

Prof. gorla  
gabau

## **KISSsoft- Seminario d'approfondimento su:**

### **Ingranaggi cilindrici, conici e viti senza fine**

#### **Primi tre giorni**

15/02/16 dalle 09.30 alle 17.30, 16/02/16 dalle 09.00 alle 17.30 ed 17/02/16 dalle 08.30 alle 17.00

#### **Giornata aggiuntiva speciale su ingranaggi di piccole dimensioni in plastica o in metallo sinterizzato**

18/02/16 dalle 08.15 alle 16.00

#### **KISSsoft AG**

Rosengartenstrasse 4  
8608 Bubikon  
Switzerland

Tel: +41 55 254 20 50  
Fax: +41 55 254 20 51  
info@KISSsoft.AG  
www.KISSsoft.AG

## Ingranaggi cilindrici, conici e viti senza fine

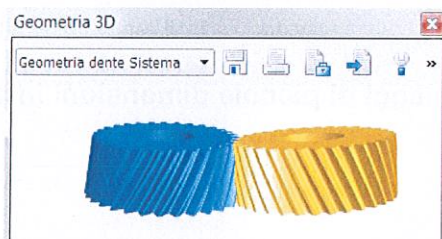
Il seminario approfondisce il dimensionamento e la verifica d'ingranaggi; e presenta i moderni procedimenti di calcolo, ottimizzazione e fabbricazione delle ruote dentate. Numerose prove pratiche dimostreranno come risolvere problemi complessi in modo molto efficiente.

### Previsione su novità importanti nella versione 2016 di KISSsoft

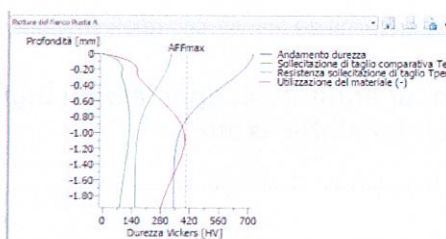
- Dimensionamento delle correzioni sul fianco e sul profilo 'Step by step'.
- Tener conto della deformazione del corpo del ingranaggio
- Rettifica fianco o fianco+piede.
- Calcolo con spettro di carico: Opzione di fare la verifica con un 'bin' individuale.
- Conici: Analisi di contatto con alberi; ingranaggi tipo ZEROL.

### Riassunto delle novità nella versione 2015 di KISSsoft

- Flank breaking (rottura del fianco): è un difetto che negli ultimi anni è stato molto investigato. Un metodo di calcolo, sviluppato dal FZG di Monaco, è in discussione nel comitato TC60/WG6 della ISO. Metodo B (distribuzione del carico calcolato con formule) e metodo A (integrato nell' analisi del contatto).
- Stadi planetari: Calcolo della distribuzione del carico con la deformazione del porta satellite, calcolato tramite FEM integrato.
- Stadi planetari: Analisi del Contatto con il solare flottante.
- Analisi del danneggiamento e momento trasmissibile implementato nei reports di tutti gli ingranaggi.
- KISSsys: Deformazione del housing del riduttore; frequenze proprie e modi di vibrare nei sistemi di alberi ; Bilancio termico;
- Piattaforma Web per applicazioni KISSsys.



Beveloids



Tooth flank breaking

La mattinata della prima giornata è dedicata alla teoria sulla geometria degli ingranaggi (i fattori importanti nella definizione della geometria, le tolleranze, il controllo).

Nel pomeriggio della prima giornata sarà trattata la teoria sul calcolo della resistenza degli ingranaggi. Questa prima giornata non è obbligatoria per seguire i due giorni consecutivi, è stata introdotta a seguito delle richieste dei partecipanti dei nostri seminari ed è sempre stata molto apprezzata in quanto di grande aiuto per le giornate successive.

### IMPORTANTE:

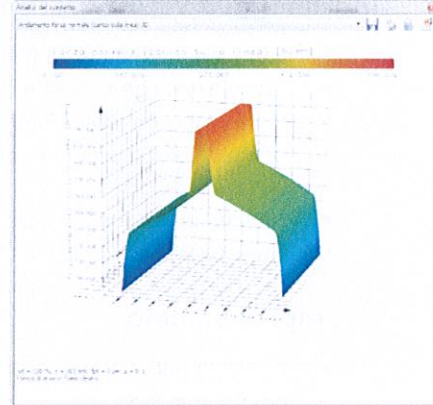
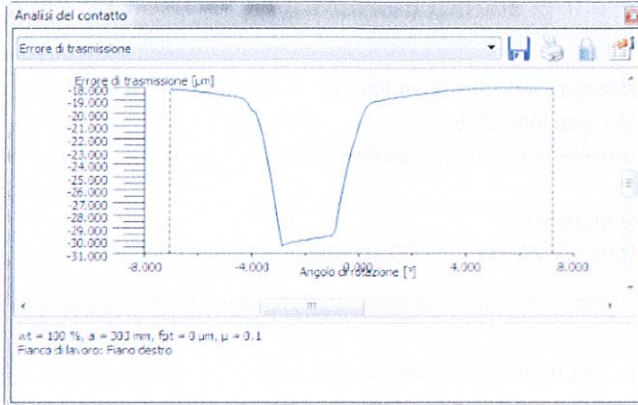
Ricordatevi di portare con Voi un laptop PC sul quale potrete usare (tramite penna USB) il SW KISSsoft (completo e con validità un mese) per poter partecipare alle esercitazioni pratiche.

## Terzo Giorno

### Analisi del contatto di ruote cilindriche, scarico di testa, errore di trasmissione

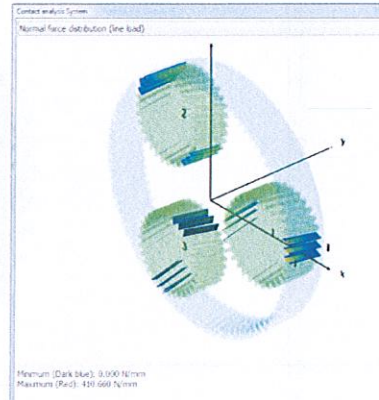
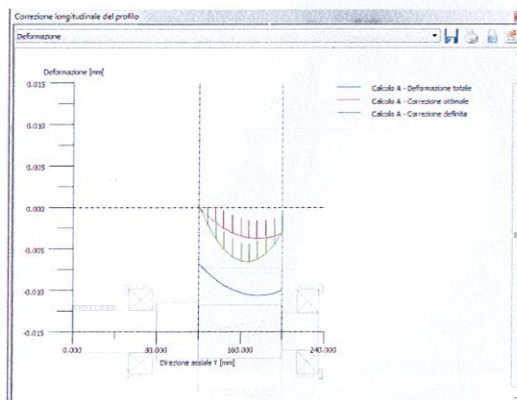
Calcolo dell'Errore di Trasmissione tenendo conto dell'effetto della flessione dei due alberi.

Valutazione delle correzioni di profilo; Errore di trasmissione (dentature normali e dentature alte); Rigidità d'ingranamento, Forza normale, tensione piede e pressione Hertz durante il contatto, velocità di slittamento, perdite, produzione di calore, spessore del film di lubrificante, sicurezza al micropitting.



### Calcolo della correzione della linea del fianco

- Definizione delle correzioni longitudinali
- Controllo delle correzioni applicate
- Calcolo della distribuzione longitudinale del carico (Fattore  $K_{H\beta}$ ).



### Altri problemi speciali

- Calcolo della durata
- Calcolo con spettri di carico (o cicli di carico o load spectrum)
- Controllo del gioco d'ingranamento durante il funzionamento

## Ingranaggi CONICI

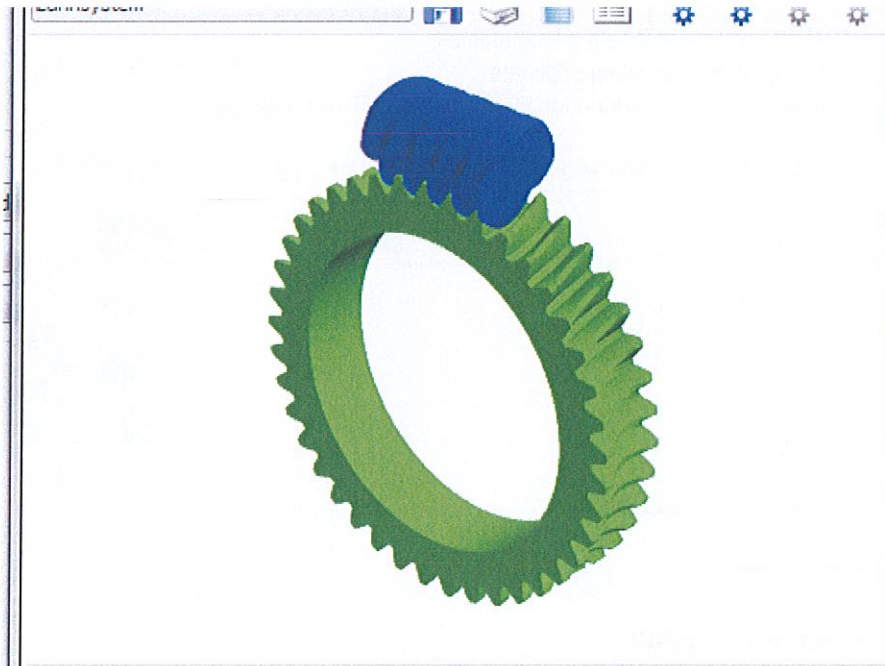
- Ingranaggi conici con denti dritti, obliqui e a spirale; procedimento Klingelnberg, Gleason e Oerlikon
- Verifica di un conico tipo Klingelnberg
- Verifica di un conico tipo Gleason
- Calcolo della geometria della dentatura e delle misure del cono
- Ingranaggi ipoidi e conici secondo la ISO 23509 (geometria) e la ISO10300 (resistenza)

## Ingranaggi a VITE SENZA FINE e ingranaggi SGHEMBI ELICOIDALI

- Ingranaggi a vite senza fine;
- Calcolo della geometria e della resistenza di viti senza fine per uso industriale (secondo ISO14521);
- Ingranaggi con ruote cilindriche ad assi incrociati;
- Calcolo della geometria e della resistenza di viti senza fine di piccole dimensioni (ruote cilindriche, secondo ISO6336);
- Rappresentazione 3D della ruota globoidale;
- Geometria vite senza fine con profili ZA, ZI, ZN, ZK, ZC secondo ISO/TR 10828 per 2D e 3D volumi.

## Esempi di calcolo

- I partecipanti saranno invitati, in vari momenti del seminario, a provare su PC le funzionalità del programma KISSsoft.
- Domande e risposte



## Quarto Giorno

(Giornata aggiuntiva speciale su ingranaggi di piccole dimensioni in materiale plastico o in metallo sinterizzato)

### Tecnica di precisione: Progettazione e ottimizzazione (con workshop) di ingranaggi in materiale sintetico e metallo sinterizzato

Gli ingranaggi destinati alla tecnica di precisione (moduli piccoli) vengono normalmente fabbricati in grandi serie. Indipendentemente dal tipo di produzione (tramite fresatura dall'acciaio, mediante stampi a iniezione in materiale sintetico o sinterizzato), le possibilità di ottimizzazione della forma del dente e dell'ingranamento - senza un rincaro della produzione - sono maggiori di quelle degli ingranaggi di dimensioni più grandi. Attraverso metodi di ottimizzazione mirati, le prestazioni degli ingranaggi possono essere incrementate in modo significativo.

Nel corso del workshop, passo dopo passo i partecipanti seguiranno il processo di ottimizzazione della dentatura di un macinacaffè in plastica.

Andranno a completare la panoramica ulteriori aspetti specifici, come il calcolo della resistenza di materiali sintetici o le problematiche legate alle notevoli tolleranze d'interasse intrinseche alla produzione di riduttori per la tecnica di precisione.

Verrà illustrata l'attuale nuova tendenza nei confronti di ingranaggi non a evolvente (dentature cicloidi, ad arco di cerchio) e verrà proposto un esempio pratico di progettazione.

#### Novità!!:

La nuova normativa tedesca sulla resistenza di ingranaggi in [plastica](#), la VDI2736.

### Introduzione

- Le problematiche specifiche degli ingranaggi con moduli di dimensioni ridotte (tolleranze, precisione di fabbricazione, calcolo della vita utile).
- Le possibilità poco sfruttate di progettazione e modifica degli ingranaggi fabbricati in grandi serie
- Stato della tecnica (norme, metodi di calcolo)
  
- **Determinazione dei dati per calcolare la resistenza degli ingranaggi**  
Materiali metallici speciali (ad es. bronzo)  
Metalli sinterizzati  
Materie plastiche
  
- Coefficienti di sicurezza (sicurezze nominali)
- **Calcolo dell'usura degli ingranaggi in plastica con funzionamento a secco**

### Workshop

Nel corso del workshop, passo dopo passo i partecipanti seguiranno il processo di ottimizzazione della dentatura di un macinacaffè in plastica.

### Progettazione di stampi a iniezione o sinterizzati

- Compensazione del ritiro nell'ambito del processo d'iniezione degli ingranaggi in materiale sintetico

### Calcolo dell'utensile per la realizzazione di dentature speciali o elettrodi

- Calcolo del profilo di riferimento, derivazione dell'utensile

## Modulo d'iscrizione al seminario

Seminario	Importo
Partecipo al Seminario "Ingranaggi" di tre giornate: 15.- 17. Febbraio 2016	<input type="checkbox"/> <b>€. 1.200,00</b>
Partecipo al Seminario "Ingranaggi" e alla giornata. Aggiuntiva "Ingranaggi di piccole dimensioni": 18. Febbraio 2016	<input type="checkbox"/> <b>€. 1.350,00</b>

<b>Mittente:</b> (Per favore compilare in stampatello)	
Ditta: _____	
Indirizzo: _____	
Località: _____	Provincia: _____ CAP: _____
Nome e cognome: _____	
e-mail: _____	
Telefono: _____	Data: _____
Telefax: _____	Firma: _____

Sono previsti sconti per iscrizioni di gruppi di persone della stessa azienda e precisamente: **sconto del 20%** per la seconda persona iscritta, **sconto aggiuntivo del 15%** per la terza persona e oltre.

La quota d'iscrizione s'intende per persona, al netto di IVA e comprende la documentazione didattica, la colazione di lavoro, le pause caffè e una cena con tutti i partecipanti.

Il seminario si terrà a **Milano** presso:

**Politecnico di Milano**  
Via La Masa, no 1  
20156 Milano - Italy

### Mandare l'iscrizione a:

KISSsoft AG  
Rosengartenstrasse 4  
8608 Bubikon  
Switzerland  
[http://www.kisssoft.ch/italiano/training/training\\_detail.php?seminar=240&language=IT](http://www.kisssoft.ch/italiano/training/training_detail.php?seminar=240&language=IT)

E-Mail: [saltini\\_kisssoft@hotmail.it](mailto:saltini_kisssoft@hotmail.it)





# Geometria degli ingranaggi

## Teoria

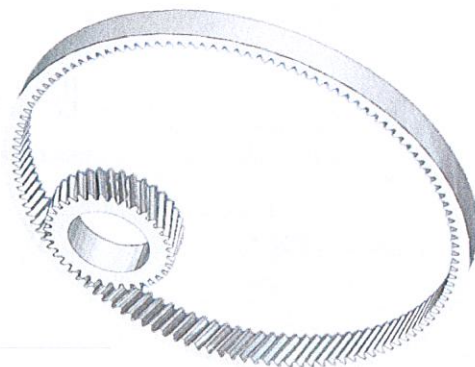
**KISSsoft AG**  
Rosengartenstrasse 4  
8608 Bubikon  
Switzerland

Tel: +41 55 254 20 50  
Fax: +41 55 254 20 51  
info@KISSsoft.AG  
www.KISSsoft.AG

SHARING KNOWLEDGE

## I. Dentatura teorica (senza gioco)

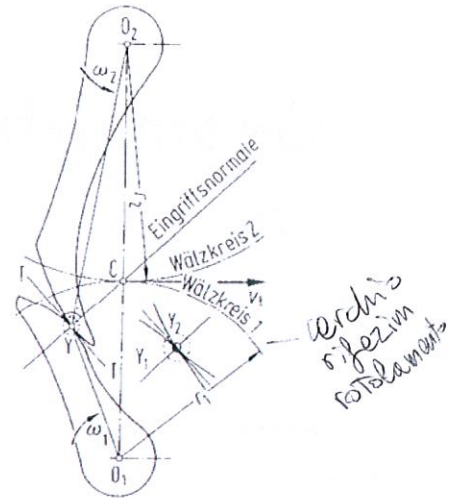
Nella prima parte viene trattata la  
dentatura teorica (senza gioco)



# Legge generale dell'ingranamento

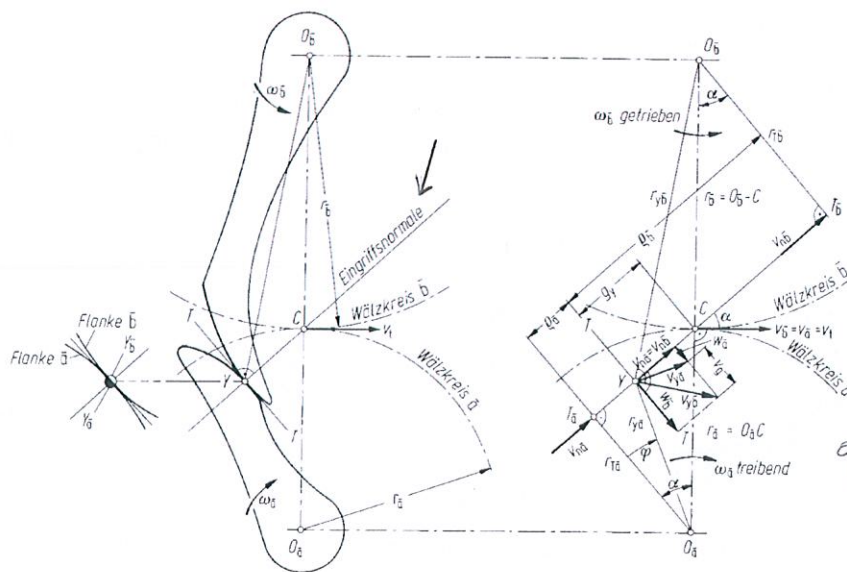
Le velocità circonferenziali nel punto di rotolamento C devono essere identiche.

La normale del fianco del dente nel punto di contatto deve passare sempre per il punto di rotolamento C.



nel punto "c" non c'è slittamento  
più lontano s'è da "c" e più c'è slittamento

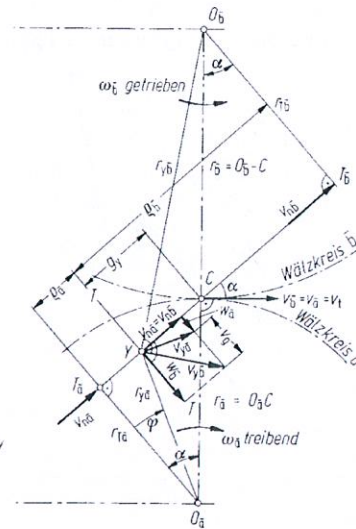
# Legge generale dell'ingranamento



Le velocità normali sono uguali nel pignone e nella corona  
quelle tangenziali sono diverse

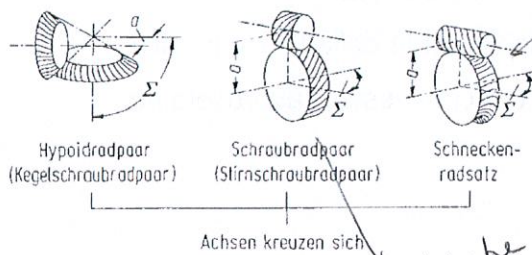
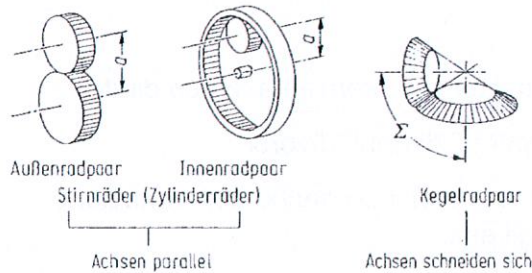
# Velocità

- Velocità normali sono identici
- Velocità nella direzione della tangente nel punto di contatto  $w_a, w_b$
- Velocità di strisciamento  $v_{ga} = w_a - w_b$
- Strisciamento specifico  
 $\zeta_a = v_g/w_a = 1 - w_b/w_a$   
 $\zeta_b = v_g/w_b = 1 - w_a/w_b$   
*(+3/-3)*  
*vel. in direz della tangente*
- Fattore di strisciamento  $K_g = v_g/v_t$



# Combinazioni di ingranaggi

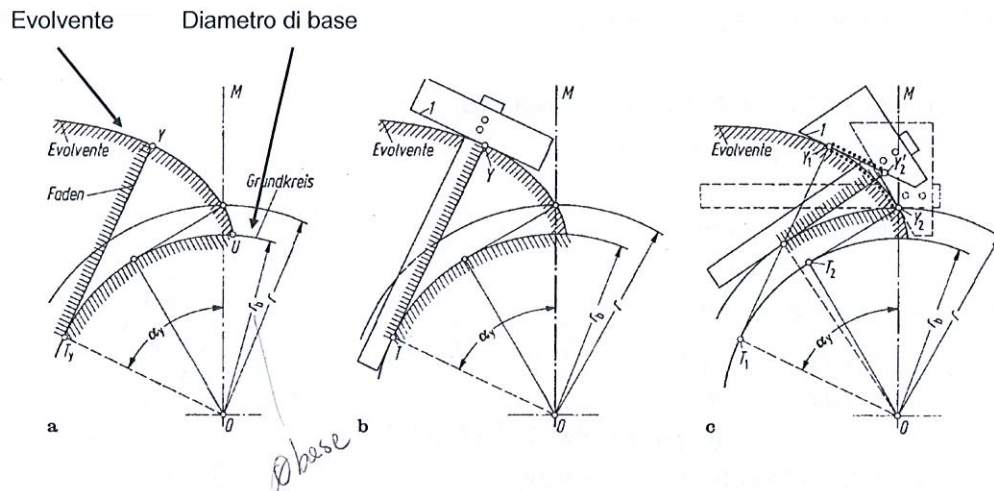
*dist. assi è negativa  
 x indicare z della ruota -100  
 negativo*



*classico -> contatto lineare  
 globale*

*segnare*

## Definizione dell'evolvente



L'evolvente è definito unicamente dal cerchio di base!

www.KISSsoft.AG

## Caratteristiche della dentatura a evolvente

- Fabbricazione semplice con utensile a fianco diritto
- Un unico utensile per n° di denti diversi
- Trasmissione del moto continuo anche con variazione della distanza tra gli assi
- La linea d'ingranamento è dritta
- Direzione e modulo costante della forza normale
- Fianchi con curvatura convessa (sfavorevole per pressione Hertz)

www.KISSsoft.AG

la cicloide ha un più alto errore di trasmissione

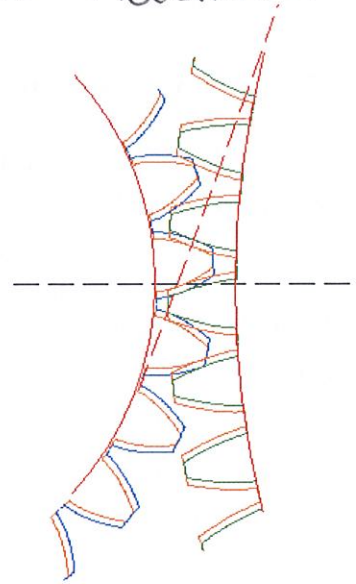
## Dentatura a evolvente

le conseguenze di un errore di trasam. si ripercuotono su tutta la trasmissione,

Dal diametro di base  $d_b$  vengono generati degli evolventi equidistanti con passo  $p_b$ .

La linea d'ingranamento è tangente ai due cerchi di base.

I diametri dei cerchi di base sono nel rapporto del n° dei denti.



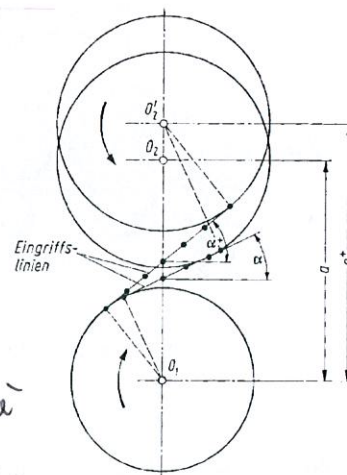
www.KISSsoft.AG

## Dentatura a evolvente

Se si cambia la distanza tra gli assi, cambiano soltanto la linea d'ingranamento e gli angoli d'ingranamento.

La dentatura ad evolvente è insensibile alla variazione della distanza tra gli assi.

l'errore di trasmissione è la variabile di non continuità del moto tra 2 ingranaggi



www.KISSsoft.AG

# Dentatura ad evolvente

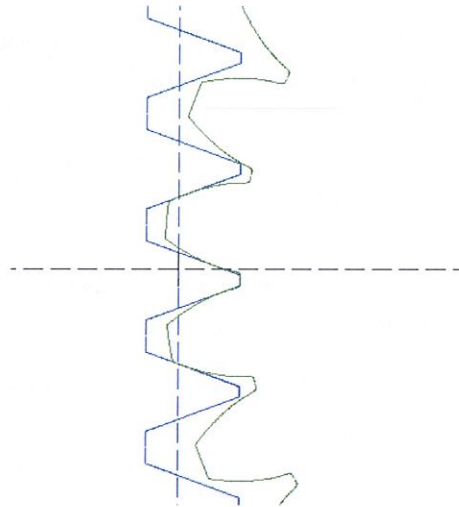
Per la fabbricazione, un utensile di tipo cremagliera con angolo di profilo  $\alpha$  viene ingranato sul cerchio primitivo

$$d = d_b / \cos(\alpha)$$

Dal passo sul cerchio primitivo  $p_t$  viene definito il modulo

$$m_t = p_t / \pi$$

$$d = z * p_t / \pi = z * m_t$$



*profilo di rif ← utensile ingranaggio*

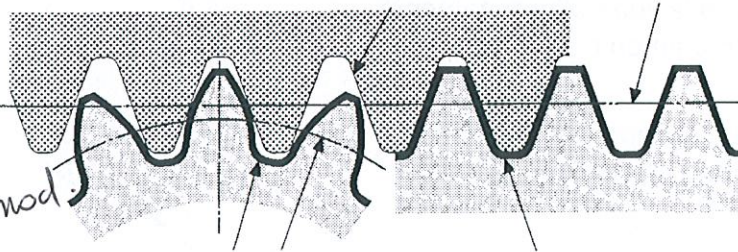
## Profilo di riferimento

*Fino da modulo 2 in su si usano utensili topping che non hanno giochi di Testa*

*gioco di testa*  
*altezza testa 1. modulo*  
*altezza piede 1,15/1,40 \* mod.*

Utensile di tipo cremagliera  
Profilo di riferimento utensile

Piano di riferimento



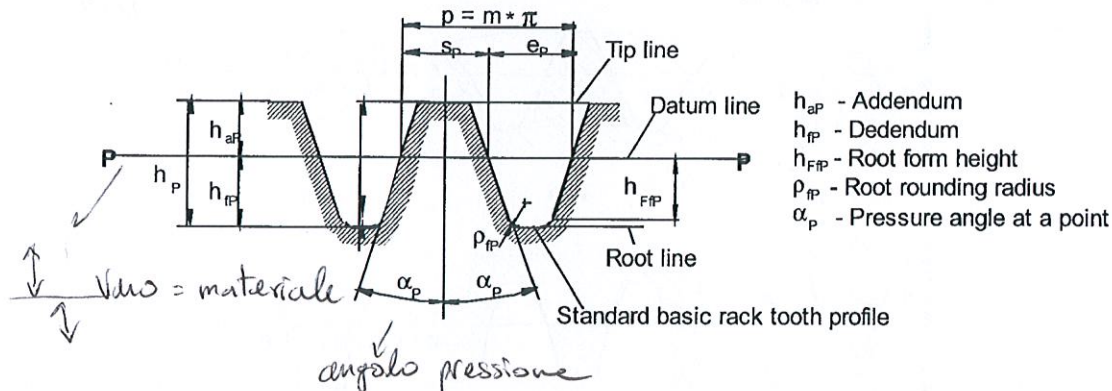
Ingranaggio    Cilindro di riferimento    Cremagliera di riferimento

Relazione tra ingranaggio, profilo di riferimento e utensile

*semi topping x grandi serie*    *utensile*



# Profilo di riferimento del ingranaggio 15053



Normalmente:  $h_{aP}=1$ ,  $h_{fP}>h_{aP}$  per l'ingranaggio

Per il profilo di riferimento dell'UTENSILE, altezza testa e piede sono scambiati, cioè  $h_{fP}$  (ingranaggio) uguale  $h_{aP0}$  (utensile)

# Profilo di riferimento secondo DIN 867

*unica cosa definita*

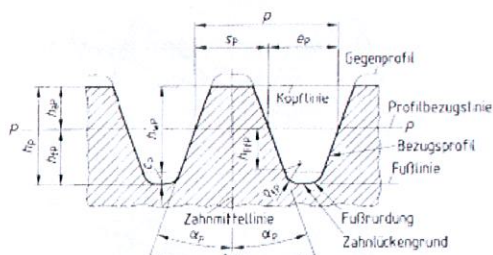
Fattore altezza testa  $h_{aP} = 1$

Fattore altezza piede  $h_{fP} = 1 + c_p$

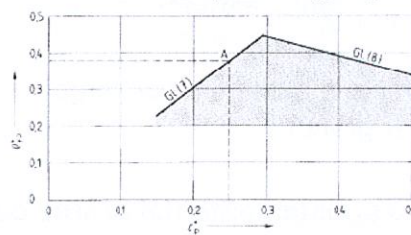
Fattore altezza gioco di testa

$c_p = 0.1 \div 0.4$

Angolo di pressione  $\alpha_p = 20^\circ$



*Indicare xk cambia resistenza dentite*

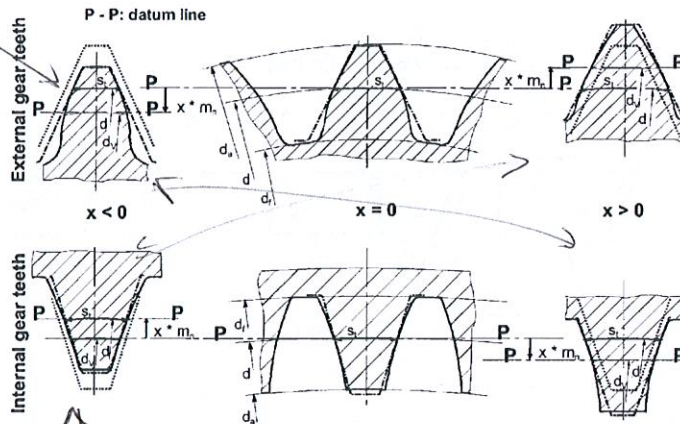


# Spostamento del profilo

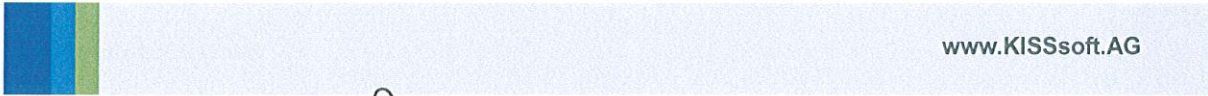
non è la correzione!!

*mi allontano con utensile*

*mi allontano con utensile*



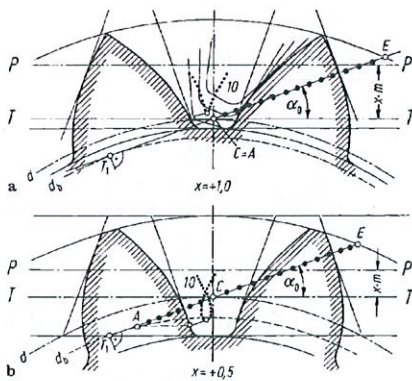
*per l'interno si usa spesso negativo*  
L'utensile viene spostato di  $x \cdot m_n$  nella fabbricazione.



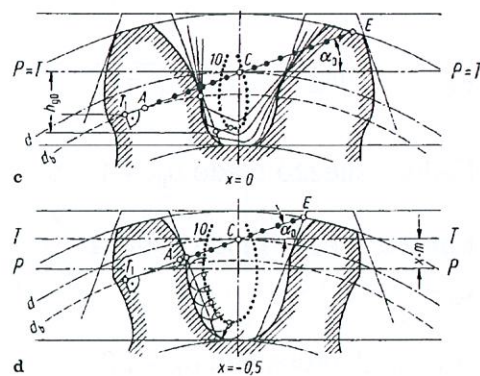
*con la plastica?*

# Spostamento del profilo (x)

*miglior di  $x=0$*



Dente a punta e piede largo per grandi  $x$ .



Interferenza di taglio per piccoli  $x$ .

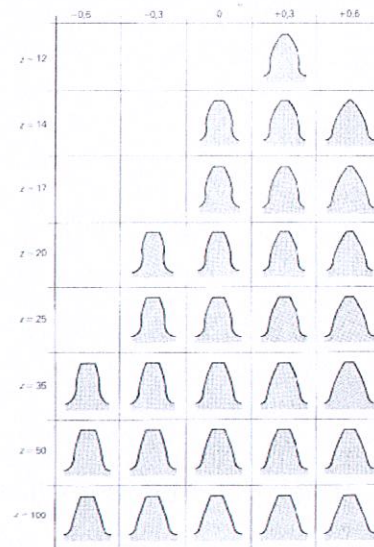
Lo spostamento del profilo cambia la forma del dente



la correzione e lo spostamento sono 2 cose diverse

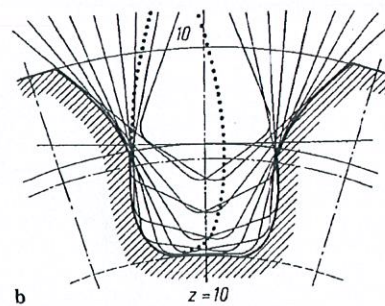
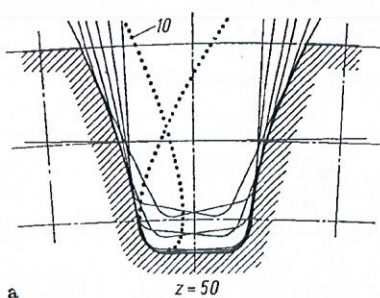
## Spostamento del profilo

Lo spostamento del profilo cambia la forma del dente in maniera più evidente nelle ruote con pochi denti.



www.KISSsoft.AG

## Come si crea l'interferenza di taglio



Si ha interferenza di taglio con un basso n° di denti.  
Può essere evitata aumentando lo spostamento.

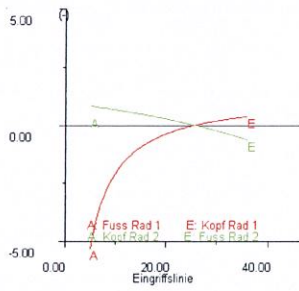


www.KISSsoft.AG

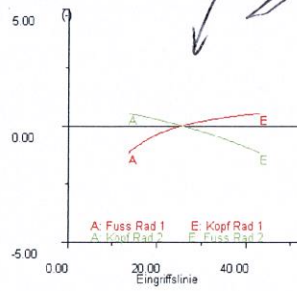
menu → grafica → analisi → scorrimento specifico

## Strisciamento specifico

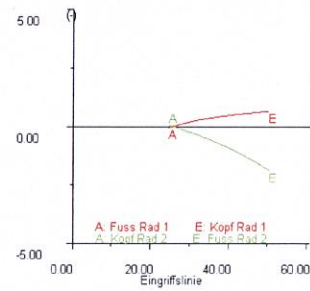
strisciamento specifico bilanciato



$x = -0.3$



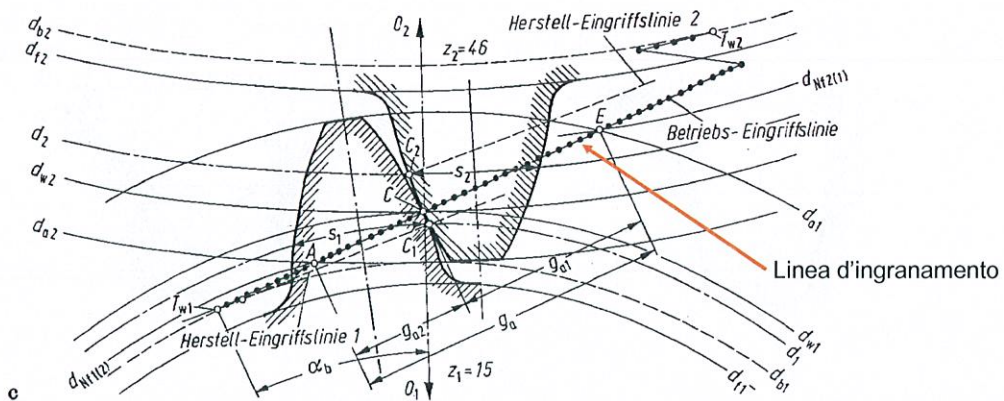
$x = 0.27$



$x = 0.95$

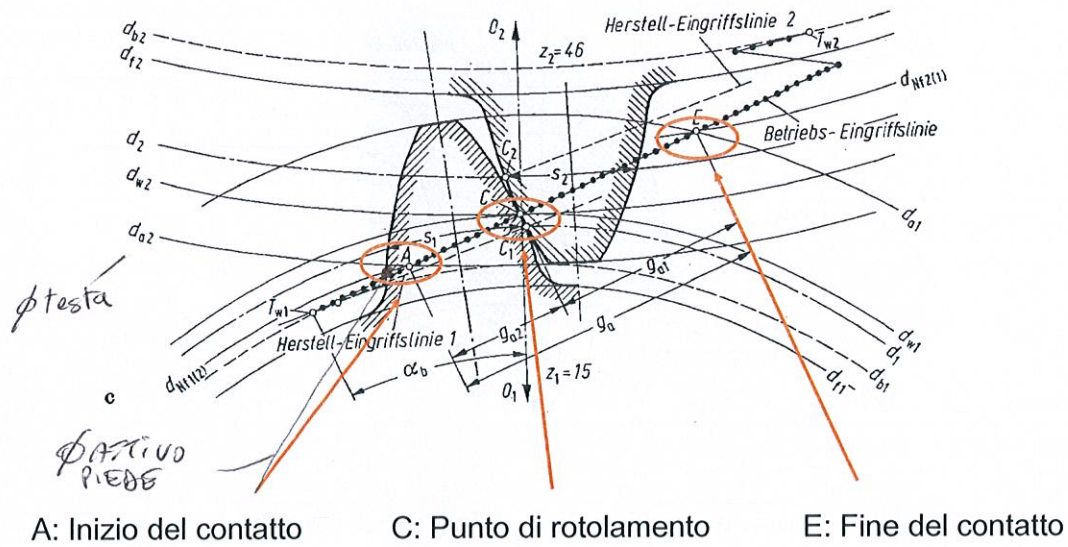
Lo strisciamento specifico è il rapporto tra la velocità di strisciamento e la velocità in direzione della tangente alla forma del dente. E' il criterio per valutare l'usura.

## Linea d'ingranamento



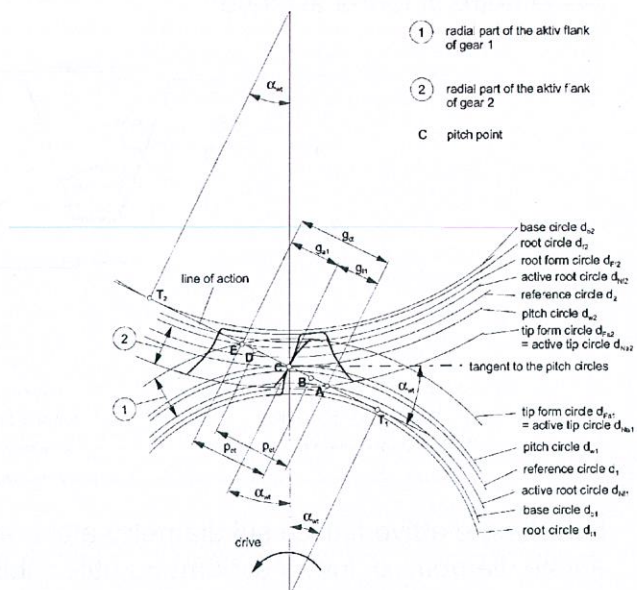
La linea d'ingranamento è un segmento tangente ai due cerchi di base.

# Linea d'ingranamento



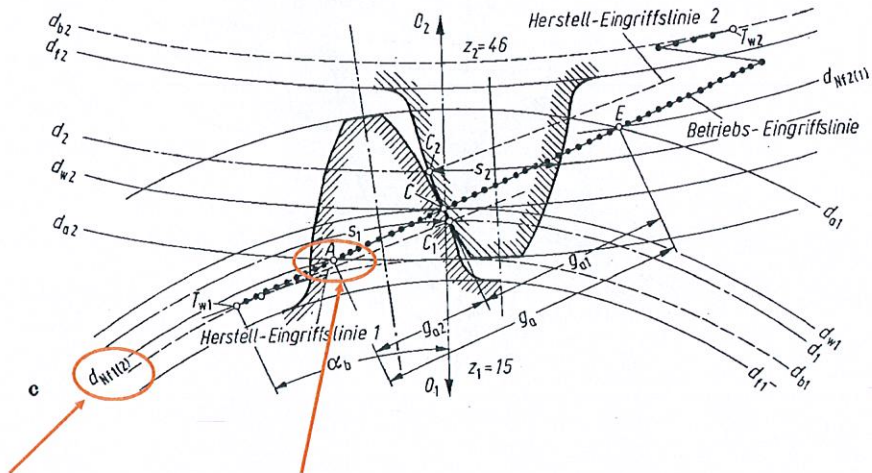
# Fianco attivo

Il fianco attivo va dal cerchio attivo al piede fino al cerchio attivo alla testa.



## Diametro attivo al piede $d_{Nf}$

(è il diametro dove inizia il contatto con la ruota coniugata)



$d_{Nf1}$  si trova tramite l'intersezione di  $d_{a2}$  e la linea di contatto

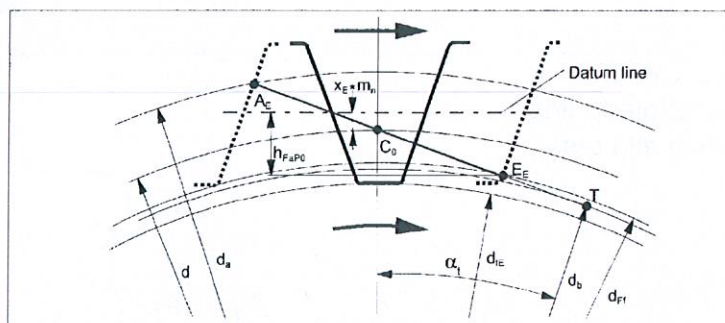


www.KISSsoft.AG

*φ attivo è il φ dove comincia il contatto  
se φ forma piede < del φ attivo allora*

## Diametro di piede utilizzabile

(o diametro di forma al piede)



$C_D$  - Pitch point of the generating gear  
 $A_C$  - Starting point of meshing  
 $E_E$  - End point of meshing

$T$  - Contact point between the generating line of action and the base circle of the gear  
 $h_{FaPQ}$  - straight part of the tip flank of the tool generating profile

L'evolvente attivo finisce sul diametro attivo al piede  $d_{Ff}$  (chiamato anche diametro di forma o diametro utilizzabile  $d_{Nf0}$ )



www.KISSsoft.AG

## Formule di base

- Diametro primitivo (o di riferimento)  $d = z \cdot m_t = z \cdot m_n / \cos(\beta)$
- Diametro di testa  $d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot h_{aP} + 2 \cdot m_n \cdot x + 2 \cdot m_n \cdot k$
- Diametro di piede  $d_f = d - 2 \cdot m_n \cdot h_{fP} + 2 \cdot m_n \cdot x$
- Diametro di rotolamento  $d_{w1} = 2 \cdot a \cdot z_1 / (z_1 + z_2)$
- Diametro di base  $d_b = d \cdot \cos(\alpha_t)$
- Angolo d'ingranamento apparente  $\tan(\alpha_t) = \tan(\alpha_n) / \cos(\beta)$
- Angolo di pressione  $\cos(\alpha_{yt}) = d_b / d_y = d \cdot \cos(\alpha_t) / d_y$
- Spessore del dente  $s_n = m_n \cdot (\pi/2 + 2 \cdot x \cdot \tan(\alpha_n))$

## Interasse

- Interasse di riferimento  $a_d$ : (per  $\Sigma x = 0$ )  
 $a_d = (z_1 + z_2) / 2 \cdot m_n / \cos(\beta)$

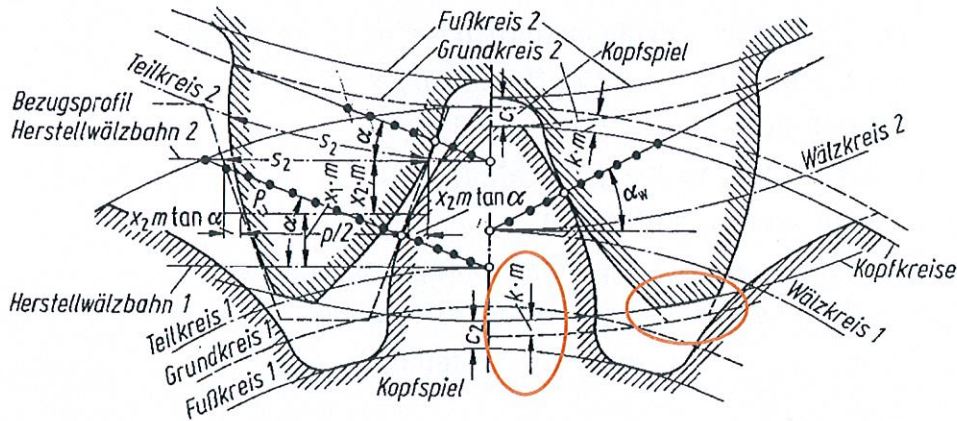
- Interasse  $a$ :  
 $a = (d_{w1} + d_{w2}) / 2 = a_d \cdot \cos(\alpha_t) / \cos(\alpha_{wt})$   
 $< a_d + \Sigma x \cdot m_n$

*angle contacto effettivo*

L'interasse risulta dalla somma dei raggi di rotolamento. La variazione dell'interasse è più piccolo della variazione della somma di spostamenti.

- profilo rif. → modifica addendum nota dentata

## Modifica del diametro di testa

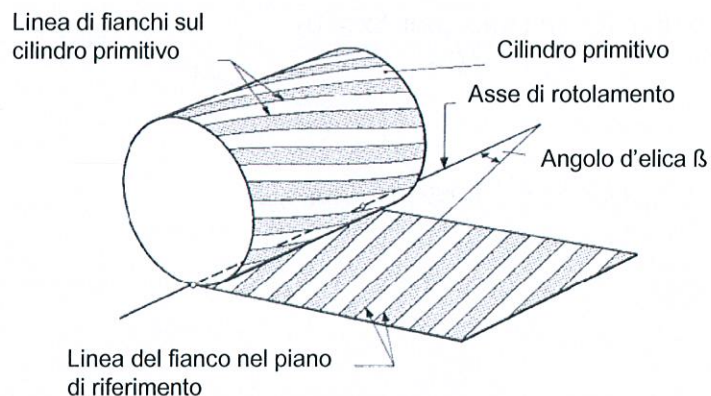


Il diametro di testa viene ridotto per mantenere il gioco di testa nel caso di somma di spostamento ( $\Sigma x$ ) positiva.

↳ somma spostamenti  
di corona e pignone

www.KISSsoft.AG

## Dentatura elicoidale



L'angolo d'elica  $\beta$  viene indicato sul cilindro primitivo.

Formula per altri cilindri:  $\tan(\beta_y) = \tan(\beta) \cdot d_y/d$

Angolo elica

www.KISSsoft.AG

# Dentatura elicoidale

Le dimensioni in direzione dell'altezza del dente sono uguali nella sezione apparente e normale.

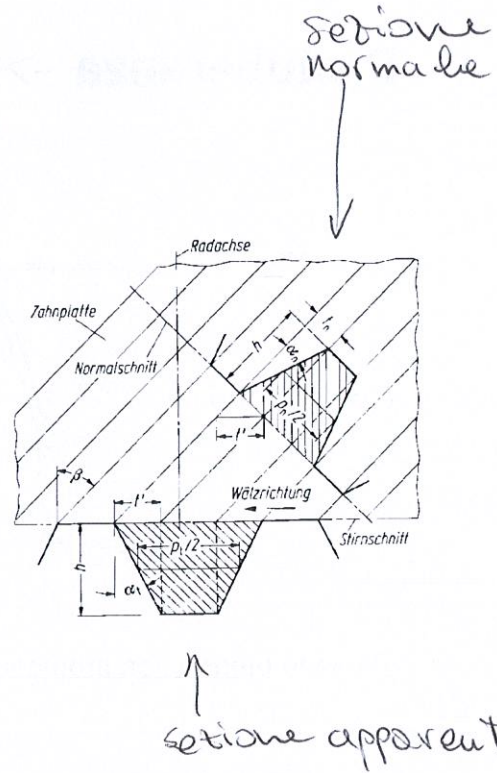
In direzione dello spessore si cambiano di  $\cos(\beta)$ :

$$m_t = m_n / \cos(\beta)$$

$$p_t = p_n / \cos(\beta)$$

$$\tan(\alpha_t) = \tan(\alpha_n) / \cos(\beta)$$

$$d = z * m_n / \cos(\beta)$$

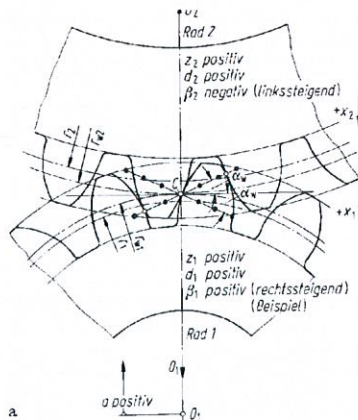


ISO 21771 -> nuova normativa x ingr interni  
dimensionamento

# Dentatura interna

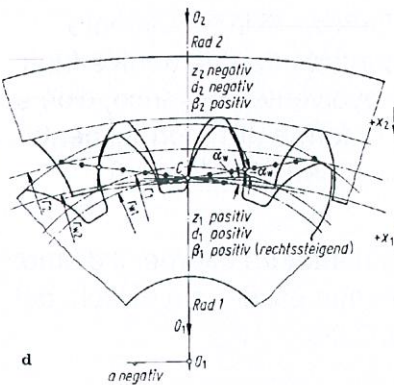
Esterno

- $z > 0$
- $a > 0$
- $d > 0$
- $d_a > 0$
- $d_f > 0$



Interno

- $z < 0$
- $a < 0$
- $d < 0$
- $d_a < 0$
- $d_f < 0$



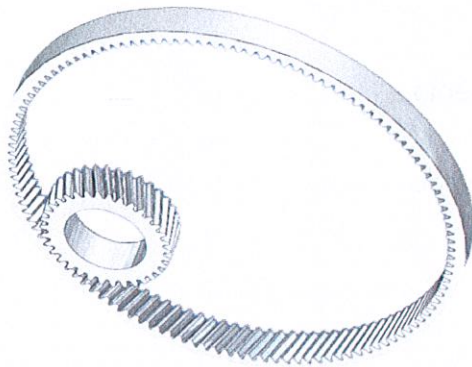
Dati negativi

Per dentature interne  
l'interasse, i diametri ed il n° denti sono negativi.



## II. Dentatura con gioco

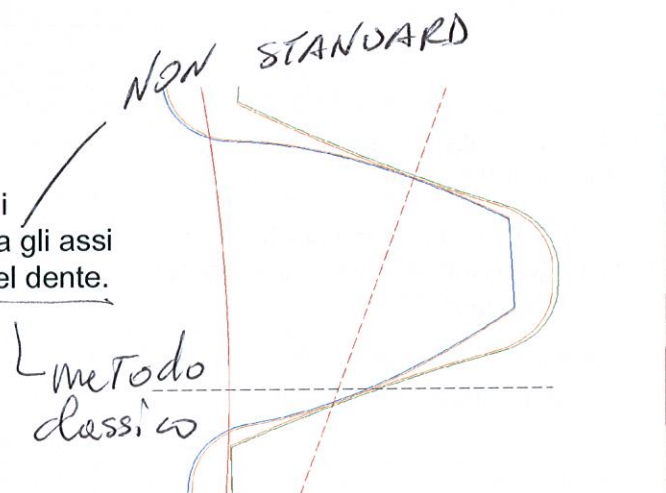
Nella seconda parte viene presentata la dentatura con gioco.



[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Gioco di dentatura

Si ottiene gioco tra i fianchi aumentando la distanza tra gli assi o riducendo lo spessore del dente.



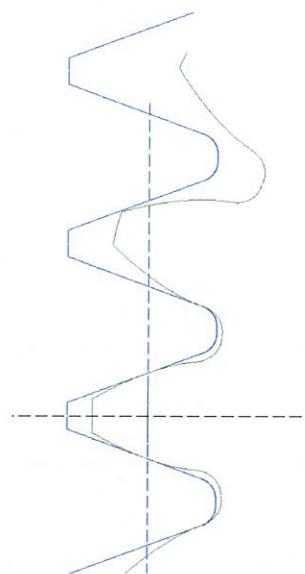
[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Gioco di dentatura

Lo spessore dente viene ridotto avvicinando l'utensile all'ingranaggio.

Questa posizione si chiama spostamento di fabbricazione  $x_E$ .

Parallelamente anche il diametro di piede viene cambiato.



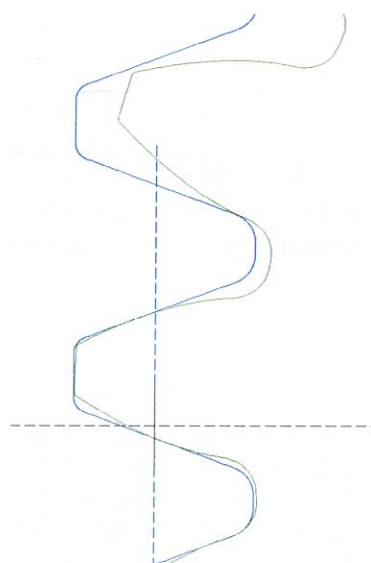
[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Utensile topping

Un utensile topping taglia anche il diametro di testa.

Tramite l'avvicinarsi dell' utensile al ingranaggio anche il diametro di testa viene cambiato.

Diametro di testa e di piede sono in correlazione tramite l'utensile.



[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Tolleranza spessore dente DIN 3967

Scelta di una classe di tolleranza secondo DIN 3967  
(per ingranaggi con modulo > 0.5 mm):

• Casted rims	a29, a30
• Rims (normal backlash)	a28
• Rims (tight backlash)	bc26
• Turbo gears (high temperatures)	ab25
• Polymer machines	c25, cd25
• Locomotive gear trains	cd25
• Standard mechanical engineering, Heavy machinery, not reversing	b26
• Standard mechanical engineering, Heavy machinery, reversing	c25, c24, cd25, cd24, d25, d24, e25, e24
• Automobiles	d26
• Agricultural vehicles	e27, e28
• Machine tools	f24, f25
• Printing machines	f24, g24
• Measuring gearboxes	g22

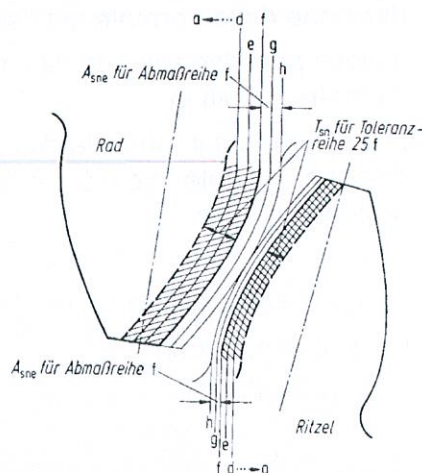
www.KISSsoft.AG

## Tolleranza spessore dente DIN 3967

Le lettere della sigla di tolleranza danno l'informazione per la tolleranza superiore.

,a' è per il gioco più grande, ,h' per gioco zero.

La cifra tra 21 e 30 indica la larghezza del intervallo di tolleranza.



www.KISSsoft.AG

# Tolleranza spessore dente 58405

Scelta di una classe di tolleranza secondo DIN 58405  
(per piccoli ingranaggi);  
Proposte secondo DIN 58405, parte 2:

Material	Process	Tolerance of center distance	Tolerance of tooth thickness
Steel hardened	grinding	5J	5f
Steel heat treated	very fine milled	6J	6f
Light metal	fine milled	7J	7f
Light metal	fine milled	8J	8f
Steel/Laminated material	very fine milled	6J	6e
Steel/Laminated material	very fine milled	7J	7d/7c
Light metal	fine milled	8J	8d/8c
Polymers	milled	9J	9e/9d
→ Polymers	injection molded	10J	10e

# Gioco tra i fianchi

Il gioco normale  $j_n$  viene misurato nella direzione della normale sul fianco.

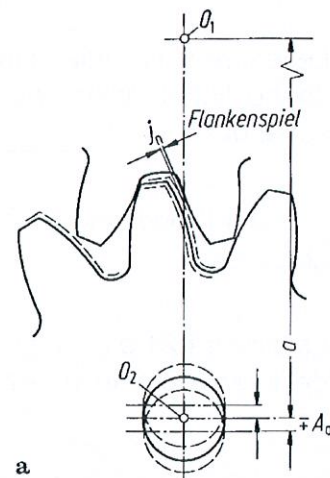
Il gioco primitivo  $j_t$  si misura invece sul diametro primitivo.

Il gioco radiale  $j_r$  indica la distanza in direzione assiale che c'è per far toccare le ruote nei fianchi

$$j_t = [(A_{sn1} + A_{sn2}) + 2 * A_a * \tan(\alpha_n)] / \cos(\beta)$$

$$j_n = j_t * \cos(\alpha_n) * \cos(\beta)$$

$$j_r = j_t / (2 * \tan(\alpha_{wt}))$$



a

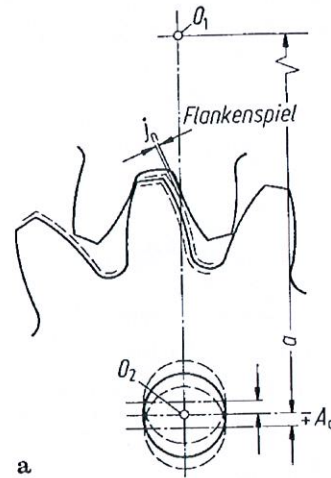
Tollerante → giochi denti fianchi  
 con tolleranze DIN 8595 → oppure  
 scarto di spessore deducibile da  
Wil Dalber.

## Gioco di dentura al collaudo

Il gioco di dentura al collaudo è il gioco misurato quando gli ingranaggi sono montati nel riduttore. Questo gioco è normalmente più piccolo del gioco teorico, perchè il non-parallelismo delle assi ed errori di fabbricazione riducono il gioco.

$$\Delta j_{\Sigma\beta} = -f_{\Sigma\beta} \cdot \frac{b}{L_G}$$

$$\Delta j_F = -\sqrt{\left(\frac{F_\beta}{\cos \alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{F_f}{\cos \alpha_t}\right)^2} + f_p^2$$



Trovi tollerante x quota interasse nella sezione  
 tollerante → opzioni di visualizzazione  
 se con tolleranze min o max o media

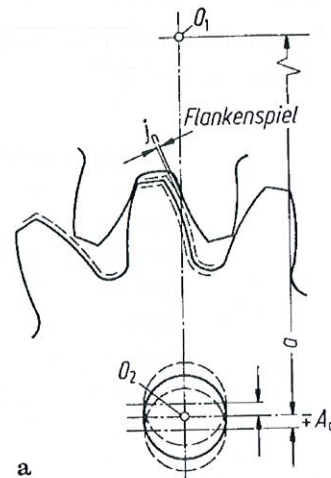
## Il gioco al funzionamento

Il gioco di dentura al funzionamento considera in più del gioco al collaudo:

- La temperatura (dilatazione ruote e carcassa)
- e, nel caso di ingr. sintetici, il rigonfiamento tramite assorbimento d'acqua.

$$\Delta j_g = a \cdot (\Delta \vartheta_G \cdot \alpha_G - \Delta \vartheta_R \cdot \alpha_R) \cdot 2 \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\Delta j_Q = \left(\frac{1}{3} w \cdot a\right) \cdot 2 \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$



modifica n° denti controllo Whitlaker  
in tollerante → n° denti misura

### III. Tolleranze e misure di controllo



Nella terza parte vengono presentate le tolleranze di fabbricazione e il di controllo dello spessore dente.

Prof. ripetimento sovrametallo → nessuno  
X nitruo → NO RETTIFICA  
X cement → ~~NO~~ RETTIFICA

www.KISSsoft.AG

### Qualità degli ingranaggi

La qualità degli ingranaggi secondo ISO 1328 è simile alla qualità secondo DIN 3961 o BS 436/ 2.

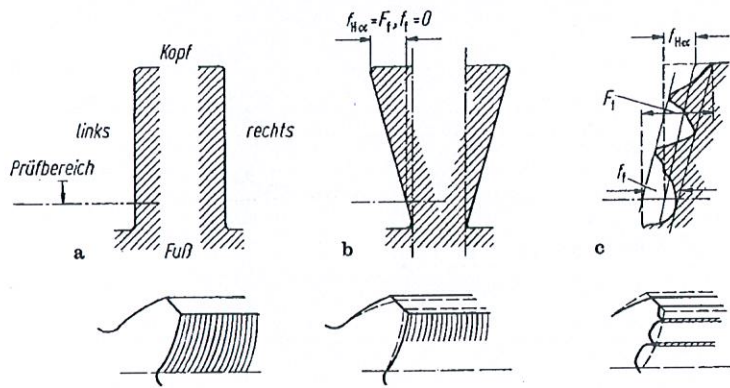
La qualità di dentatura raggiungibile dipende dal processo di fabbricazione:

Processo di fabbricazione	Qualità
Rettifica	2...7
Sbarbatura (Shaving)	5...7
Fresare	(5)6...9
Piallare	(5)6...9
Iniezione, Sinterizzazione	8...12
Fucinatura di precisione	8...10

Qualità secondo AGMA 390.03 = 17-Qualità secondo ISO

www.KISSsoft.AG

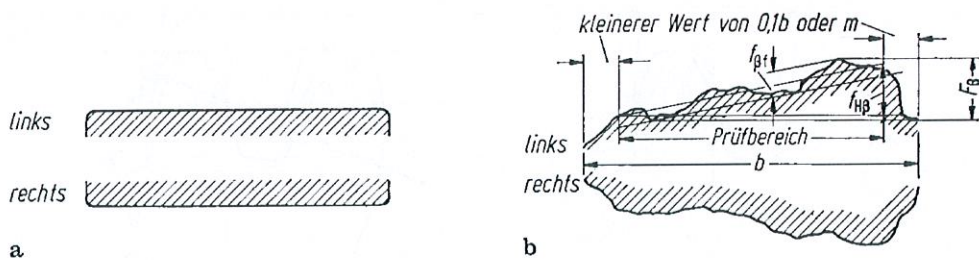
## Deviazione del profilo



- $F_f$  Deviazione totale profilo
- $f_f$  Deviazione forma profilo
- $f_{H\alpha}$  Deviazione angolo profilo



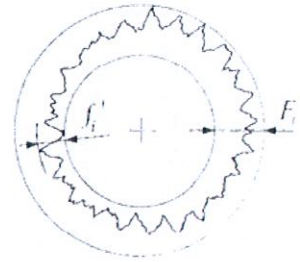
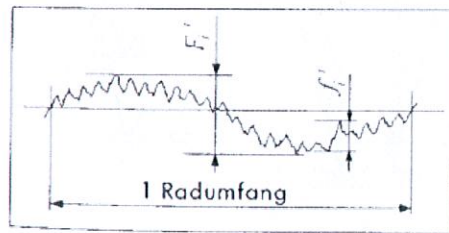
## Deviazione linea fianco



- $F_\beta$  Deviazione linea fianco totale
- $f_{\beta f}$  Deviazione di forma della linea fianco
- $f_{H\beta}$  Deviazione dell'angolo linea fianco



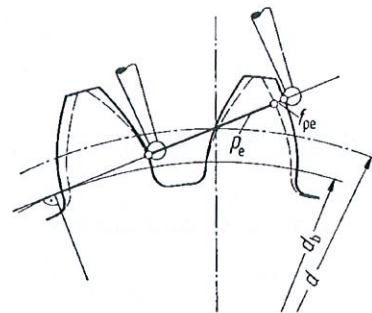
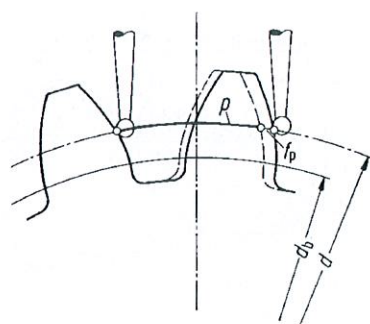
## Errori di rotolamento



- $F_i'$  Deviazione rotolamento fianco singolo
- $f_i'$  Salto rotolamento fianco singolo
- $F_i''$  Errore composto su due fianchi
- $f_i''$  Salto composto su due fianchi

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

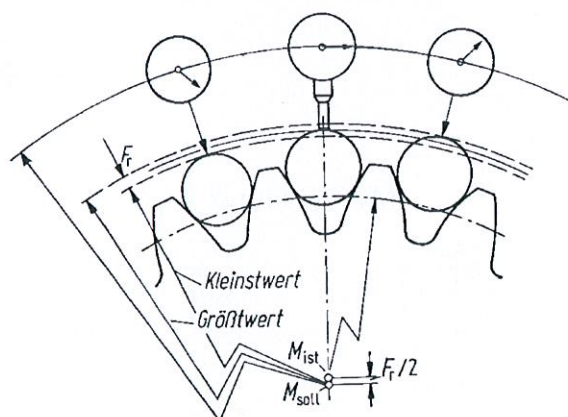
## Errori di passo



- $f_p$  Deviazione singolo del passo
- $f_{pe}$  Deviazione del passo sulla linea d'ingranamento

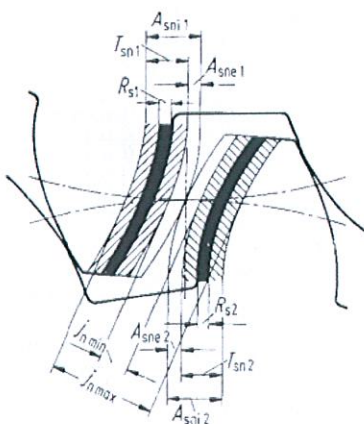
[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Deviazione concentricità



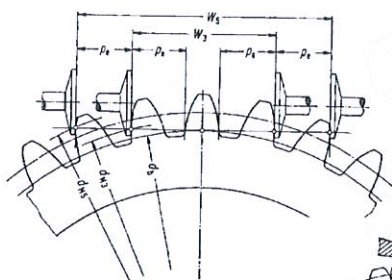
$F_r$  Deviazione concentricità

## Intervallo dell'errore spessore dente



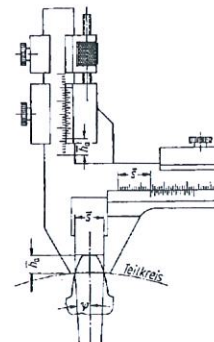
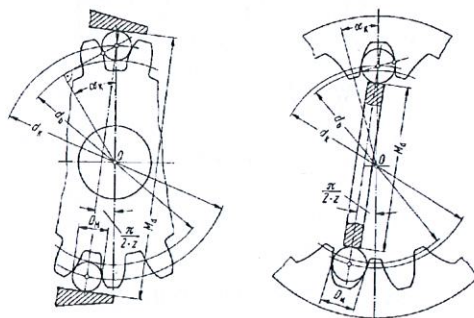
$R_s$  Intervallo dell'errore sullo spessore dente

## Controllo dello spessore dente



Misura della quota  
Wildhaber  
o scartamento)

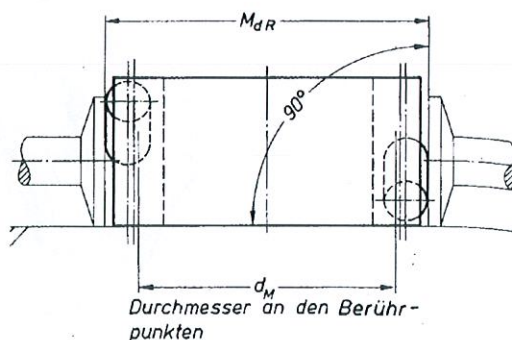
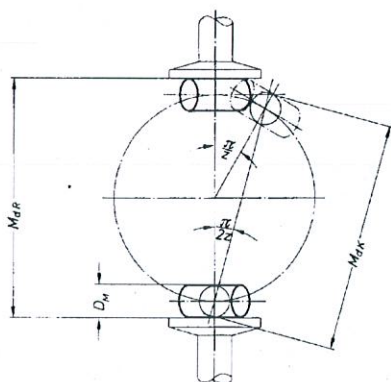
Misura su rulli



Misura dello  
spessore

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Controllo del spessore dente

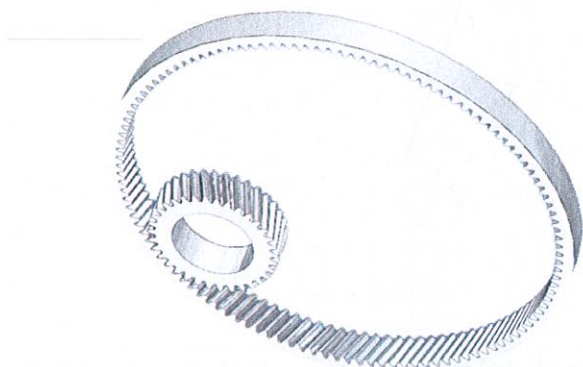


Per ingranaggi elicoidali con un no. denti dispari c'è una differenza tra la misura su rulli e su sfere.

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

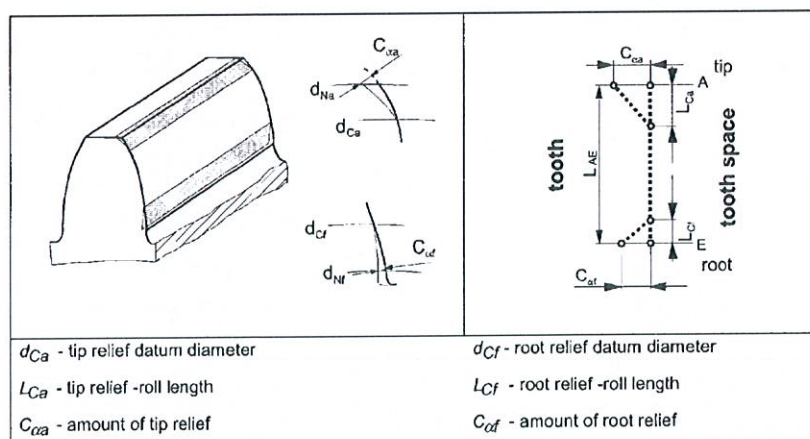
## IV. Correzioni della dentatura

Nella quarta parte vengono presentate possibili correzioni della dentatura.



www.KISSsoft.AG

## Correzione del profilo

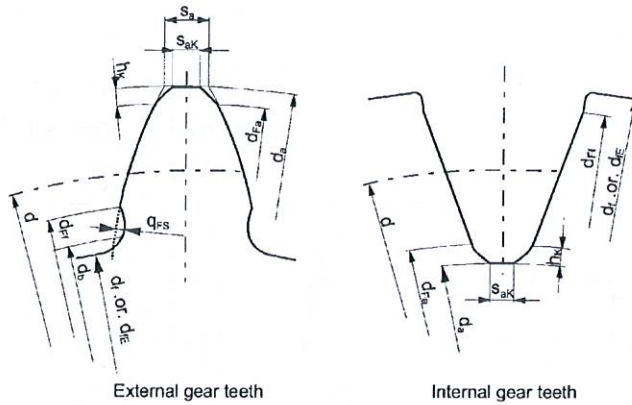


Per evitare il 'urto di contatto' all'inizio o alla fine dell'ingranamento, si può fare una correzione del profilo alla testa o al piede del dente.



www.KISSsoft.AG

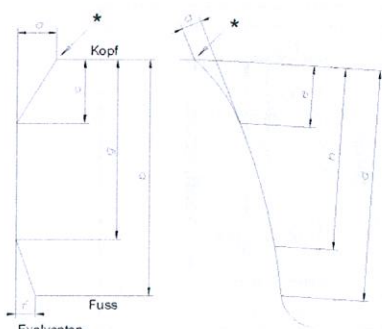
# Correzione del profilo



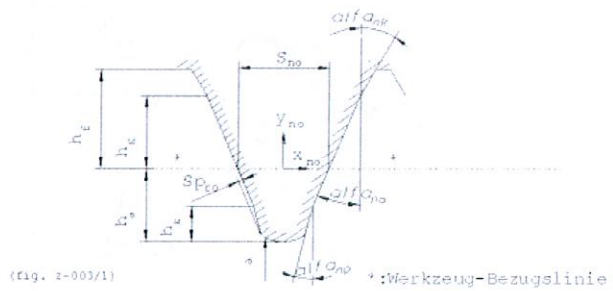
La correzione (del profilo) di testa si può definire sul profilo di riferimento con una curvatura al piede, quello al piede con una protuberanza. Si può fare la correzione alla fresatura o alla rettifica.

# Correzione del profilo

*CALCOLO  
↓  
CORREZIONI*



Evoluten-Prüfdiagramm  
\*: Beginn Kopfkantenbruch (fig. 2-023)



(fig. 2-003/1)

Diagramma del profilo

Profilo di riferimento dell'utensile con:

- Protuberanza
- Semi-toping (curvatura al piede)

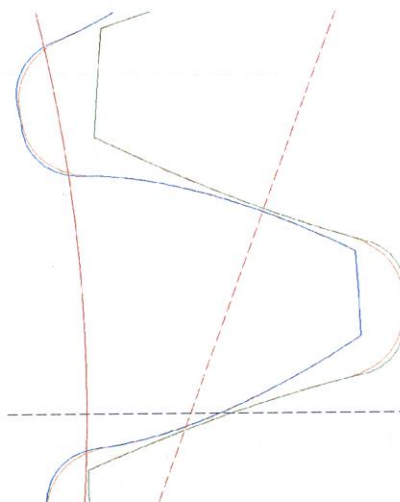


## Procedimento di Generazione spostata

Per ottenere altre forme di piede, il diametro di rotolamento di generazione può essere spostato.

Qui il modulo è stato cambiato da 6 a 5.837 ed l'angolo di pressione da  $20^\circ$  a  $15^\circ$  (il diametro di base rimane uguale).

Altezza testa e piede, spostamento del profilo, vanno cambiati in modo che anche lo spessore del dente rimanga identico.

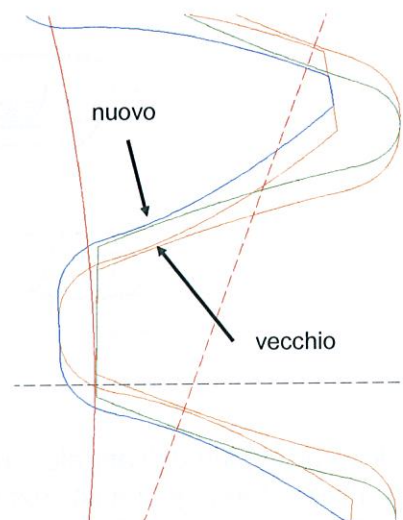


[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Variazione spessore dente

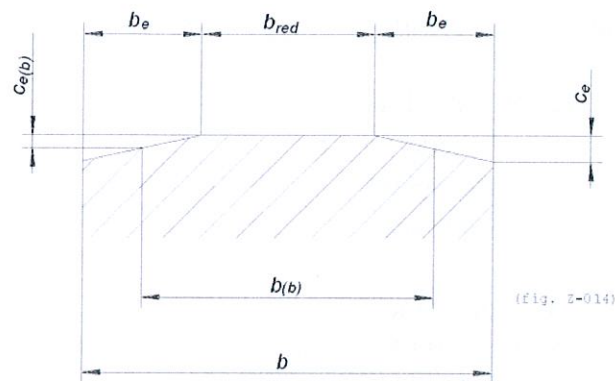
Nel caso di combinazione di materiali con resistenza molto differente, per esempio acciaio con sintetico, lo spessore del dente può essere variato.

Lo spostamento di profilo  $x$  viene cambiato, lasciando diametro di testa e di piede invariato, in modo che la ruota in acciaio diventa più sottile.



[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

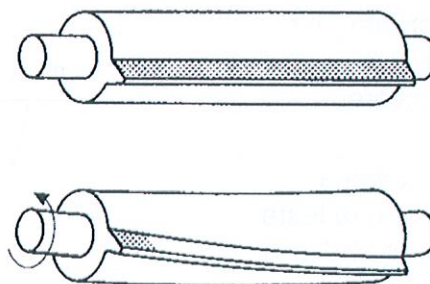
## Bombatura / Spoglia d'estremità



Per ottenere una portata omogena lungo la larghezza della dentatura, si può introdurre per esempio una bombatura. Così vengono compensati sia le deformazioni sia gli errori di fabbricazione.

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Correzione con l'angolo d'elica



Una correzione dell'angolo d'elica può compensare la deformazione tramite la torsione. La correzione può essere fatta in modo ideale soltanto per un momento torcente esatto.

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)





# Special Problems of Gears

**KISSsoft AG**  
Rosengartenstrasse 4  
8608 Bubikon  
Switzerland

Tel: +41 55 254 20 50  
Fax: +41 55 254 20 51  
info@KISSsoft.AG  
www.KISSsoft.AG

SHARING KNOWLEDGE

Slide 1  
09.02.2016

## Required safety factor



How can we define the  
required safety factor?

Slide 2  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Using new calculation method

- A calculation method like ISO6336 defines how to calculate safety factors but gives no value for necessary factors
- Proposal for safety factors for “normal” gears:

	root	flank	scoring
module > 2	1.4	1.0	1.8
module 1.0 - 2.0	1.2	0.9	1.8
module 0.5 - 1.0	0.9	0.8	-
module < 0.5	0.5	0.5	-

Slide 3  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Using new calculation method

- Select general factors including material values
- Make calculations with known gearboxes including critical ones
- Use the results to define necessary safety factors
- Use this factors to size new gearboxes and refine the factors with increasing experience

Calculation method + Experience (know how) = Optimal results

Slide 4  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

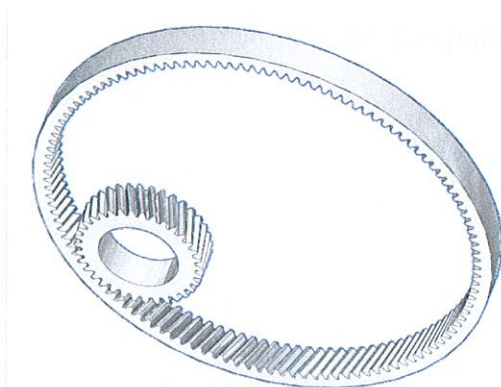
## Using new calculation method

Given \ Resulting	Life time Nominal load	Safety factors Nominal load	Safety factors Lifetime
Using nominal load and application factor	Safety factors	Lifetime	Max. load
	Standard method in main window of KISSsoft	Lifetime calculation without load spectrum	Sizing of torque without load spectrum
Using load spectrum	Safety factors	Lifetime	Max. load
	Safeties with load spectrum	Lifetime calculation with load spectrum	Sizing of torque with load spectrum

Slide 5  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Gear failure



What can we do, if gears are  
damaged?

Slide 6  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Pitting problems

- Decrease hertzian stress (bigger radius)
  - Increase pressure angle
  - Smaller module, more teeth
- Increase permissible stress
  - Material with higher  $\sigma_{Hlim}$
  - Higher quality
  - Tooth flank modification

Slide 7  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Root strength problem

- Decrease root stress
  - Bigger module
  - Bigger radius at root (tip rounding of tool)
  - Bigger helix angle
- Increase permissible stress
  - Material with higher  $\sigma_{Flim}$
  - Higher quality
  - Tooth flank modification

Slide 8  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

GRIPPAGGIO

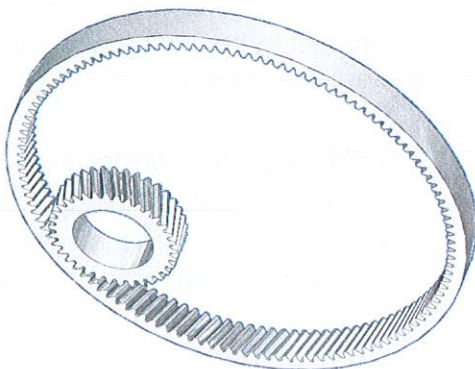
## Scuffing problem

- Decrease pressure at tip
  - Profile modification
- Decrease sliding speed
  - Optimised profile shift (addendum modification)
- Better lubrication
  - Oil with better test results against scuffing
  - Oil with higher viscosity
  - Lower oil temperature

Slide 9  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Noise and vibration

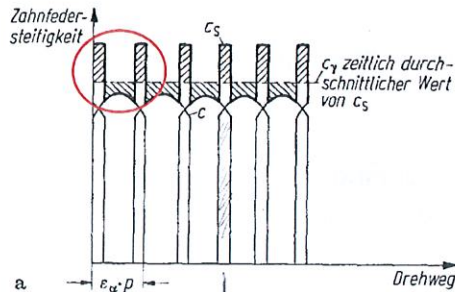


What are the sources of noise and vibrations and what can we do to avoid it?

Slide 10  
09.02.2016

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Decrease stiffness variation



*Periodo con 2 denti contatto*

- Variation in tooth stiffness generates vibrations

- Try to achieve a contact ratio as whole number
- The best would be a whole number for transverse and overlap contact ratio
- Else try to get the total contact ratio as whole number

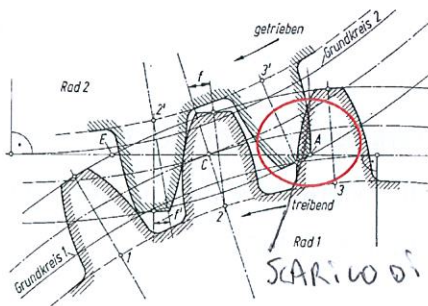
Zahnfedersteifigkeit: Tooth pair stiffness, Drehweg: Rotation, zeitlich durchschnittlicher Wert von  $c_s$ : time average value of  $c_s$

Slide 11  
09.02.2016

www.KISSsoft.AG

## URTO DI CONTATTO

## Avoid impact at start of mesh



- An impact at beginning of contact generates noise

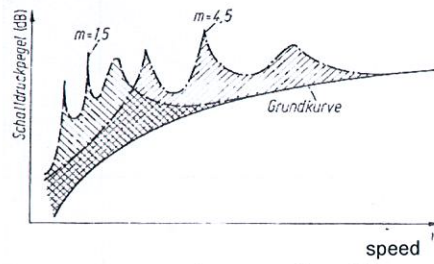
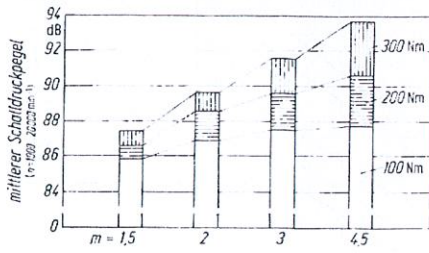
- Make profile correction to avoid the impact
- The profile correction can only be optimal for one load

Rad: Gear, Grundkreis: Base diameter, Getrieben: Driven, Treibend: Drive

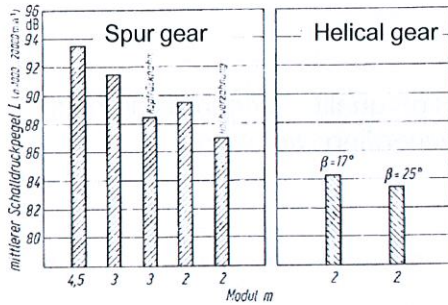
Slide 12  
09.02.2016

www.KISSsoft.AG

# Noise vs. Module and helix angle

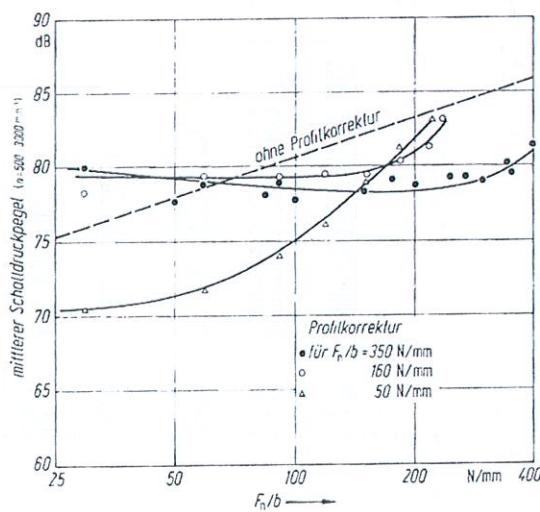


Noise will increase with the module ( $\beta=0$ ,  $a=91.5\text{mm}$ ) according Niemann



Helical gears will also improve noise level according Niemann.

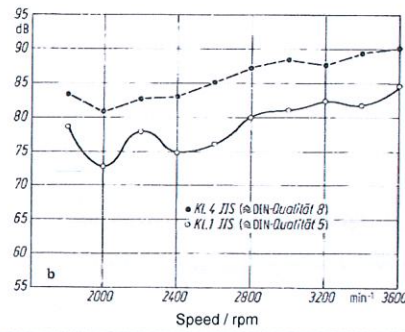
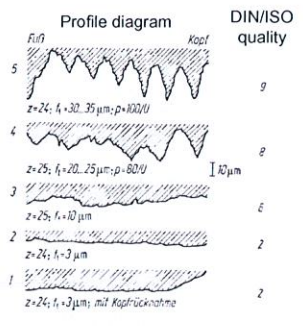
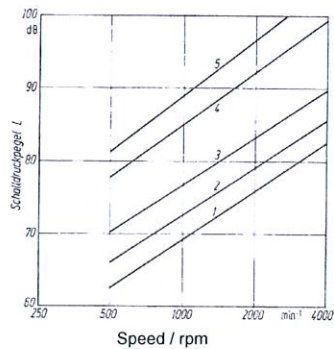
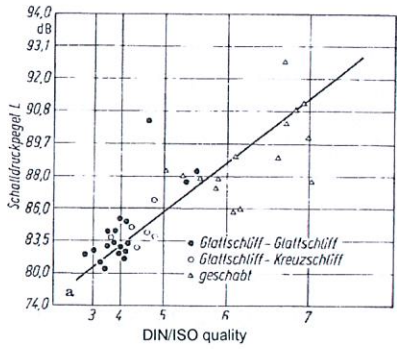
# Noise vs. Profile modification



Profile modification is reducing noise according Niemann.

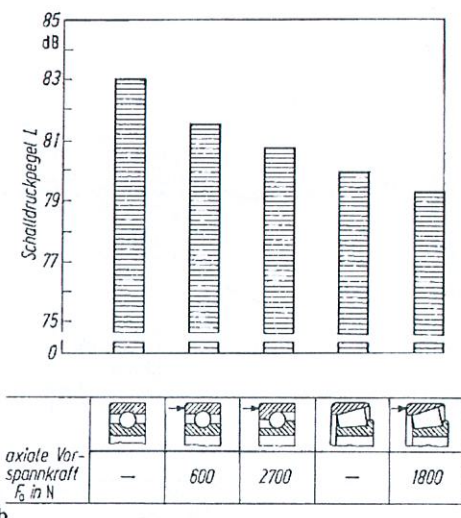
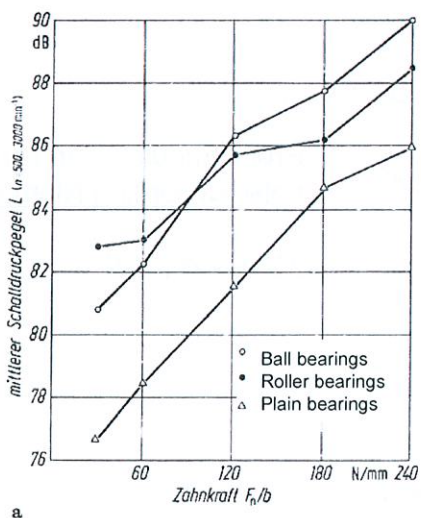
$z_1=z_2=25$ ,  $\beta=0$

# Noise vs. Gear quality

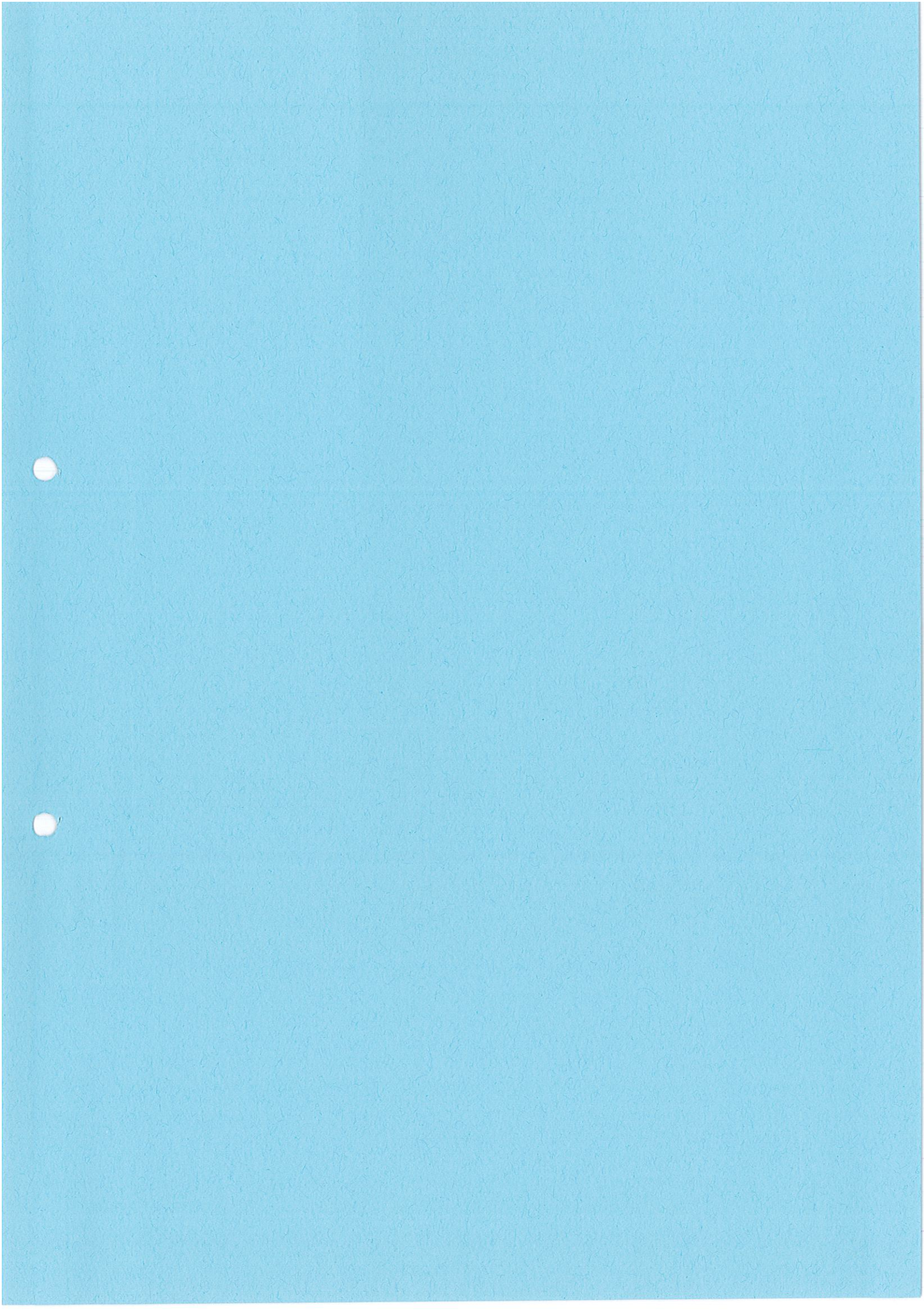


High quality is decreasing noise according Niemann.

# Noise vs. Bearings



The type of bearings and axial pretension has an influence on noise according Niemann





Short introduction

# Layout of flank line modifications using the $K_{H\beta}$ calculation method according Annex E of ISO 6336-1

KISSsoft AG  
www.KISSsoft.AG

SHARING KNOWLEDGE

Slide 1  
09.02.2016

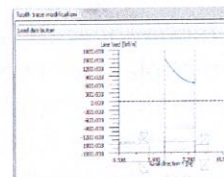
Ulrich Kissling

DMK 2015

## Introduction

The face load factor  $K_{H\beta}$ , which in rating equations represents the load distribution over the common face width in meshing gears, is one of the most important items for a gear strength calculation.

$$K_{H\beta} = \frac{w_{\max}}{w_m} = \frac{\text{maximum load per unit face width}}{\text{average load per unit face width}}$$



In the international standard for cylindrical gear rating, the ISO6336-1, using method C, some formulas are proposed to get a value for this factor. But as the formulas are simplified, the result is often not very realistic.

Slide 2  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

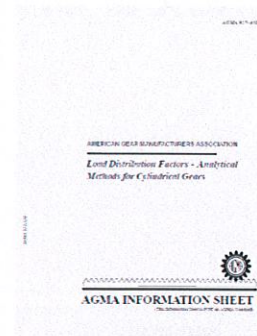
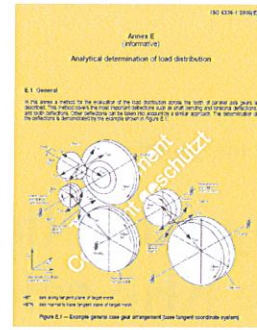
# Introduction

In the actual edition (2006 version) of the ISO6336 standard for the load capacity calculation of spur and helical gears a new annex E was added:

"Analytical determination of load distribution".

This annex is entirely based on the AGMA 927-A01 standard.

It is a well documented procedure to get a direct and precise number for the face load factor.



Slide 3  
09.02.2016

Ulrich Kissling

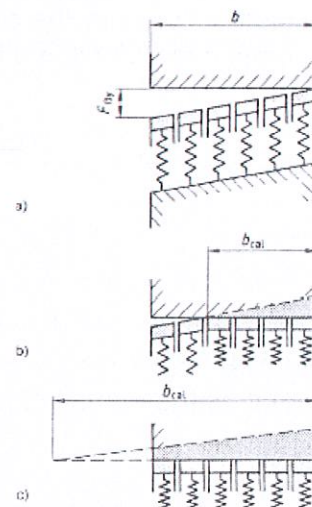
DMK 2015

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Theory: Determination of the load distribution over the face width

The cause for the uneven load distribution over the face width are flank line deviations in the contact plane of two gears. Deviations are caused mainly by elastic deformations of the shaft, stiffness and clearance of bearings and housing, manufacturing tolerances and thermal deformations.

The determination of the load distribution is – as documented in the gear theory – performed in two steps. At first the gap in the tooth contact is calculated. Then, using the tooth mesh stiffness ( $C_{\gamma\beta}$ ), the line load distribution is determined. This approach is well documented in ISO6336-1.



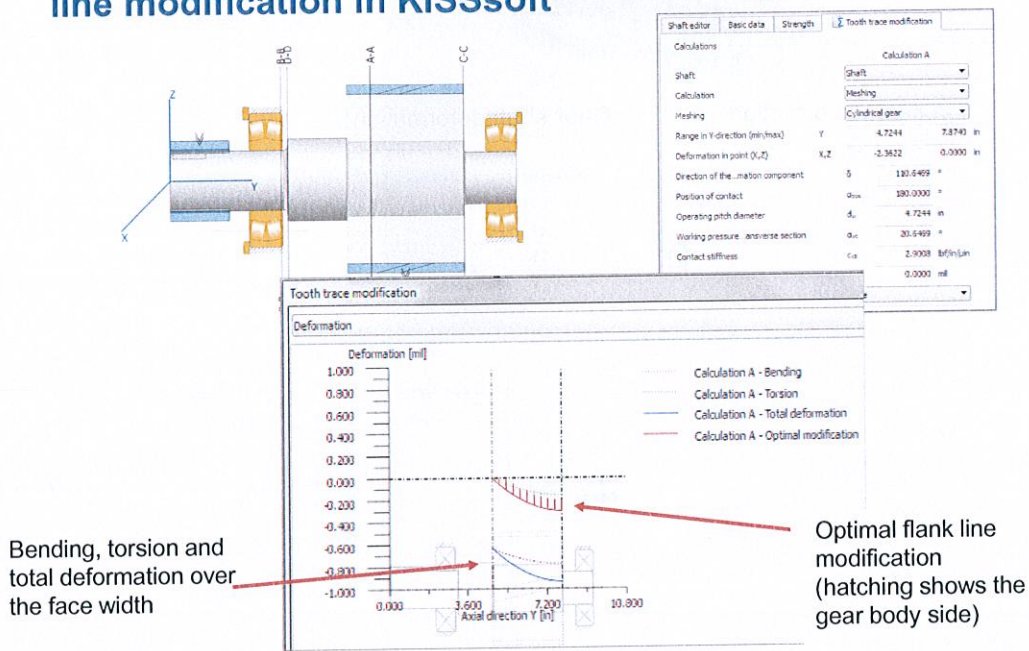
Slide 4  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

## Display of the gap and proposition for an optimum flank line modification in KISSsoft



Slide 5  
09.02.2016

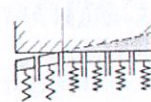
Ulrich Kissling

DMK 2015

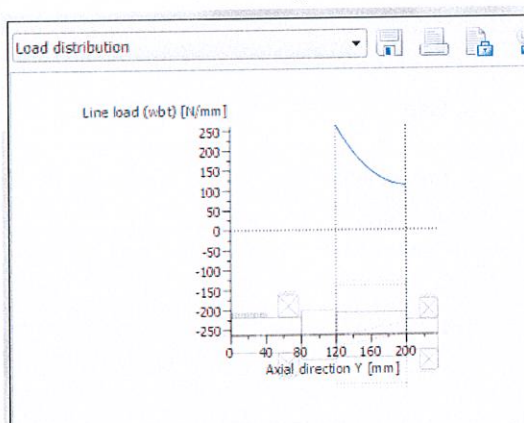
www.KISSsoft.AG

## Load distribution in the tooth contact and face load factor $K_{H\beta}$

$$F_t = \sum_i F_{ti} (\delta_i * c_{g\beta})$$



$$K_{H\beta} = \frac{w_{\max}}{w_m} = \frac{\text{maximum load per unit face width}}{\text{average load per unit face width}}$$



Results		
Medium deformation - Calculation A		
wmax	wm	wmax/wm (=KHβ)
262.95 N/mm	162.70 N/mm	1.6161

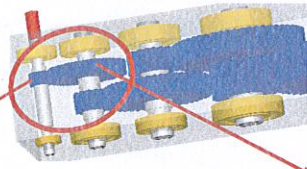
Load distribution and numbers for the maximum and mean line load and  $K_{H\beta}$

Slide 6  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

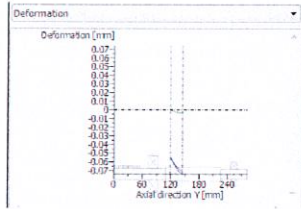
www.KISSsoft.AG



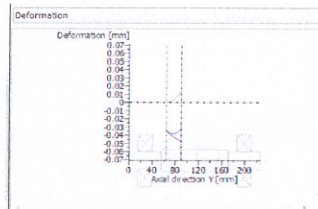
This is the ISO6336-1, Annex E, proceeding.

Pinion shaft deformation

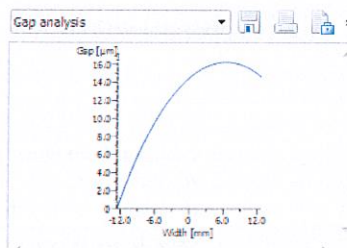
Gear shaft deformation



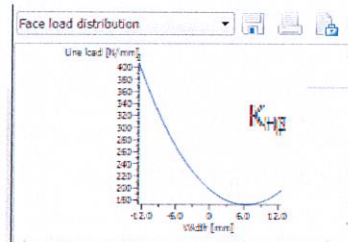
+



=



⇒

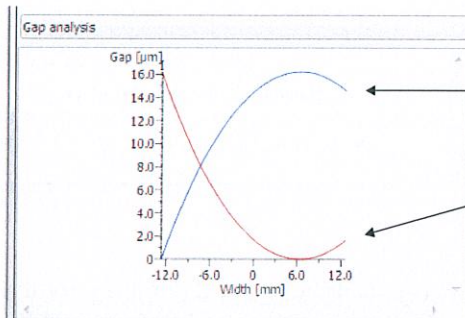


1.7453

## Layout and optimization of flank line modifications

Flank line modifications for **nominal torque** (no duty cycles)

The optimum flank line modification is just the inversion of the gap!



Gap

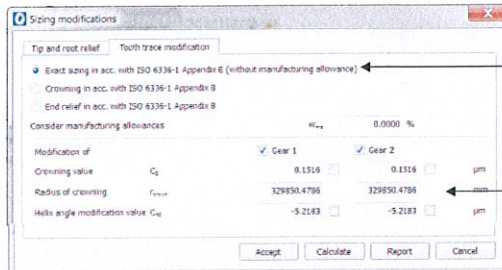
Proposition  
for optimum  
flank line  
modification

fma = 0 µm / fhb = 0 µm:  
wmax = 407.1366 N/mm wm = 233.2786 N/mm KHbeta = 1.7453

# Layout and optimization of flank line modifications


Flank line modifications for **nominal torque** (no duty cycles)

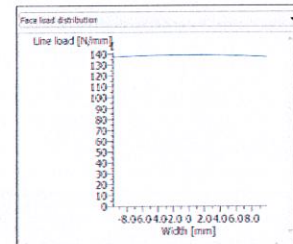
So providing a sizing function for the optimum flank line modification is easy...



Sizing function 

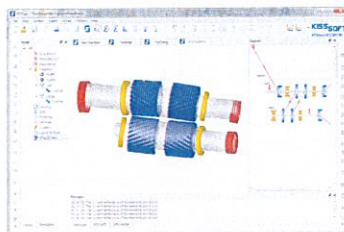
Proposition for optimum flank line modification.

Result 

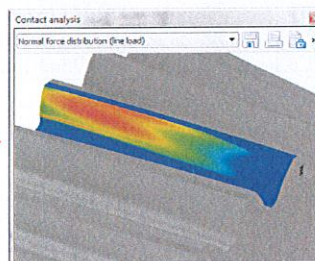


# Comparison with TCA (Tooth Contact Analysis)

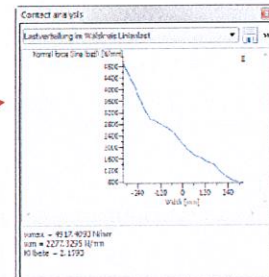
To be able to compare Annex E results with TCA, we added a new graphic, extracting from TCA results the line load on the operating pitch diameter.



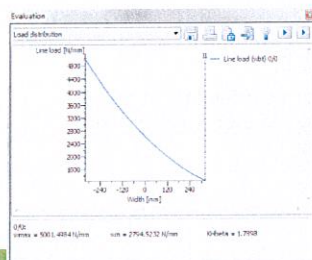
From this double helical gear box



We get this line load distribution (left side of double helical)



Line load on the operating pitch diameter

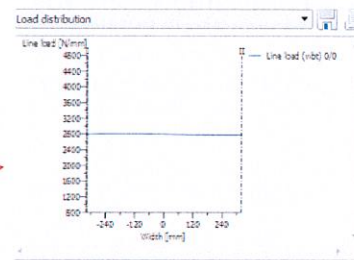


< Here the result  
< with Annex E !

# Comparison with TCA (Tooth Contact Analysis)

Here we determined optimum flank line modification of the left side of the double helical using Annex E, and compared with TCA.

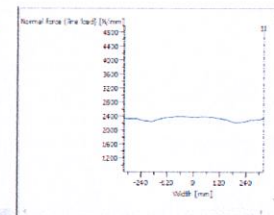
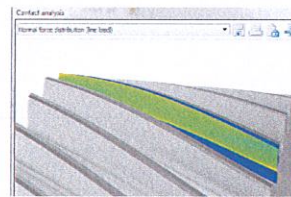
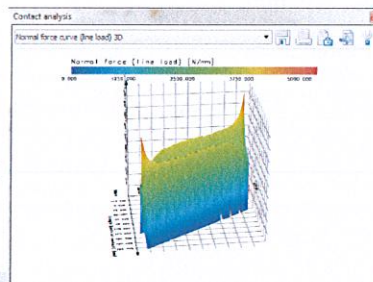
Gear	Flank	Type of modification	Value [ $\mu\text{m}$ ]	Factor 1
Gear 1	both	Tip relief, linear with transition radius	112.0000	0.1170
Gear 1	both	Helix angle modification, parallel	-284.0000	
Gear 1	both	Crowning	23.0000	
Gear 2	both	Tip relief, linear with transition radius	112.0000	0.1170
Gear 2	both	Helix angle modification, parallel	-58.0000	
Gear 2	both	Crowning	21.0000	



Flank line modifications found with Annex E

Line load with Annex E

Line load found with TCA:



Slide 11  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Flank line modifications for applications with duty cycles

Element (Load case) no.	Frequency	Load on a pinion (kNm)	Speed (1/min)	Radial mesh misalignment $f_{E6}$ [mm]	Tangential mesh misalignment $f_{E8}$ [mm]
1	0.980097	33.5	5.5	+0.143 (5.6 mil)	+0.183 (7.2 mil)
2	0.019602	67.0	5.5	+0.121 (4.8 mil)	+0.411 (16.2 mil)
3	0.000294	111.6	5.5	+0.084 (3.3 mil)	+0.686 (27.0 mil)
4	0.000007	111.6	5.5	+0.078 (3.1 mil)	+0.754 (29.7 mil)
Total requested lifetime			32'000 hours		

Duty cycle with axis misalignment of a ship steering module

Load case	$K_{H\beta}$ (AGMA927)	Bending safety factor SF	Pitting safety factor SH
1	2.22	2.96	1.38
2	2.23	2.73	1.27
3	2.28	2.78	0.97
4	2.40	2.80	0.94

$K_{H\beta}$ , SF, SH calculated individually for each load case with actual data and flank line modification

Load case	Damage (%)
1	0.00
2	71.93
3	27.19
4	0.88

Damage (%) of the different load cases, when analyzing the overall lifetime using Palmgren-Miner rule

Slide 12  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

# Finding the best crowning for a ship steering drive with extreme duty cycle

Modification A

Gear	Type of modification	Value (min) [µm]	Fact	Fact	Value (max) [µm]	Factor
Gear 1	Crowning	10.0000			400.0000	

ID	Wt [%]	M <sub>tot</sub> [N]	K <sub>10</sub>	Value [µm]	C <sub>10</sub>
1:--	100.000	0.000	2.775	0.000	3.000
1:1-	100.000	0.000	2.744	10.000	10.000
2:--	100.000	0.000	2.739	20.000	20.000
1:11-	100.000	0.000	2.674	30.000	30.000
4:--	100.000	16300.000	2.640	40.000	40.000
5:--	100.000	18200.000	2.605	50.000	50.000
6:1+	100.000	18900.000	2.570	60.000	60.000
7:--	100.000	21400.000	2.535	70.000	70.000
8:--	100.000	22300.000	2.511	80.000	80.000
9:1+	100.000	24400.000	2.466	90.000	90.000
10:--	100.000	27900.000	2.431	100.000	100.000
11:--	100.000	30300.000	2.397	110.000	110.000
12:--	100.000	32900.000	2.362	120.000	120.000
13:--	100.000	36000.000	2.327	130.000	130.000
14:--	100.000	39500.000	2.291	140.000	140.000
15:--	100.000	43300.000	2.257	150.000	150.000
16:--	100.000	47900.000	2.222	160.000	160.000
17:--	100.000	52400.000	2.187	170.000	170.000
18:--	100.000	57900.000	2.153	180.000	180.000
19:--	100.000	62400.000	2.118	190.000	190.000
20:--	100.000	70300.000	2.083	200.000	200.000
21:--	100.000	77900.000	2.048	210.000	210.000
22:--	100.000	85900.000	2.013	220.000	220.000
23:--	100.000	92300.000	1.978	230.000	230.000
24:--	100.000	99200.000	1.943	240.000	240.000
25:--	100.000	106600.000	1.908	250.000	250.000
26:--	100.000	114500.000	1.873	260.000	260.000
27:--	100.000	122900.000	1.838	270.000	270.000
28:--	100.000	130800.000	1.803	280.000	280.000
29:--	100.000	139200.000	1.768	290.000	290.000
30:--	100.000	148100.000	1.733	300.000	300.000
31:--	100.000	157500.000	1.698	310.000	310.000
32:--	100.000	167400.000	1.663	320.000	320.000
33:--	100.000	177800.000	1.628	330.000	330.000
34:--	100.000	188700.000	1.593	340.000	340.000
35:--	100.000	199100.000	1.558	350.000	350.000
36:--	100.000	210000.000	1.523	360.000	360.000
37:--	100.000	221400.000	1.488	370.000	370.000
38:--	100.000	233300.000	1.453	380.000	380.000
39:--	100.000	245700.000	1.418	390.000	390.000
40:--	100.000	249000.000	1.390	400.000	400.000

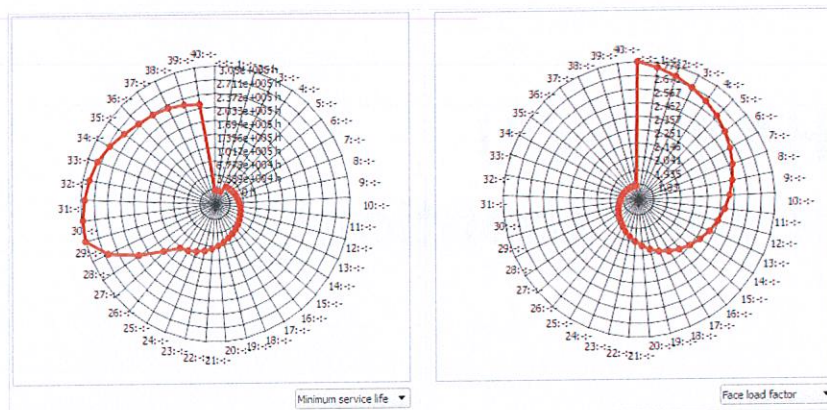
Table of the results:  
 The column 'Value' displays crowning value C<sub>10</sub> in µm  
 ID: Indicates the modification variant (-:-- for No modification at all; 1:-- for the first variant [C<sub>10</sub>=10]; 2:-- for the second variant [C<sub>10</sub>=20]

Optimization Parameters (only crowning with C<sub>b</sub>=10 .. 400; step of 10 µm)

Result: Lifetime of actual solution 29'000 hours; with variant 29:-- 305'000 hours

# Finding the best crowning for a ship steering drive with extreme duty cycle

Graphical display of the results



Graphical representation of the optimization results:

Life time with duty cycle  
 For variant --:-- to 40:--  
 Scale from 0 to 305'000 hours life time

K<sub>H10</sub> of load case 4, based on Annex E For  
 variant --:-- to 40:--  
 Scale from 1.85 to 2.78

## Conclusion

Annex E in ISO6336, "Analytical determination of load distribution" is entirely based on the AGMA 927-A01 standard. It is a very useful method to get a realistic value for the face load factor  $K_{H\beta}$ , and much faster than using contact analysis.

Basically the algorithm is a one-dimensional contact analysis, providing good information about the load distribution over the face width.

The procedure is very helpful, when for a gear pair the optimum flank line modifications have to be found.

Slide 15  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

[www.KISSsoft.AG](http://www.KISSsoft.AG)

**KISSSOFT**  
Calculation programs for machine design

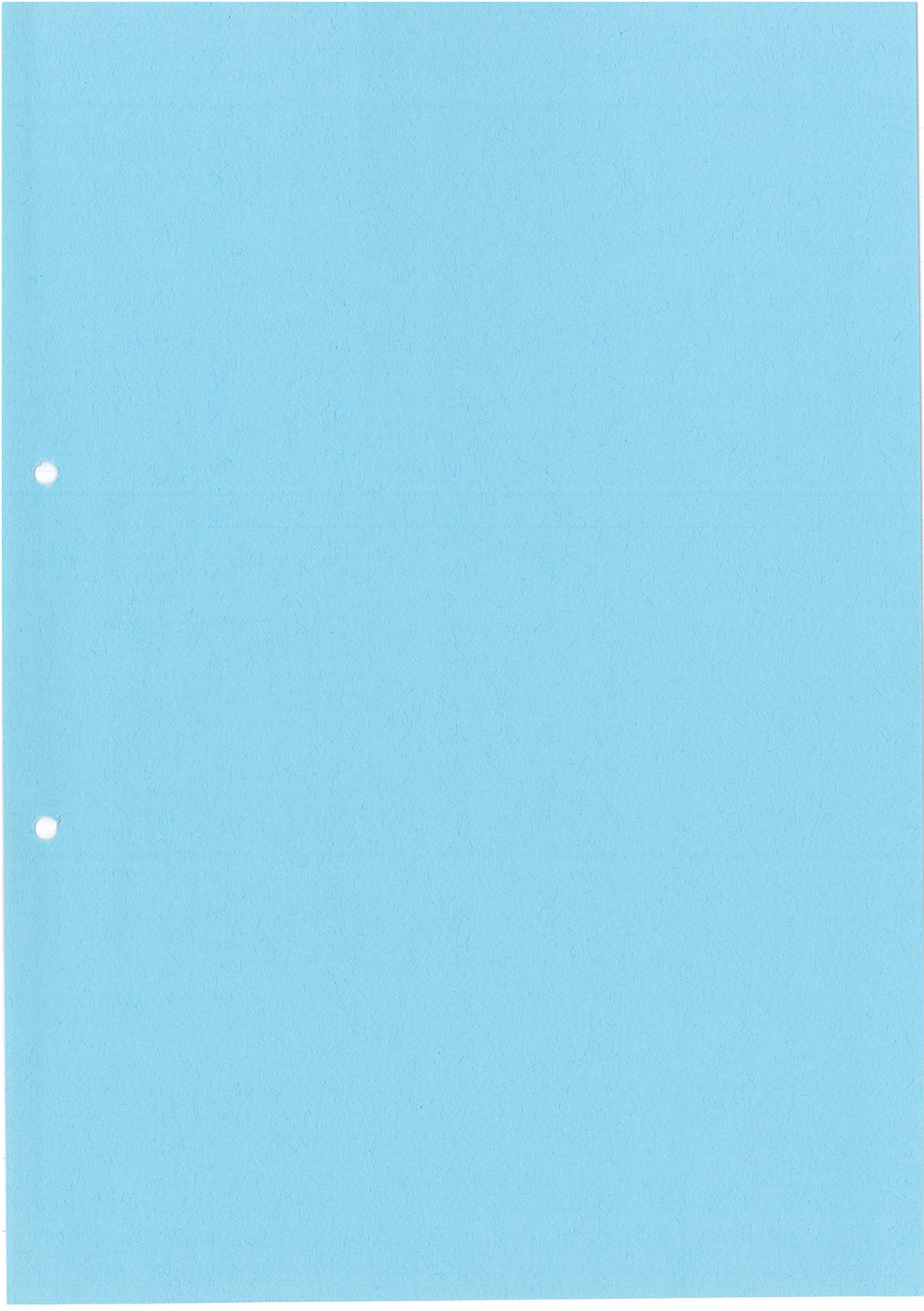
**THANK YOU**  
**for your attention!**

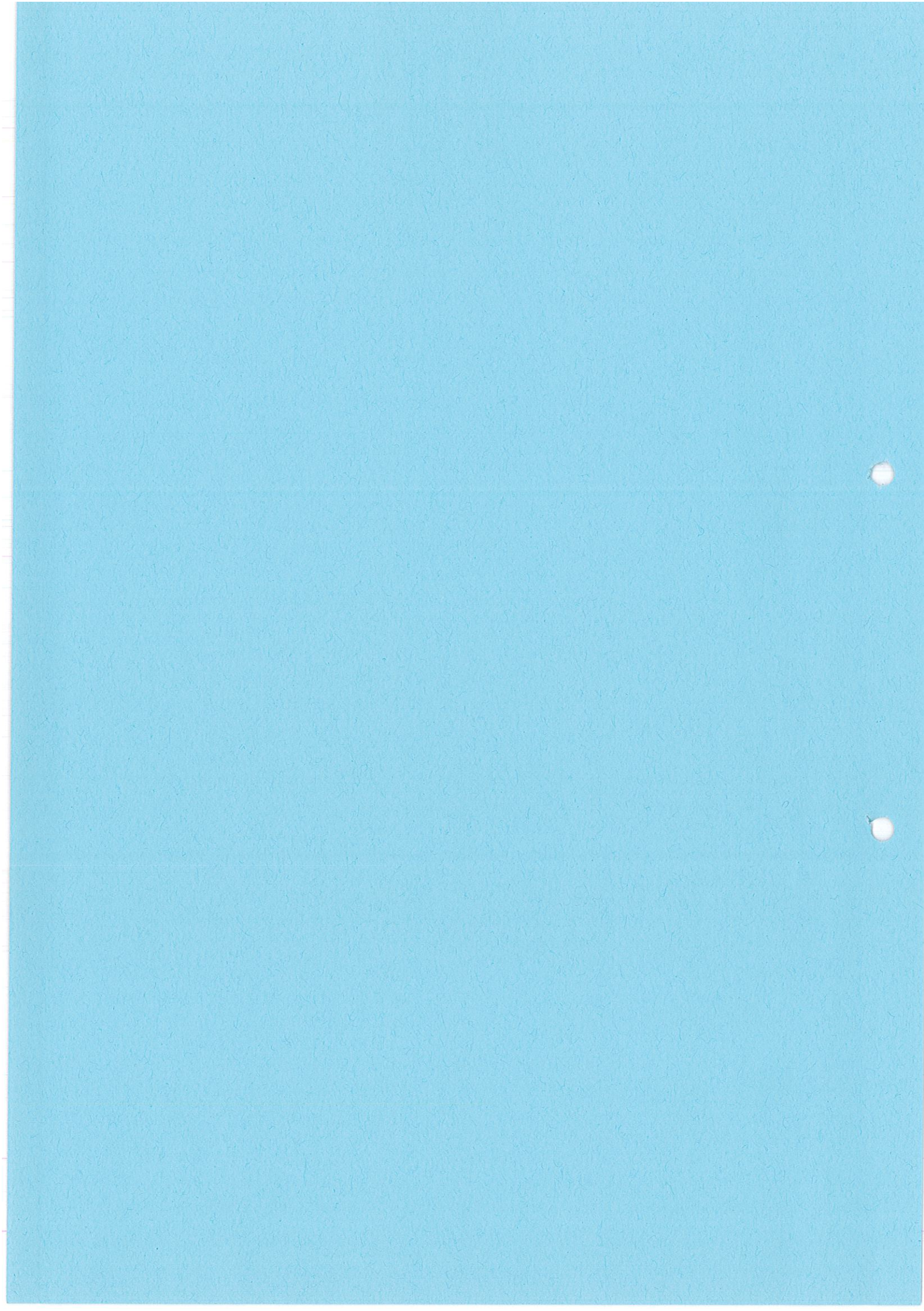
SHARING KNOWLEDGE

Slide 16  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015





Progettazione grossolana

**KISSsoft**  
Calculation programs for machine design

→ calcolo → ti ritorna varie option  
che puoi ordinare secondo molte varianti  
tra le quali il rapporto coppia/peso !!

## Sizing the gear micro geometry – Step by Step

Rapporti senza  
multipli in comune?

Tasto ~~dx~~  
x opzioni !!

KISSsoft AG  
www.KISSsoft.AG

SHARING KNOWLEDGE

Slide 1  
09.02.2016 Ulrich Kissling

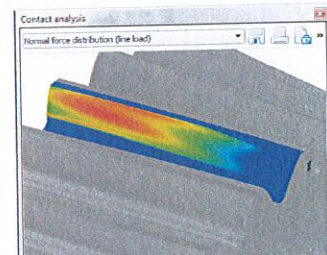
## Layout of the Micro Geometry

The last phase in sizing a gear pair is to specify the flank line and profile modifications (also known as the "micro geometry").

To do so, the primary objective for which optimization has to be achieved: noise, service life, scuffing, micropitting or efficiency must be selected.

The calculation method for proving the effects achieved by micro geometry, the contact analysis under load ("Loaded Tooth Contact Analysis", or LTCA), is complex and time-consuming.

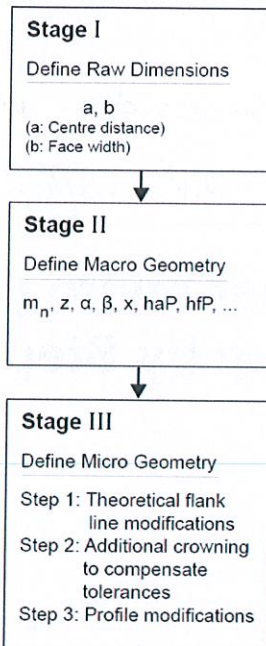
Unfortunately, the interpretation of LTCA results is not easy. All modifications applied on mating gears are interacting, so the decision of which modification to add or to change is difficult.



Slide 2  
09.02.2016 Ulrich Kissling

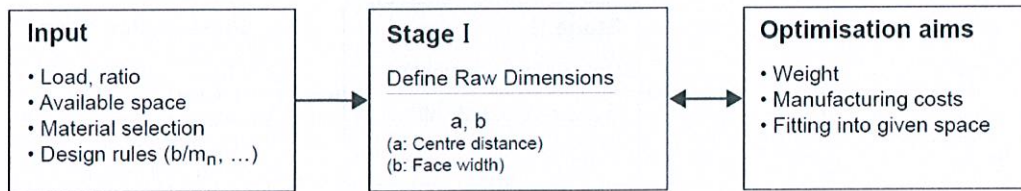
www.KISSsoft.AG

# Layout process of a gear set



# Stage I

## Layout process of a gear set: Stage I



Slide 5  
09.02.2016

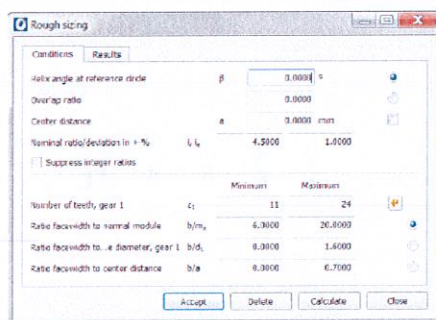
Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Lay out of: Raw dimensions

Rough sizing



**Rough sizing**

Conditions Results

a [mm]	b <sub>1</sub> [mm]	m <sub>n</sub> [mm]	$\tau_{\text{max}}$ [N/m²]	W [kg]
225.000	38.847	3.000	1025.223	19.590
262.000	58.985	4.000	1025.322	19.743
325.199	31.790	3.352	1026.210	20.294
239.151	78.800	3.654	1025.528	20.468
314.000	41.985	3.000	1023.315	20.482
301.000	48.317	4.500	1032.708	20.735
285.000	50.099	4.500	1023.394	20.781
301.000	49.494	4.500	1030.579	20.985
285.000	51.999	4.500	1025.200	21.190
339.000	49.160	5.000	1022.110	21.153
262.000	83.363	4.000	1029.216	21.214
301.000	49.528	4.500	1030.441	21.221
275.000	55.022	4.500	1025.264	21.468
301.000	46.350	5.000	1025.225	21.939
253.000	69.543	4.000	1026.473	22.217
285.000	49.358	5.000	1025.400	22.235
325.000	48.835	5.500	1025.223	22.448
262.000	61.204	4.500	1032.294	22.697
262.000	61.154	4.500	1032.275	22.770
237.000	79.452	4.000	1023.318	23.420
275.000	55.100	5.000	1025.240	23.842
314.000	49.291	5.000	1023.815	23.760
314.000	44.400	5.500	1032.649	23.901
285.000	67.756	4.500	1024.989	23.979
301.000	47.134	5.500	1025.176	24.700
285.000	53.867	5.000	1031.685	24.220
203.000	50.195	5.500	1025.312	24.343
262.000	61.205	5.000	1032.026	24.995
268.000	51.438	5.500	1023.733	25.255
237.000	73.833	4.500	1026.470	25.374
237.000	73.828	4.500	1026.423	25.472
262.000	62.397	5.000	1030.240	25.534
275.000	56.561	5.500	1030.394	26.400
253.000	68.983	5.000	1027.735	26.590
262.000	63.309	5.500	1028.059	28.330
237.000	77.619	5.000	1026.266	28.929
262.000	64.030	5.500	1026.659	28.538
237.000	78.335	5.000	1023.416	28.805
224.000	91.701	5.500	1027.115	34.214
233.667	86.770	7.000	1023.679	41.091
227.015	91.870	6.805	1023.783	41.214
209.832	80.210	7.279	1023.200	46.217
224.000	113.901	6.000	1031.150	44.805
223.176	135.200	6.600	1023.352	57.756

Accept Delete Calculate Close

Performances achieved by a raw sizing function

In a typical example here

Weight 19.5 .. 57.7 kg

(a: 220..355 mm; b: 35..135 mm)

Cost variation in the range of: 34-100 %

(with the same torque capacity)

Slide 6  
09.02.2016

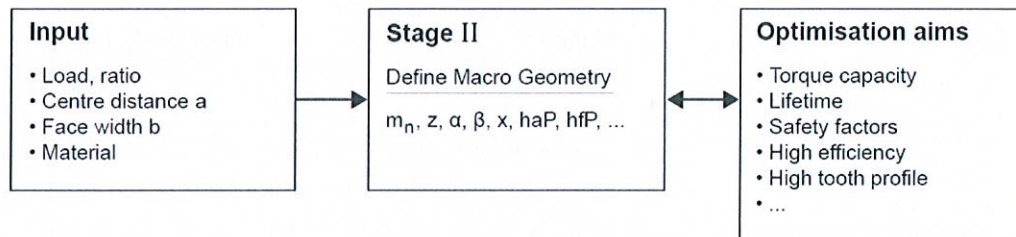
Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

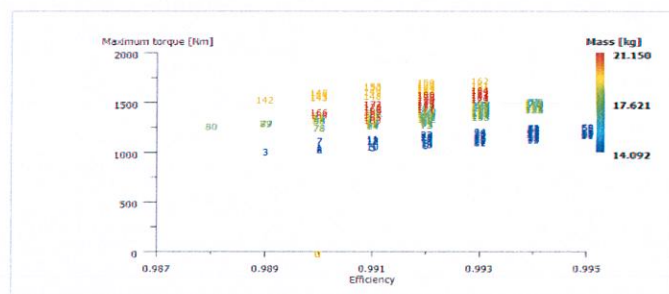
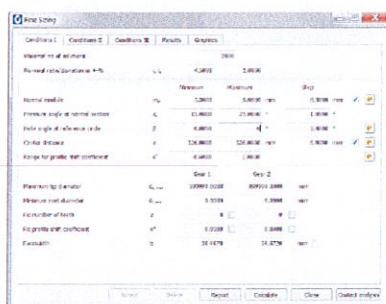
# Stage II

## Layout process of a gear set: Stage II



## Lay out of: Macro Geometry

Fine Sizing



### Performances achieved by a Macro Geometry sizing function

In a typical example here

Torque capacity: 1020-1740 Nm → 58-100%;

Losses: 0.12 - 0.50% → 42-100%

Micropitting Slam: 0.7-2.7 → 26-100% etc.

(with the same centre distance a and face width b)

*esempio di gear*

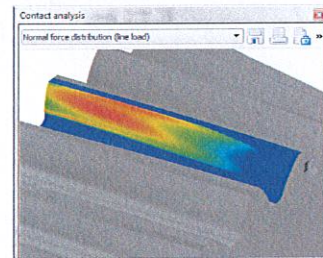
## Layout of the Micro Geometry

The last phase in sizing a gear pair is to specify the flank line and profile modifications (also known as the "micro geometry").

To do so, the primary objective for which optimization has to be achieved: noise, service life, scuffing, micropitting or efficiency must be selected.

The calculation method for proving the effects achieved by micro geometry, the contact analysis under load ("Loaded Tooth Contact Analysis", or LTCA), is complex and time-consuming.

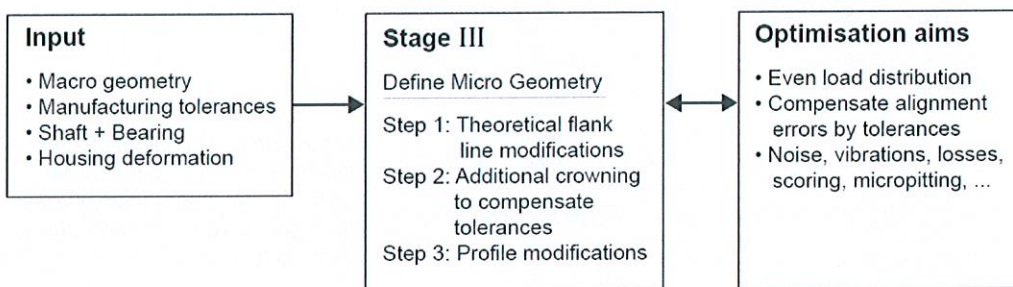
Unfortunately, the interpretation of LTCA results is not easy. All modifications applied on mating gears are interacting, so the decision of which modification to add or to change is difficult.



*c'è un menu dove si inseriscono tutte le geometrie (coeff.)*

## Stage III

### Layout process of a gear set: Stage III



# Layout of the Micro Geometry

For a targeted sizing of the micro geometry, a step-by-step approach should be used, first specifying the flank line modification and then the profile modification.

A three-step process is proposed to perform a targeted sizing:

**Step 1: Layout of the theoretical flank line modifications**

**Step 2: Including flank line manufacturing tolerances**

**Step 3: Layout profile modifications**

Slide 11  
09.02.2016

Ulrich Kissling

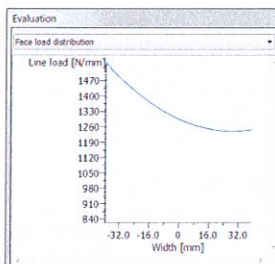
DMK 2015

www.KISSsoft.AG

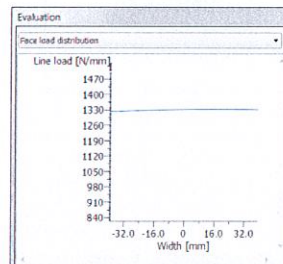
## Step 1: Layout of the theoretical flank line modifications

Modification of	Gear 1	Gear 2	Unit
Crowning value $C_s$	3.5296	3.5296	$\mu\text{m}$
Radius of crowning $r_{\text{crow}}$	226657.2873	226657.2873	mm
Helix angle modification value $C_{\beta}$	47.6729	47.6729	$\mu\text{m}$

Proposition for an optimal flank line modification to get uniform load distribution for a single stage load (Input gear stage of the two-stage-industrial gearbox)



Load distribution before sizing



Load distribution after sizing

Slide 12  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Step 2: Including flank line manufacturing tolerances

Main manufacturing tolerances having impact on the load distribution (according ISO6336) are:

- $f_{Hb}$  for the lead variation of the gears ( $f_{HbT1}+f_{HbT2}$ )
- $f_{ma}$  for the axis misalignment in the contact plane)

According ISO6336-1, Annex E,  $K_{Hb}$  has to be calculated five times: Without tolerance, than with  $+f_{Hb}$  &  $+f_{ma}$ ,  $+f_{Hb}$  &  $-f_{ma}$ ,  $-f_{Hb}$  &  $+f_{ma}$ ,  $-f_{Hb}$  &  $-f_{ma}$ . The highest  $K_{Hb}$ -value found will be used in the load capacity calculations.

## Step 2: Including flank line manufacturing tolerances

When no expertise is available, the following procedure can be applied. In ISO 6336-1, Annex B, for gears having a flank line modification to compensate for deformation, **the crowning amount**

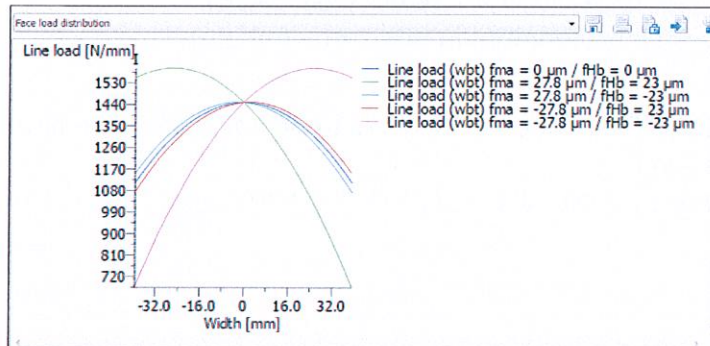
$$C_b = f_{H\beta T} \quad (1)$$

is proposed.

When such an additional modification is applied, clearly the load distribution over the face width as obtained in step 1 is not anymore uniform distributed. Therefore the face load factor  $K_{Hb}$  will increase. The goal is to avoid edge contact in all possible combination of deviations.

## Step 2: Including flank line manufacturing tolerances

For all five combinations ( $0$ ,  $+f_{Hb}$  &  $+f_{ma}$ ,  $+f_{Hb}$  &  $-f_{ma}$ ,  $-f_{Hb}$  &  $+f_{ma}$ ,  $-f_{Hb}$  &  $-f_{ma}$ ), the line load distribution in the operating pitch diameter has to be calculated and checked for edge contact).

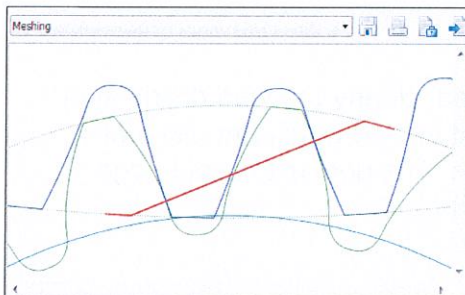


Load distribution with different manufacturing deviation values.

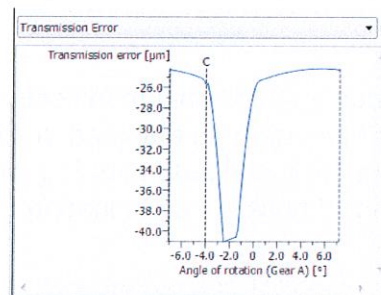
## Step 3: Profile modifications

When the flank line modification is defined, the third step is to specify the profile modifications. Important features such as noise, losses, micropitting, scoring and wear can be improved by profile modifications. Therefore the layout criteria must be defined. Then the corresponding strategy is used.

Layout for low-noise:



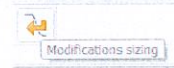
**Contact shock:** Gear pair meshing and path of contact calculated with LTCA, showing the prolonged contact at start and end of the mesh.



**PPTE:** Peak-to-Peak Transmission error

# Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design

Optimization of profile modifications in a case-by-case manner is extremely time-consuming and demanding.



“Analysis of modification variants” tool: Profile crowning variants

Cross-vary value and coefficient 1/2

Base modifications (do not change)

No.	Gear	Flank	Type of modification	Value [µm]
1	Gear 1	both	Crowning	15.0000
1	Gear 1	both	Helix angle modification, parallel	57.0000
1	Gear 2	both	Crowning	14.0000
1	Gear 2	both	Helix angle modification, parallel	40.0000

**Tab. I: Contains all modifications which will not be changed**

No.	Gear	Sync	Flank	Type of modification	Number of step	Value (min) [µm]	Value (max) [µm]
1	Gear 1	1	both	Profile crowning (barrelling)	7	40.0000	100.0000
2	Gear 2	2	both	Profile crowning (barrelling)	7	25.0000	85.0000

**Tab. II: Definition of modifications which will be varied (here: Profile crowning)**

# Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design

Table with numbered variants and selected main results

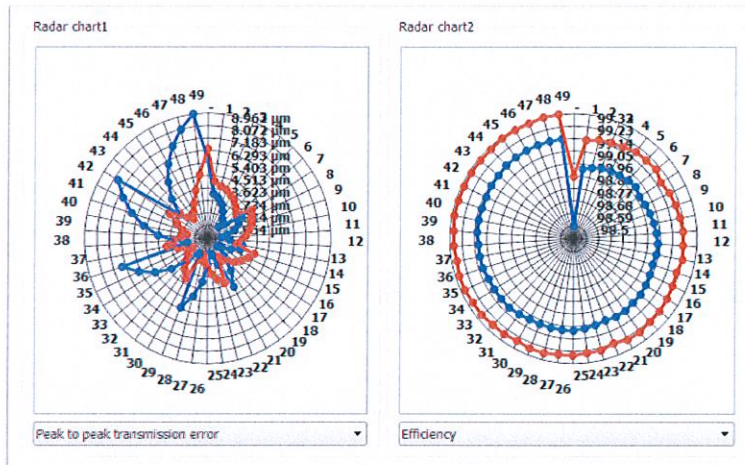
Modifications sizing

Conditions I | Conditions II | Results | Graphics | Grafik II

Nr.	PPTE [µm]	$\sigma_{max}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Slam	$\eta$	S <sub>B</sub>	Gear 1: Value [µm]	Gear 1: Factor
0	5.633	1791.456	1.421	98.881	3.180	0.000	0.000
1	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	0.200
2	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	0.583
3	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	0.967
4	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	1.350
5	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	1.733
6	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	2.117
7	2.680	1405.849	2.050	99.150	5.362	40.000	2.500
8	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	0.200
9	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	0.583
10	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	0.967
11	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	1.350
12	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	1.733
13	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	2.117
14	2.017	1482.830	2.185	99.208	5.262	50.000	2.500
15	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	0.200
16	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	0.583
17	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	0.967
18	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	1.350
19	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	1.733
20	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	2.117
21	1.659	1553.785	2.259	99.247	5.183	60.000	2.500
22	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	0.200
23	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	0.583
24	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	0.967
25	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	1.350
26	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	1.733
27	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	2.117
28	2.480	1617.688	2.316	99.277	5.122	70.000	2.500

Report length: Short form | Accept | Delete | Results | Ca

## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Two charts with results (PPTe and efficiency) of 25 modification variants  
 Red: At 100 percent load; Blue: At 75 percent load

## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design

“Analysis of modification variants” tool: Tip relief variants

Cross-vary value and coefficient 1/2

Base modifications (do not change)

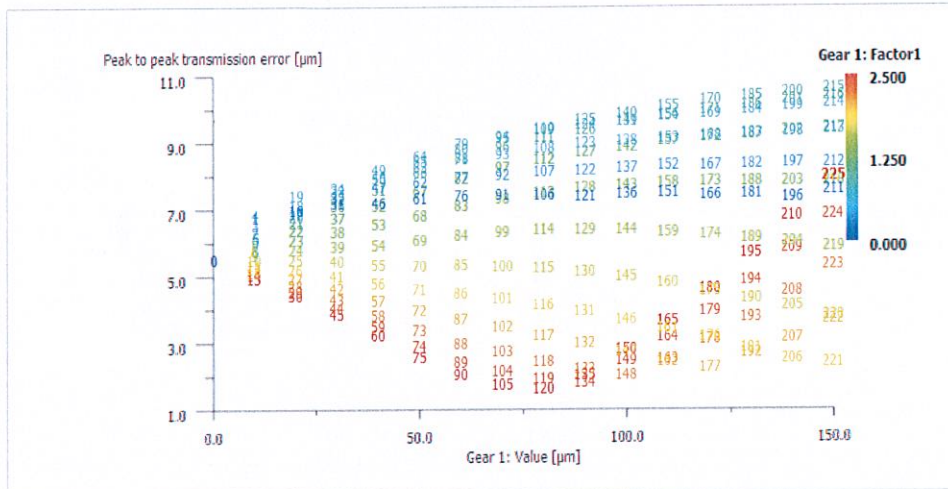
No.	Gear	Flank	Type of modification	Value [ $\mu\text{m}$ ]
1	Gear 1	both	Crowning	15.0000
1	Gear 1	both	Helix angle modification, parallel	57.0000
1	Gear 2	both	Crowning	14.0000
1	Gear 2	both	Helix angle modification, parallel	40.0000

**Tab. I: Contains all modifications which will not be changed**

Conditions I		Conditions II		Results	Graphics	Grafik II				
No.	Gear	Synchronize with	Flank	Type of modificati	Number of step	Value (min) [	Value (max)	Factor 1 (min)	Factor 1 (max)	F
1	Gear 1		1 both	Tip relief, arc-like	15	10.0000	150.0000	0.2000	2.5000	
2	Gear 2		1 both	Tip relief, arc-like	15	10.0000	150.0000	0.2000	2.5000	

**Tab. II: Definition of modifications which will be varied (here arc-like tip relief)**

## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Display of 225 solutions, when the parameters (Tip relief ("Value mm") and Length ("Factor 1") of an arc-like tip relief are varied.

Here: **Peak-to-Peak-Transmission-Error (PPTe)**

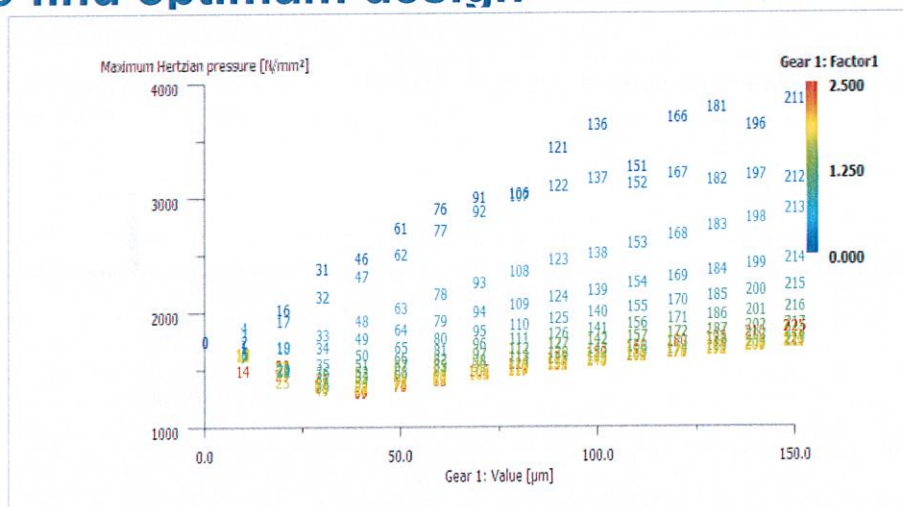
Slide 21  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Display of 225 solutions, when the parameters (Tip relief ("Value mm") and Length ("Factor 1") of an arc-like tip relief are varied.

Here: **Maximum Hertzian Pressure**

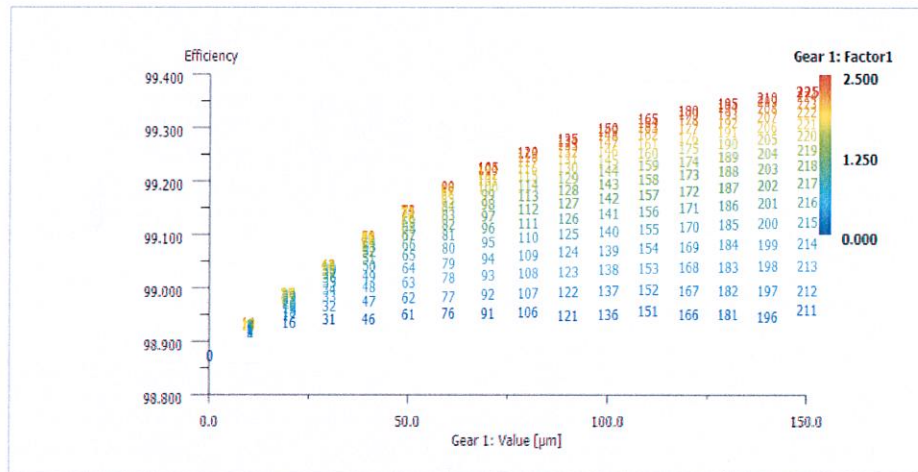
Slide 22  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

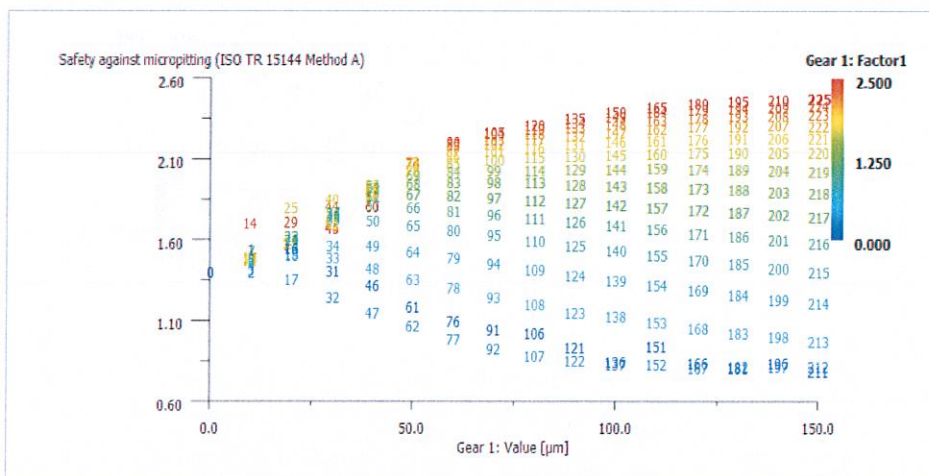
## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Display of 225 solutions, when the parameters (Tip relief ("Value mm") and Length ("Factor 1") of an arc-like tip relief are varied.

Here: **Efficiency**

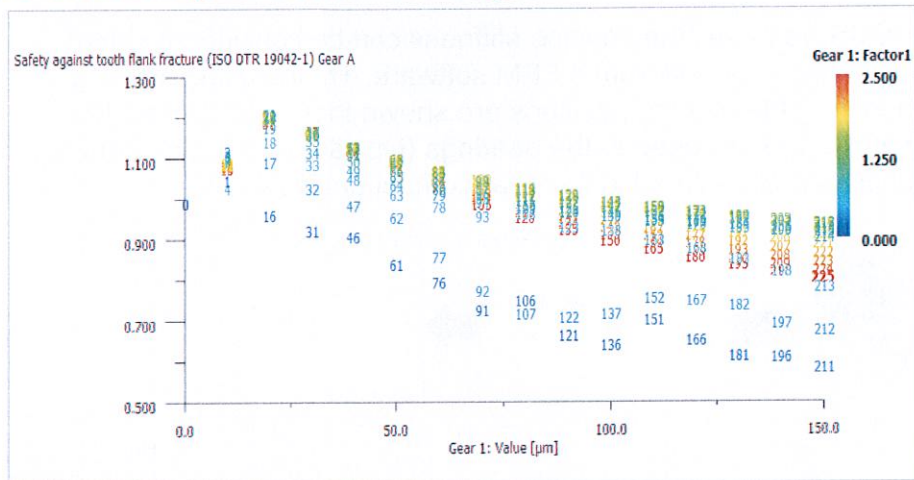
## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Display of 225 solutions, when the parameters (Tip relief ("Value mm") and Length ("Factor 1") of an arc-like tip relief are varied.

Here: **Safety factor against Micropitting**

## Step 3: Use of a 'modification sizing' tool to find optimum design



Display of 225 solutions, when the parameters (Tip relief ("Value mm") and Length ("Factor 1") of an arc-like tip relief are varied.

Here: **Safety factor against Tooth Flank Fracture (TFF)**

Slide 25  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Step 3: Finish

End of Step 3:

- Make a first selection of best variants (profile modifications)
- Check the LTCA results of these variants
- Choose the best over all variant
- Recheck load distribution \*)

**Method is successfully tested:**

**The time used by the design engineer to find optimum modifications for both stages of a gearbox was 15 minutes.**

\*) Normally the load distribution as defined in Step 2 is typically not much changed by the added profile modifications.

Slide 26  
09.02.2016

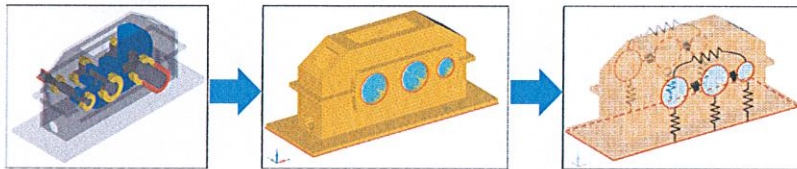
Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Considering housing and/or planet carrier stiffness

In any KISSsys model the housing stiffness can be considered using a stiffness matrix imported from a FEM software. The resulting housing deformation at the bearing positions are shown in a results table. The deformations are assigned to the bearings (typically outer ring) in the shaft calculation and considered in the gear contact analysis.



	b1	b2	b1	b2	b1	b2
shaft1	s1	s1	s2	s2	s3	s3
ux	-0.21515	-0.24219	-0.2166	-0.24505	-0.22307	-0.24986
uy	-0.14555	0.052544	-0.18155	0.17393	-0.12539	0.27237
uz	0.3207	0.31393	0.11315	0.10758	-0.21719	-0.21053

Bearing outer ring displacements in mm (x, y: horizontal; z: vertical)

Slide 27  
09.02.2016

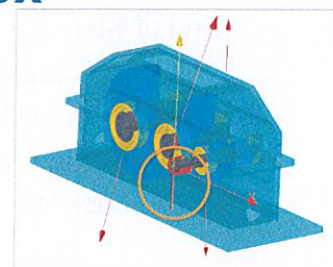
Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Example: Use of the 3-step-procedure with a industrial 2-stage gearbox

For a typical industrial two-stage parallel shaft reducer the modifications are optimized using the 3-step method. The process is repeated twice, with and without considering housing stiffness, to get an indication on the influence of the housing.



First the load distributions of the two gear pairs without modifications are calculated. The face load factors are calculated according to Annex E in ISO6336-1, using the axis deformations from the shaft calculation.

Gear Pair	$K_{HP}$	$K_{HP}$
	Without housing deformation	With housing deformation
HSS (High speed stage)	1.17	1.16
HSS (Low speed stage)	1.30	1.32

Face load factors without flank line modifications

Slide 28  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015

www.KISSsoft.AG

## Proposed layout procedure Step 1 to 3

- The time used by the design engineer to find optimum modifications for both stages was 15 minutes.
- The optimum flank line modifications as defined in Step 1 are only slightly different when housing stiffness is considered (only 10% change in the helix angle modification value).
- The additional modifications in Step 2 and the profile modifications in Step 3 are identical with and without consideration of housing stiffness.
- The additional crowning added in Step 2 to compensate for manufacturing tolerances is much bigger (5 times) than the difference between modifications in Step 1 used to compensate shaft deflection with and without considering housing stiffness. Therefore, for practice-oriented solutions the influence of the housing stiffness is so small that it is negligible.

## Conclusion

Optimization of flank line and profile modifications for a specific application is not an easy task. The three-step methodology has proven highly successful since it was introduced two years ago. The layout of the modifications for an industrial gearbox shows that for a gearbox with parallel shafts including external forces acting on it, the housing deformations have an insignificant influence on the resulting gap in the meshing of the gears.

This method can also be used in applications such as wind power, ship transmission systems, or helicopters in which it is demanding to define the modifications due to the extreme load spectrum or high housing deflections.

**THANK YOU**  
**for your attention!**

SHARING KNOWLEDGE

Slide 31  
09.02.2016

Ulrich Kissling

DMK 2015