

**APLICAÇÃO DE SISTEMAS DE PRECISÃO NORMALIZADOS
NA ESPECIFICAÇÃO DA FOLGA ENTRE DENTES
DE RODAS CILÍNDRICAS DE ENGRENAGENS EXTERIORES.
O CONTROLO DIMENSIONAL DA ESPESSURA DOS DENTES**

José António dos Santos Almacinha *

Jorge Humberto Oliveira Seabra **

**CETRIB - Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Rua dos Bragas - 4099 Porto codex - Portugal**

RESUMO:

Na concepção de uma engrenagem, a especificação de uma folga entre dentes das suas rodas constituintes é fundamental para permitir contabilizar a influência, que quaisquer alterações dimensionais e geométricas dos respectivos componentes têm no seu correcto funcionamento. Estas alterações podem ser provocadas pelas variações de temperatura inerentes às condições de trabalho e pelos erros admissíveis, na dimensão nominal do seu entre-eixo e nos parâmetros característicos dos dentados, produzidos durante o processo de fabricação.

Neste texto, tendo por base sistemas de precisão de engrenagens normalizados, apresentam-se alguns conceitos necessários a uma correcta especificação da folga entre dentes, também designada por "backlash" na literatura inglesa.

Em complemento, faz-se referência a dois dos métodos de controlo dimensional da espessura dos dentes, de maior difusão: a cota tangencial sobre k dentes e a cota diametral sobre esferas ou roletes.

Finalmente, apresenta-se um exemplo de aplicação dos conceitos expostos.

* Assistente - DEMEGI - FEUP.

** Professor Auxiliar - DEMEGI - FEUP.

Nomenclatura

a	- Entre-eixo normal
a'	- Entre-eixo de funcionamento
b	- Largura do dentado
d	- Diâmetro primitivo de corte [$z m_n / \cos \beta$]
d_b	- Diâmetro de base [$d \cos \alpha_t$]
d_K	- Diâmetro do círculo que contém os centros das esferas ou roletes
d_M	- Diâmetro do círculo de medição
d_v	- Diâm. do círc. V que contacta a linha de refer. da cremalheira de corte [$d + 2 x m_n$]
f_a	- Desvios da distância entre eixos (±)
f_f	- Erro total de perfil
f_{pt}	- Erro individual de passo circular
f_γ	- Erro de obliquidade do veio
j_n	- Folga normal entre dentes
j_t	- Folga circular entre dentes
k	- Número de dentes necessário à determinação de W_k
m_n	- Módulo normal
p_b	- Passo de base normal [$\pi m_n \cos \alpha_n$]
x	- Coeficiente de desvio (desvio)
x_E	- Coeficiente de desvio efectivo
z	- Número de dentes
z_{nM}	- Número de dentes virtual para dimensões sobre roletes ou esferas [$z / \cos^{3.3} \beta$]
D_M	- Diâmetro das esferas ou roletes de medição
E_{sk}	- Desvios da espessura normal dos dentes (k = i, m, s)
F_i	- Erro composto tangencial
F_p	- Erro total de divisão
F_{p1}	- Erro acumulado de passos circulares sobre um sector de 1 passo
F_{pk}	- Erro acumulado de passos circulares sobre um sector de k passos
F_β	- Erro total de distorção
L_G	- Distância entre centros dos apoios de um veio
M_{dK,R}	- Cota diametral sobre esferas ou roletes
Q	- Classe de precisão (qualidade)
R_s	- Campo dos erros (flutuação) da espessura dos dentes
T_s	- Tolerância da espessura dos dentes
W_k	- Cota tangencial sobre k dentes
α_n	- Ângulo de pressão normal
α_G	- Coeficiente de dilatação linear da estrutura [°C ⁻¹]
α_{KnM}	- [$\tan \alpha_{vnM} - \text{inv } \alpha_n + (\pi - 4 x \tan \alpha_n) / (2 z_{nM})$]

- α_{Kt} - Ângulo de pressão aparente num ponto do perfil pertencente ao círculo que contém os centros das esferas ou roletes
- α_M - Ângulo de pressão no círculo de medição
- α_R - Coeficiente de dilatação linear das rodas dentadas [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
- α_t - Ângulo de pressão aparente [$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$]
- α_{vnM} - [$\arccos(z_{nM} \cos \alpha_n / (z_{nM} + 2 x))$]
- α_{vt} - Ângulo de pressão aparente no círculo V [$\arccos(z \cos \alpha_t / (z + 2 x \cos \beta))$]
- β - Ângulo de hélice primitiva
- β_b - Ângulo de hélice de base [$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$]
- Δj_a - Efeito modificador da folga devido à tolerância de entre-eixo
- Δj_B - Efeito modificador da folga devido aos erros dimensionais, de forma e de posição dos componentes
- Δj_E - Efeito modificador da folga devido à elasticidade dos componentes
- Δj_F - Efeito modificador da folga devido aos erros individuais de perfil
- Δj_Q - Efeito modificador da folga devido à dilatação (inchamento) ou à contracção
- Δj_v - Efeito modificador da folga devido à variação térmica
- Δj_Y - Efeito modificador da folga devido ao não paralelismo dos apoios dos veios
- Δv_G - Diferença entre a temperatura da estrutura e a temperatura de referência (20°C)
- Δv_R - Diferença entre a temperatura das rodas e a temperatura de referência (20°C)
- η - Semi-ângulo do espaçamento entre dentes no círculo primitivo
- ω - Absorção relativa de água
- $\text{inv } \alpha$ - Involuta de α [$\tan \alpha - \alpha$]
- índice 1 - para quantidades associadas à menor roda da engrenagem (PINHÃO)
- índice 2 - para quantidades associadas à maior roda da engrenagem (RODA)

INTRODUÇÃO

Em todos os componentes de qualquer produto de engenharia existem diferenças inevitáveis entre as dimensões e as geometrias nominais de projecto e as dimensões e as geometrias reais do produto acabado. Assim, por exemplo, numa caixa de velocidades ou num redutor, as rodas dentadas têm dentes com perfis não exactamente iguais às formas teóricas de evolvente de círculo e as suas distâncias entre eixos não são exactamente iguais aos respectivos valores nominais.

Os limites admissíveis para essas variações são estabelecidos pela especificação de uma classe de precisão de fabrico, que tem associadas as tolerâncias a que devem obedecer os erros dos parâmetros característicos de uma engrenagem cujos controlos estejam previstos, de modo a poderem ser assegurados requisitos funcionais tais como: um funcionamento silencioso, o ângulo de pressão de funcionamento correcto, uma boa lubrificação, a capacidade de carga prevista, etc.

Além disso, qualquer variação de temperatura, durante o funcionamento, provocará alterações dimensionais tanto na estrutura do equipamento como nas rodas dentadas. Uma engrenagem deve, por esse motivo, ser concebida de modo a poder funcionar correctamente, apesar da ocorrência de alterações dimensionais devidas às variações térmicas inerentes às condições de trabalho previstas; da existência de desvios à dimensão nominal do seu entre-eixo e dos erros nos parâmetros individuais do dentado produzidos durante o processo de fabricação.

Para evitar o eventual encravamento dos dentes de duas rodas constituintes de uma engrenagem, as dimensões limite da espessura dos dentes de cada uma delas devem ser definidas de modo a que o contacto ocorra sempre apenas numa das faces dos dentes, deixando uma pequena folga na face oposta. Assim, os desvios dimensionais da espessura dos dentes deverão ser especificados de modo a permitir o estabelecimento de valores limite máximo e mínimo da folga entre dentes compatíveis com o correcto funcionamento de uma engrenagem.

Esta folga entre dentes ou de engrenamento, que pode ser observada na engrenagem da figura 1.1, é designada por "backlash" na literatura inglesa. A dimensão da folga entre dentes pode ser definida de diferentes formas, particularmente no caso das engrenagens helicoidais, levando, cada uma delas, à especificação de valores ligeiramente diferentes. Na prática, é normal a referência à folga entre dentes ou "backlash" de uma engrenagem sem indicar qual o tipo de folga pretendida. Esta prática é bastante aceitável, desde que o conceito seja usado em termos gerais para indicar a folga entre os dentes de duas rodas. No entanto, quando um valor numérico é especificado para a folga entre dentes, é conveniente indicar qual o tipo de folga a que este se refere.

Neste texto, utilizar-se-ão conceitos sobre precisão de engrenagens, expostos na normalização ISO, necessários à especificação da folga entre dentes, complementados pela normalização DIN, sempre que necessário. Deve ser registado que a normalização DIN trata este tema de forma mais desenvolvida, divergindo mesmo em alguns conceitos da norma ISO. No entanto, por uma questão de filosofia da actividade normativa, na ausência de normalização nacional (NP) e europeia (EN) sobre um determinado assunto, deve preferir-se a normalização internacional (ISO) a qualquer outra. A especificação de tolerâncias mais alargadas para os erros de alguns parâmetros característicos de

engrenagens torna também a norma ISO mais adequada à actual capacidade tecnológica da generalidade dos produtores nacionais do sector.

Actualmente está em curso o processo de revisão da norma ISO 1328 - "Engrenagens paralelas em evolvente - Sistema ISO de precisão" com vista a possibilitar uma convergência com a normalização DIN, que deverá também ser revista, de modo a ter uma única norma de precisão em toda a Europa, [1]. A morosidade deste processo de revisão normativa justifica a exposição deste assunto com base na documentação actualmente em vigor, já que as noções gerais não deverão sofrer modificações apreciáveis.

Num trabalho dos autores deste texto, sobre correcção de dentado em rodas cilíndricas de engrenagens exteriores, publicado no nº 78 da revista Tecnometal [2], faz-se uma breve referência à geometria nominal do dentado com perfil em evolvente de círculo e indica-se bibliografia relevante sobre o tema.

1 - A FOLGA ENTRE DENTES ("BACKLASH")

1.1 - Definições

A norma ISO 1328 [3] apresenta dois conceitos de folga entre dentes: a folga circular e a folga normal.

- A **folga circular entre dentes** - j_t - é o comprimento do arco do círculo primitivo, através do qual cada uma das duas rodas pode ser rodada desde o ponto em que os flancos direitos dos dentes estão em contacto até ao ponto onde os flancos esquerdos passam a contactar entre si, enquanto a outra permanece imobilizada. A sua amplitude é indicada na secção transversal e pode ser registada, por exemplo, com um comparador.

- A **folga normal entre dentes** - j_n - é a distância mais curta entre os flancos não activos dos dentes das rodas de uma engrenagem, quando os seus flancos activos estão em contacto. A sua amplitude pode ser determinada, sobre a linha de contacto, pela interposição de um calibre entre os dentes.

Estes dois conceitos, que podem ser visualizados na figura 1.1, não são independentes entre si, estando relacionados da seguinte forma:

$$\begin{aligned} j_n &= j_t \cos \alpha_n && \text{(dentado recto)} \\ j_n &= j_t \cos \alpha_n \cos \beta && \text{(dentado helicoidal)} \end{aligned} \tag{1.1}$$

A folga entre dentes resulta não só de uma escolha apropriada dos desvios da espessura dos dentes das rodas da engrenagem, mas também dos desvios da sua distância entre-eixos e de outros erros individuais.

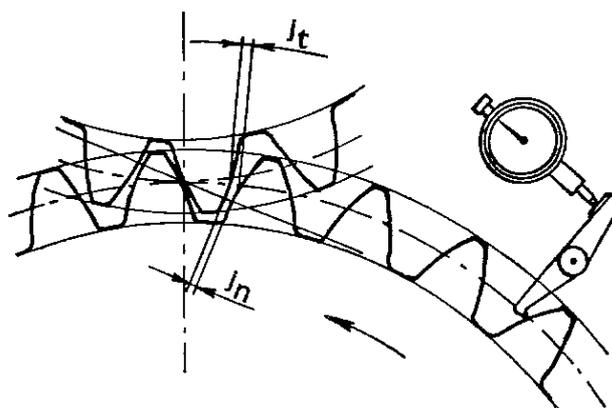


Figura 1.1 - Definições da folga entre os dentes de uma engrenagem.

A norma DIN 3967 [4] define a folga circular entre dentes teórica, na secção transversal da engrenagem, em função dos desvios da espessura normal dos dentes e dos desvios da distância entre eixos, através da expressão:

$$j_t = - (E_{sk1} + E_{sk2}) / \cos \beta + 2 f_a \tan \alpha_n / \cos \beta \quad , k = i, s \quad (1.2)$$

A folga entre dentes mínima $j_{t \min}$ é determinada pelos desvios superiores das espessuras dos dentes E_{ss} e pelo desvio inferior do entre-eixo ($- f_a$). A folga máxima $j_{t \max}$ resulta da conjugação dos desvios inferiores das espessuras dos dentes E_{si} e do desvio superior do entre-eixo ($+ f_a$).

1.2 - Especificação de valores nominais de projecto

A especificação de valores nominais de projecto para a folga entre dentes pode ser feita tendo em conta a experiência anterior acumulada ou recorrendo a valores de referência indicados na literatura especializada.

Assim, Colbourne [5] atendendo a que a tolerância da distância entre eixos é aproximadamente proporcional ao valor nominal do entre-eixo e que os erros admissíveis dos perfis dos dentes aumentam, geralmente, com o tamanho dos dentes e portanto com o seu módulo, embora de forma não exactamente linear, propõe a especificação de valores nominais de j_t para engrenagens de transmissão de potência, de precisão corrente, através da expressão:

$$j_t = 0.0677 m_n - 0.0137 m_n^{4/3} + 0.0004 a' \quad (1.3)$$

Por outro lado, Dudley [6] e Spotts [7] referem valores nominais de j_t para engrenagens de transmissão de potência, indicados na norma AGMA 233.01, apenas em função do módulo normal, e que se apresentam na tabela 1.1.

Módulo normal m_n	Folga circular j_t	Módulo normal m_n	Folga circular j_t
0.8 a 1.75	0.050 a 0.101	6	0.178 a 0.278
2 a 2.5	0.076 a 0.127	8	0.228 a 0.355
2.75 e 3	0.101 a 0.150	10	0.280 a 0.406
3.5	0.101 a 0.178	12	0.355 a 0.508
4	0.127 a 0.203	16	0.457 a 0.686
5	0.152 a 0.228	25	0.635 a 1.016

Tabela 1.1 - Folga circular nominal.

No entanto, Dudley refere que estes valores são valores de primeira estimativa que devem ser usados com precaução. Quando as engrenagens funcionam com grandes entre-eixos ou quando o material constituinte da estrutura possui um coeficiente de dilatação diferente do das engrenagens, certos valores acima indicados podem ser perigosos.

Assim por exemplo, algumas engrenagens de grande velocidade, com $m_n = 2.5$, utilizadas em aplicações na indústria aeronáutica, têm necessidade de valores nominais mínimos de j_t na ordem de 0.15 a 0.20 mm para funcionarem satisfatoriamente em todas as condições de temperatura

A variação da folga entre dentes depende grandemente da tolerância da espessura dos dentes. Na talhagem de dentes por fresa-mãe ou buril-pinhão, por exemplo, uma tolerância da espessura dos dentes da ordem de 0.05 mm significa a realização de um trabalho de precisão. Este facto só por si representa uma contribuição de 0.1 mm para a tolerância da folga entre dentes. É pois má política projectar rodas dentadas em que as tolerâncias do "backlash" tornem proibitivos os custos da operação de talhagem.

Desta forma, é possível a ocorrência de valores máximos da folga entre dentes duplos dos recomendados na tabela 1.1, quando todos os erros dos parâmetros de engrenamento relevantes actuam no mesmo sentido.

Módulo normal m_n	Entre-eixo - a'						
	0 - 127	127 - 254	254 - 508	508 - 762	762 - 1270	1270 - 2032	2032 - 3048
0.4	0.051	/	/	/	/	/	/
0.8	0.076	/	/	/	/	/	/
1.25	0.107	/	/	/	/	/	/
1.5	0.107	0.127	/	/	/	/	/
2	0.107	0.152	/	/	/	/	/
2.5	0.127	0.178	0.254	/	/	/	/
3	0.152	0.203	0.309	0.432	/	/	/
4	0.203	0.254	0.381	0.508	0.635	/	/
6	/	0.406	0.508	0.635	0.762	1.016	/
8	/	0.457	0.559	0.686	0.889	1.067	/
12	/	/	0.635	0.762	0.940	1.143	1.397
25	/	/	/	0.889	1.016	1.270	1.524
50	/	/	/	/	1.143	1.524	2.032

Tabela 1.2 - Folga normal nominal - j_n .

Por sua vez, Dean Jr [8] apresenta valores nominais de j_n , em função do m_n e da distância entre eixos, conforme se mostra na tabela 1.2.

No entanto, refere também que a folga entre dentes de funcionamento deverá apresentar, seguramente, um valor mais elevado do que o correspondente valor tabelado, como consequência da influência das diferentes tolerâncias de fabrico.

1.3 - Classes de precisão

O sistema ISO de precisão de engrenagens paralelas com dentado em evolvente de círculo cobre um campo muito vasto que vai desde os dentes de precisão excepcional até aos dentes de qualidade grosseira. Para tal, estabeleceram-se doze classes de precisão (qualidades), numeradas de 1 a 12 por ordem decrescente de qualidade. A versão revista da norma deverá prever uma classe 0 reservada a engrenagens de grande precisão.

A ISO 1328 sugere também a conveniência em adoptar, em aplicações gerais, a mesma classe de precisão para todos os elementos do dentado das duas rodas de uma engrenagem.

G. Henriot [9] fornece, a título indicativo, relações entre classes de precisão mais convenientes para diferentes aplicações mecânicas e quais os processos de maquinagem necessários à sua obtenção, conforme se mostra na figura 1.2.

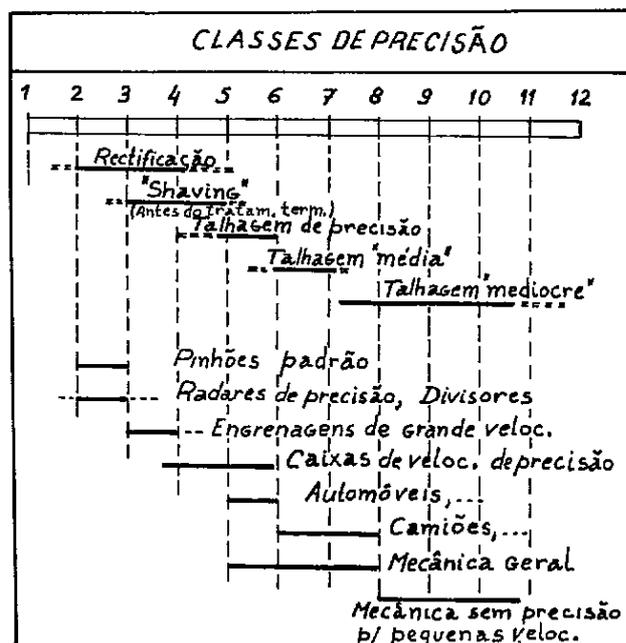


Figura 1.2 - Classes de precisão de rodas dentadas: processos de obtenção e aplicações.

A verificação da conformidade da qualidade de um dentado, com uma determinada classe de precisão especificada, é feita por comparação dos resultados das medições de controlo com os valores numéricos indicados nas tabelas da ISO 1328, para as tolerâncias relativas aos critérios de precisão (parâmetros característicos) a utilizar na definição dessa qualidade.

O projecto de revisão da norma ISO estabelece, implicitamente, uma hierarquia entre os diferentes critérios, ao consagrar que, na ausência de qualquer especificação de controlo, a qualidade de uma roda é determinada a partir dos resultados do controlo dos seguintes parâmetros, [1]:

f_{pt} - erro individual de passo circular;

F_p - erro total de divisão;

F_{pk} - erro acumulado de passos circulares sobre um sector de k passos;

f_f - erro total de perfil;

F_β - erro total de distorção;

e, indirectamente, de

F'_i - erro composto tangencial.

A definição destes parâmetros pode ser encontrada no documento normativo citado.

Na normalização DIN, a definição dos diferentes parâmetros característicos de uma engrenagem e a quantificação das respectivas tolerâncias associadas estendem-se por vários documentos, [10 - 16].

O sistema ISO de precisão define a tolerância da espessura normal dos dentes em função dos desvios superior e inferior dessa espessura ($T_s = E_{ss} - E_{si}$), não prescrevendo directamente qualquer valor numérico.

Por sua vez, a DIN 3967 define dez séries de tolerâncias de espessura dos dentes, em função do diâmetro primitivo de corte das rodas. A escolha da tolerância é bastante independente da classe de precisão adoptada, devendo ser regida basicamente por necessidades do processo de fabricação. A escolha de tolerâncias demasiado apertadas afecta desfavoravelmente a qualidade dos dentes, já que limita desnecessariamente as possibilidades de correcção ao longo do processo produtivo

Assim, a tolerância da espessura dos dentes deve ser escolhida tendo em conta a seguinte restrição:

$$T_s \geq 2 TR_s \quad (1.4)$$

em que R_s é o campo dos erros (flutuação) da espessura do dente, definido como a diferença entre a maior e a mais pequena espessura dos dentes de uma roda, verificada numa série de medições [10], sendo a correspondente tolerância TR_s estabelecida através de valores tabelados ou pela expressão [11,12]:

$$TR_s = (1.0 + 1.28 m_n^{0.5} + (1.33 + 0.7 \log m_n) d^{0.25}) 1.4^{(Q-5)} 10^{-3} \quad (1.5)$$

onde Q representa a qualidade (classe de precisão) especificada.

1.4 - Desvios da espessura dos dentes

Os desvios da espessura normal dos dentes são expressos, na ISO 1328, por múltiplos do valor da tolerância do erro individual de passo circular aparente f_{pt} definido como a diferença (algébrica) entre o passo circular efectivo e o passo circular teórico. O valor da tolerância de f_{pt} é o menor dos resultantes da aplicação das expressões (1.6) e (1.7) ou das correspondentes tabelas incluídas na norma.

$$Tf_{pt} = (0.4 m_n + 0.1 d^{0.5} + 5) 1.6^{(Q-5)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q \leq 6 \quad (1.6)$$

$$Tf_{pt} = (0.64 m_n + 0.16 d^{0.5} + 8) 1.4^{(Q-6)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q > 6$$

$$TF_{p1} = (2.84 m_n^{0.5} + 4) 1.6^{(Q-5)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q \leq 6 \quad (1.7)$$

$$TF_{p1} = (4.544 m_n^{0.5} + 6.4) 1.4^{(Q-6)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q > 6$$

Na versão revista desta norma, estas expressões deverão surgir modificadas, dando origem a tolerâncias, para a qualidade 12, mais alargadas do que as actualmente em vigor, [1].

Na tabela 1.3, indicam-se as letras associadas às diferentes posições dos desvios e estabelecem-se os valores normalizados dos respectivos múltiplos.

C = + Tf_{pt}	H = - 8 Tf_{pt}	N = - 25 Tf_{pt}
D = 0	J = - 10 Tf_{pt}	P = - 32 Tf_{pt}
E = - 2 Tf_{pt}	K = - 12 Tf_{pt}	R = - 40 Tf_{pt}
F = - 4 Tf_{pt}	L = - 16 Tf_{pt}	S = - 50 Tf_{pt}
G = - 6 Tf_{pt}	M = - 20 Tf_{pt}	

Tabela 1.3 - Quantificação das posições dos desvios da espessura dos dentes.

Na figura 1.3, podem observar-se as posições relativas dos desvios face à espessura nominal dos dentes e a forma como a zona de tolerância pode ser definida a partir dos desvios. A zona de tolerância é designada pelas letras simbolizando sucessivamente os desvios superior e inferior. Os desvios C e D deverão ser utilizados com muita precaução, podendo ser necessário recorrer a um emparelhamento das rodas ou prevêr um entre-eixo regulável, [17].

Tal como na especificação da tolerância, a norma DIN 3967 define onze séries de desvios superiores da espessura, largamente independentes da classe de precisão arbitrada, sendo os desvios inferiores obtidos indirectamente ($E_{si} = E_{ss} - T_s$).

Como regra, os desvios superiores de cada roda devem ser escolhidos de modo a serem, pelo menos, numericamente iguais ao desvio inferior da distância entre eixos.

$$|E_{ss}| \geq |f_a| \quad (1.8)$$

A utilização das expressões (1.4) e (1.8), associada aos valores normalizados indicados na tabela 1.3, permite escolher valores de primeira estimativa para as dimensões limite da espessura dos dentes.

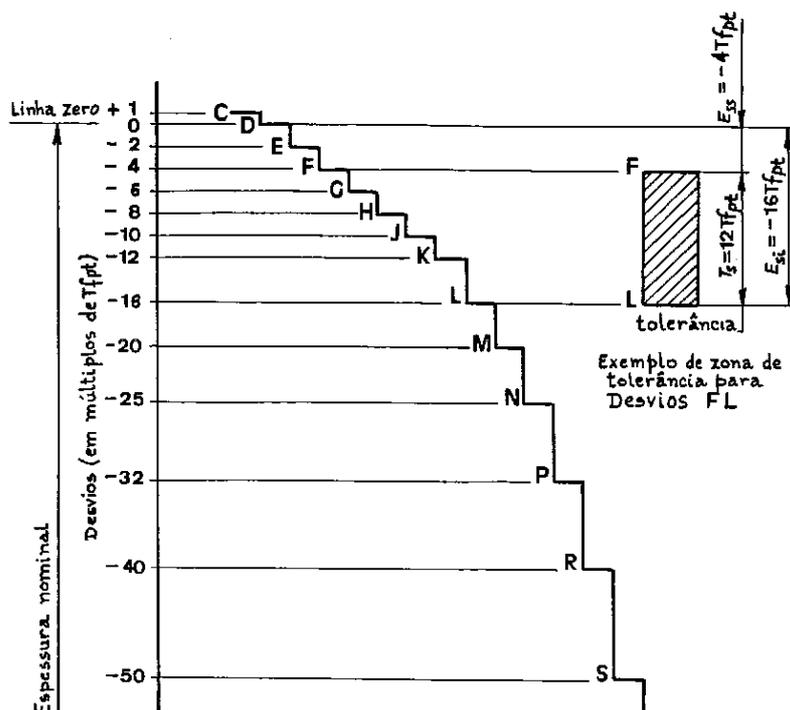


Figura 1.3 - Posições relativas dos desvios face à espessura nominal dos dentes.

1.5 - Tolerâncias de entre-eixo

O erro de entre-eixo é definido como a diferença entre o entre-eixo efectivo produzido e o entre-eixo teórico de funcionamento. A medição do entre-eixo deve ser realizada num plano perpendicular à direcção dos eixos, passando a meio da largura das rodas da engrenagem.

A norma ISO especifica que, em aplicações gerais, a tolerância do entre-eixo distribui-se simetricamente em relação à linha zero correspondente ao entre-eixo teórico (posição js). No entanto uma tolerância assimétrica pode ser necessária em aplicações especiais. A tabela 1.4 fornece indicação sobre os valores a adoptar para os desvios $\pm f_a$, em que os IT são os graus de tolerância (qualidades) normalizados aplicáveis às peças lisas (ISO 286-1 : 1988).

Classe de precisão	1 e 2	3 e 4	5 e 6	7 e 8	9 e 10	11 e 12
Desvios (\pm) f_a	0.5 IT4	0.5 IT6	0.5 IT7	0.5 IT8	0.5 IT9	0.5 IT11

Tabela 1.4 - Tolerâncias de entre-eixo.

A norma DIN 3964 [16], sobre este assunto, especifica igualmente tolerâncias na posição js, mas alarga as possibilidades de opção pelos graus de tolerância que quantificam os desvios f_a , em função da classe de precisão adoptada para o dentado.

1.6 - Cálculo da folga entre dentes e das tolerâncias e desvios da espessura dos dentes associados

A correlação entre a folga entre-dentes e as tolerâncias e desvios da espessura dos dentes é feita, neste texto, com base em conceitos da normalização DIN, já que a actual norma ISO 1328 apenas contempla o toleranciamento da espessura dos dentes de rodas consideradas isoladamente.

O sistema de ajustamentos de rodas dentadas preconizado pela normalização DIN é o de entre-eixo base [11]. Assim, em transmissões utilizando engrenagens, como por exemplo uma caixa de velocidades, cada mecanismo elementar contendo várias engrenagens tem especificada uma tolerância para o entre-eixo comum, sendo o tipo de ajustamento, indicado para cada uma das engrenagens constituintes, determinado pela escolha dos desvios e da tolerância da espessura dos dentes.

Desta forma, após arbitrar uma classe de precisão para uma dada engrenagem, os limites da sua folga circular entre dentes teórica podem ser determinados através da expressão (1.2). Os desvios a considerar para a dimensão do entre-eixo são os indicados na tabela 1.4. Seleccionando os desvios normalizados da espessura dos dentes das rodas, a partir da tabela 1.3, tendo em conta as restrições introduzidas pelas expressões (1.4) e (1.8) e comparando os valores limite obtidos para j_t com valores de referência indicados na literatura ou resultantes da experiência, é possível determinar os desvios da espessura dos dentes mais adequados para as duas rodas em análise.

A folga entre dentes medida na operação de recepção do produto, à temperatura de referência (20° C) e sem transmissão de carga, é normalmente mais pequena do que o seu valor teórico, pois os factores que provocam a sua diminuição tendem a sobrepor-se aos que influenciam o seu aumento.

A folga entre dentes de uma engrenagem em trabalho não permanece constante, sendo o seu valor afectado pela variação da temperatura de trabalho, pelos coeficientes de dilatação dos materiais das rodas e da estrutura e pelas deformações do veio.

Assim quando, por razões funcionais, são precisas pequenas folgas entre dentes ou as condições de funcionamento apresentam alguma severidade, torna-se necessário determinar a folga entre dentes de forma mais precisa tendo em conta os efeitos modificadores do "backlash". Os valores limite de folga pretendidos não podem portanto resultar apenas da simples consideração dos desvios do entre-eixo e das espessuras.

1.6.1 - Cálculo da folga entre dentes tendo em conta os efeitos modificadores

A norma DIN 3967 considera os seguintes efeitos modificadores da folga entre dentes:

a) Varição de temperatura - Este efeito é importante não só quando as rodas e a estrutura têm coeficientes de dilatação linear diferentes, mas também porque, no início do funcionamento, o aumento de temperatura afecta de forma desigual as rodas e a estrutura, o que equivale a uma variação de entre-eixo. Este efeito pode ser quantificado da seguinte forma:

$$\Delta j_v = a' (\Delta v_G \alpha_G - \Delta v_R \alpha_R) 2 \tan \alpha_n / \cos \beta \quad (1.9)$$

b) Tolerância do entre-eixo - A quantificação do seu efeito, visível na expressão (1.2), é feita por:

$$\Delta j_a = 2 f_a \tan \alpha_n / \cos \beta \quad (1.10)$$

c) Não paralelismo dos apoios dos veios - Este efeito pode resultar na existência de veios inclinados ou oblíquos. A norma considera, para efeitos de cálculo, apenas o efeito da obliquidade na redução da folga, através da expressão:

$$\Delta j_Y = - T_{fY} b / L_G \quad (1.11)$$

em que $T_{fY} = 0.5 TF_\beta$ é a tolerância do erro de obliquidade do veio, segundo a ISO 1328. $\Delta j_Y = 0.0$, no cálculo de $j_t \max$.

d) Erros de alguns parâmetros individuais dos dentes - Consideram-se, no cálculo, o erro total de distorção F_β , o erro total de perfil f_f e o erro individual de passo circular f_{pt} , embora seja improvável o seu efeito simultâneo. O seu efeito é quantificado pela expressão:

$$\Delta j_F = - \left((TF_\beta / \cos \alpha_t)^2 + (T_{f_f} / \cos \alpha_t)^2 + T_{f_{pt}}^2 \right)^{0.5} \quad (1.12)$$

em que, segundo a ISO 1328, as tolerâncias desses erros são dadas por:

$$TF_\beta = (0.8 b^{0.5} + 4) 1.25^{(Q-5)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q \leq 7 \quad (1.13)$$

$$TF_\beta = (1.25 b^{0.5} + 6.25) 1.6^{(Q-7)} 10^{-3} \quad , \text{ para } Q > 7$$

$$T_{f_f} = ((0.4 m_n + 0.005 d) 1.6^{(Q-5)} + 5 \times 1.25^{(Q-5)}) 10^{-3} \quad , \text{ para } Q \leq 8 \quad (1.14)$$

$$T_{f_f} = ((0.4 m_n + 0.005 d) 1.6^{(Q-5)} + 9.766 \times 1.6^{(Q-8)}) 10^{-3} \quad , \text{ para } Q > 8$$

Na versão revista da norma ISO, tal como em (1.6) e (1.7), estas duas expressões deverão também surgir modificadas, [1].

No cálculo de $j_t \max$ admite-se que, na situação mais desfavorável, ocorrem erros individuais que são metade dos erros admissíveis, logo a sua contribuição reduz-se apenas a $0.5 \Delta j_F$.

e) Dilatação (inchamento) e contracção - O seu efeito é o mesmo da variação de temperatura. No caso particular das duas rodas serem de plástico esta contribuição, função da absorção relativa de água, vem dada por:

$$\Delta j_Q = (1/3 \omega a') 2 \tan \alpha_n / \cos \beta \quad (1.15)$$

f) Erros dimensionais, de forma e de posição de componentes - O seu efeito Δj_B é idêntico ao da tolerância do entre-eixo e é quantificado de igual maneira.

g) Elasticidade dos componentes - O seu efeito Δj_E é quantificado de forma idêntica ao da tolerância do entre-eixo.

Alguns destes efeitos, no entanto, não actuam simultaneamente em toda a sua extensão o que leva ao estabelecimento de uma lei de propagação de erros. Desta forma, a folga entre dentes, provavelmente verificável na operação de recepção de um equipamento ($c/ \Delta j_V = \Delta j_E = 0.0$) ou em trabalho, deverá estar compreendida entre os seguintes valores limite:

$$j_{t \min} = - (E_{ss1} + E_{ss2}) / \cos \beta - (\Delta j_a^2 + \Delta j_Y^2 + \Delta j_{F1}^2 + \Delta j_{F2}^2 + \Delta j_B^2)^{0.5} + \\ + (\Delta j_V) + (\Delta j_Q) + (\Delta j_E) \quad (1.16)$$

$$j_{t \max} = - (E_{si1} + E_{si2}) / \cos \beta \pm (| - (\Delta j_a)^2 + \Delta j_Y^2 + (\Delta j_{F1} / 2)^2 + (\Delta j_{F2} / 2)^2 - (\Delta j_B)^2 |)^{0.5} + \\ + (\Delta j_V) + (\Delta j_Q) + (\Delta j_E)$$

Os efeitos modificadores da folga devem ser inseridos nestas expressões com o valor algébrico obtido no seu cálculo. No cálculo de $j_{t \max}$, se o valor da expressão em módulo for negativo, deve utilizar-se o sinal mais a afectar a raiz quadrada, caso contrário o sinal menos. Em problemas normais de mecânica geral, $\Delta j_Q = \Delta j_E = \Delta j_B = 0.0$.

A consideração do enfraquecimento da espessura dos dentes, resultante da adopção de desvios geralmente negativos, nos cálculos de capacidade de carga deve ser decidida caso a caso, mas deve ser sempre necessária quando $| E_{sik} / m_n | > 0.05$.

2 - ESPECIFICAÇÃO DOS COEFICIENTES DE DESVIO (DESVIOS) EFECTIVOS

A consideração dos desvios normalizados da espessura dos dentes, geralmente negativos, adoptados em função da análise anteriormente desenvolvida, é materializada na operação de talhagem de rodas dentadas através de um aumento de penetração radial da ferramenta de corte.

Assim, os valores nominais dos coeficientes de desvio x especificados para as rodas de uma engrenagem, de forma a modificar favoravelmente características importantes do engrenamento ou permitir o seu funcionamento com um entre-eixo diferente do normal, imposto por razões construtivas [2], devem ser substituídos pelos respectivos valores efectivos x_E , nas operações de fabrico e de controlo dimensional.

Os valores efectivos dos coeficientes de desvio são determinados tendo em conta os desvios da espessura dos dentes. O valor efectivo que deve servir de base à fabricação e ao controlo dimensional é o respectivo valor médio x_{Emed} calculado a partir do desvio da espessura médio $E_{sm} = (E_{ss} + E_{si}) / 2$, sendo os seus valores limite máximo x_{Emax} e mínimo x_{Emin} , obtidos através de E_{ss} e E_{si} , respectivamente. A expressão (2.1) traduz esta relação.

$$x_{Ej} = x + E_{sj} / (2 m_n \tan \alpha_n) \quad , j = med - m, min - i, max - s \quad (2.1)$$

No entanto, a DIN 3960 [10] especifica que, em todas as expressões relativas a parâmetros associados a uma engrenagem e à geometria do seu engrenamento, devem utilizar-se os valores nominais dos coeficientes de desvio x .

3 - CONTROLO DIMENSIONAL DA ESPESSURA DOS DENTES

A espessura dos dentes de uma roda é representada por um arco de circunferência ou de hélice e como tal não é directamente mensurável. A sua verificação pode ser realizada através de diversos métodos de medição indirecta. Neste texto, tendo por base conceitos desenvolvidos na norma DIN 3960, faz-se referência a dois dos métodos de maior utilização prática: a cota tangencial sobre k dentes W_k e cota diametral sobre esferas ou roletes M_d .

Estes dois métodos são utilizados durante as operações de execução e de controlo de qualidade das rodas, permitindo verificar a correcta penetração do buril.

3.1 - Cota tangencial sobre k dentes

A cota tangencial sobre k dentes W_k , de uma roda de dentado exterior, representa a dimensão do segmento da normal entre dois planos paralelos que contactam, respectivamente, um flanco direito e um flanco esquerdo dos dentes, na sua zona com perfil em evolvente de círculo. De acordo com os conceitos inerentes à definição da evolvente, aquele segmento é tangente ao círculo de base. Este método pode ser materializado através de um micrómetro de pratos, figura 3.1, ou com as extremidades em V .

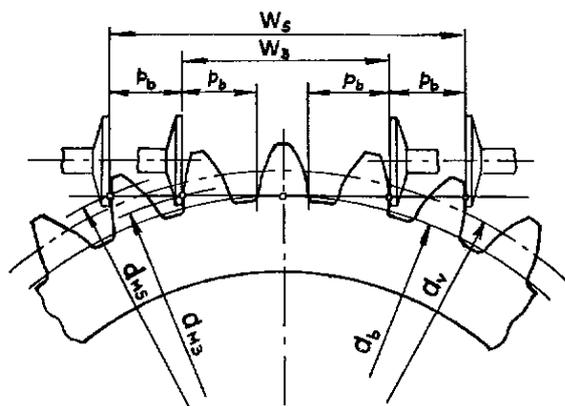


Figura 3.1 - Cota tangencial sobre k dentes.

W_k não é definida relativamente ao eixo da roda, sendo portanto independente de qualquer excentricidade dos dentes.

O número de dentes k deve ser escolhido de forma a que os planos de medição contactem os flancos dos dentes, num ponto aproximadamente a meia altura do dente (na vizinhança do cilindro $V - d_v$). Para o contacto se dar sobre o cilindro V o número de dentes devia ser igual a:

$$k = z / \pi (\tan \alpha_{v1} / \cos^2 \beta_b - 2 x / z \tan \alpha_n - \text{inv } \alpha_t) + 0.5 \quad (3.1)$$

O valor calculado de k , normalmente não inteiro, deve ser arredondado para o valor inteiro mais próximo. No entanto, qualquer valor de $k < 1.5$ deve ser arredondado para 2.

Como resultado deste arredondamento, o contacto dos elementos de medição passa a fazer-se sobre ou na proximidade do diâmetro do círculo de medição, definido como:

$$d_M = (d_b^2 + (W_k \cos \beta_b)^2)^{0.5} \quad (3.2)$$

Este diâmetro deve obedecer à condição $(d_v + 1.4 m_n) \geq d_M \geq (d_v - m_n)$, para que a medição seja feita correctamente, o que pode originar a possibilidade de consideração de diferentes valores igualmente válidos para k , conforme se mostra na figura 3.1.

Assim, a cota tangencial sobre k dentes é expressa através da relação:

$$W_k = m_n \cos \alpha_n \left((k - 0.5) \pi + z \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 2 x_{Ej} m_n \sin \alpha_n \quad , j = \text{med, min, max} \quad (3.3)$$

No caso do dentado helicoidal, para que a medição possa ser realizada, é necessária a existência de uma largura de dente mínima quantificada pela expressão:

$$b \geq W_k \sin \beta_d + b_M \cos \beta_b \quad (3.4)$$

em que b_M é a dimensão da zona de contacto das extremidades do micrómetro com os flancos dos dentes, cujo valor deve ser sempre $b_M > 1.2 + 0.018 W_k$.

3.2 - Cota diametral sobre esferas ou roletes

A cota diametral sobre esferas M_{dK} ou roletes M_{dR} representa a maior dimensão mensurável sobre dois destes elementos colocados, o mais afastados possível, em espaços entre dentes e em contacto com os seus flancos, conforme se pode observar na figura 3.2. Estes elementos devem ter um diâmetro aproximadamente igual a:

$$D_M \approx z_{nM} m_n \cos \alpha_n (\tan \alpha_{kNm} - \tan \alpha_{vnM}) \quad (3.5)$$

para que o seu contacto com os dentes se faça próximo do cilindro V. Os valores assim encontrados devem ser aproximados a valores normalizados, segundo a DIN 3977 [18].

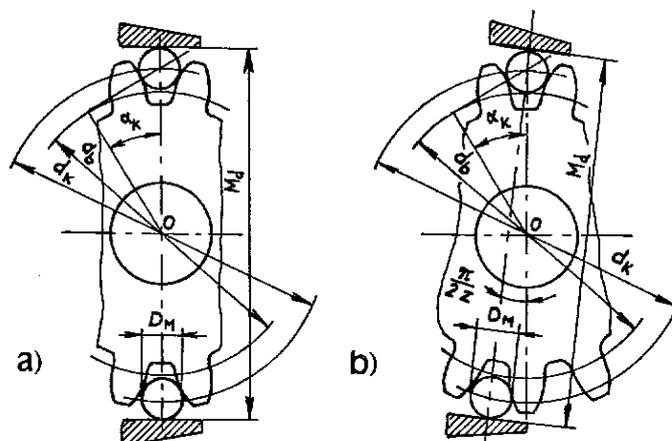


Figura 3.2 - Cota diametral sobre esferas ou roletes: a) Nº de dentes par; b) Nº de dentes impar.

O diâmetro do cilindro de medição, que contém os pontos de contacto das esferas ou roletes com os flancos dos dentes, é dado por:

$$d_M = d_b / \cos \alpha_M \quad (3.6)$$

em que $\alpha_M = \arctan (\tan \alpha_{Kt} - (D_M / d_b) \cos \beta_b)$ é o ângulo de pressão no círculo de medição

Por sua vez, α_{Kt} é o ângulo de pressão aparente, num ponto do perfil do dente pertencente ao círculo que contém os centros das esferas ou roletes. Pode ser obtido a partir de $\text{inv } \alpha_{Kt} = D_M / (z m_n \cos \alpha_n) - \eta + \text{inv } \alpha_t$, onde η é o semi-ângulo do espaçamento entre dentes no círculo primitivo, cuja expressão:

$$\eta = (\pi - 4 x_{Ej} \tan \alpha_n) / (2 z) \quad , j = \text{med, min, max} \quad (3.7)$$

contempla a influência dos coeficientes de desvios efectivos.

Para que o controlo possa ser realizado correctamente, o diâmetro do círculo de medição deve obedecer à restrição $0.5 m_n \geq 0.5 (d_M - d_v) \geq - 0.1 m_n$, o que pode originar a existência de elementos, igualmente apropriados à operação de medição, com diâmetros distintos.

O diâmetro do círculo que contém os centros das esferas ou roletes vem então definido por:

$$d_K = d_b / \cos \alpha_{Kt} \quad (3.8)$$

Finalmente, a cota sobre esferas ou roletes é expressa por:

$$\begin{aligned} M_{dK} &= M_{dR} = d_K + D_M & , \text{ se } z \text{ é par} \\ M_{dK} &= d_K \cos (\pi / (2 z)) + D_M & , \text{ se } z \text{ é ímpar} \\ M_{dR} &= d_K + D_M \end{aligned} \quad (3.9)$$

A cota diametral sobre esferas ou roletes também não é definida relativamente ao eixo da roda, sendo assim independente de qualquer excentricidade dos dentes.

3.3 - Correção da conversão entre as medições a efectuar e os desvios da espessura dos dentes

As expressões (3.3) e (3.9) permitem relacionar, matematicamente, as medições efectuadas pelos métodos da cota tangencial sobre k dentes e da cota diametral sobre esferas ou roletes, com as espessuras efectivas dos dentes na sua secção normal e com a penetração efectiva do buril de corte em rodas dentadas admitidas sem erros.

No entanto, como as quantidades medidas são afectadas pelos vários erros individuais característicos dos dentes, uma conversão puramente matemática entre as medições efectuadas e as dimensões limite dos dentes, não garante necessariamente a obtenção da folga entre dentes de projecto. Assim, por exemplo, a medição de W_k é influenciada pelo erro acumulado de passos circulares sobre um sector de k passos F_{pk} .

Esta limitação põe-se com grande acuidade no controlo de engrenagens de grande precisão. Nestes casos, a norma DIN 3967 recomenda que no estabelecimento das cotas de controlo dos diferentes métodos e respectivos desvios, sejam introduzidas correcções definidas empiricamente (estatisticamente) de modo a permitir ter em conta a influência dos erros individuais.

Se bem que os parâmetros que tornam as correcções necessárias sejam conhecidos, não é possível estabelecer qualquer regra geral. É recomendável que sejam feitas medições nas várias fases do processo produtivo, de modo a permitir estabelecer valores correctivos a partir dos valores obtidos com os diferentes métodos de medição utilizados.

4 - EXEMPLO DE APLICAÇÃO

Seguidamente, apresenta-se um exemplo de aplicação dos conceitos expostos.

Os valores indicados foram obtidos por intermédio de um algoritmo de cálculo desenvolvido na Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial - CETRIB, do DEMEGI. Este algoritmo permite a definição da geometria das rodas dentadas cilíndricas de uma engrenagem paralela de dentado com perfil em evolvente de círculo, para mecânica geral e mecânica grosseira.

A partir da prévia definição dos parâmetros independentes de uma engrenagem é possível determinar :

- os coeficientes de desvio;
- as características da geometria do engrenamento;
- a folga entre dentes tendo em conta sistemas de precisão normalizados;
- o controlo dimensional através da cota tangencial sobre k dentes e através da cota diametral sobre esferas ou roletes.

Neste exemplo, admitindo a necessidade de uma engrenagem de mecânica geral de boa qualidade, considerou-se uma classe de precisão $Q = 6$. O pinhão deverá ser temperado e rectificado e a roda submetida a tratamento térmico e talhagem por fresa-mãe. Alguns dos dados utilizados foram retirados de um exemplo apresentado na norma DIN 3967.

Na tabela 4.1, indicam-se algumas das características da engrenagem considerada.

	Pinhão	Roda
z	20	97
m_n	5	
Cremalheira de referência ISO 53 - 20°		
β	9,8969°	(DIN 3978)
d	101.511	492.327

	Pinhão	Roda
x	+ 0.438	+ 0.201
b	70	
a'	300 js 7	
L_G	200	
Material	16 Mn Cr 5	42 Cr Mo 4 V

Tabela 4.1 - Algumas características da engrenagem .

Com base na experiência anteriormente acumulada, admitiu-se que, para uma correcta satisfação das necessidades funcionais, a folga entre dentes devia apresentar valores limite na ordem de $j_{tmin} = 0.020$ e $j_{tmax} = 0.300$.

4.1 - Influência dos efeitos modificadores

Seguidamente, apresentam-se alguns dos resultados obtidos que permitem verificar a influência dos efeitos modificadores, e em particular da variação de temperatura, no "backlash".

a) - Execução do cárter em material com coeficiente de dilatação linear inferior ao das rodas

Numa primeira análise, considerou-se que o cárter era de ferro fundido. Na tabela 4.2, admitindo estar-se em presença de um caso normal, indicam-se os coeficientes de dilatação linear dos materiais, as temperaturas nas situações limite de cálculo e os consequentes efeitos modificadores.

$\alpha_G = 10^{-5}$		Maior variação de temperatura		Temperatura a plena carga	
$\alpha_R = 1.15 \times 10^{-5}$		$tv_G = 50^\circ$	$tv_R = 70^\circ$	$tv_G = 80^\circ$	$tv_R = 90^\circ$
$\Delta j_v \text{ min}$	- 0.045	$\Delta j_a \text{ min}$	- 0.019	$\Delta j_{Y \text{ min}}$	0.0
$\Delta j_v \text{ máx}$	- 0.060	$\Delta j_a \text{ máx}$	+ 0.019	$\Delta j_{Y \text{ máx}}$	- 0.002
Δj_{F1}	-0.022	Δj_{F2}	- 0.025	$\Delta j_Q = \Delta j_E = \Delta j_B = 0.0$	

Tabela 4.2 - Cárter em ferro fundido: Coeficientes de dilatação; temperaturas e efeitos modificadores.

Na tabela 4.3, apresentam-se valores das folgas teóricas e com os efeitos modificadores, para diferentes combinações dos desvios das duas rodas, podendo constatar-se as consequências resultantes da estrutura suporte ter um coeficiente de dilatação linear menor do que o das rodas.

Qualidade e desvios espessura das rodas		Folgas circulares entre dentes					
		Teóricas			C/ efeitos modificad.		
Pinhão	Roda	$j_{tméd}$	$j_{tmáx}$	j_{tmin}	$j_{tméd}$	$j_{tmáx}$	j_{tmin}
6 FJ	6 FJ	0.196	0.299	0.093	0.128	0.244	0.012
6 GK	6 GK	0.252	0.355	0.149	0.184	0.300	0.068
6 GK	6 FK	0.237	0.355	0.119	0.169	0.300	0.038
		sem o efeito da variação de temperat.					
		0.237	0.355	0.119	0.222	0.345	0.099

Tabela 4.3 - Cárter em ferro fundido e rodas em aço: j_t .

Verifica-se que a não consideração dos efeitos modificadores pode levar à selecção de desvios da espessura que não garantem o correcto funcionamento da engrenagem em todas as condições. Por outro lado, pode também constatar-se, no último caso, o peso do efeito da variação de

temperatura. Os valores resultantes da sua não consideração correspondem a folgas provavelmente verificáveis durante a operação de recepção do equipamento, à temperatura de referência.

b) - Execução do cárter em material com coeficiente de dilatação linear superior ao das rodas

Numa segunda análise, considerou-se que o cárter era agora construído em liga leve. Na tabela 4.4, indicam-se os novos coeficientes de dilatação linear e temperaturas limite de cálculo, bem como os efeitos modificadores alterados.

$\alpha_G = 2.4 \times 10^{-5}$	Menor variação de temperatura		Temperatura a plena carga	
$\alpha_R = 1.15 \times 10^{-5}$	$tv_G = 20^\circ$	$tv_R = 20^\circ$	$tv_G = 80^\circ$	$tv_R = 90^\circ$
Efeito da variação de temperatura	$\Delta j_{vmin} = 0.0$		$\Delta j_v máx = + 0.141$	

Tabela 4.4 - Cárter em liga leve: Coeficientes de dilatação; temperaturas e novos efeitos modificadores

Neste caso, o material da estrutura suporte tem um coeficiente de dilatação linear superior ao das rodas. A tabela 4.5 contém valores de "backlash" para diferentes combinações dos desvios.

Qualidade e desvios espessura das rodas		Folgas circulares entre dentes					
		Teóricas			C/ efeitos modificad.		
Pinhão	Roda	$j_{méd}$	$j_{máx}$	j_{min}	$j_{méd}$	$j_{máx}$	j_{min}
6 GK	6 FK	0.237	0.355	0.119	0.293	0.486	0.099
6 EG	6 EG	0.112	0.187	0.037	0.168	0.318	0.017
6 FG	6 EG	0.125	0.187	0.063	0.181	0.318	0.043
6 FG	6 EF	0.110	0.157	0.063	0.166	0.288	0.043

Tabela 4.5 - Cárter em liga leve e rodas em aço: j_t .

A tentativa de conter os valores limite da folga de funcionamento dentro dos valores de projecto especificados dá origem a tolerâncias das espessuras dos dentes demasiado pequenas e de difícil execução.

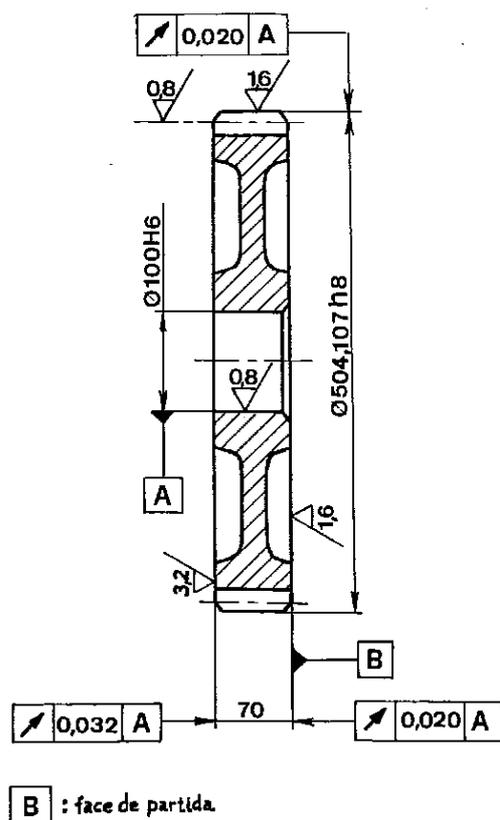
4.2 - Determinação dos desvios efectivos, controlo dimensional e indicações básicas de desenho

Na tabela 4.6, apresentam-se os valores dos coeficientes de desvio efectivos e os resultados do controlo dimensional efectuado através da cota tangencial sobre k dentes e da cota diametral sobre esferas ou roletes, para o caso em que os desvios das espessuras dos dentes das rodas da engrenagem são iguais a 6 GK / 6 FK, quando o cárter é de ferro fundido.

6GK / 6FK		Pinhão	Roda
Coeficientes de desvio	x	+ 0.438	+ 0.201
	$x_{Em\acute{a}x}$	+ 0.417	+ 0.185
	$x_{Em\acute{e}d}$	+ 0.406	+ 0.169
	x_{Emin}	+ 0.396	+ 0.152
Cota tangencial sobre k dentes	W_k	39.753 ± 0.037	177.414 ± 0.056
	k	3	12
Cota diametral sobre esferas ou roletes	M_{dK}	120.791 ± 0.072	507.413 ± 0.149
	M_{dR}	120.791 ± 0.072	507.478 ± 0.149
	D_M	10	9

Tabela 4.6 - Cárter em ferro fundido: desvios efectivos e controlo dimensional.

Finalmente, na figura 4.1, referem-se, a título exemplificativo, as indicações a fornecer, pelo projectista, ao fabricante da engrenagem, de acordo com a norma ISO 1340 [19], no caso da roda $z_2 = 97$ ISO-6 FK.



Características do dentado	
Módulo	5
Número de dentes	97
Cremalheira de referência	ISO 53 - 20°
Ângulo de hélice	9.8969° 9° 53' 49"
Sentido da hélice	à direita
Diâmetro primitivo de corte	492.327
Coeficiente de desvio	+ 0.201
Cota tangencial sobre k dentes (k = 12)	- 0.055 177.525 - 0.166
Classe	6
Entre - eixo	300 ± 0.026
Roda conjugada	z = 20
...	...
...	...
...	...

Figura 4.1 - Indicações a fornecer ao fabricante da engrenagem.

Os valores numéricos das tolerâncias dimensionais e geométricas do corpo da roda são indicados pela norma ISO 1328.

CONCLUSÕES

A especificação de uma folga entre dentes (backlash) é uma etapa importante na concepção de uma engrenagem. Esta folga deve permitir contabilizar a influência das alterações dimensionais provocadas pelas variações de temperatura inerentes às condições de trabalho e dos erros admissíveis produzidos durante o processo de fabricação, na dimensão nominal do entre-eixo e nos parâmetros característicos dos dentados.

O cálculo de uma folga entre dentes deve assentar em conceitos desenvolvidos em sistemas de precisão de engrenagens normalizados em vigor.

Actualmente, está em curso o processo de revisão da normalização ISO específica, com vista a possibilitar uma convergência com a normalização DIN, de modo a ter uma única norma de precisão de engrenagens em toda a Europa.

A folga entre dentes resulta não só de uma escolha apropriada dos desvios da espessura normal dos dentes das rodas da engrenagem, mas também dos desvios da sua distância entre-eixos e das tolerâncias de outros erros individuais.

A especificação de valores nominais de projecto para a folga entre dentes pode ser feita tendo em conta a experiência anteriormente acumulada ou recorrendo a valores de referência indicados na literatura especializada.

O sistema de ajustamentos de rodas dentadas, apresentado neste texto, é o de entre-eixo base, preconizado pela DIN, pois a ISO apenas contempla o toleranciamento da espessura normal dos dentes de rodas consideradas isoladamente.

A classe de precisão de uma engrenagem, que estabelece as tolerâncias e desvios dos diferentes parâmetros característicos, deve ser arbitrada tendo em conta as características funcionais convenientes para a aplicação pretendida e os processos de maquinaria disponíveis.

As tolerâncias do entre-eixo são quantificáveis por graus de tolerância (IT) aplicáveis às peças lisas, tendo desvios simétricos relativamente à dimensão nominal (posição js).

As posições dos desvios da espessura normal dos dentes devem ser adoptadas, a partir de valores normalizados, tendo em conta restrições que, por um lado, evitam a adopção de tolerâncias da espessura demasiado apertadas para não limitar as possibilidades de afinação do processo produtivo, e por outro, impõem desvios superiores numericamente maiores do que o desvio inferior do entre-eixo.

As dimensões limite da folga entre dentes teórica, na secção transversal da engrenagem, são determinadas a partir dos desvios da distância entre eixos e dos desvios da espessura normal dos dentes.

Quando as condições de funcionamento apresentam alguma severidade ou, por razões funcionais, são necessárias pequenas folgas, é conveniente determinar o "backlash" de forma mais precisa, tendo em conta os efeitos modificadores da folga entre dentes.

A consideração do enfraquecimento da espessura dos dentes, resultante da adopção de desvios geralmente negativos, nos cálculos de capacidade de carga deve ser decidida caso a caso, mas deve ser sempre necessária quando $|E_{sik} / m_n| > 0.05$.

A contabilização dos desvios normalizados da espessura dos dentes, geralmente negativos, é materializada na operação de talhagem de rodas dentadas através de um aumento de penetração radial da ferramenta de corte, dando origem aos coeficientes de desvio efectivos.

Os métodos da cota tangencial sobre k dentes e da cota diametral sobre esferas ou roletes são dois dos métodos de medição indirecta da espessura dos dentes mais difundidos industrialmente. Estes métodos são utilizados durante as operações de execução e de controlo de qualidade das rodas, permitindo verificar a correcta penetração do buril.

Existem expressões matemáticas que permitem relacionar as medições efectuadas por estes métodos, com as espessuras efectivas dos dentes na sua secção normal e com a penetração efectiva do buril de corte em rodas dentadas admitidas sem erros. No entanto, em engrenagens de grande precisão, os vários erros individuais característicos dos dentes existentes podem obrigar à introdução de valores correctivos.

REFERÊNCIAS

- [1] - FAURE, L. - Evolution du Controle de la Precision des Engrenages Après la Revision de la Norme ISO 1328. 4èmes Journées d'Etudes Transmissions Mécaniques. ECAM Lyon: CETIM. 1990, p. 127-154.
- [2] - ALMACINHA, J.A.; SEABRA, J.O. - A Correção de Dentado em Rodas Cilíndricas de Engrenagens Exteriores Redutoras e Multiplicadoras. Revista TECNOMETAL. Porto: AIMMN. 1992, 78, p. , .
- [3] - ISO 1328. 1975 - Engrenages parallèles à développante - Système ISO de précision. ISO.
- [4] - DIN 3967. 1978 - Backlash. Tooth Thickness Allowances. Tooth Thickness Tolerances. Principles. DIN.
- [5] - COLBOURNE, J.R. - The Geometry of Involute Gears. USA: Springer-Verlag, 1987.
- [6] - DUDLEY, D.W. - La Pratique de l'Engrenage. Paris & Liège: Lib. Polyt. Ch. Béranger, 1958.
- [7] - SPOTTS, M.F. - Calculos Especiales para Engranés Rectos y Helicoidales. In Manual de Engranajes. Edit. D.W. Dudley. México: Comp. Edit. Continental S.A., 1973, cap. 7, p. 247-264.
- [8] - DEAN Jr, P.M. - Proporciones del Diente de Engrane. In Manual de Engranajes. Edit. D.W. Dudley. México: Comp. Edit. Continental S. A., 1973, cap. 5, p. 147-227.
- [9] - HENRIOT, G. - Traité Théorique et Pratique des Engrenages. 5ª ed. Paris: Dunod, 1983, tome 2.
- [10] - DIN 3960. 1980 - Concepts and parameters associated with cylindrical gears and cylindrical gear pairs with involute teeth. DIN.

- [11] - DIN 3961. 1978 - Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Bases. DIN.
- [12] - DIN 3962. Part 1. 1978 - Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Tolerances for deviations of Individual Parameters. DIN.
- [13] - DIN 3962. Part 2. 1978 - Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Tolerances for Tooth Trace Deviations. DIN.
- [14] - DIN 3962. Part 3. 1978 - Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Tolerances for Pitch-span Deviations. DIN.
- [15] - DIN 3963. 1978 - Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Tolerances for Working Deviations. DIN.
- [16] - DIN 3964. 1980 - Deviations of Shaft Centre Distances and Shaft Positions Tolerances of Casings for Cylindrical Gears. DIN.
- [17] - NF E 23 - 006. 1967 - Précision des Engrenages Parallèles a Denture en Développante. AFNOR.
- [18] - DIN 3977. 1981 - Measuring element diameters for the radial or diametral dimension for testing tooth thickness of cylindrical gears. DIN.
- [19] - ISO 1340. 1976 - Engrenages cylindriques - Indications à fournir au tailleur d'engrenages par le client pou obtenir la denture désirée. ISO.