dilatazioni termiche.
● Figure 22:
Housing deformation
due to thermal load.

e 3 (quelli dei centri dei cuscinetti dell'albero col pignone conico). L'effetto è comunque trascurabile: si tratta di qualche micron (Figura 21).

4.5 Influenza della temperatura

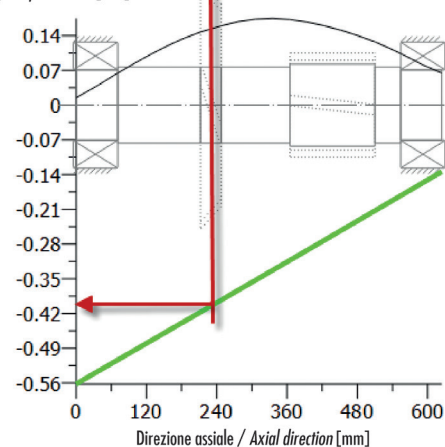
A causa delle inevitabili perdite di carico all'interno del riduttore, i vari componenti che vi sono all'interno si scaldano e si dilatano. Nel caso in esame, si assume che la temperatura passi da 20°C a 80°C per tutti gli elementi e in maniera uniforme. In particolare, è interessante valutare come la dilatazione termica abbia effetto sullo spostamento dell'albero del pignone conico. A tal proposito, è stato sviluppato un modello FEM in tre fasi:

Deformazione / Displacement [mm]



● Figura 23:
Deformazione degli alberi
del pignone e della corona
conica alla temperatura
di 80°C.
● Figure 23:
Displacement of bevel
pinion and bevel gear shaft
under 80°C temperature.

Deformazione / Displacement [mm]



displacement values are very low and within a few 10 μm . See Figure 24 below, left side.

With external torque load applied and in operating temperature of 80°C, the V and H displacement values are $V = -0.25 \text{ mm}$ and $H = 0.21 \text{ mm}$. The contact is slightly moved towards the heel side, see Figure 24 below, right side.

4.6 VHJ-displacement considering housing deformation

The influence of the housing deformation can easily be shown for the bevel gear stage by looking at the VHJ-displacement values. In below Figure 25, the VHJ-displacement values are shown, once with and one without housing deformation.

As expected, if the housing deformation is considered through the housing stiffness matrix, the displacements are higher once external loads are applied. However, the influence of the housing is small and do not change the contact pattern noticeably.

4.7 Bevel gear modifications

In the production of bevel gears, gear modifications are often applied by the manufacturer based on experience or general guidelines found in the respective literature. This because the designer typically lacks tools to calculate required and optimal modifications. The designer often has to accept that the modifications are decided by the manufacturer and is left to wonder whether the part machined will fulfill his requirements.

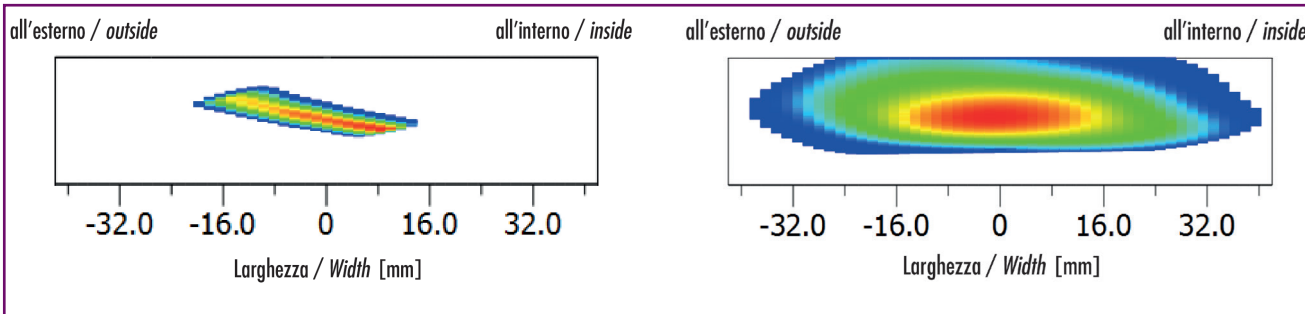
For the Zyklo-Paloid® bevel gear set used in this example, the literature (Klingelberg) recommends a crowning of 1/350th to 1/800th of the face width for "small" displacements. Often, in practical applications, a value of 1/1000th is used. This would correspond to a crowning value of 84 μm , resulting in the contact to be somewhat on the heel side with a maximum contact pressure of 1360 N/mm^2 (Figure 26, left). Assessing the line load distribution by the ratio of maximum line load to mean line load, a $\text{KH}\beta$ value of 2.7 is found. The peak to peak transmission

error is calculated at $\text{PPTE} = 6.8 \mu\text{m}$. With this modification, a contact pattern without edge load and stress peaks is achieved.

To maximize the power density of the bevel gear set, the modifications are now optimized. The contact pattern is moved to the center of the flank and the crowning is reduced to 20 μm (Figure 26, right). The resulting contact stresses now drop to 1140 N/mm^2 , or an improvement of almost 20%. $\text{KH}\beta$ drops considerably to 1.7 and the peak to peak transmission also is reduced to $\text{PPTE} = 2.45 \mu\text{m}$. We may therefore not only expect an increased load bearing capacity but also a reduced noise level.

4.8 Influence of gear manufacturing tolerances

In ISO 17485 'Bevel gears - ISO system of accuracy', no values for the manufacturing tolerances in lead direction are given, an assessment of the effect of the gear quality on the contact is hence not directly possible. Therefore, as an approach which can be seen in industry as well, the values listed in ISO 1328



● Figura 24:
Posizione dell'impronta di contatto sulla ruota conica (sinistra) al montaggio e (destra) in condizioni di lavoro.

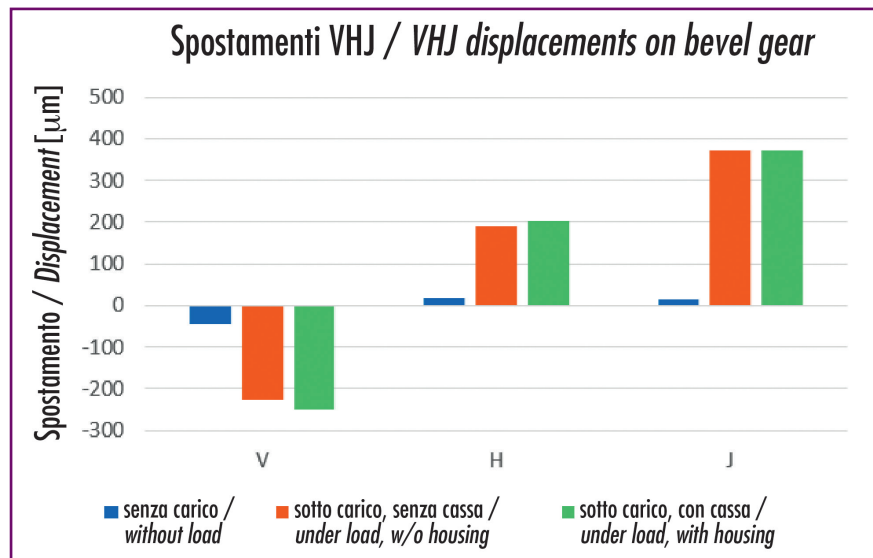
● Figure 24:
contact pattern positions of bevel gear set during assembly (left) and operation (right).

- precarico delle viti
- dilatazione termica
- linearizzazione del modello per l'esportazione della matrice di rigidezza condensata

Nel modello, le sedi dei cuscinetti sulla cassa sono liberi di muoversi. I rispettivi spostamenti sono mostrati in Figura 22: il valore massimo è 0.85 mm.

Nel calcolo di KISSsoft, la dilatazione termica dell'albero è riferita a un punto fisso. Nel caso delle coppie coniche, in genere si tiene fisso il vertice del cono primitivo. Nel caso in esame, alla temperatura di 80°C, l'albero si dilata assialmente modificando gli spostamenti VHJ (Figura 23).

La Figura 24 mostra l'impronta di contatto in due tipiche condi-



● Figura 25: Spostamenti VHJ della coppia conica al montaggio e in condizioni di lavoro, con e senza il contributo della rigidezza della cassa.

● Figure 25: Bevel gear mesh displacement after assembly and in operation (with and without housing influence).

for cylindrical gears are used. As a reference, the equivalent cylindrical gear is used to determine the applicable helix slope deviation at $fH\beta=10 \mu\text{m}$ for the pinion and $12 \mu\text{m}$ for the wheel.

A combination using a statistical approach covering 99.7% of all cases results in a total of $fH\beta= \pm 17.5 \mu\text{m}$. This manufacturing error has very little influence on the load distribution when combined with the above optimized lead modifications, see below Figure 27.

4.9 Contact optimization

The above findings are in line with common practice in general gearbox engineering that the housing deformation is not of prime relevance when designing gear modifications. The resulting improvements in load distribution as designed using KISSsoft and KISSsys are shown below, Figure 28.

The focus of this study was to show the influence of the housing deformation on the required modifications. The following figure shows the influence of the housing on the required

modifications. These are shown while not considering the housing deformation in blue and while considering the housing deformation in red. It is well visible that out of the total modifications required, the effect of the housing deformation is small in this gearbox / housing design.

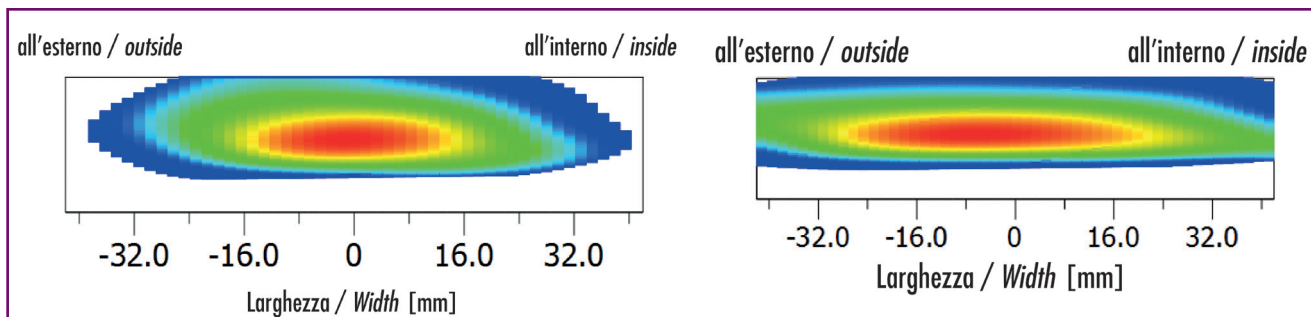
5 Summary

The above study illustrates that it is quite a complex task to perform a detailed and accurate calculation considering bearings, shafts, temperature and housing influence on the gear mesh. While it is very simple and fast to consider e.g. gear machining errors or bearing stiffness in the calculations, the integration of housing information takes more time. Still, this may well be justified in critical applications. Considering a compact and stiff housing as used for the industrial gearbox investigated in this study, we find that the housing deformation is not the most relevant factor influencing the gear mesh. Shaft and bearing deformations as well as variations in the

bearing clearance, manufacturing errors and thermal influences are more significant. Furthermore, the commonly held wisdom that a soft housing leads to meshing problems is not supported as a soft housing may keep shafts (and the gears) nicely parallel even if the center distance is increased considerably (but due to the nature of the involute gearing, this does not affect the mesh negatively).

Even for the bevel gear stage, it was found in this particular design that the influence of the housing deformation on the meshing condition is marginal. Recommendations from literature as to the amount of crowning to be applied were confirmed, they are suitable to compensate manufacturing tolerances and the housing deformation. The bevel gear LTCA function implemented in KISSsoft has again proven itself as a most valuable tool for the assessment of spiral bevel gears in contact.

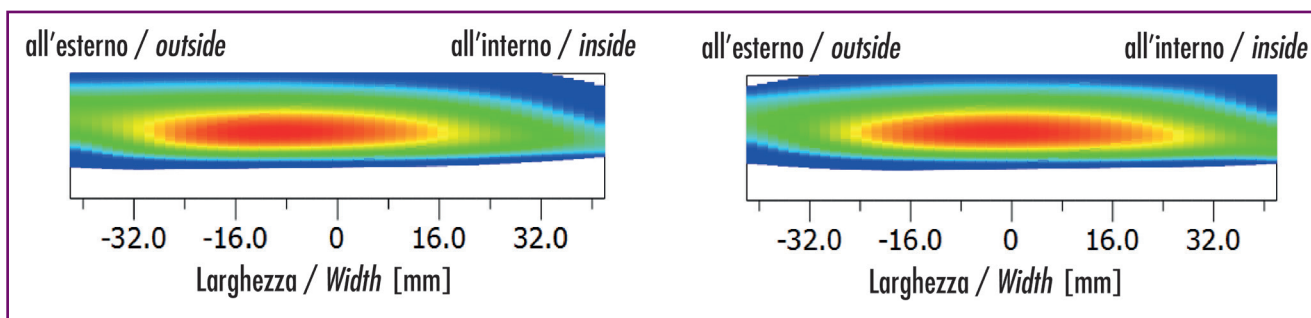
The value of the classical approach, which takes no account of the housing stiffness when designing industrial gearboxes is therefore confirmed. ●



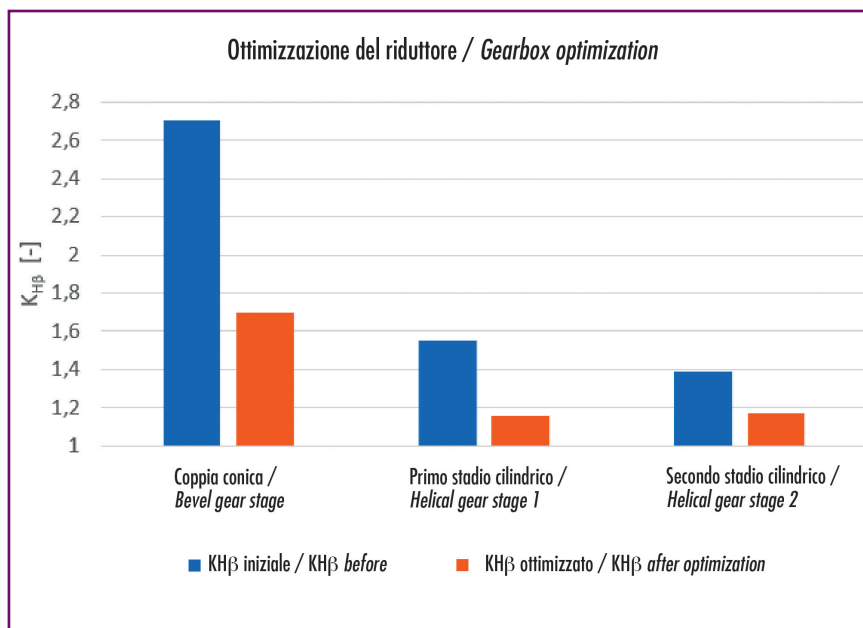
● Figura 26:
Impronta di contatto (sinistra) con la bombatura suggerita dalla letteratura e (destra) dopo ottimizzazione.

● Figure 26:
Tooth contact pattern with crowning as recommended by literature (Left) and after optimisation (Right).

● Figura 27:
Impronta di contatto con $fH\beta = -17.5 \mu\text{m}$ (sinistra) and $+17.5 \mu\text{m}$ (destra).



● Figure 27:
Tooth contact pattern with $fH\beta = -17.5 \mu\text{m}$ (left) and $+17.5 \mu\text{m}$ (right).



● Figura 28:
Miglioramenti raggiunti sulla distribuzione di carico su tutti e tre gli stadi.

● Figure 28:
Improvements achieved in face load factors for all three gear stages.

zioni di lavoro:

sulla sinistra, al montaggio, senza carico, alla temperatura di 20°C . Gli spostamenti V e H sono minimi, attorno ai $10 \mu\text{m}$ sulla destra, nelle condizioni di lavoro, sotto carico, alla temperatura di 80°C . Gli spostamenti V e H diventano significativi: $V = -0.25 \text{ mm}$ e $H = 0.21 \text{ mm}$. Il contatto si è spostato verso il tallone.

4.6 Spostamenti VHJ dovuti alla deformazione della cassa

L'influenza della deformazione della cassa sulla coppia conica può essere valutata controllando gli spostamenti VHJ. Ovviamente sono più alti sotto carico (Figura 25). Comunque, la rigidità della cassa non cambia il contatto in maniera significativa.

4.7 Modifiche degli ingranaggi conici

Nella produzione delle coppie coniche, si applicano variazioni di regolazione alle macchine da taglio per ovviare ai diversi difetti di distribuzione dei contatti. In genere questo viene fatto con l'aiuto delle tabelle fornite dalle ditte specializzate e l'esperienza personale degli operatori. Questa operazione è fatta solo in produzione, perché in genere il progettista non sa su che macchina e con che utensile verranno realizzati gli ingranaggi. Al progettista rimane il dubbio se il pezzo prodotto soddisferà le specifiche richieste. Per ingranaggi conici tagliati col metodo Zytko-Palloid®, come quelli del caso in esame, la bibliografia Klingelberg suggerisce

una bombatura che va da 1/350 a 1/800 della fascia, per “piccoli” spostamenti. Ma in genere si usa 1/1000. In questo caso si ottiene una bombatura di 84 μm , che porta il contatto verso il tallone con una pressione di contatto massima di 1360 N/mm² (Figura 26 B). Il fattore di distribuzione longitudinale del carico, che è definito come rapporto fra la pressione massima e quella media, è quindi $\text{KH}\beta = 2.7$. La variazione di errore di trasmissione calcolato è $\text{PPT} = 6.8 \mu\text{m}$. Con questa modifica si ottiene un'impronta di contatto senza carico alle estremità né picchi di pressione.

4.8 Influenza delle tolleranze di lavorazione

Nella norma ISO 17485 “Bevel gears - ISO system of accuracy” non sono indicati valori per la tolleranza di lavorazione del fianco del dente, quindi non si può valutare l'effetto della qualità dell'ingranaggio sull'impronta di contatto. Per questo motivo è consuetudine usare i valori della ISO 1328 (quella per gli ingranaggi cilindrici). Riferendosi alla ruota cilindrica equivalente, l'errore di elica $\text{fH}\beta$ vale 10 μm per il pignone e 12 μm per la corona. Anche in questo caso si è seguito un approccio statistico, arrivando a trovare un valore di $\text{fH}\beta = \pm 17.5 \mu\text{m}$ valido nel 99.7% dei casi. Questo errore di lavorazione ha un'influenza molto bassa sulla distribuzione del carico, se si applicano le ottimizzazioni trattate fino a questo punto (Figura 27).

4.9 Ottimizzazione del contatto

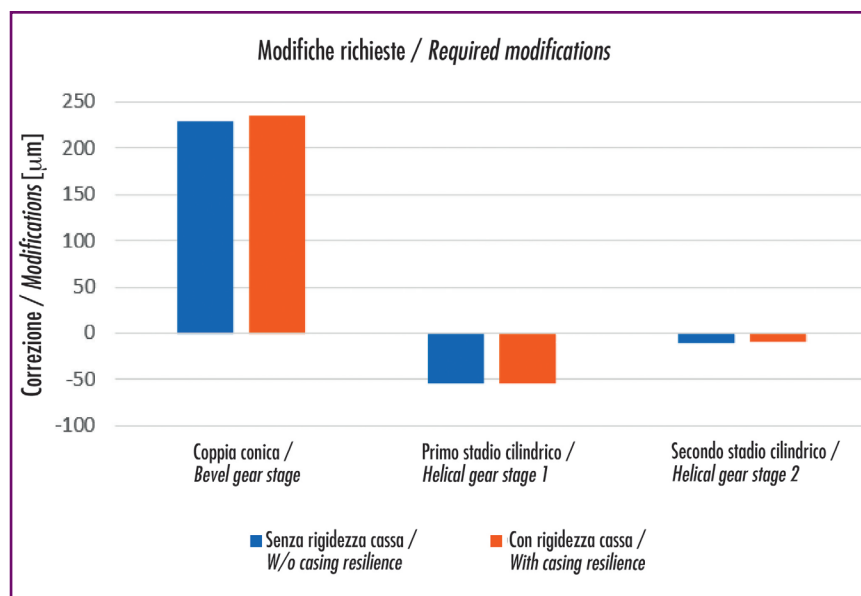
L'ottimizzazione del contatto è stata effettuata agendo solo sulla microgeometria degli ingranaggi. La Figura 28 mostra i miglioramenti ottenuti nel riduttore in esame.

Scopo del presente lavoro è stato studiare l'influenza della rigidità della cassa sulle modifiche microgeometriche necessarie a ottimizzare il contatto. La figura 29 mostra che la differenza fra le modifiche richieste con e senza rigidità della cassa è davvero trascurabile.

5. Conclusioni

Si è visto quanto sia complesso un calcolo dettagliato e accurato dell'ingranamento, che tenga conto di cuscinetti, alberi, temperature e cassa. Mentre risulta abbastanza semplice considerare gli errori di produzione degli ingranaggi e la rigidità dei cuscinetti, introdurre la rigidità della cassa richiede più tempo. Ne vale la pena solo per applicazioni critiche.

Per il riduttore industriale esaminato, la rigidità della cassa non ha una grossa influenza sull'ingranamento. Hanno invece molta importanza le deformazioni degli alberi e dei cuscinetti, il gioco sui cuscinetti, gli errori di lavorazione e le dilatazioni termiche. Non è comunque vero che una cassa poco rigida porti a problemi di ingranamento. Aumentano le deformazioni, ma gli alberi si mantengono paralleli: aumenta solo l'interasse, ma questo non è un problema per la natura stessa della forma a evolvente del dente.



La rigidità della cassa non ha grande effetto neppure sulla coppia conica. Le modifiche microgeometriche suggerite in letteratura sono sufficienti a compensare gli errori di lavorazione e la deformazione della cassa. L'analisi del contatto sotto carico implementata in KISSsoft è uno strumento molto utile per l'ottimizzazione del contatto delle coppie coniche.

È quindi confermata la bontà dell'approccio classico, che non tiene conto della rigidità della cassa nella progettazione dei riduttori industriali ●

● Figura 29: Influenza della deformazione della cassa sulle modifiche richieste.

● Figure 29: Influence of the housing deformation on the gapping in the different meshes / required modifications.

Bibliografia

- ISO 6336, Teil 1: Calculation of load capacity of spur and helical gears; ISO Geneva, 2006
- Kissling, U.: Sizing the gear micro geometry – Step by Step; BGA GEARS, 2015
- KISSsoft/KISSsys manual, Design software for mechanical engineering, www.KISSsoft.AG
- Mahr, B.: Kontaktanalyse; Antriebstechnik 12/2011, 2011
- ISO/TS 16281: Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings; Geneva, 2008
- ISO 1328-1: Cylindrical gears – ISO system of flank tolerance classification; Geneva, 2013
- ISO/TR 10064-3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes; ISO Geneva, 1996
- Langhart, J.: Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Verzahnungslaufeigenschaften; DMK 2015
- Klingelberg, J.: bevel gears; Springer Verlag, Berlin, 2008
- ISO 10300, part 1: Calculation of load capacity of bevel gears; ISO Geneva, 2014