

2736003

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

CÁLCULO DA CAPACIDADE DE CARGA

DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS

BASEADO NAS NORMAS DIN

Autor: Jorge Villares de Freitas

Prof. orientador: Hélio Nanni

- 1984 -

SUMÁRIO

O uso de engrenagens em diversos setores da indústria é bastante comum, pois permite transmissão de forças sem deslizamento (relação de transmissão constante) com boa segurança, vida longa, pouca manutenção, dimensões reduzidas, altos rendimentos (exceção de par sem fim-coroa), elevada resistência às sobrecargas e possibilidade de montagem com eixos das engrenagens não paralelos. Comparando com outros tipos de transmissão, por exemplo correntes e correias, apresentam desvantagens como custos e ruídos maiores, além de inadequação às aplicações com grandes distâncias entre eixos.

Para se aproveitar ao máximo suas vantagens, faz-se necessário um bom dimensionamento do par de engrenagens. Assim, neste trabalho propus-me a apresentar um roteiro claro de cálculo para verificação de engrenagens cilíndricas seguindo as normas DIN (Deutsches Institut für Normung), uma vez que estas correspondem às normas ISO (International Organization for Standardization) no que se refere às engrenagens. Escolhi a DIN porque deverá ser a base para as futuras (possíveis) normas brasileiras sobre cálculos de engrenagens. Atualmente a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) só apresenta normas sobre terminologia, padronização e símbolos de engrenagens.

Após a apresentação do roteiro de cálculo, fiz a verificação de um par de engrenagens de uma caixa de pinhões para uma gaiola de um trem laminador.

Finalmente, complementei o trabalho com um apêndice sobre materiais comumente empregados em engrenagens e outro com um fluxograma para um programa básico, passível de implementação em calculadoras ou microcomputadores, sobre cálculo da capacidade de carga de engrenagens cilíndricas.

ÍNDICE

pág.

II -	Sumário
VI -	Símbolos e Unidades
1 -	1. Fórmulas básicas
2 -	1.1. Alturas
3 -	1.2. Ângulos
5 -	1.3. Coeficiente de modificação da distância entre centros
5 -	1.4. Correção ou deslocamento do perfil
12 -	1.5. Diâmetros
13 -	1.6. Distância entre eixos (entre centros)
13 -	1.7. Espessuras
14 -	1.8. Evolvente
14 -	1.9. Folga no fundo do dente
16 -	1.10. Forças no engrenamento
16 -	1.11. Graus de recobrimento
17 -	1.12. Largura do dente
17 -	1.13. Módulos
18 -	1.14. Número de dentes
19 -	1.15. Passos
20 -	1.16. Potência a ser transmitida
20 -	1.17. Rebaixamento do dente
20 -	1.18. Relações de transmissão e engrenamento
21 -	1.19. Torque a ser transmitido
21 -	1.20. Velocidades
22 -	2. Cálculo da capacidade de carga de engrenagens cilíndricas
22 -	2.1. Campo de aplicação
22 -	2.2. Considerações preliminares
22 -	2.3. Cálculo da solicitação no pé do dente
23 -	2.3.1. Força periférica por unidade de largura do dente na circunferência primitiva w_{Ft}
23 -	- K_I fator de serviço
24 -	- K_v fator dinâmico
24 -	- K_{Fa} fator de distribuição de carga frontal para solicitação do pé do dente
25 -	- $K_{F\beta}$ fator de distribuição da carga na largura para solicitação do pé do dente

- 27 - 2.3.2. Fator de forma do dente Y_F
- 27 - 2.3.3. Fator parcial de carga Y_ϵ
- 27 - 2.3.4. Fator do ângulo de inclinação Y_β
- 27 - 2.3.5. Tensão admissível no pé do dente σ_{FP}
- 27 - - σ_{Flim} resistência à fadiga para tensão no pé do dente
- 29 - - S_{Fmin} fator de segurança mínimo contra ruptura permanente do pé do dente
- 29 - - Y_S fator de entalhe
- 29 - - K_{FX} fator de tamanho para solicitação do pé do dente
- 29 - 2.3.6. Fator de segurança contra ruptura permanente do pé do dente S_F
- 30 - 2.4. Cálculo da solicitação nos flancos do dente
- 30 - 2.4.1. Pressão de Hertz no ponto de rolamento $C \sigma_H$
- 30 - 2.4.2. Força periférica na circunferência primitiva por unidade de largura do dente para solicitação de flancos do dente w_{Ht}
- 30 - - $K_{H\alpha}$ fator de distribuição de carga frontal para solicitação de flancos do dente
- 30 - - $K_{H\beta}$ fator de distribuição de carga na largura para solicitação de flancos de dente
- 31 - 2.4.3. Fator de forma de flancos Z_H
- 31 - 2.4.4. Fator do material Z_M
- 31 - 2.4.5. Fator de recobrimento Z_ϵ
- 33 - 2.4.6. Pressão de Hertz admissível σ_{HP}
- 33 - - σ_{Hlim} resistência à fadiga para a pressão de Hertz
- 33 - - S_{Hmin} fator de segurança mínimo contra formação de pitting
- 33 - - K_L fator do lubrificante
- 33 - - K_{HX} fator de tamanho para solicitação de flancos do dente
- 33 - - Z_R fator de rugosidade
- 33 - - Z_V fator de velocidade
- 34 - 2.4.7. Fator de segurança contra formação de pitting S_H
- 34 - 2.4.8. Pressão de Hertz no ponto de engrenamento individual interior B do pinhão σ_{HB}
- 35 - - Z_B fator de engrenamento individual do pinhão

35 -	2.4.9. Pressão de Hertz no ponto de engrenamento individual interior D da roda σ_{HD}
35 -	- Z_D fator de engrenamento individual da roda
38 -	3. Verificação de um par de engrenagens de um redutor para um trem laminador
39 -	Classe I
42 -	Classe II
42 -	Classe III
43 -	Classe IV
44 -	Classe V
45 -	Classe VI
46 -	Cálculo dos danos relativos
47 -	Conclusão
48 -	Apêndice A - Materiais para engrenagens
48 -	A- Aço
49 -	B- Ferro Fundido
49 -	C- Bronze
49 -	D- Não-Metais
50 -	Quadro e tabelas
56 -	DIN 3990 parte 9 - Valores teóricos para a resistência
64 -	Apêndice B - Fluxograma para programa de cálculo de tensões em dentes de engrenagens cilíndricas de dentes externos
72 -	Bibliografia

Desenhos em anexo.

SÍMBOLOS E UNIDADES

Neste trabalho serão utilizadas as seguintes notações e unidades baseadas nas normas DIN, ISO/TC 60 (para cálculo de capacidade de carga de engrenagens) e ISO/R 701 (para geometria do dentado). Praticamente todas as denominações (traduzidas para o português) estão de acordo com o projeto de norma da ABNT 4:04.01-003 - Símbolos de Engrenagens.

Símbolo	Denominação	Unidade
a	distância entre centros	mm
a_d	distância entre centros de referência	mm
b	largura do dente	mm
c	folga no fundo do dente	mm
c^*	coeficiente de folga no fundo do dente	
d	diâmetro primitivo	mm
d_a	diâmetro da cabeça	mm
d_b	diâmetro de base	mm
d_f	diâmetro do pé do dente	mm
d_n	diâmetro primitivo equivalente	mm
d_v	diâmetro do cilindro V	mm
d_w	diâmetro de funcionamento	mm
d_y	diâmetro do cilindro Y	mm
e	espessura do vão no cilindro primitivo	mm
e_a	espessura do vão no cilindro de cabeça	mm
e_b	espessura do vão no cilindro de base	mm
e_f	espessura do vão no cilindro de pé	mm
e_v	espessura do vão no cilindro V	mm
e_y	espessura do vão no cilindro Y	mm
g	comprimento de engrenamento	mm
g_a	comprimento de engrenamento de afastamento	mm
g_f	comprimento de engrenamento de aproximação	mm
g_α	comprimento de engrenamento total	mm
h	altura do dente (entre a cabeça e o pé)	mm
h_a	altura da cabeça do dente	mm
h_f	altura do pé do dente	mm
h_w	altura de funcionamento	mm
h_p	altura do dente da cremalheira de referência	mm
i	relação de transmissão	
inv	função evolvente	

k	coeficiente de correção da cabeça (rebaixamento)	
m	módulo	mm
m_b	módulo de base	mm
n	número de rotações	Hz
n_a	número de rotações da engrenagem motora	Hz
n_b	número de rotações da engrenagem movida	Hz
p	passo no cilindro primitivo	mm
p_b	passo no cilindro de base	mm
p_e	passo normal de base	mm
p_v	passo no cilindro V	mm
p_x	passo axial	mm
p_y	passo no cilindro Y	mm
p_z	passo da hélice	mm
r	raio primitivo	mm
r_a	raio de cabeça	mm
r_b	raio de base	mm
r_f	raio do pé	mm
r_v	raio do círculo V	mm
r_w	raio do círculo de funcionamento	mm
r_y	raio do círculo Y	mm
s	espessura do dente no cilindro primitivo	mm
s_a	espessura do dente no cilindro de cabeça	mm
s_b	espessura do dente no cilindro de base	mm
s_v	espessura do dente no cilindro V	mm
s_w	espessura do dente no cilindro de funcionamento	mm
s_y	espessura do dente no cilindro Y	mm
u	relação de engrenamento	
v	velocidade linear	m/s
w_{Ft}	força periférica na circunferência primitiva por cada mm de largura do dente para solicitação do pé do dente	kgf/mm
w_{Ht}	força periférica na circunferência primitiva por cada mm de largura do dente para solicitação de flancos do dente	kgf/mm
x	coeficiente de correção	
y	coeficiente de modificação da distância entre eixos	
z	número de dentes	
z_a	número de dentes da engrenagem motora	
z_b	número de dentes da engrenagem movida	
z_{nx}	número de dentes equivalente para cálculos da correção	

E	módulo de elasticidade	kgf/mm ²
ECDH	engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais	
ECDR	engrenagem cilíndrica de dentes retos	
F _{bn}	força normal ao dente	kgf
F _{bt}	força normal ao dente na seção frontal	kgf
F _r	força na direção radial	kgf
F _t	força tangencial na circunferência primitiva	kgf
F _x	força axial	kgf
K _I	fator de funcionamento	
K _{Fα}	fator de distribuição da carga frontal para solici- tação do pé do dente	
K _{Fβ}	fator de distribuição de carga de largura para so- licitação do pé do dente	
K _{FX}	fator de tamanho para solicitação do pé do dente	
K _{Hα}	fator de distribuição da carga frontal para soli- citação de flancos do dente	
K _{Hβ}	fator de distribuição de carga de largura para so- licitação de flancos do dente	
K _L	fator de lubrificante	
K _v	fator dinâmico	
P	potência	kw, CV
S _F	fator de segurança contra ruptura permanente do pé do dente	
S _{Fmin}	fator de segurança mínimo contra ruptura permanen- te do pé do dente	
S _H	fator de segurança contra formação de pipocamento	
S _{Hmin}	fator de segurança mínimo contra formação de pipo- camento	
T	torque	kgfm
Y	qualquer ponto do flanco do dente	
Y _F	fator de forma do dente	
Y _S	fator de entalhe	
Y _β	fator do ângulo de inclinação	
Y _ε	fator de proporção da carga	
Z _B	fator de engrenamento individual do pinhão	
Z _D	fator de engrenamento individual da roda	
Z _H	fator de forma de flancos	
Z _M	fator do material	
Z _R	fator de rugosidade	
Z _v	fator de velocidade	
Z _ε	fator de recobrimento	

α	ângulo de pressão no cilindro primitivo	°
α_a	ângulo de pressão no cilindro de cabeça	°
α_v	ângulo de pressão no cilindro V	°
α_w	ângulo de pressão de funcionamento	°
α_{wt}	ângulo de pressão frontal de funcionamento	°
α_y	ângulo de pressão no cilindro Y	°
β	ângulo de hélice no cilindro primitivo	°
β_b	ângulo de hélice de base	°
β_v	ângulo de hélice no cilindro V	°
β_y	ângulo de hélice no cilindro Y	°
γ	inclinação no cilindro primitivo	°
γ_b	inclinação de base	°
ε	grau de recobrimento	
ε_α	grau de recobrimento frontal	
ε_β	grau de recobrimento axial	
ε_γ	grau de recobrimento total	
ν	coeficiente de Poisson	
η	semi-ângulo do vão do dente no círculo primitivo	rad
η_b	semi-ângulo do vão do dente no círculo de base	rad
η_f	semi-ângulo do vão do dente no círculo de pé	rad
η_v	semi-ângulo do vão do dente no círculo V	rad
η_w	semi-ângulo do vão do dente de funcionamento	rad
η_y	semi-ângulo do vão do dente no círculo Y	rad
τ	passo angular	rad
ϕ	ângulo de centro, ângulo de recobrimento	rad
ϕ_α	ângulo frontal de transmissão	rad
ϕ_β	ângulo de recobrimento	rad
ϕ_γ	ângulo total de transmissão	rad
ψ	semi-ângulo da espessura do dente no círculo primitivo	rad
ψ_b	semi-ângulo da espessura do dente no círculo de base	rad
ψ_v	semi-ângulo da espessura do dente no círculo V	rad
ψ_y	semi-ângulo da espessura do dente no círculo Y	rad
ω	velocidade angular	rad/s
ω_a	velocidade angular da engrenagem motora	rad/s
ω_b	velocidade angular da engrenagem movida	rad/s
σ_F	tensão no pé do dente	kgf/mm ²
σ_{Flim}	resistência à fadiga para tensão no pé do dente	kgf/mm ²
σ_{FP}	tensão admissível no pé do dente	kgf/mm ²

		X
σ_H	tensão de Hertz no ponto de rolamento C	kgf/mm^2
σ_{Hlim}	resistência à fadiga para pressão de Hertz	kgf/mm^2
σ_{HP}	pressão de Hertz admissível	kgf/mm^2

Os símbolos podem vir acompanhados de índices adicionais:

<i>Índice</i>	<i>Significado</i>
a	engrenagem motora
b	engrenagem movida
n	seção normal
t	seção frontal ou direção tangencial
x	seção axial ou direção axial
D	ponto de engrenamento individual interior da roda
F	solicitação do pé do dente
H	solicitação de flancos do dente (pressão de Hertz)
L	à esquerda
P	cremalheira de referência
R	à direita
max	valor máximo
min	valor mínimo
0	ferramenta
1	engrenagem menor
2	engrenagem maior
*	coeficiente de uma dimensão (exceto para correção e distância entre centros)
sem índice = valor de referência (primitivo)	

CAPÍTULO 1 - FÓRMULAS BÁSICAS

Antes de iniciar o dimensionamento de um par de engrenagens, é importante listar os dados disponíveis e calcular outros valores necessários utilizando as relações adequadas.

As dimensões nominais de dentes de engrenagens cilíndricas de evolvente são determinadas pelos seguintes parâmetros que são independentes entre si:

- número de dentes z
- perfil de referência
- módulo normal m_n
- ângulo de hélice β
- coeficiente de correção x
- largura do dente b .

Os demais valores são calculados a partir destes parâmetros através das fórmulas apresentadas a seguir. A maior parte destas fórmulas foi tirada da norma DIN 3960 - Concepts and parameters associated with cylindrical gears and cylindrical gear pairs with involute teeth. Outras equações foram obtidas da bibliografia.

Não tive a preocupação em demonstrar qualquer fórmula com o intuito de tornar o trabalho mais objetivo e conciso. Com a mesma finalidade e já as considerando sabidas pelo leitor, não apresento definições básicas sobre engrenagens cilíndricas.

OBSERVAÇÃO IMPORTANTE:

Todas as fórmulas apresentadas estão de acordo com as novas definições da DIN e ISO sobre os sinais (positivo e negativo) de certos valores, ao contrário do que consta na maior parte da bibliografia. Estas definições se referem às diferenças entre engrenagens internas e externas, a saber:

- para ENGRENAGENS EXTERNAS o número de dentes z é positivo, o ângulo de hélice β é positivo para hélice direita e negativo para hélice esquerda.

- para ENGRENAGENS INTERNAS o número de dentes z é negativo, o ângulo de hélice β é positivo para hélice esquerda e negativo para hélice direita. Em consequência, os valores derivados do número de dentes também serão negativos: diâmetros e raios, passo angular, raios de curvatura dos flancos dos dentes, medida sobre pinos, medida sobre esferas, relação de engrenamento e distância entre centros.

A correção é positiva quando a linha de referência da cremalheira se desloca para a cabeça do dente. Desse modo a espessura do dente no círculo primitivo aumenta.

Assim, atentar para os sinais quando aplicar as fórmulas para engrenagens internas.

Nos desenhos de fabricação, entretanto, todos os valores assumem sinal positivo, com exceção da correção, que deve estar com seu sinal verdadeiro.

Outra observação refere-se aos cilindros onde são calculadas algumas dimensões:

- o cilindro V é aquele que tangencia o plano de referência, quando há correção;
- o cilindro Y é aquele que tem um diâmetro qualquer d_y .

1.1. Alturas

- altura da cabeça do dente:

$$h_a = h_{aP} + x.m_n + k.m_n \quad (1.1)$$

- altura do pé do dente:

$$h_f = h_{fP} - x.m_n \quad (1.2)$$

- altura total do dente:

$$h = h_p + k.m_n \quad (1.3)$$

- altura de funcionamento:

$$h_w = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} + d_{a2}) - a \quad (1.4)$$

- alturas da cremalheira de referência:

Para construção de máquinas em geral (DIN 867)

$$\begin{aligned} h_{aP} &= m \\ h_{fP} &= m + c \\ h_p &= 2.m + c \end{aligned} \quad (1.5)$$

Para mecânica de precisão (DIN 58400)

$$\begin{aligned} h_{aP} &= 1,1.m \\ h_{fP} &= 1,1.m + c \\ h_p &= 2,2.m + c \end{aligned} \quad (1.6)$$

valores de c no item 1.9.

1.2. Ângulos

- ângulo de pressão normal (para ECDR $\alpha_n = \alpha_t = \alpha$):

As normas DIN 867, DIN 58400 e ABNT PB-89 fixam

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (1.7)$$

- ângulos de pressão na seção normal:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cdot \cos \beta = \operatorname{tg} \alpha_{vt} \cdot \cos \beta_v \quad (1.8)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{vn} &= \frac{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}{\cos \beta_v \cdot (1 + 2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \cos \beta)} \\ &= \frac{d}{d_v} \cdot \frac{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}{\cos \beta_v} \end{aligned} \quad (1.9)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{yn} = \operatorname{tg} \alpha_{yt} \cdot \cos \beta_y \quad (1.10)$$

- ângulos de pressão na seção frontal:

$$\begin{aligned} \cos \alpha_t &= \frac{r_b}{r} = \frac{d_b}{d} = \frac{\cos \beta}{(\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)^{0,5}} \\ &= \frac{\cos \alpha_n}{(1 + \operatorname{sen}^2 \alpha_n \cdot \operatorname{tg}^2 \beta)^{0,5}} \end{aligned} \quad (1.11)$$

$$\cos \alpha_{vt} = \frac{z}{z + 2 \cdot x \cdot \cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (1.12)$$

$$\cos \alpha_{yt} = \frac{r_b}{r_y} = \frac{d_b}{d_y} = \frac{d}{d_y} \cdot \cos \alpha_t \quad (1.13)$$

- ângulo de pressão de funcionamento:

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{d_{b1}}{d_{w1}} = \frac{d_{b2}}{d_{w2}} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_t}{2 \cdot a} \cos \alpha_t \quad (1.14)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \quad (1.15)$$

- ângulos de hélice (para ECDR $\beta = 0^\circ$):

$$|\beta| = 90^\circ - |\gamma| \quad (1.16)$$

β e γ têm o mesmo sinal.

Convenção:

engrenagem	externa	interna
hélice direita	$\beta > 0$	$\beta < 0$
hélice esquerda	$\beta < 0$	$\beta > 0$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t \quad (1.17)$$

$$\operatorname{sen} \beta_b = \operatorname{sen} \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (1.18)$$

$$\cos \beta_b = \cos \beta \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} = \frac{\operatorname{sen} \alpha_n}{\operatorname{sen} \alpha_t} = \frac{\operatorname{sen} \alpha_{yn}}{\operatorname{sen} \alpha_{yt}} \quad (1.19)$$

$$\operatorname{tg} \beta_v = \operatorname{tg} \beta + 2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \operatorname{sen} \beta = \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{d_v}{d} \quad (1.20)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_y &= \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{d_y}{d} = \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{yt}} \\ &= \operatorname{tg} \beta_b \cdot \frac{d_y}{d_b} = \frac{\operatorname{tg} \beta_b}{\cos \alpha_{yt}} \end{aligned} \quad (1.21)$$

$$\operatorname{sen} \beta_y = \operatorname{sen} \beta \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{yn}} = \frac{\operatorname{sen} \beta_b}{\cos \alpha_{yn}} \quad (1.22)$$

$$\cos \beta_y = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{yn}}{\operatorname{tg} \alpha_{yt}} = \frac{\cos \alpha_{yt} \cdot \cos \beta_b}{\cos \alpha_{yn}} \quad (1.23)$$

- inclinação (para ECDR $\gamma = 90^\circ$):

$$|\gamma| = 90^\circ - |\beta| \quad (1.24)$$

$$|\gamma_b| = 90^\circ - |\beta_b| \quad (1.25)$$

- semi-ângulos da espessura do dente:

$$\psi = \frac{s_t}{d} = \frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{2 \cdot z} \quad (1.26)$$

$$\psi_y = \frac{s_{yt}}{d_y} = \psi + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \quad (1.27)$$

$$\psi_b - \text{substituir } y \text{ por } b \text{ com } \operatorname{inv} \alpha_{bt} = 0 \quad (1.28)$$

$$\psi_v - \text{substituir } y \text{ por } v \quad (1.29)$$

$$\psi_n = \psi \cdot \cos^3 \beta \quad (1.30)$$

- semi-ângulos do vão do dente:

$$\eta = \frac{e_t}{d} = \frac{\pi - 4 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{2 \cdot z} \quad (1.31)$$

$$\eta_y = \frac{e_{yt}}{d_y} = \eta - \operatorname{inv} \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_{yt} \quad (1.32)$$

$$\eta_b - \text{substituir } y \text{ por } b \text{ com } \operatorname{inv} \alpha_{bt} = 0 \quad (1.33)$$

$$\eta_v - \text{substituir } y \text{ por } v \quad (1.34)$$

1.3. Coeficiente de modificação da distância entre centros

Indica a diferença entre as distâncias entre centros real e de referência.

$$y \cdot m_n = a - a_d \quad (1.35)$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} - 1 \right) \quad (1.36)$$

$$y \cdot (\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t) = (x_1 + x_2) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} - 1 \right) \cdot \text{tg } \alpha_t \quad (1.37)$$

1.4. Correção ou deslocamento do perfil

A correção é positiva se a linha de referência é deslocada do círculo primitivo para o círculo de cabeça; conseqüentemente a espessura do dente no círculo primitivo é maior do que com correção zero.

A correção é negativa se a linha de referência é deslocada do círculo primitivo para o círculo de pé; assim, a espessura do dente no círculo primitivo é menor do que com correção zero.

Observar que, em engrenagens internas, essa nova definição contraria a antiga.

As figuras 1 e 2 mostram o número de dentes mínimo (z_{nx} para ECDH) em função da correção para engrenagens cilíndricas de perfil conforme DIN 867 e DIN 58400, respectivamente.

Para perfil de evolvente segundo DIN 867:

- engrenagens externas

$$z_{\min} = 8 \quad \text{com } x = +0,57 \text{ como limite de ponta (espessura do dente na cabeça } s_{an} = 0)$$

$$z_{\min} = 9 \quad \text{com } x = +0,45 \text{ para uma espessura do dente na cabeça } s_{an} = 0,2 \cdot m_n.$$

Se um pequeno adelgaçamento (undercutting) no pé do dente for permitido,

$$z_{\min} = 7 \quad \text{com } x = +0,41.$$

- engrenagens internas

$$|z|_{\min} = 16 \quad \text{com } x = -0,52 \text{ para limite de ponta (espessura do vão de pé } e_{fn} = 0)$$

$$|z|_{\min} = 21 \quad \text{com } x = -0,38 \text{ para } e_{fn} = 0,2 \cdot m_n$$

Da equação (1.95),

$$z_{nx} = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

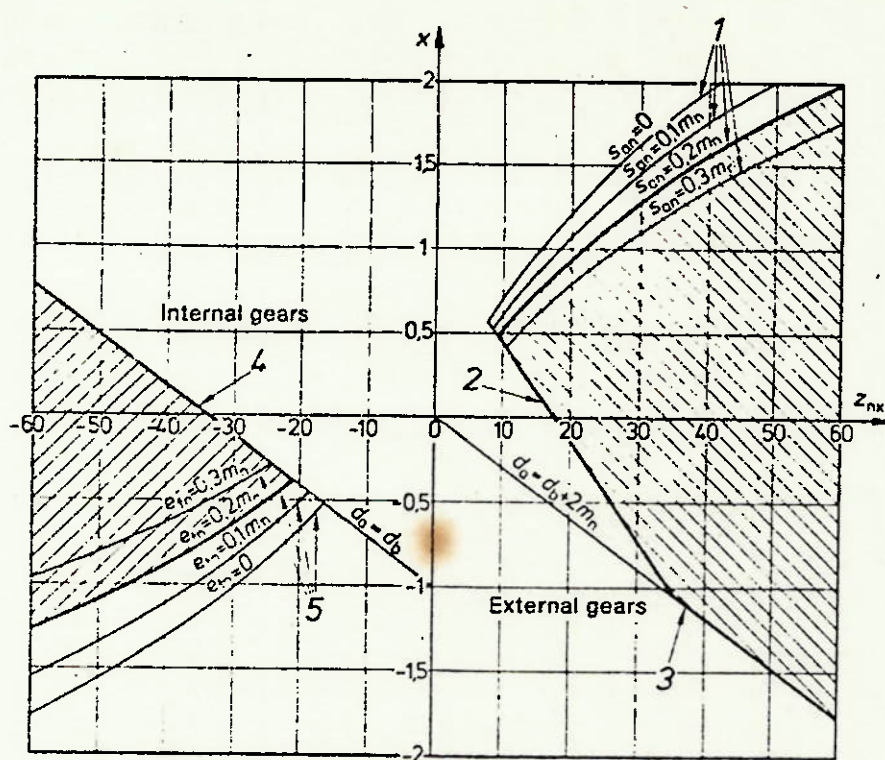


Figura 1 - Limites práticos do número de dentes para engrenagens de evolvente com perfil de referência conforme DIN 867. Relação entre o número de dentes equivalente z_{nx} e a correção para z_{nx} até ± 60 .

Para engrenagens internas ver também DIN 3993.

Curvas 1: valores limites para engrenagens externas devidos ao limite de ponta $s_{an} = 0$ ou mínima espessura da cabeça $s_{an} = (0,1 \dots 0,3) \cdot m_n$;

Linha 2 : valores limites para engrenagens externas devidos ao adelgaçamento (undercutting) no pé do dente;

Linha 3 : valores limites para engrenagens externas devidos ao diâmetro mínimo de cabeça

$$d_a = d_b + 2 \cdot m_n ;$$

Linha 4 : valores limites para engrenagens internas devidos à condição de que o diâmetro de cabeça não deve ser menor que o diâmetro de base (em valores absolutos);

Curvas 5: valores limites para engrenagens internas com $c = 0,25 \cdot m_n$ devidos ao limite de ponta $e_{fn} = 0$ ou espessura mínima do vão no pé

$$e_{fn} = (0,1 \dots 0,3) \cdot m_n$$

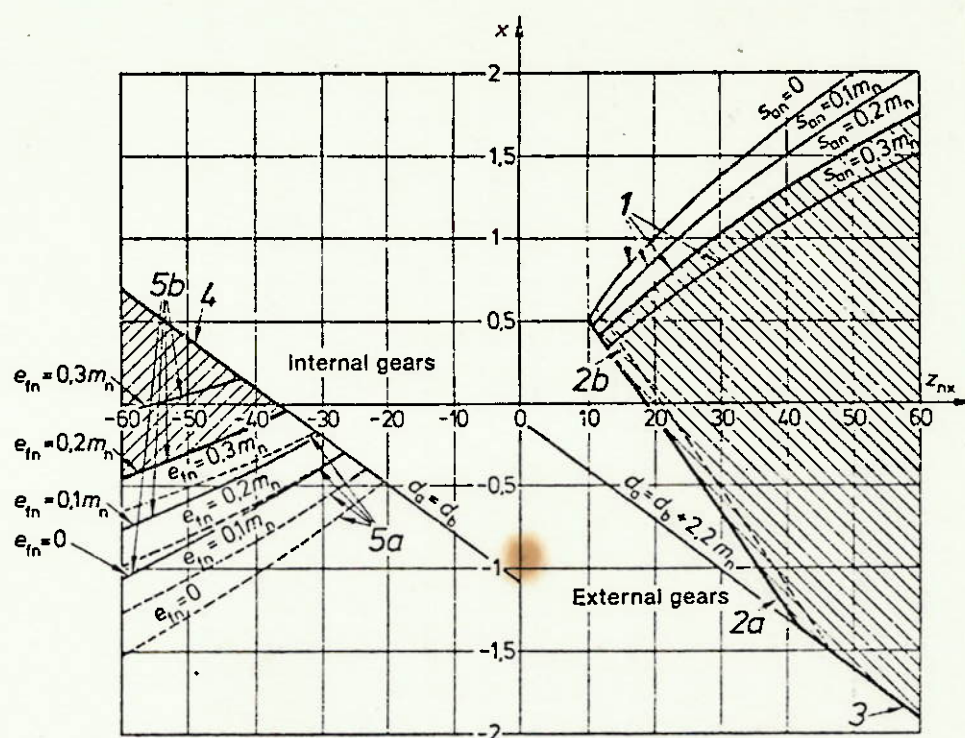


Figura 2 - Limites práticos do número de dentes para engrenagens de evolvente com perfil de referência conforme a norma DIN 58400 (sem considerar o ângulo de 15° na base do dente). Relação entre o número de dentes equivalente z_{nx} e a correção x para z_{nx} até ± 60 .

Para engrenagens internas ver também DIN 3993.

Curvas 1 : valores limites para engrenagens externas devidos ao limite de pontas $s_{an} = 0$ ou mínima espessura da cabeça $s_{an} = (0,1 \dots 0,3) \cdot m_n$

Linha 2a : valores limites para engrenagens externas devidos ao adelgaçamento no pé do dente

Linha 2b : valores limites para "número de dentes mínimo tolerável" conforme DIN 58405 (flanco ativo na ferramenta alongado de 10 %)

Linha 3 : valores limites para engrenagens externas devidos ao diâmetro mínimo de cabeça

$$d_a = d_b + 2 \cdot m_n$$

Linha 4 : valores limites para engrenagens internas devidos à condição de que o diâmetro de cabeça não deve ser menor que o diâmetro de base (em valores absolutos)

Curvas 5a: valores limites para engrenagens internas com $c = 0,25 \cdot m_n$ devidos ao limite de pon-

(cont. da fig. 2)

ta $e_{fn} = 0$ ou espessura mínima do vão no pé

$$e_{fn} = (0,1...0,3) \cdot m_n$$

Curvas 5b: valores limites para engrenagens internas

com $c = 0,4 \cdot m_n$ devidos ao limite de pontas

$e_{fn} = 0$ ou espessura mínima do vão no pé

$$e_{fn} = (0,1...0,3) \cdot m_n$$

Há três tipos de engrenamento:

$$\text{- zero: } x_1 = x_2 = 0 \quad (1.38)$$

A distância entre centros é a de referência. O círculo primitivo coincide com o círculo de funcionamento.

$$\text{- V-zero: } x_1 + x_2 = 0 \quad (1.39)$$

A distância entre centros é a de referência. O círculo primitivo coincide com o círculo de funcionamento.

$$\text{- V: } x_1 + x_2 \neq 0 \quad (1.40)$$

A distância entre centros não é a de referência. O círculo primitivo não coincide com o círculo de funcionamento.

Considerando que:

- uma transmissão lenta apresenta velocidade angular da roda motora maior que a velocidade angular da roda movida ($|i| > 1$) e

- uma transmissão rápida apresenta a velocidade angular da roda motora menor que a velocidade angular da roda movida ($|i| < 1$), a norma DIN 3992 recomenda um critério para seleção da correção de rodas cilíndricas de dentes exteriores a fim de evitar interferências e bom grau de recobrimento.

O critério se baseia nas figuras 3 e 4, onde as linhas P1 a P9 caracterizam as propriedades do dentado. A zona P3 a P6 indica dentados bem compensados em relação à capacidade de carga e ao ruído.

O gráfico do meio permite a utilização direta das figuras sem a necessidade de cálculo do número de dentes equivalente z_{nx} para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.

Então, com a soma do número de dentes $z_1 + z_2$ (ou $z_{nx1} + z_{nx2}$), entrar no gráfico superior e, na linha adequada (P1 a P9), achar a soma das correções ($x_1 + x_2$). Com este valor calcular a distância entre centros da equação (1.54)

$$a = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

pois, da equação (1.15)

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \frac{2 \cdot \text{tg } \alpha_n \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t$$

onde os valores da função evolvente podem ser obtidos no item 1.8.

O valor de a calculado pode ser arredondado, exigindo novo cálculo da soma de correções.

OBS: Este deve ser também o procedimento caso já seja fixada a distância entre eixos, por imposição de projeto.

Da equação (1.14)

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{m_t \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a} \cdot \cos \alpha_t$$

e:

$$x_2 + x_1 = \frac{(z_1 + z_2) \cdot (\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t)}{2 \cdot \text{tg } \alpha_n} \quad (1.41)$$

Para dividir as correções entre pinhão e coroa usar os gráficos inferiores das figuras 3 e 4 : traçar uma linha vertical na abscissa $\frac{z_1 + z_2}{2}$ (ou $\frac{z_{nx1} + z_{nx2}}{2}$).

Nesta vertical marcar o ponto de ordenada $\frac{x_1 + x_2}{2}$. Por este ponto traçar uma paralela às linhas L (ou S) mais próximas. Sobre esta reta inclinada, os pontos de abscissa z_1 (ou z_{nx1}) e z_2 (ou z_{nx2}) indicam os coeficientes de correção x_1 e x_2 , respectivamente, no eixo das ordenadas.

Para não incorrer em erro gráfico, deve-se adotar o valor achado de x_1 (transmissão lenta) ou x_2 (transmissão rápida) e determinar o outro pela fórmula

$$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$$

ou

$$x_1 = (x_1 + x_2) - x_2$$

(1.42)

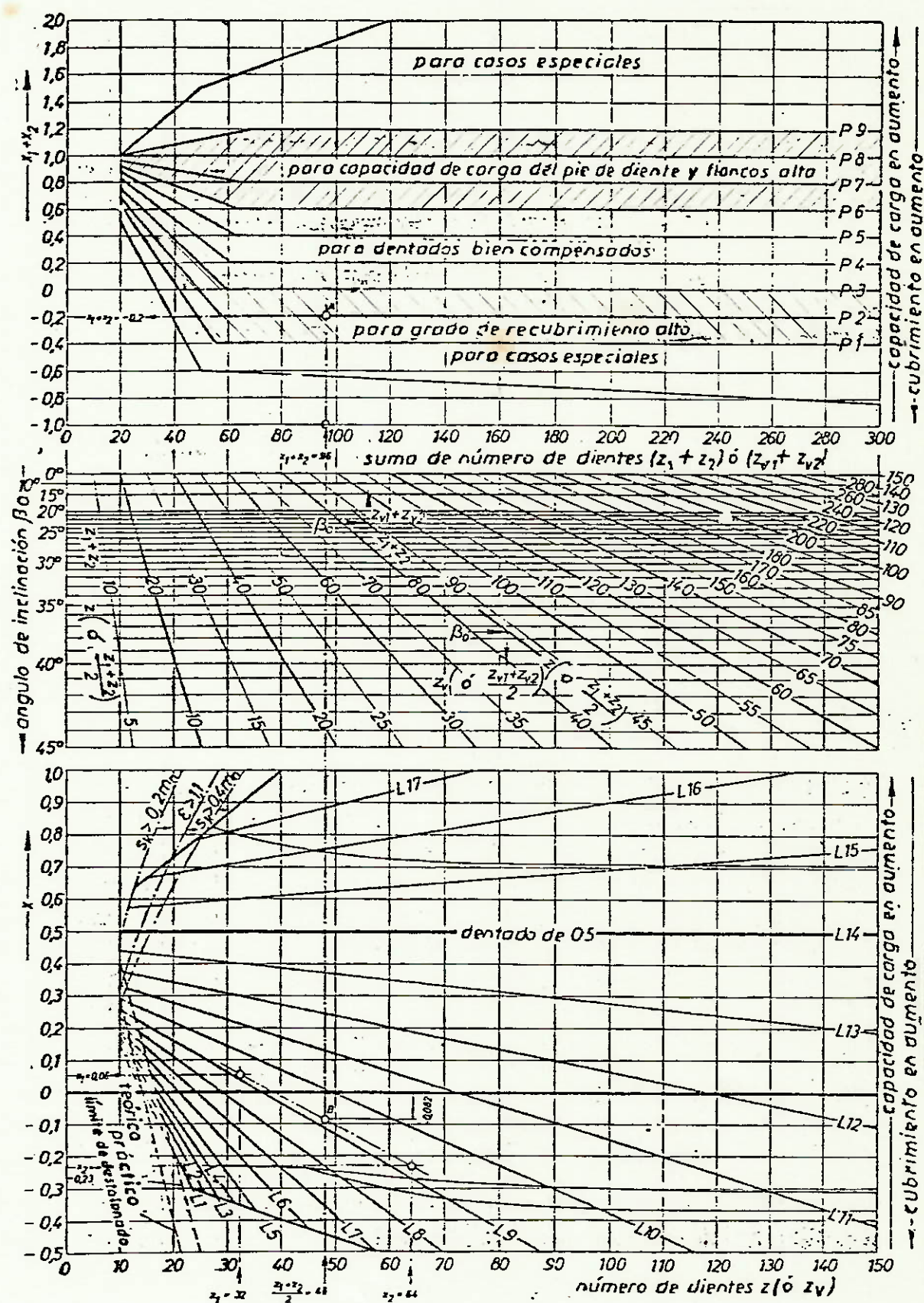


Figura 3 - Determinação dos coeficientes de deslocamento do perfil para transmissão lenta ($|i| > 1$).

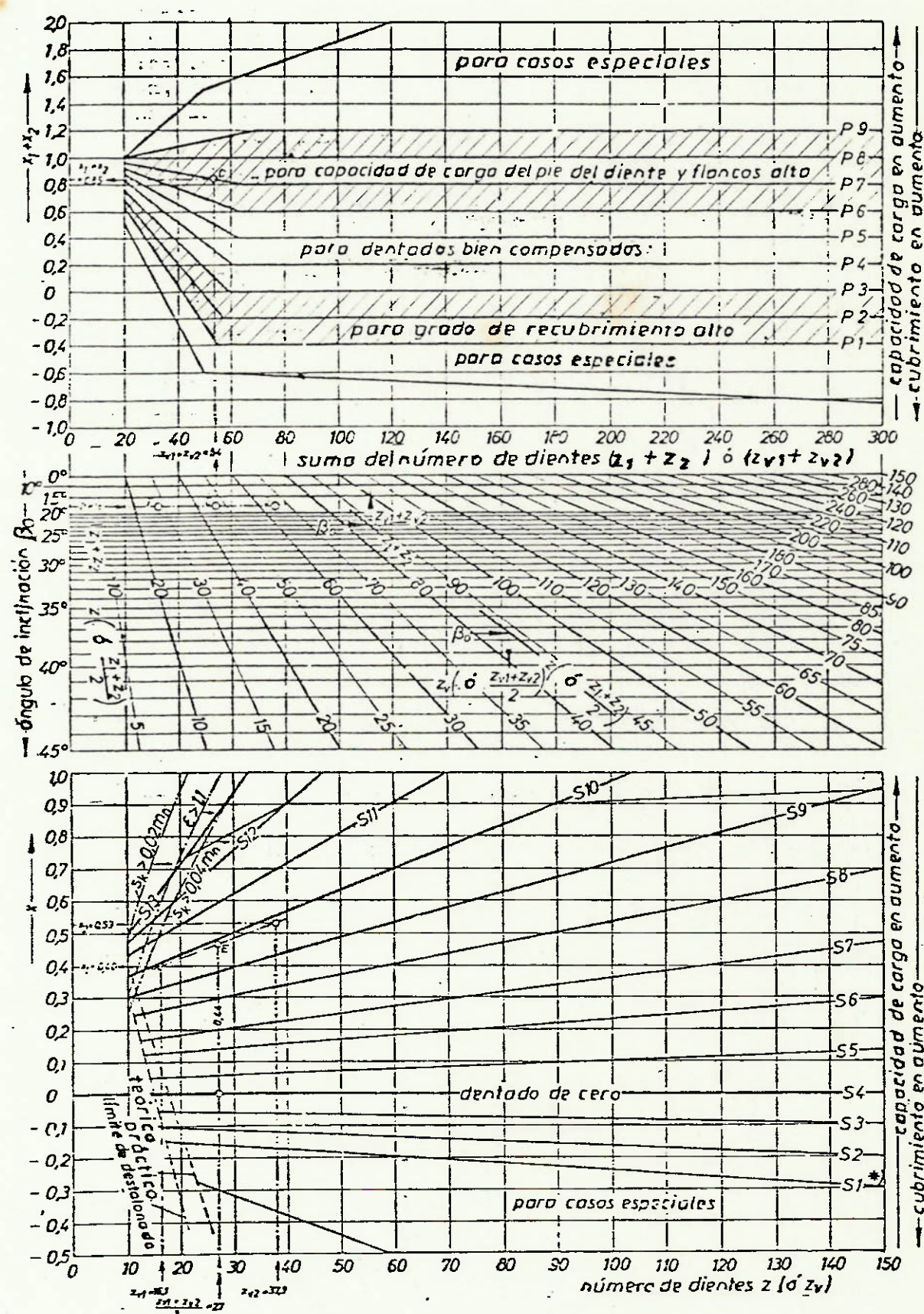


Figura 4 - Determinação dos coeficientes de deslocamento do perfil para transmissão rápida ($|i| < 1$).

1.5. Diâmetros

São negativos para engrenagens internas.

- diâmetro primitivo:

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \quad (1.43)$$

- diâmetro de base:

$$\begin{aligned} d_b &= d \cdot \cos \alpha_t = z \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = \frac{z \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta} \\ &= z \cdot m_n \cdot (\tan^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)^{-0,5} = z \cdot m_b \end{aligned} \quad (1.44)$$

- diâmetro da cabeça ou diâmetro externo:

para engrenagem 1,

$$\begin{aligned} d_{a1} &= 2 \cdot a - d_{f2} - 2 \cdot c \\ &= d_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m_n + 2 \cdot h_{aP} + 2 \cdot k \cdot m_n \end{aligned} \quad (1.45)$$

para engrenagem 2,

$$\begin{aligned} d_{a2} &= 2 \cdot a - d_{f1} - 2 \cdot c \\ &= d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_n + 2 \cdot h_{aP} + 2 \cdot k \cdot m_n \end{aligned} \quad (1.46)$$

- diâmetro do pé do dente:

para engrenagem 1,

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m_n - 2 \cdot h_{fP} \quad (1.47)$$

para engrenagem 2,

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_n - 2 \cdot h_{fP} \quad (1.48)$$

- diâmetro no cilindro V:

$$d_v = d + 2 \cdot x \cdot m_n = d \cdot (1 + 2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \cos \beta) \quad (1.49)$$

- diâmetro primitivo de funcionamento:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + z_2} \cdot a = \frac{2 \cdot a}{u + 1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{d_{b1}}{\cos \alpha_{wt}} \quad (1.50)$$

$$d_{w2} = \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \cdot a = \frac{2 \cdot a \cdot u}{u + 1} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{d_{b2}}{\cos \alpha_{wt}} \quad (1.51)$$

- diâmetro primitivo equivalente (para ECDH):

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (1.52)$$

1.6. Distância entre eixos (entre centros)

Para engrenamento interno a é negativo.

- distância entre centros de referência (engrenamento 0 e V0):

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (1.53)$$

- distância entre centros (engrenamento V):

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{2} \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \\ &= \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \end{aligned} \quad (1.54)$$

1.7. Espessuras

- espessuras do dente na seção frontal:

$$\begin{aligned} s_t &= \frac{p_t}{2} + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \\ &= m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) = \frac{s_n}{\cos \beta} \end{aligned} \quad (1.55)$$

$$\begin{aligned} s_{yt} &= d_y \cdot \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right) \\ &= d_y \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right) \end{aligned} \quad (1.56)$$

$$s_{bt} - \text{substituir } y \text{ por } b \text{ com } \operatorname{inv} \alpha_{bt} = 0 \quad (1.57)$$

$$s_{vt} - \text{substituir } y \text{ por } v \quad (1.58)$$

- espessura do dente na seção normal:

$$\begin{aligned} s_n &= s_t \cdot \cos \beta = \frac{p_n}{2} + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \\ &= m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \end{aligned} \quad (1.59)$$

$$s_{bn} = s_{bt} \cdot \cos \beta_b \quad (1.60)$$

$$s_{vn} = s_{vt} \cdot \cos \beta_v \quad (1.61)$$

$$s_{yn} = s_{yt} \cdot \cos \beta_y \quad (1.62)$$

- espessuras do vão na seção frontal:

$$\begin{aligned} e_t &= p_t - s_t = \frac{p_t}{2} - 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \\ &= m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \end{aligned} \quad (1.63)$$

$$\begin{aligned} e_{yt} &= p_{yt} - s_{yt} = d_y \cdot \left(\frac{e_t}{d} - \text{inv } \alpha_t + \text{inv } \alpha_{yt} \right) \\ &= d_y \cdot \left(\frac{\pi - 4 \cdot x \cdot \text{tg } \alpha_n}{2 \cdot z} - \text{inv } \alpha_t + \text{inv } \alpha_{yt} \right) \end{aligned} \quad (1.64)$$

$$e_{bt} - \text{substituir } y \text{ por } b \text{ com } \text{inv } \alpha_{bt} = 0 \quad (1.65)$$

$$e_{vt} - \text{substituir } y \text{ por } v \quad (1.66)$$

- espessuras do vão na seção normal:

$$\begin{aligned} e_n &= e_t \cdot \cos \beta = \frac{p_n}{2} - 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \text{tg } \alpha_n \\ &= m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x \cdot \text{tg } \alpha_n \right) \end{aligned} \quad (1.67)$$

$$e_{bn} = e_{bt} \cdot \cos \beta_b \quad (1.68)$$

$$e_{vn} = e_{vt} \cdot \cos \beta_v \quad (1.69)$$

$$e_{yn} = e_{yt} \cdot \cos \beta_y \quad (1.70)$$

1.8. Evolvente

A função evolvente é definida como

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha \quad (1.71)$$

com α em radianos (inv é notação internacional adotada pela ISO 701 - 1976; antes era ev).

A tabela 1 fornece os valores de $\text{inv } \alpha$ em função do ângulo α em graus.

1.9. Folga no fundo do dente

$$c = h - h_w = c^* \cdot m_n \quad (1.72)$$

Para construção de máquinas em geral (DIN 867),

$$c^* = 0,1 \text{ a } 0,3 \quad (1.73)$$

Para mecânica de precisão (DIN 58400),

$$c^* = 0,4 \quad \text{para } m_n = 0,1 \text{ a } 0,6 \quad (1.74)$$

$$c^* = 0,25 \quad \text{para } m_n = \text{mais de } 0,6 \text{ a } 1 \quad (1.75)$$

As normas ISO R 53 e ABNT PB-89 fixam

$$c^* = 0,25 \quad (1.76)$$

α	.0	.2	.4	.6	.8
0	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
1	0,00000	0,00000	0,00001	0,00001	0,00001
2	0,00001	0,00002	0,00003	0,00003	0,00004
3	0,00005	0,00006	0,00007	0,00008	0,00010
4	0,00011	0,00013	0,00015	0,00017	0,00020
5	0,00022	0,00025	0,00028	0,00031	0,00035
6	0,00038	0,00042	0,00047	0,00051	0,00056
7	0,00061	0,00067	0,00072	0,00078	0,00085
8	0,00091	0,00099	0,00106	0,00114	0,00122
9	0,00131	0,00139	0,00149	0,00159	0,00169
10	0,00179	0,00191	0,00202	0,00214	0,00227
11	0,00239	0,00253	0,00267	0,00281	0,00296
12	0,00312	0,00328	0,00344	0,00362	0,00379
13	0,00398	0,00416	0,00436	0,00456	0,00477
14	0,00498	0,00520	0,00543	0,00566	0,00590
15	0,00615	0,00640	0,00667	0,00693	0,00721
16	0,00749	0,00778	0,00808	0,00839	0,00870
17	0,00903	0,00936	0,00969	0,01004	0,01040
18	0,01076	0,01113	0,01152	0,01191	0,01231
19	0,01272	0,01313	0,01356	0,01400	0,01445
20	0,01490	0,01537	0,01585	0,01634	0,01684
21	0,01735	0,01787	0,01840	0,01894	0,01949
22	0,02005	0,02063	0,02122	0,02182	0,02243
23	0,02305	0,02368	0,02433	0,02499	0,02566
24	0,02635	0,02705	0,02776	0,02849	0,02922
25	0,02988	0,03074	0,03152	0,03232	0,03312
26	0,03395	0,03479	0,03564	0,03651	0,03739
27	0,03829	0,03920	0,04013	0,04108	0,04204
28	0,04302	0,04401	0,04502	0,04605	0,04710
29	0,04816	0,04925	0,05034	0,05146	0,05260
30	0,05375	0,05492	0,05612	0,05733	0,05856
31	0,05981	0,06108	0,06237	0,06368	0,06501
32	0,06636	0,06774	0,06913	0,07055	0,07199
33	0,07345	0,07493	0,07644	0,07797	0,07952
34	0,08110	0,08270	0,08432	0,08597	0,08764
35	0,08934	0,09107	0,09282	0,09459	0,09640
36	0,09822	0,10008	0,10196	0,10388	0,10581
37	0,10778	0,10978	0,11180	0,11386	0,11594
38	0,11806	0,12021	0,12238	0,12459	0,12683
39	0,12911	0,13141	0,13375	0,13612	0,13853
40	0,14097	0,14344	0,14595	0,14850	0,15108
41	0,15370	0,15636	0,15905	0,16178	0,16456
42	0,16737	0,17022	0,17311	0,17604	0,17901
43	0,18202	0,18508	0,18818	0,19132	0,19451
44	0,19774	0,20102	0,20435	0,20772	0,21114
45	0,21460	0,21812	0,22168	0,22530	0,22896
46	0,23268	0,23645	0,24027	0,24415	0,24808
47	0,25206	0,25611	0,26021	0,26436	0,26858
48	0,27285	0,27719	0,28159	0,28605	0,29057
49	0,29516	0,29981	0,30453	0,30931	0,31417
50	0,31909	0,32408	0,32915	0,33428	0,33949
51	0,34478	0,35014	0,35558	0,36110	0,36669
52	0,37237	0,37813	0,38397	0,38990	0,39592
53	0,40202	0,40821	0,41450	0,42087	0,42734
54	0,43390	0,44057	0,44733	0,45419	0,46115

Tabela 1 - Valores de $\operatorname{ev} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$.

1.10. Forças no engrenamento

- força tangencial na circunferência primitiva:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T}{d} = \frac{102 \cdot P}{v} \text{ kw} \quad (1.77)$$

- força normal ao dente na seção frontal:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad (1.78)$$

- força normal ao dente (também normal ao flanco da roda cilíndrica e-quivalente):

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} \quad (1.79)$$

- força na direção axial:

$$F_x = F_t \cdot \tan \beta \quad (1.80)$$

(em engrenagens cilíndricas de dentes retos $F_x = 0$).

- força na direção radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (1.81)$$

1.11. Graus de recobrimento (ver figura 8 na página 37)

- segmentos de contato (engrenagem motora 1, engrenagem movida 2):

$$\begin{aligned} \text{total} \\ g_a = \frac{1}{2} \cdot ((d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{0,5} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot (d_{a2}^2 - d_{b2}^2)^{0,5} - \\ - (d_{b1} + d_{b2}) \cdot \tan \alpha_{wt}) \end{aligned} \quad (1.82)$$

de aproximação

$$g_f = \frac{1}{2} \cdot (\frac{z_2}{|z_2|} \cdot (d_{a2}^2 - d_{b2}^2)^{0,5} - d_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt}) \quad (1.83)$$

de afastamento

$$g_a = \frac{1}{2} \cdot ((d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{0,5} - d_{b1} \cdot \tan \alpha_{wt}) \quad (1.84)$$

- graus de recobrimento:

$$\begin{aligned} \text{frontal} \\ \epsilon_\alpha = \frac{\phi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\phi_{\alpha 2}}{\tau_2} = \frac{g_\alpha}{p_{et}} = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} = \frac{g_f + g_a}{p_{et}} \end{aligned} \quad (1.85)$$

axial ou acréscimo do recobrimento devido ao ângulo de inclinação

$$\epsilon_\beta = \frac{\phi_{\beta 1}}{\tau_1} = \frac{\phi_{\beta 2}}{\tau_2} = \frac{b}{p_x} = \frac{b \cdot \sin |\beta|}{m_n \cdot \pi} \quad (1.86)$$

total

$$\epsilon_\gamma = \frac{\phi_{\gamma 1}}{\tau_1} = \frac{\phi_{\gamma 2}}{\tau_2} = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (1.87)$$

com

$$\phi_{\beta 1} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} |\beta|}{r_1} = \frac{2 \cdot b \cdot \operatorname{sen} |\beta|}{m_n \cdot z_1} = u \cdot \phi_{\beta 2} \quad (1.88)$$

$$\phi_{\beta 2} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} |\beta|}{r_2} = \frac{2 \cdot b \cdot \operatorname{sen} |\beta|}{m_n \cdot z_2} = \frac{\phi_{\beta 1}}{u} \quad (1.89)$$

1.12. Largura do dente

Valores práticos para a relação b/d_{w1} , conforme Niemann:

$$\text{engrenagem entre dois apoios} \quad b/d_{w1} \leq 1,2 \quad (1.90)$$

$$\text{engrenagem em balanço} \quad b/d_{w1} \leq 0,75 \quad (1.91)$$

1.13. Módulos

- módulo normal ou módulo do cortador m_n (m para ECDR):

Na tabela 2 estão os valores dos módulos normalizados pela DIN 780.

Na tabela 3 estão os valores dos módulos normalizados pela ABNT.

0,3	2,0	(5,75)	14	55
(0,35)	2,25	6,0	15	60
0,4	2,5	(6,25)	16	65
(0,45)	2,75	6,5	18	70
0,5	3,0	(6,75)	20	75
(0,55)	3,25	7,0	22	
0,6	3,5	(7,5)	24	
(0,65)	3,75	8,0	27	
0,7	4,0	(8,5)	30	
0,8	(4,25)	9,0	33	
0,9	4,5	(9,5)	36	
1,0	(4,75)	10	39	
1,25	5,0	11	42	
1,5	(5,25)	12	45	
1,75	5,5	13	50	

Tabela 2 - Módulos normalizados conforme DIN 780. Evitar valores entre parênteses, se possível.

classe I	classe II	classe III
0,3	0,35	
0,4	0,45	
0,5	0,55	
0,6		(0,65)
	0,7	
0,8	0,9	
1	1,125	
1,25	1,375	
1,5	1,75	
2	2,25	
2,5	2,75	
3		(3,25)
	3,5	(3,75)
4	4,5	
5	5,5	
6		(6,5)
	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	36	
40	45	
50		

Tabela 3 - Módulos de engrenagens cilíndricas normalizados conforme ABNT PB-90. Dar preferência aos módulos da classe I. Evitar o emprego dos módulos entre parênteses, da classe III.

- módulo frontal:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (1.92)$$

- módulo axial:

$$m_x = \frac{m_n}{\sin |\beta|} = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{m_t}{\tan |\beta|} \quad (1.93)$$

- módulo de base:

$$m_b = \frac{m_n}{(\tan^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)^{0,5}} \quad (1.94)$$

1.14. Número de dentes

z é positivo para engrenagens externas

z é negativo para engrenagens internas

Limites do número de dentes em função da correção, ver item 1.4.

Aumentando o ângulo de hélice β diminui o número de dentes mínimo prático, conforme a tabela 4.

z =	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
$\beta(^{\circ}) \approx$	0	13	19	23	28	32	35	39	43	47

Tabela 4 - Número de dentes limite prático em função do ângulo de hélice β ($\alpha = 20^{\circ}$ e fator de altura do dente $y = 1$).

- número de dentes equivalente (para ECDH):

$$z_{nx} = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \quad (1.95)$$

1.15. Passos

- passo angular :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{2 \cdot \pi}{z} \quad \text{em radianos} \\ &= \frac{360}{z} \quad \text{em graus} \end{aligned} \quad (1.96)$$

($\tau < 0$ para engrenagem interna)

- passos na seção frontal:

$$p_t = r \cdot \tau = \frac{d \cdot \pi}{2} = m_t \cdot \pi = \frac{m_n \cdot \pi}{\cos \beta} \quad (1.97)$$

$$p_{yt} = r_y \cdot \tau = \frac{d_y \cdot \pi}{z} = \frac{d_y}{d} \cdot p_t \quad (1.98)$$

$$p_{vt} = r_v \cdot \tau = \frac{d_v \cdot \pi}{z} = \frac{d_v}{d} \cdot p_t \quad (1.99)$$

$$p_{bt} = r_b \cdot \tau = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = \frac{d_b}{d} \cdot p_t = p_t \cdot \cos \alpha_t \quad (1.100)$$

passo frontal na linha de contato

$$p_{et} = p_t \cdot \cos \alpha_t = p_{bt} \quad (1.101)$$

- passos na seção normal:

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta = m_n \cdot \pi \quad (1.102)$$

$$p_{yn} = p_{yt} \cdot \cos \beta_y \quad (1.103)$$

$$p_{vn} = p_{vt} \cdot \cos \beta_v \quad (1.104)$$

$$p_{bn} = p_{bt} \cdot \cos \beta_b = p_n \cdot \cos \alpha_n \quad (1.105)$$

passo de base normal na linha de contato

$$p_{en} = p_n \cdot \cos \alpha_n = p_{bn} \quad (1.106)$$

- passo axial:

$$p_x = m_x \cdot \pi = \frac{m_n \cdot \pi}{\sin |\beta|} = \frac{m_t \cdot \pi}{\tan |\beta|} = \frac{p_z}{|z|} \quad (1.107)$$

- passo da hélice:

$$p_z = \frac{|z| \cdot m_n \cdot \pi}{\sin |\beta|} = \frac{|z| \cdot m_t \cdot \pi}{\operatorname{tg} |\beta|} = |z| \cdot p_x \quad (1.108)$$

1.16. Potência a ser transmitida

A potência nominal vale

$$P_{kw} = \frac{F_t \cdot v}{102} = \frac{T \cdot n_{rpm}}{974} \quad (1.109)$$

$$P_{CV} = 1,36 \cdot P_{kw} \quad (1.110)$$

$$n_{Hz} = \frac{n_{rpm}}{60} \quad (1.111)$$

1.17. Rebaixamento do dente

O rebaixamento da cabeça do dente é feito para se manter a folga c no engrenamento V e prevenir contra uma eventual interferência. O valor do rebaixamento é

$$k \cdot m_n = a - a_d - m_n \cdot (x_1 + x_2) \quad (1.112)$$

$$k = y - (x_1 + x_2) \quad (1.113)$$

O coeficiente de correção da cabeça k é

negativo para engrenamentos externos, provocando diâmetros de cabeça menores.

positivo para engrenamentos internos, provocando menor diâmetro de cabeça da engrenagem interior e maior diâmetro de cabeça do pinhão.

Normalmente o valor calculado é tão pequeno que se mantém a altura do dente, causando apenas uma diminuição de $k \cdot m_n$ na folga do fundo do dente c . Ou mesmo no processo de fabricação a folga pode ser alcançada devido ao avanço ligeiramente maior da ferramenta para permitir a folga entre flancos (backlash).

Para engrenamento interno pode não ser possível fazer o rebaixamento devido ao engrenamento especial entre ferramenta e peça (ver DIN 3993).

1.18. Relações de transmissão e engrenamento

- a relação de transmissão é a relação entre as velocidades angulares da roda motora e movida

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b} = - \frac{z_b}{z_a} \quad (1.114)$$

No engrenamento externo as duas engrenagens rodam em sentidos contrários, portanto, i é negativo.

No engrenamento interno elas giram no mesmo sentido: i é positivo.

$|i| > 1$ são relações de redução de velocidade

$|i| < 1$ são relações de aumento de velocidade

- a relação de engrenamento u é a relação entre os números de dentes da roda maior e da menor

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.115)$$

Sempre $|u| \geq 1$.

Para engrenamento interno $u < 0$.

1.19. Torque a ser transmitido

O torque nominal vale

$$T = \frac{F_t \cdot d}{2000} = \frac{974 \cdot P_{kw}}{n_{rpm}} \quad (1.116)$$

Da equação (1.111),

$$n_{Hz} = \frac{n_{rpm}}{60}$$

1.20. Velocidades

- velocidade periférica:

$$v = \frac{d \cdot n_{rpm}}{19100} = \frac{d \cdot \omega}{2000} \quad (1.117)$$

- velocidade angular:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{rpm}}{30} = \frac{n_{rpm}}{9,55} = \frac{2000 \cdot v}{d} \quad (1.118)$$

Da equação (1.111),

$$n_{Hz} = \frac{n_{rpm}}{60}$$

CAPÍTULO 2 - CÁLCULO DA CAPACIDADE DE CARGA
DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS

Este roteiro está baseado na norma DIN 3990 - Cálculo da capacidade de carga de rodas cilíndricas e cônicas. Corresponde à norma ISO/TC 60.

Alguns fatores indicados nas fórmulas ainda não foram precisamente determinados. Outros são indicados em bibliografia não encontrada por mim em algumas bibliotecas. Para estes casos, assumo valores adotados nos exemplos da norma.

2.1. Campo de aplicação

Apenas estão consideradas nos cálculos as rodas cilíndricas com perfil de evolvente e grau de recobrimento $1 \leq \epsilon_{\alpha} \leq 2,5$.

2.2. Considerações preliminares

A capacidade de carga das engrenagens deve ser definida de modo que, durante sua vida desejada, não aconteça quebra do dente, pitting e nem abrasão por desgaste.

A capacidade de carga do pé do dente é calculada para prevenir contra ruptura do dente.

A capacidade de carga de flancos é determinada para se analisar o problema de pitting. O pitting progressivo é inaceitável e o pitting limitado é admissível.

A capacidade de carga de desgaste por deslizamento e corrosão deveria também ser calculada prevendo a quebra do filme lubrificante entre os dentes em contato. Atualmente a norma não apresenta fórmula alguma para este caso por falta de dados suficientes.

Outros fatores como perda de energia por calor, classe de lubrificação, forma da caixa, etc. não foram considerados pela mesma razão.

2.3. Cálculo da solicitação no pé do dente

A verificação deve ser feita sempre para a coroa e para o pinhão separadamente.

A tensão no pé do dente se calcula por

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{m_n} \cdot Y_F \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \leq \sigma_{FP} \quad (2.1)$$

Cada fator é determinado isoladamente a seguir.

2.3.1. Força periférica por unidade de largura do dente na circunferência primitiva w_{Ft} :

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_I \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \quad (2.2)$$

- F_t força periférica nominal na circunferência primitiva, da equação (1.77).

- b largura do dente: deve ser fixada (ver item 1.12).

- K_I fator de serviço: depende das características da máquina de acionamento e de trabalho, das relações de massas, das rotações e do acoplamento. Valores práticos são encontrados na tabela 6, conforme Henriot, AGMA e Niemann, respeitando as classes de choque da tabela 5.

GRAU DE CHOQUE	MÁQUINA ACIONADA
I quase sem choques	Gerador elétrico, acionamento de avanço de máquinas operatrizes, correia transportadora, guinchos elétricos, elevadores leves, ventilador, turbo-compressor, agitador e misturador para líquidos homogêneos, compressor rotativo, transportadora por placas, transportador tipo parafuso sem fim, etc.
II choques moderados	Acionamento principal de máquinas operatrizes, elevadores pesados, tambores de guindastes, ventiladores de minas, agitadores e misturadores para produtos não homogêneos, bombas de pistões múltiplos, etc.
III choques consideráveis	Laminadores, prensas, tesouras, amassadores para borracha, máquina para indústria siderúrgica, dragas de caçamba, centrífugas pesadas, bombas pesadas de distribuição, máquinas perfuratrizes, prensas de briquetes, moinhos, etc.

Tabela 5 - Graus de choque em função da máquina acionada.

Máquina de acionamento	Grau de choque	Tempo diário de funcionamento (horas)			
		0,5	3	8	24
Motor elétrico	I	0,5	0,8	1,0	1,25
	II	0,8	1,0	1,25	1,5
	III	1,25	1,5	1,75	2,0
Turbina, motor com vários cilindros	I	0,8	1,0	1,25	1,5
	II	1,0	1,25	1,5	1,75
	III	1,5	1,75	2,0	2,25
Motor de um cilindro	I	1,0	1,25	1,5	1,75
	II	1,25	1,5	1,75	2,0
	III	1,75	2,0	2,25	2,5

Tabela 6 - Fatores de serviço práticos; graus de choque da tabela 5.

- K_v fator dinâmico: apesar da velocidade da roda motora ser constante, há ligeiras variações na velocidade da roda movida desde o início do engrenamento de um par de dentes até o final. Esta condição provoca o aparecimento de forças dinâmicas representadas pelo fator dinâmico que depende também da rigidez do dente, da correção do perfil, dos erros de denteado, da velocidade periférica, das massas giratórias da engrenagem, etc. Pode ser obtido da tabela 7 (sobre qualidade das engrenagens, ver próximo parágrafo).

As engrenagens de dentes inclinados trabalham mais suavemente; assim, o fator dinâmico pode ser tirado da tabela 7 diminuindo-se duas vezes a parte maior que a unidade.

Qualidade	Dureza da superfície dos dentes	Velocidade periférica em m/s			
		1	1-3	3-8	8-12
6	< HB 350	1	1	1,2	1,3
	> HB 350	1	1	1,15	1,25
7	< HB 350	1	1,15	1,35	1,45
	> HB 350	1	1,10	1,25	1,35
8	< HB 350	1	1,25	1,45	-
	> HB 350	1	1,20	1,35	-
9	< HB 350	1,1	1,35	-	-
	> HB 350	1,1	1,30	-	-

Tabela 7 - Fator dinâmico K_v para engrenagens de dentes retos.

- K_{Fa} fator de distribuição de carga frontal para solicitação do pé do dente: considera uma distribuição desigual da carga no par de dentes devido às deformações dos próprios dentes.

Pode ser obtido da figura 5; critérios para escolha da tolerância, segundo projeto da ABNT PB-245:

Qualidade 1: praticamente não é utilizada tal a dificuldade de sua obtenção. Foi criada principalmente prevendo aplicações especiais.

Qualidade 2: são utilizadas como engrenagens padrão, na indústria de precisão. São obtidas com retíficas, lapidação, etc.

Qualidade 3: são utilizadas geralmente como padrão nos laboratórios de controle de produção. Podem ser obtidas por retífica, lapidação, etc.

Qualidade 4: são geralmente utilizadas na fabricação de engrenagens padrão, rodas dentadas de avião, instrumentos de precisão com movimentos conjugados. Também em casos excepcionais são utilizadas em máquinas operatrizes. São obtidas em retífica, por geração, etc.

Qualidade 5: são engrenagens utilizadas em aviões, máquinas operatrizes, instrumentos de medida, turbinas, etc.

Qualidade 6: são utilizadas em automóveis, ônibus, nas partes de alta velocidade.

Qualidade 7: são engrenagens obtidas com caracóis, cremalheiras ou engrenagens de corte, um usinagem cuidadosa, sejam raspadas, retificadas ou não. Empregadas em veículos, máquinas operatrizes, navios, máquina de levantamento e transporte, turbinas, etc.

Qualidades 8 e 9: são as mais empregadas em engrenagens, pois não necessitam retífica nem usinagem muito cuidadosa. Usadas em máquinas em geral, engrenagens de menor velocidade na transmissão de veículos, etc.

Qualidades restantes: podem ser utilizadas sem maiores dificuldades em tratores, máquinas agrícolas em geral, máquinas de levantamento, etc.

Para altas velocidades, são indicadas qualidades melhores.

- $K_{F\beta}$ fator de distribuição da carga na largura para solicitação do pé do dente: depende da rigidez do dente, dos erros de direção dos flancos, erros de direção do eixo, da carga estática, da deformação da caixa, dos eixos e dos corpos das rodas. Em linhas gerais, quanto maior a rigidez do dente, menor sua deformação e, portanto, haverá uma distribuição pior da carga na largura do dente ($K_{F\beta}$ maior).

Por falta de bibliografia e baseado nos exemplos,

$$K_{F\beta} \approx 1 \text{ a } 1,2$$

(2.3)

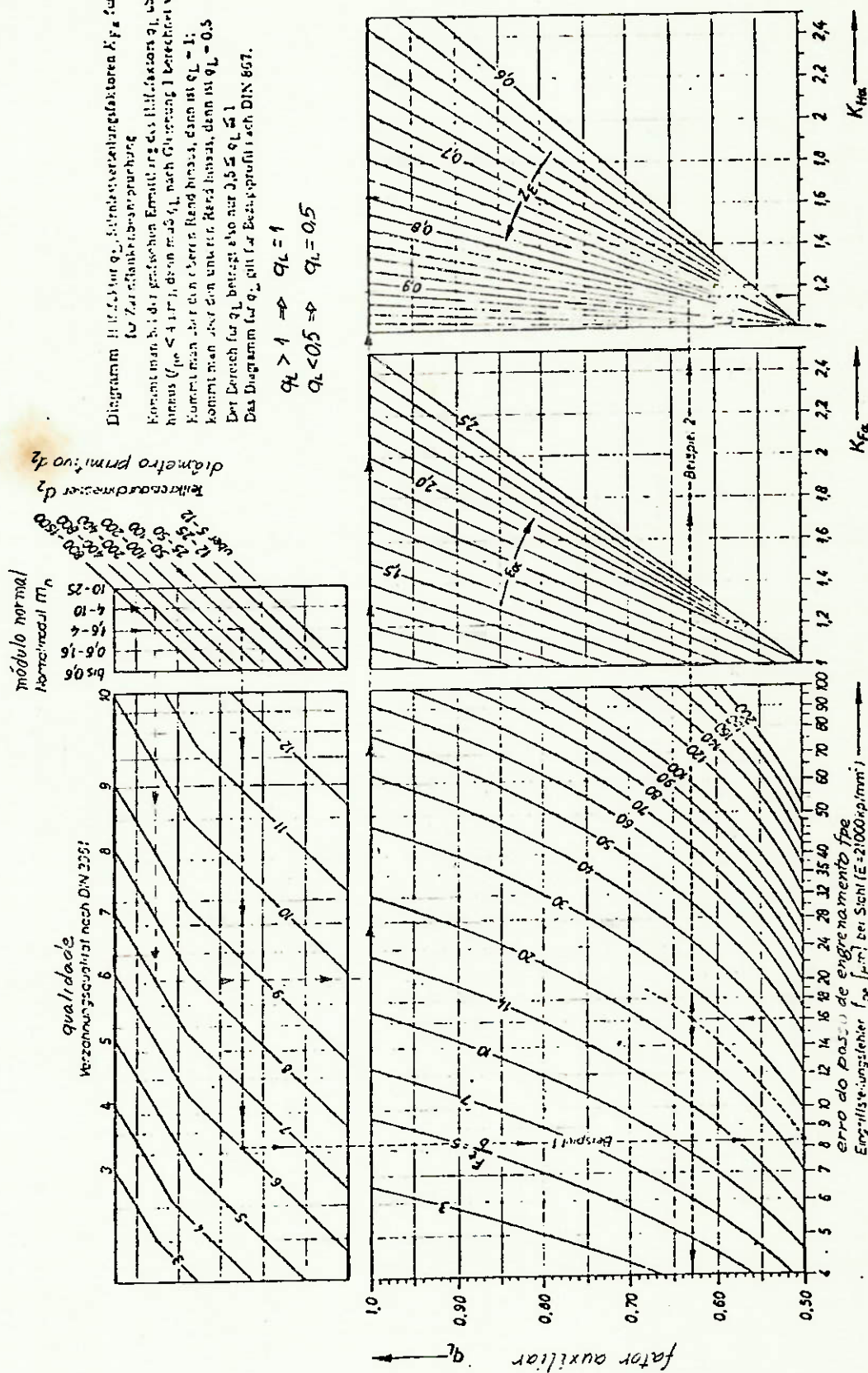
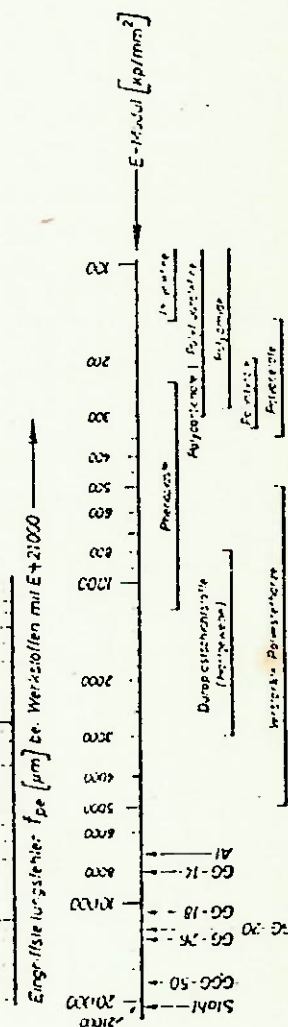


Figura 5 - Fator de distribuição da carga frontal para sollicitação do pé do dente K_{Fa} (ou do flanco $K_{H\alpha}$) em função do diâmetro d_2 , do módulo m_n , da qualidade do dente, da relação F_t/b e do grau de recobrimento ϵ_α (ou do fator de recobrimento Z_ϵ).

Exemplo 1:
 Dados: $d_2 = 74,5 \text{ mm}$, $m_n = 2$, $F_t/b = 1,42$, $Z_\epsilon = 0,81$, $\epsilon_\alpha = 0,63$, $K_{Fa} = 1,0$, $K_{H\alpha} = 1,14$.
 Solução:
 Pelo diagrama II.2.3.3. para q_L e q_H e para os fatores K_{Fa} e $K_{H\alpha}$ para os dentes de engrenagem, com a diferença de que, neste diagrama, o eixo das abscissas representa o fator de distribuição da carga frontal q_L e q_H , e o eixo das ordenadas representa o fator de distribuição da carga frontal K_{Fa} e $K_{H\alpha}$.



2.3.2. Fator de forma do dente Y_F :

Expressa a tensão de flexão máxima causada por uma força unitária na cabeça do dente reto com módulo igual a um. É função apenas do número de dentes e da correção. Não depende do módulo.

Pode ser obtido, para engrenagens externas, da figura 6.

Para engrenagem interna

$$Y_F = 2,06 - 1,18.(2,25 - h_z^*) \quad (2.4)$$

onde o fator de altura do dente

$$h_z^* = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2.m_n} \quad (2.5)$$

2.3.3. Fator parcial de carga Y_ϵ :

Indica a proporção da carga distribuída para os pares de dentes engrenados, ou seja, quanto maior o recobrimento, menor a carga em um determinado dente.

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} \quad (2.6)$$

2.3.4. Fator do ângulo de inclinação Y_β :

Considera a influência do ângulo de hélice na distribuição da tensão no pé do dente (a linha de contato é inclinada).

Para $\beta \leq 30^\circ$,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} \quad (2.7)$$

Para $\beta > 30^\circ$,

$$Y_\beta = 0,75 \quad (2.8)$$

2.3.5. Tensão admissível no pé do dente σ_{FP} :

Depende do material, do tratamento térmico, do processo de fabricação, da duração requerida e da segurança necessária contra ruptura do dente.

Deve ser calculada sempre separadamente para pinhão e coroa.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} . Y_S . K_{FX} \quad (2.9)$$

- σ_{Flim} resistência à fadiga para tensão no pé do dente do material do pinhão ou da roda: é função do material. Ver apêndice sobre materiais.

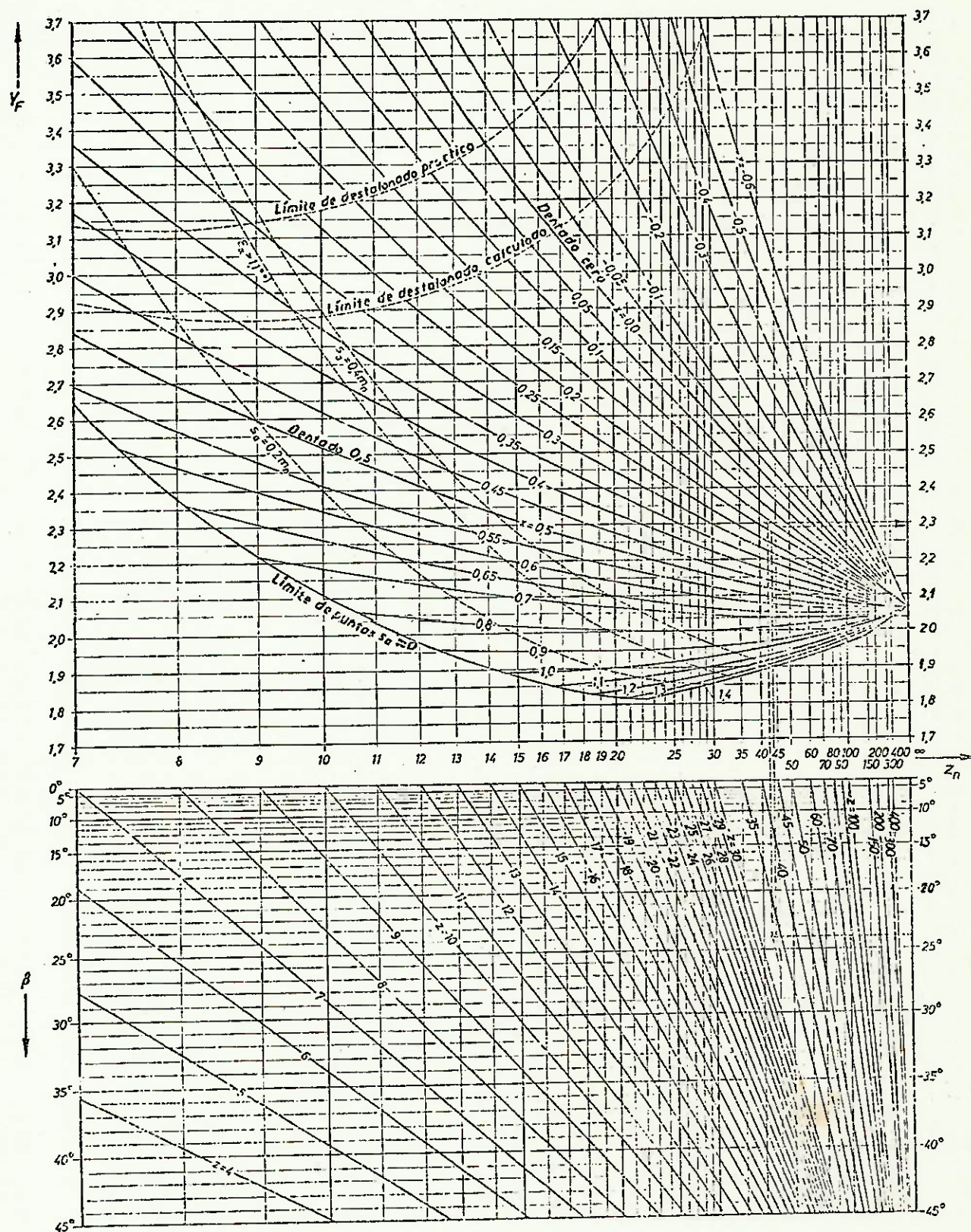


Figura 6 - Fator de forma do dente Y_F para dentado exterior com $\alpha_n = 20^\circ$ e $h_{a0} = 1,25.m_n$. O fator de forma é pouco influenciado pelo rebaixamento da cabeça; esta influência é geralmente desprezada.

- S_{Fmin} fator de segurança mínimo contra ruptura permanente do pé do dente: deve ser sempre maior que um. Niemann recomenda

$$S_{Fmin} \geq 1,8 - 4 \quad \text{em transmissão para serviço contínuo} \quad (2.10)$$

$$S_{Fmin} \geq 1,5 - 2 \quad \text{em transmissão para serviço intermitente} \quad (2.11)$$

- Y_S fator de entalhe: corresponde a um fator de concentração de tensões. Se o raio de arredondamento do pé for maior que $0,25.m_n$,

$$Y_S = 1 \quad (2.12)$$

Isto só não ocorre em casos especiais, pois a DIN 867 recomen-

da:

folga da cabeça c	raio de arredondamento máximo	
$0,17.m_n$	$0,25.m_n$	(2.13)
$0,25.m_n$	$0,37.m_n$	
$0,30.m_n$	$0,45.m_n$	

- K_{FX} fator de tamanho para a solicitação do pé do dente: depende das dimensões da roda dentada. Decresce com o tamanho do dente. Segundo Dobrovolski,

$$\begin{aligned} K_{FX} &= 1 && \text{para } d_a \leq 300 \text{ mm} \\ K_{FX} &= 1 - \frac{d_a - 300}{8500} && \text{para } 300 < d_a < 2000 \text{ mm} \\ K_{FX} &= 0,8 && \text{para } d_a \geq 2000 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.14)$$

2.3.6. Fator de segurança contra ruptura permanente do pé do dente S_F :

Verificar sempre separadamente para pinhão e coroa.

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{F_t}{b.m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta} \cdot \left(\frac{Y_S \cdot K_{FX}}{K_I \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \right) \geq S_{Fmin} \quad (2.15)$$

ou

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot K_{FX}}{\sigma_F}$$

O fator de segurança calculado se aproxima da segurança real à medida em que os fatores entre parênteses correspondam às condições de funcionamento e o valor da resistência calculado (equação (2.9)) represente o mais fielmente a resistência verdadeira no pé do dente.

Se, em determinado campo de aplicação existirem experiências suficientes, os fatores reunidos entre parênteses podem ser substituídos por um fator empírico.

2.4. Cálculo da solicitação nos flancos do dente

Consiste em verificar a pressão de Hertz no ponto de rolamento C e, para $z_n < 20$, também no ponto de engrenamento individual interior do pinhão (ponto de contato do flanco do dente interno à circunferência de funcionamento). Ver figura 8 na página 37.

2.4.1. Pressão de Hertz no ponto de rolamento C σ_H :

$$\sigma_H = \left(\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \right)^{0,5} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \leq \sigma_{HP} \quad (2.16)$$

Cada fator é determinado a seguir, separadamente.

2.4.2. Força periférica na circunferência primitiva por unidade de largura do dente para solicitação de flancos do dente w_{Ht} :

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_I \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (2.17)$$

- F_t força periférica nominal na circunferência primitiva: da equação (1.77).

- b largura do dente: a menor, caso pinhão e coroa tenham larguras diferentes.

- K_I fator de serviço e K_v fator dinâmico: consultar tabelas 5,6 e 7 (item 2.3.1).

- $K_{H\alpha}$ fator de distribuição de carga frontal para solicitação de flancos de dente: considera uma distribuição desigual da carga no par de dentes devida às deformações do mesmo no engrenamento. O fator é obtido da figura 5 (item 2.3.1).

- $K_{H\beta}$ fator de distribuição da carga na largura para solicitação de flancos de dente: depende da rigidez do dente, da carga estática, dos erros de direção dos flancos, erros de direção do eixo, da deformação da caixa, dos eixos e dos corpos das rodas. Basicamente, quanto maior a rigidez do dente, menor sua deformação e, portanto, pior é a distribuição de carga na largura do dente ($K_{H\beta}$ maior). Por falta de bibliografia e baseado nos exemplos,

$$K_{H\beta} \approx 1 \text{ a } 1,2 \quad (2.18)$$

2.4.3. Fator de forma de flancos Z_H :

Leva em conta a forma do flanco no ponto de rolamento, pois a pressão depende do raio de curvatura do flanco.

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \left(\frac{\cos \beta_b}{\tan \alpha_{wt}} \right)^{0,5} \quad (2.19)$$

2.4.4. Fator do material Z_M :

Considera as propriedades mecânicas das rodas: módulo de elasticidade E e o número de Poisson ν .

$$Z_M = \left(\frac{2}{\pi} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \right)^{0,5} \quad (2.20)$$

Para aço e metal rápido $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, resultando

$$Z_M = (0,35 \cdot E)^{0,5} \quad (2.21)$$

onde

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (2.22)$$

Para outros materiais, ver tabela 8 (da norma DIN 3990 parte 6)

2.4.5. Fator de recobrimento Z_ϵ :

Considera as influências do recobrimento do perfil ϵ_α , recobrimento axial ϵ_β e ângulo de hélice β sobre o valor da compressão de Hertz. As equações abaixo valem para $\epsilon_\alpha \geq 1$.

$$Z_\epsilon = \left(\left(\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha} \right) \cdot \cos \beta_b \right)^{0,5} \quad (2.23)$$

$$\text{Se } \epsilon_\beta > 1, \text{ considerar } \epsilon_\beta = 1. \quad (2.24)$$

Para dentes retos,

$$Z_\epsilon = \left(\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \right)^{0,5} \quad (2.25)$$

Para dentes inclinados com $\epsilon_\beta \geq 1$,

$$Z_\epsilon = \left(\frac{\cos \beta}{\epsilon_\alpha} \right)^{0,5} \quad (2.26)$$

Da equação (1.86),

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin |\beta|}{m_n \cdot \pi}$$

Roda 1 Material		Módulo de elas- ticidade kp/mm ²	Número de Poisson v	Roda 2 Material		Módulo de elas- ticidade kp/mm ²	Número de Poisson v	Fator do mate- rial Z_M $\sqrt{\text{kp/mm}^2}$
Abre- viatura				Abre- viatura				
Aço	St	21000	0,3	Aço	St	21000	0,3	85,7
				Aço	GS-60	20500		85,2
				fundido	GS-52	20500		85,2
				Ferro	GGG-50	17600		81,9
				fundido	GGG-42	17500		81,7
				nodular	G-SnBz14	10500		70,0
				Bronze de	CuSn8	11500		72,1
				estanho	(antigo			
				fundido	SnBz8)			
				Ferro	GG-25	12800		74,6
fundido	GG-20	12000	73,1					
cinzento								
(lame- lar)								
Aço fundido	GS-60	20500	0,3	Aço fundido	GS-52	20500	0,3	84,7
				Ferro fundido nodular	GGG-50	17600		81,4
				Ferro fundido cinzento (lamelar)	GG-20	12000		72,8
				Ferro fundido nodular	GGG-42	17500		78,4
Ferro fundido nodular	GGG-50	17600	0,3	Ferro fundido cinzento (lame- lar)	GG-20	12000	0,3	70,7
				Ferro fundido cinzento (lame- lar)	GG-25	12800		65,8
Ferro fundido cinzento (lame- lar)	GG-20	12000	0,3	Ferro fundido cinzento (lame- lar)	GG-20	12000	0,3	64,8
Aço	St	21000	0,3	Material prensado de Duroplast (tecido duro)		800*	0,5*	25,4*

* Valores médios

Tabela 8 - Fator do material Z_M para vários pares de engrenagens.

2.4.6. Pressão de Hertz admissível σ_{HP} :

Depende do material (das duas rodas), do tratamento térmico, do processo de fabricação, da duração requerida, da segurança necessária e da lubrificação.

Calcular sempre separadamente para pinhão e coroa.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot K_L \cdot K_{HX} \cdot Z_R \cdot Z_v \quad (2.27)$$

- σ_{Hlim} resistência à fadiga para a pressão de Hertz do material do pinhão ou da roda: depende do material. Ver apêndice sobre materiais.

- S_{Hmin} fator de segurança mínimo contra formação de pitting: Niemann recomenda

$$S_{Hmin} \geq 1,3 - 2,5 \quad \text{em transmissão para serviço contínuo} \quad (2.28)$$

$$S_{Hmin} \geq 0,4 - 1 \quad \text{em transmissão para serviço intermitente} \quad (2.29)$$

- K_L fator do lubrificante: depende da classe e viscosidade do lubrificante. Por falta de bibliografia e baseado nos exemplos,

$$K_L \approx 1 \quad (2.30)$$

- K_{HX} fator de tamanho para solicitação de flancos do dente: depende das dimensões da roda dentada. Normalmente

$$K_{HX} = 1 \quad (2.31)$$

- Z_R fator de rugosidade: depende da rugosidade da superfície do dente (diminui com qualidades piores). Por falta de bibliografia e baseado nos exemplos,

$$Z_R \approx 1 \quad (2.32)$$

- Z_v fator de velocidade: é função da velocidade periférica. Conforme Dobrovolski,

$$\begin{aligned} \text{para } v \leq 5 \text{ m/s, } Z_v &= 1 \\ \text{para } 5 < v \leq 15 \text{ m/s, } Z_v &= 1 + 0,012 \cdot (v - 5) \quad \text{para dureza menor que HB 350} \\ Z_v &= 1 + 0,006 \cdot (v - 5) \quad \text{para dureza maior que HB 350.} \end{aligned} \quad (2.33)$$

2.4.7. Fator de segurança contra formação de pitting S_H :

Verificar sempre separadamente para pinhão e coroa.

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\left(\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1}\right)^{0,5} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon} \cdot \left\{ \frac{Z_v \cdot K_{HX} \cdot Z_R \cdot K_L}{(K_I \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{0,5}} \right\} \geq S_{Hmin}$$

ou

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot K_{HX} \cdot Z_R \cdot Z_v}{\sigma_H} \quad (2.34)$$

O valor de S_H calculado representa a segurança real tanto melhor quanto mais fiéis forem os fatores entre chaves (fração da direita) em relação às condições de funcionamento e quanto mais exatamente coincidir a resistência de flancos existente realmente com o valor calculado na equação (2.27). Se a expressão entre chaves for igualada a um, garante-se uma segurança maior contra formação de pitting.

Havendo suficientes dados experimentais em determinado campo de aplicação, os fatores entre chaves podem ser substituídos por um fator empírico.

Observar que a força está dentro da raiz, ou seja, duplicando-se-a, a segurança diminui $\sqrt{2}$ vezes.

2.4.8. Pressão de Hertz no ponto de engrenamento individual interior B do pinhão σ_{HB} :

Este cálculo só é necessário se, para o pinhão, o número de dentes equivalente (da equação (1.95)) for $z_{n1} \leq 20$ (dentes externos) ou $z_{n1} \leq 30$ (dentes internos), pois apenas nestas condições o aumento da pressão de Hertz é significativo.

O ponto de engrenamento individual interior B do pinhão é o ponto do flanco situado interiormente à circunferência primitiva do pinhão, conforme a figura 8. Tal ponto só existe para recobrimento total $\epsilon_\alpha + \epsilon_\beta < 2$.

Este ponto é importante porque possui pequeno raio de curvatura, provocando elevada pressão de Hertz.

A pressão calculada σ_{HB} não deve ser superior à pressão admissível:

$$\sigma_{HB} = \sigma_H \cdot Z_B \leq \sigma_{HP} \quad (2.35)$$

- σ_H da equação (2.16)
- σ_{HP} da equação (2.27)

- Z_B fator de engrenamento individual do pínhão: é o fator de forma de flancos para conversão da compressão de Hertz no ponto de rolamento C para o ponto de incidência individual interior B do pínhão. Assim, é função dos raios de curvatura:

$$Z_B = \left(\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}} \right)^{0,5} = \frac{\text{tg } \alpha_{wt} \cdot \cos \beta}{(\text{tg } \alpha_{B1} \cdot \text{tg } \alpha_{B2})^{0,5}} \quad (2.36)$$

O ângulo de compressão α_{B2} se calcula por:

$$\text{tg } \alpha_{B2} = \text{tg } \alpha_{wt} \cdot \cos \beta \cdot \left(\frac{u+1}{u} \right) - \frac{1}{u} \cdot \text{tg } \alpha_{B1} \quad (2.37)$$

Donde o ângulo de compressão α_{B1} é obtido da figura 7 em função de D_1 e N_1 :

$$D_1 = \sin^2 \beta \cdot \cos \alpha_n + \cos \beta_b \cdot \cos \beta \cdot \frac{d_{a1}}{d_{b1}} \quad (2.38)$$

e

$$N_1 = z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \quad (2.39)$$

2.4.9. Pressão de Hertz no ponto de engrenamento individual interior D da roda σ_{HD} :

Este cálculo só é necessário se, para a roda, o número de dentes equivalente (da equação (1.95)) for $z_{n2} \leq 20$ (dentes externos) ou então $z_{n2} \leq 30$ (dentes internos).

O ponto de engrenamento individual interior D da roda é o ponto do flanco situado interiormente à circunferência primitiva da coroa, conforme a figura 8. Tal ponto é importante porque, tendo raio de curvatura menor, a pressão de Hertz é maior.

A pressão de Hertz calculada σ_{HD} não deve ser superior à pressão admissível:

$$\sigma_{HD} = \sigma_H \cdot Z_D \leq \sigma_{HP} \quad (2.40)$$

- σ_H da equação (2.16)

- σ_{HP} da equação (2.27)

- Z_D fator de engrenamento individual da roda: converte a compressão de Hertz no ponto de rolamento C para o ponto de incidência individual interior D da roda. Então é função dos raios de curvatura:

$$Z_D = \left(\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1D} \cdot \rho_{2D}} \right)^{0,5} = \frac{\text{tg } \alpha_{wt} \cdot \cos \beta}{(\text{tg } \alpha_{D1} \cdot \text{tg } \alpha_{D2})^{0,5}} \quad (2.41)$$

O ângulo de incidência α_{D1} se calcula por:

$$\operatorname{tg} \alpha_{D1} = \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos \beta \cdot (1+u) - u \cdot \operatorname{tg} \alpha_{D2} \quad (2.42)$$

Donde o ângulo de incidência α_{D2} é obtido da figura 7 em função de D_2 e N_2 :

$$D_2 = \operatorname{sen}^2 \beta \cdot \cos \alpha_n + \cos \beta_b \cdot \cos \beta \cdot \frac{d_{a2}}{d_{b2}} \quad (2.43)$$

$$N_2 = z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \quad (2.44)$$

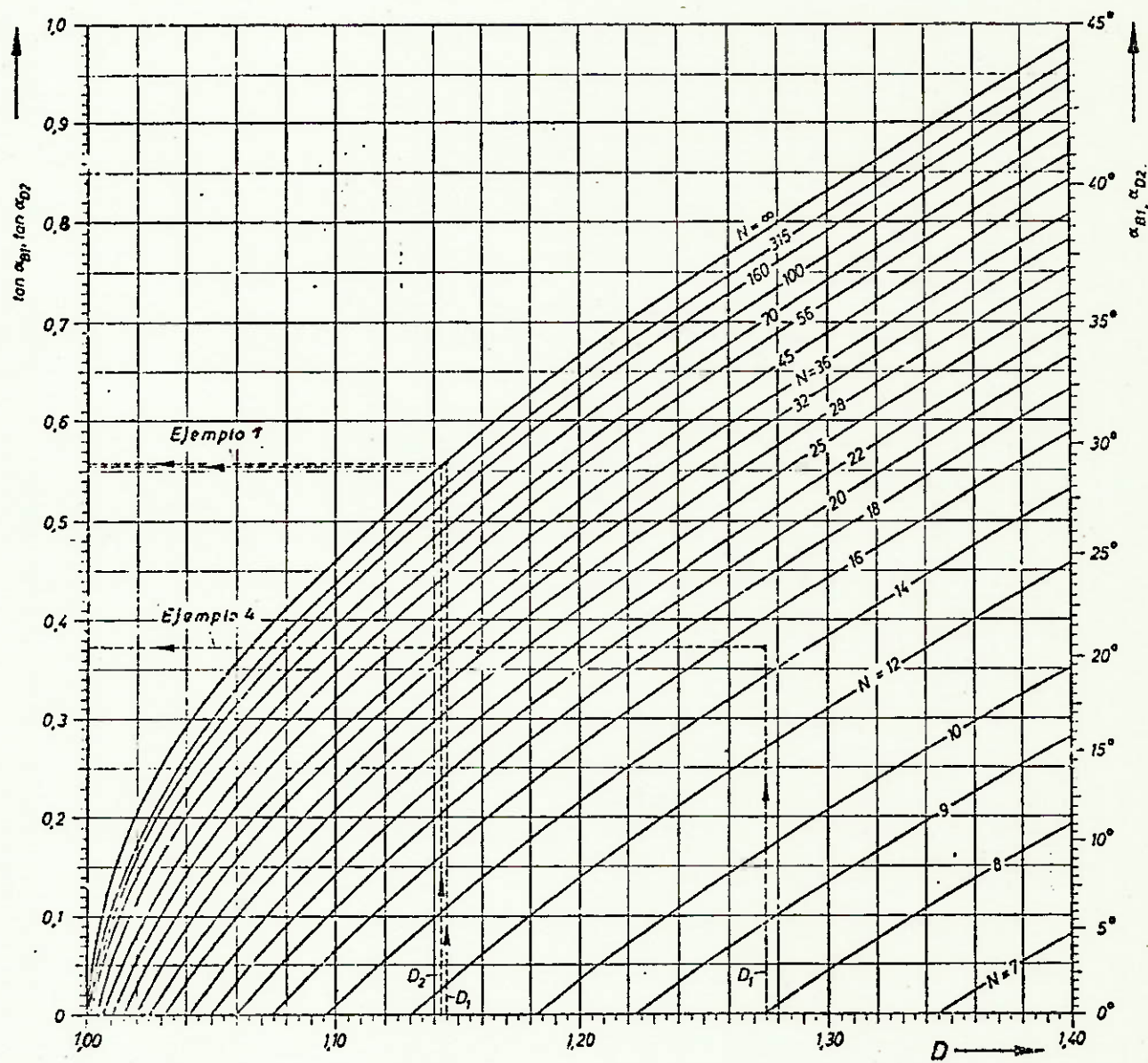


Figura 7 - Ângulos de incidência α_{B1} e α_{D2} para cálculo dos fatores de engrenamento individual do pinhão Z_B e da roda Z_D , respectivamente.

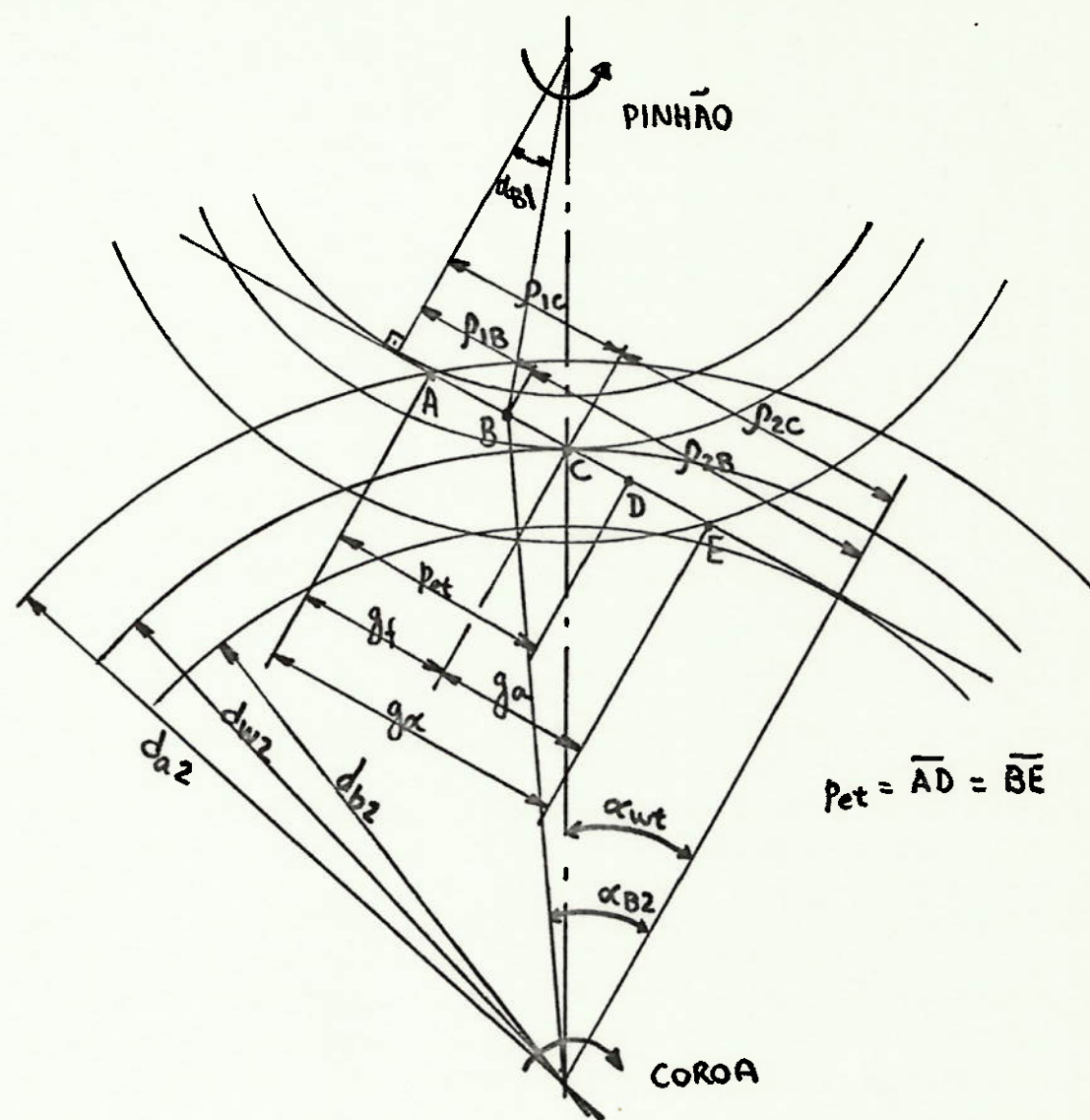


Figura 8 - Raios de curvatura e pontos de incidência individuais interiores do pinhão B e da roda D. C é o ponto de rolamento. Também estão indicados os segmentos de contato.

CAPÍTULO 3 - VERIFICAÇÃO DE UM PAR DE ENGRENAGENS
DE UM REDUTOR PARA UM TREM LAMINADOR

O desenho 1 mostra o redutor/caixa de pinhões para uma gaiola de um trem laminador. A verificação será para o primeiro par de engrenamento dessa caixa, detalhado nos desenhos 2 e 3.

O estudo do ciclo de funcionamento do laminador mostrou que a operação pode ser dividida em seis classes, cada uma baseada em rotações e potências médias que resultam em torques diferentes:

Classe	Potência (kw)	Rotação (rpm)	Torque (kgfm)
I	34	600	55
II	64	600	104
III	55	505	106
IV	71	545	127
V	95	450	206
VI	138	545	247

Com o auxílio do programa de cálculo de tensões em dentes de engrenagens do apêndice B (implementado para uma calculadora HP 41C), serão calculadas as tensões no pé dos dentes e nos flancos para cada classe. Valendo a hipótese de que cada classe está distribuída igualmente no tempo (5 dias para cada uma em um ciclo total de 30 dias), essas tensões serão comparadas com as tensões limites e estimada a vida do par, de acordo com o critério de Miner descrito a seguir.

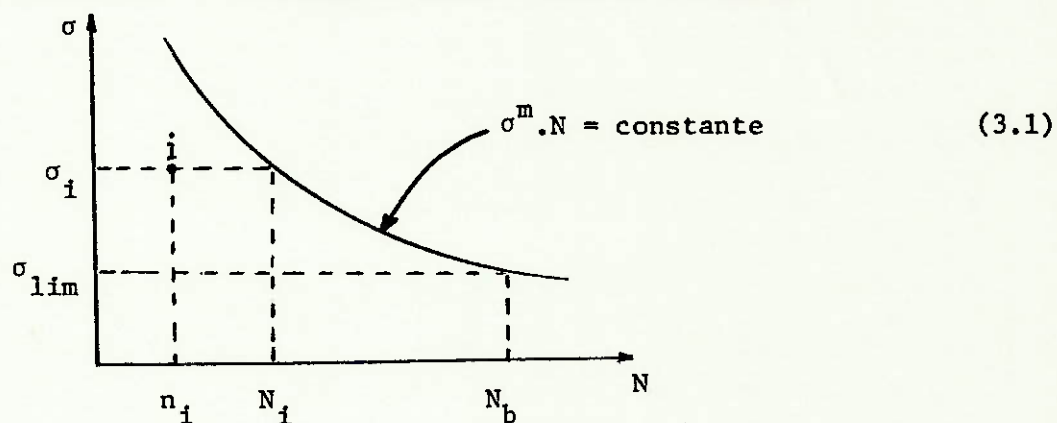


Figura 9 - Curva de fadiga do material. Aí valem:

σ é a tensão calculada (para flexão ou pitting)

N é o número de ciclos limite para esta tensão

m é o expoente que depende do material e do estado de tensões da peça; varia entre 6 e 9 (valores menores para aços normalizados e beneficiados e valores maiores para aços temperados).

Na figura 9 N_b representa o número de ciclos base para a tensão limite σ_{lim} e vale, conforme a parte 9 da DIN 3990:

$$N_b = 3.10^6 \text{ ciclos para flexão e} \quad (3.2)$$

$$N_b = 50.10^6 \text{ ciclos para compressão de Hertz.} \quad (3.3)$$

Com os valores de N_b , σ_{lim} e m , a curva da figura fica determinada pela relação (3.1).

Para cada tensão calculada, obtém-se um ponto i no gráfico. O dano relativo é definido por:

$$\frac{n_i}{N_i} = \text{dano relativo} \quad (3.4)$$

onde n_i é o número de ciclos em que atua a tensão, dentro de um ciclo total. Para j ciclos totais, vale a relação:

$$j \cdot \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3.5)$$

Daí se obtém j e, conseqüentemente, a vida do par, pois

$$\text{Vida em anos} = j \text{ ciclos/número de ciclos por ano} \quad (3.6)$$

Em seguida estão as tensões atuantes nas engrenagens para cada classe:

Classe I:

Dados para o programa:

- Potência $P = 34 \text{ kw}$
- Rotação do pinhão $n_1 = 600 \text{ rpm}$
- Ângulo de pressão normal $\alpha_n = 20^\circ$
- Módulo normal $m_n = 5 \text{ mm}$
- Ângulo de inclinação $\beta = 9^\circ 30'$
- Do desenho, $x_1 \cdot m_n = 0,8500$
 $x_2 \cdot m_n = -0,6468$

então

$$x_1 = 0,1700$$

$$x_2 = -0,1294$$

- A largura também é obtida do desenho:

$$b = 100 - 2 \cdot h_{a2} \cdot \text{tg } 15^\circ = 100 - 2 \cdot 1,5 \cdot \text{tg } 15^\circ \approx 97 \text{ mm}$$

- número de dentes do pinhão $z_1 = 24$
- número de dentes da coroa $z_2 = 114$
- Distância entre centros $a = 350 \text{ mm}$
- Fator de serviço, das tabelas 5 e 6:

$$K_I = 2,0$$

- Velocidade calculada pelo programa

$$v = 3,82 \text{ m/s}$$

- Da tabela 7, com qualidade 7 e dureza nos flancos HB 634 ($\approx$ HRC 59 do desenho), o fator dinâmico vale

$$K_v = 1,25$$

- Do programa, o grau de recobrimento é

$$\epsilon_\alpha = 1,66$$

- e o diâmetro da coroa

$$d_2 = 577,93 \text{ mm}$$

(obs: confere com o desenho)

- Com esses valores e

$$F_t/b = 9,35 \text{ kgf/mm}$$

da figura 5 obtém-se o valor do fator de distribuição de carga frontal para solicitação do pé do dente

$$K_{Fa} = 1,65$$

- Fator de distribuição de carga na largura para solicitação de flexão, de (2.3):

$$K_{F\beta} = 1$$

- Da figura 6, com os coeficientes de correção, os números de dentes e o ângulo de hélice, os fatores de forma valem:

$$Y_{F1} = 2,5$$

$$Y_{F2} = 2,23$$

- Tensões atuantes no pé do dente, do programa:

$$\sigma_{F1} = 10,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = 9,6 \text{ kgf/mm}^2$$

(3.7)

- A resistência à fadiga para tensão no pé do dente é obtida do apêndice A

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} \approx 48 \text{ kgf/mm}^2$$

- O fator de segurança vem de (2.10)

$$S_{Fmin} = 1,8$$

- Fator de entalhe, de (2.12)

$$Y_S = 1$$

Como resultados do programa:

- tensão no pé do dente admissível:

$$\sigma_{FP1} = 26,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{FP2} = 25,8 \text{ kgf/mm}^2$$

- Segurança real para flexão:

$$S_{F1} = 4,5$$

$$S_{F2} = 4,9$$

Para tensão nos flancos:

- O programa fornece o fator de recobrimento

$$Z_{\epsilon} = 0,77$$

- Com esse valor e os já calculados anteriormente, o fator de distribuição de carga frontal pra solicitação de flancos é tirado da figura 5:

$$K_{H\alpha} = 1,65$$

- O fator de distribuição da carga na largura é assumido unitário, de (2.18):

$$K_{H\beta} = 1$$

- Da tabela 8, o fator do material é

$$Z_M = 85,7 \sqrt{\text{kgf/mm}^2}$$

- Resulta em uma pressão de Hertz

$$\sigma_H = 71,2 \text{ kgf/mm}^2 \quad (3.8)$$

- Também do apêndice A, a resistência à fadiga para pressão de Hertz é

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} \approx 160 \text{ kgf/mm}^2$$

- Da relação (2.28), o fator de segurança mínimo é

$$S_{Hmin} = 1,3$$

- Fator do lubrificante, de (2.30)

$$K_L = 1$$

- Fator de tamanho para pressão de Hertz, de (2.31)

$$K_{HX} = 1$$

- Fator de rugosidade, de (2.32)

$$Z_R = 1$$

O programa, então, fornece:

- Tensão admissível no flanco do dente

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = 123,1 \text{ kgf/mm}^2$$

- Segurança real contra formação de pitting:

$$S_{H1} = S_{H2} = 2,25$$

Classe II:

Os dados que mudam do caso anterior são (aqueles não mencionados permanecem constantes para o cálculo do programa):

- Potência $P = 64 \text{ kw}$
- Sendo a mesma rotação (600 rpm), a velocidade não se altera e, consequentemente, o fator dinâmico também não muda.
- Mantendo-se o grau de recobrimento e o diâmetro da coroa, com a relação

$$F_t/b = 17,61 \text{ kgf/mm}$$

e da figura 5, obtém-se o fator de distribuição de carga frontal para solicitação do pé do dente

$$K_{F\alpha} = 1,4$$

- Permanecendo os outros fatores, resulta em tensões atuantes no pé do dente

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= 17,1 \text{ kgf/mm}^2 \\ \sigma_{F2} &= 15,3 \text{ kgf/mm}^2\end{aligned}\tag{3.9}$$

- Finalmente, inalteradas as tensões admissíveis, a segurança real vale

$$S_{F1} = 2,81$$

$$S_{F2} = 3,04$$

Para a pressão de Hertz:

- Mantendo-se o fator de recobrimento, da figura 5 vem o fator de distribuição de carga frontal para solicitação de flancos

$$K_{H\alpha} = 1,45$$

- Inalterados os outros fatores, resulta na pressão de Hertz

$$\sigma_H = 91,6 \text{ kgf/mm}^2\tag{3.10}$$

- Sendo as mesmas tensões permissíveis nos flancos, a segurança real fica

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,75$$

Classe III:

Analogamente, alteram-se:

- Potência $P = 55 \text{ kw}$
- Rotação do pinhão $n_1 = 505 \text{ rpm}$
- Velocidade periférica, do programa,
 $v = 3,22 \text{ m/s}$
- Da tabela 7, permanece o fator dinâmico
 $K_v = 1,25$

- Mantendo-se o grau de recobrimento e o diâmetro da coroa, com a relação

$$F_t/b = 17,98 \text{ kgf/mm}$$

e a figura 5, obtém-se o fator de distribuição de carga frontal

$$K_{Fa} = 1,35$$

- Inalterados os outros fatores, resulta a tensão atuante no pé do dente

$$\sigma_{F1} = 16,8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = 15,0 \text{ kgf/mm}^2$$

(3.11)

- Com as mesmas tensões admissíveis, a segurança real vale:

$$S_{F1} = 2,85$$

$$S_{F2} = 3,09$$

Para a pressão de Hertz:

- Com o mesmo fator de recobrimento, obtém-se o fator de distribuição de carga frontal da figura 5

$$K_{Ha} = 1,4$$

- A pressão de Hertz atuante vale:

$$\sigma_H = 91,0 \text{ kgf/mm}^2$$

(3.12)

- E a segurança real

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,76$$

Classe IV:

Da mesma forma:

- Potência $P = 71 \text{ kw}$

- Rotação do pinhão $n_1 = 545 \text{ rpm}$

- Com a velocidade calculada

$$v = 3,47 \text{ m/s}$$

e da tabela 7, permanece o fator dinâmico

$$K_v = 1,25$$

- Da figura 5, com

$$F_t/b = 21,51 \text{ kgf/mm}$$

o fator de distribuição de carga frontal vale

$$K_{Fa} = 1,25$$

- Tensões atuantes no pé do dente, do programa

$$\sigma_{F1} = 18,6 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = 16,6 \text{ kgf/mm}^2$$

(3.13)

- Inalteradas as tensões permissíveis, a segurança real vale

$$S_{F1} = 2,57$$

$$S_{F2} = 2,79$$

Para tensão nos flancos:

- Com o mesmo fator de recobrimento, da figura 5 obtém-se o fator de distribuição de carga

$$K_{H\alpha} = 1,3$$

- Permanecendo constantes os outros fatores, resulta na pressão atuante de

$$\sigma_H = 95,9 \text{ kgf/mm}^2 \quad (3.14)$$

- E a segurança real

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,67$$

Classe V:

Analogamente:

- Potência $P = 95 \text{ kw}$

- Rotação do pinhão $n_1 = 450 \text{ rpm}$

- Com essa rotação, a velocidade cai para

$$v = 2,87 \text{ m/s}$$

- Então, da tabela 7, o fator dinâmico muda para

$$K_v = 1,10$$

- Da figura 5, com a relação

$$F_t/b = 34,85 \text{ kgf/mm}$$

- o fator de distribuição de carga frontal vale

$$K_{F\alpha} = 1,02$$

- Resultando nas tensões atuantes no pé do dente

$$\sigma_{F1} = 21,7 \text{ kgf/mm}^2 \quad (3.15)$$

$$\sigma_{F2} = 19,4 \text{ kgf/mm}^2$$

- Com as mesmas tensões admissíveis, a segurança real para flexão é

$$S_{F1} = 2,21$$

$$S_{F2} = 2,40$$

Para tensão nos flancos:

- Da figura 5, com o mesmo fator de recobrimento, obtém-se o fator de distribuição de carga frontal

$$K_{H\alpha} = 1,18$$

- A pressão atuante nos flancos resulta

$$\sigma_H = 109,1 \text{ kgf/mm}^2 \quad (3.16)$$

- E a segurança real contra formação de pitting:

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,47$$

Classe VI:

Por último:

- Potência $P = 138 \text{ kw}$

- Rotação do pinhão $n_1 = 545 \text{ rpm}$

- Sendo a mesma velocidade da classe IV,

$$v = 3,47 \text{ m/s}$$

o fator dinâmico é

$$K_v = 1,25$$

- Da relação

$$F_t/b = 41,80 \text{ kgf/mm}$$

e da figura 5, obtém-se o fator de distribuição de carga para flexão

$$K_{F\alpha} = 1$$

- As tensões atuantes no pé do dente resultam

$$\sigma_{F1} = 29,0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = 25,9 \text{ kgf/mm}^2$$

(3.17)

- E a segurança verdadeira para flexão

$$S_{F1} = 1,66$$

$$S_{F2} = 1,79$$

Para tensão nos flancos dos dentes:

- Da figura 5, com o mesmo fator de recobrimento, vem o fator de distribuição da carga frontal

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

- Inalterados os outros fatores, resulta na tensão nos flancos

$$\sigma_H = 122,9 \text{ kgf/mm}^2 \quad (3.18)$$

- E segurança real para solicitação dos flancos

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,30$$

Assim, calculadas as tensões atuantes no pé do dente e nos flancos para todas as classes de operação, o critério de Miner é aplicado:

Da relação (3.1) vem as constantes (com $m = 9$):

- para flexão

$$\sigma_{Flim} = 48 \text{ kgf/mm}^2$$

$$N_b = 3.10^6 \text{ ciclos}$$

então

$$\text{constante} = C_F = 4,06.10^{21}$$

- para tensão nos flancos

$$\sigma_{Hlim} = 160 \text{ kgf/mm}^2$$

$$N_b = 50.10^6 \text{ ciclos}$$

daí

$$\text{constante} = C_H = 3,44.10^{27}$$

Cálculo dos danos relativos:

A) Flexão:

A seguinte tabela é útil, onde a tensão σ_{F1} é a do pínhão porque é a mais elevada do par (resultados 3.7, 3.9, 3.11, 3.13, 3.15 e 3.17), N_1 é calculado da equação (3.1) com a constante C_F para esta tensão e n_1 vale, para um ciclo total de 30 dias, onde cada classe opera 5 dias de 20 horas (descontadas as interrupções):

$$n_1 = n_1(\text{rpm}) \cdot 60 \text{ min/h} \cdot 20 \text{ h/dia} \cdot 5 \text{ dias/ciclo} = 6000 \cdot n_1$$

classe	σ_{F1} kgf/mm ²	N_1 .10 ⁶ ciclos	n_1 .10 ⁶ ciclos	n_1/N_1
I	10,7	2207183	3,60	$1,63.10^{-6}$
II	17,1	32458	3,60	$1,11.10^{-4}$
III	16,8	38064	3,03	$7,96.10^{-5}$
IV	18,6	15229	3,27	$2,15.10^{-4}$
V	21,7	3803	2,70	$7,10.10^{-4}$
VI	29,0	280	3,27	$1,17.10^{-2}$

$$\Sigma \frac{n_1}{N_1} = 0,0128$$

Da equação (3.5):

$$j = 1/0,0128 = 78,1 \text{ ciclos}$$

E da relação (3.6),

$$Vida_F = 78,1/12 = 6,5 \text{ anos}$$

B) Compressão de Hertz:

Analogamente, a tabela apresenta a pressão de Hertz atuante σ_H (de 3.8, 3.10, 3.12, 3.14, 3.16 e 3.18), N_i para esta tensão da equação (3.1) com a constante C_H e n_i é o mesmo do caso anterior:

classe	σ_H kgf/mm ²	N_i .10 ⁶ ciclos	n_i .10 ⁶ ciclos	n_i/N_i
I	71,2	73068	3,60	$4,93 \cdot 10^{-5}$
II	91,6	7568	3,60	$4,76 \cdot 10^{-4}$
III	91,0	8029	3,03	$3,77 \cdot 10^{-4}$
IV	95,9	5008	3,27	$6,53 \cdot 10^{-4}$
V	109,1	1569	2,70	$1,72 \cdot 10^{-3}$
VI	122,9	1153	3,27	$2,84 \cdot 10^{-3}$

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 0,00611$$

Da equação (3.5)

$$j = 1/0,00611 = 163,6 \text{ ciclos}$$

E da relação (3.6),

$$Vida_H = 163,6/12 = 13,6 \text{ anos}$$

CONCLUSÃO:

As vidas calculadas de 6,5 anos para flexão e 13,6 anos para pitting são um pouco pequenas comparadas com uma vida ideal para flexão acima de 10 anos. Isto provavelmente ocorreu devido a uma divisão das classes no tempo não correspondente à real. De fato, este laminador não possui um ciclo bem definido de trabalho, podendo variar bastante daquele antes definido.

Por outro lado, uma análise dos fatores de segurança reais em contrados indica que eles estão acima do mínimo estipulado, com exceção da classe VI onde, contudo, não estão longe desses valores limites.

Enfim, espero ter atingido o meu objetivo de apresentar um roteiro claro e objetivo de cálculo de capacidade de carga de engrenagens cilíndricas.

APÊNDICE A - MATERIAIS PARA ENGRENAGENS

Vários materiais podem ser utilizados para a fabricação de engrenagens: aços, ferros fundidos, bronzes, materiais sintéticos, etc. A escolha depende, entre outros fatores, do tipo da engrenagem, das velocidades de rotação, das resistências requeridas à ruptura e ao desgaste, do ruído de funcionamento, das dimensões da engrenagem e do material de usinagem disponível.

O aço é o material mais utilizado (e o bronze para transmissões sem fim-coroa).

A- AÇO

O aço forjado apresenta melhores propriedades que laminado. Porém é mais caro. Para grandes engrenagens pode-se adaptar um anel forjado em um núcleo de chapa.

Alguns elementos melhoram a capacidade do aço ligado:

- Níquel: favorece a penetração da têmpera, permitindo um tratamento térmico mais homogêneo. Aumenta a resiliência e aproxima o limite elástico da carga de ruptura, sem abaixar a resistência e o alongamento. É indicado para engrenagens bastante carregadas e com choque.

- Cromo: aumenta a dureza e a resistência ao desgaste superficial, mas junto com aumento da fragilidade.

- Níquel-Cromo: obtém-se boa resistência à ruptura e ao desgaste, sem diminuir a resiliência.

- Molibdênio: favorece a formação de um grão mais fino e compacto, aumentando a resistência e a dureza e melhorando o alongamento e resiliência.

- Manganês: aumenta o limite elástico e dá boa resistência ao desgaste; em excesso aumenta a fragilidade.

- Vanádio: melhora a resistência ao aquecimento e à fadiga, diminuindo a fragilidade.

- Alumínio: é adicionado nos aços nitretados porque favorece a penetração do azoto.

Para melhorar as qualidades da engrenagem, ela pode ser submetida a tratamentos térmicos:

A têmpera, que consiste em aquecimento acima da temperatura crítica e resfriamento brusco, provoca um grande aumento da dureza, da resistência ao desgaste, da resistência à tração e diminuição da ductilidade.

O revenimento segue a têmpera para aliviar as tensões residuais.

O recozimento aquece o aço para depois resfriá-lo lentamente, removendo, assim, tensões residuais de processos de fundição e conformação mecânica ou mesmo de outro tratamento térmico.

A normalização é semelhante ao recozimento mas com resfriamento ao ar, causando uma estrutura mais fina e, conseqüentemente, propriedades mecânicas ligeiramente superiores.

O aço também pode sofrer tratamentos termoquímicos:

A cementação enriquece a superfície do aço com carbono, aumentando sua dureza e melhorando a resistência ao desgaste e à ruptura. A profundidade de cementação no dente deve ser pré-estabelecida.

A nitretação (em banho ou em gás) permite a obtenção de boa dureza superficial com pouca deformação da engrenagem, evitando ou diminuindo o tempo de retificação. É interessante, portanto, para grandes rodas.

B- FERRO FUNDIDO

É indicado usualmente para engrenagens de grandes dimensões, pois é de menor custo. Pode ser cinzento ou nodular. Tem capacidade de amortecimento de vibrações superior à do aço. Apresenta boa resistência ao desgaste e ao pitting. Sua elasticidade é menor que a do aço (a relação largura/módulo não deve ser muito elevada). As engrenagens de ferro fundido são também mais silenciosas que as de aço.

C- BRONZE

Normalmente empregadas para a coroa no par sem fim-coroa. Permite bom deslizamento e grandes velocidades de escorregamento, mesmo com altas cargas. Porém é caro.

D- NÃO-METAIS

Podem ser fabricadas de tecido duro ou nylon. A grande vantagem é a redução de ruídos. Comumente o pinhão é de aço e a roda de nylon ou celeron.

O quadro na página seguinte pode auxiliar na escolha do material: para cada dimensão e limite de escoamento desejado há indicação de um ou mais materiais adequados.

Além do quadro, as seguintes tabelas podem auxiliar na escolha do material.

Para a primeira tabela, correspondem as aplicações:

- A - pinos, parafusos, porcas, placas de pressão, hastes de pistões, eixos de transmissão, eixo universal, acoplamentos, PINHÕES, ENGRENAGENS EM GERAL.
- B - EIXO PINHÃO, ENGRENAGENS CÔNICAS, buchas excêntricas, chavetas transversais, placas de pressão, flanges, hastes de pistões, rolos impulsionadores, carcaça da junta universal, eixos de transmissão em geral.
- C - EIXOS DE TRANSMISSÃO SEM FIM, PINHÕES, CREMALHEIRA (RACK), EIXO PINHÕES, carcaça da junta universal, eixos de transmissão.
- D - PINHÕES, pinos eixos de transmissão.

Para a segunda tabela, são as aplicações:

- A - EIXOS DE PINHÃO, ENGRENAGENS CÔNICAS, eixos para redutores sem fim, pinos, buchas, excêntricos, placas de deslizamento.
- B - ENGRENAGENS EM GERAL, EIXOS DE PINHÕES, eixos de redutores sem fim, cilindros hidráulicos ou pneumáticos.
- C - EIXO DE PINHÕES, ENGRENAGEM DE CAIXA DE PINHÃO, ENGRENAGENS, acoplamento e acoplamento com buchas.
- D - ENGRENAGENS CÔNICAS COM GRANDES REDUÇÕES, PINHÕES, peças de redutores sujeitas a altíssimas solicitações, peças de desgaste.
- E - peças pesadas de desgaste.
- F - hastes pesadas de pistões e peças de desgaste.
- G - redutores, placas de deslizamento e peças de desgaste.
- H - pinos, eixos, buchas, tampas, braçadeiras para tubulação.
- I - tubos, parafusos, porcas, braçadeiras de tubulações, chapas de proteção e tanque comum.
- J - Tubos, flanges, braçadeiras de tubulação, parafusos, porcas, conexões rosqueadas para tubos e tanques comuns.

Para a terceira tabela, vale:

- A - resistente à corrosão, resistente ao desgaste exceto o GG 20, possível o uso em sistemas hidráulicos, quando fizer citar no desenho: pressão de teste. Ex.: 300 bar quando temos espessuras grossas ou muita usinagem, citar no desenho a necessidade de alívio de tensão.
- B - insensível à mudança rápida de temperatura, usado em carcaças, acessórios de tubulação (flanges, válvulas, filtros, etc.).
- C - alta resistência ao impacto, peças para mancais, redutores , peças de formas complicadas.
- D - boa resistência contra desgaste por fricção, peças de desgaste.
- E - peças mecânicas para cargas médias.
- F - peças mecânicas para cargas meio altas. Para construção soldada exigir no desenho o "C" = 0,25% .
- G - peças mecânicas de altas cargas, para rodas de carros, peças internas de redutores (tipo eixos para engrenagens).
- I - carcaças, tampas, caixas para descarepação, caixas para resfriamento.
- J - válvulas e curvas.
- K - peças mecânicas com altas cargas.
- L - boa resistência a quente.
- M - cascas para eixo de bobinadeira.
- N - peças mecânicas com altas cargas.
- O - peças mecânicas com cargas altas, PINHÕES, ENGRENAGENS TEMPERÁVEIS POR CHAMA E INDUÇÃO.
- P - peças mecânicas com cargas altas, anéis externos de rodas, rodas.
- Q - peças mecânicas com cargas altas, rodas, PINHÕES, ENGRENAGENS CÔNICAS.
- R - peças mecânicas com cargas altas, rodas, PINHÕES, ENGRENAGENS CÔNICAS TEMPERÁVEIS POR CHAMA E INDUÇÃO.
- S - parte de redutores, PINHÕES, rodas, temperáveis por chama ou indução.
- T - peças mecânicas com cargas altíssimas, ENGRENAGENS CÔNICAS , PINHÕES, rodas para pontes rolantes, eixos e peças de comando.

Para a quarta e última tabela, são as propriedades e aplicações:

- A1 - resistente à água do mar, fácil de usinar, resistente ao grimpamento mas por pouco tempo, sensível à pressão nos cantos, quebra-se nesse ponto facilmente quando sob pressão, 30% mais barato do que o G-CuSn 12.
- A2 - placas de deslizamento, mancais com alta carga, temperatura máxima de operação = 150 °C.
- B1 - fácil usinagem, resistente ao grimpamento, vida média altíssima, bom para altas cargas, 50% mais barato do que o G-CuSn 12.
- B2 - placas de desgaste e mancais de altas cargas, temperatura máxima de operação = 120 °C, ENGRENAGEM DE REDUTOR SEM FIM.
- C1 - resistente à água do mar, boa resistência ao desgaste, boa resistência ao impacto e cargas oscilatórias, sensível à pressão nos cantos, o CuSn 12 Ni possui resistência geral e contra desgastes melhores.
- C2 - réguas de deslizamento, chaves de acoplamento com alta carga, porcas que movem sustentando cargas, ENGRENAGENS SEM FIM COM ALTA CARGA E ALTA VELOCIDADE, bom para mancais de eixos de boa qualidade de superfície temperada, temperatura de operação máxima = 250 °C.
- D1 - boa resistência contra corrosão, alta resistência contra desgaste, boa qualidade de deslizamento, resistência ao grimpamento sem lubrificação ótima, resistente à pressão nos cantos.
- D2 - material para mancais de laminadores e tesouras rotativas, para eixos sem tratamento é melhor que os bronzes ao cobre e ao estanho.
- E1 - alta resistência contra desgaste, boa resistência à quente, resistente contra ácidos, resistência ao grimpamento péssima.
- E2 - placas de deslizamento, buchas para redutores pesados, ENGRENAGENS SEM FIM COM ALTA CARGA, propriedade de deslizamento não boa
- F1 - só pode ser conformado a quente, usinabilidade fácil, as propriedades se deterioram com o passar do tempo.
- F2 - porcas, parafusos e peças torneadas.
- G1 - alta resistência em temperaturas elevadas de operação, propriedades de deslizamento e resistência ao grimpamento ruins.
- G2 - porcas de pressão.
- G3 - porcas de pressão com cargas altíssimas, anéis de pistões, peças guias de deslizamento.
- G4 - réguas ~~d~~e deslizamento, eixos, arruelas e anéis.

- H1 - excelente propriedade anti-grimpamento, não precisa lubrificação constante, sensível às pressões nos cantos e impacto, precisa-se de alta qualidade na superfície do eixo.
- H2 - para mancais com carga baixa de 5 a 8 N/mm², velocidades baixas (0,5 a 1 m/s) a 80 °C.
- I1 - propriedades como as de H1 mas para cargas e temperaturas elevadas. Conteúdo do lubrificante sólido
 - 8 = 8% em peso = 25% em volume
 - 6 = 6% em peso = 19% em volume
- I2 - mancais deslizantes, réguas deslizantes sem manutenção, temperatura de operação até 280 °C; quando usar mais de 200 °C consultar o fornecedor.
- J1 - grande maleabilidade, boa propriedade anti-grimpamento, resistente à pressão nos cantos.
- J2 - mancais deslizantes para condições em geral extremas; o material LgPbSn 9 Cd é 3,5 vezes mais barato que o LgSr 89, mas não pode ser centrifugado pela SMS. Para Morgoil usar somente LgSn 89.

MATERIAL	NÚMERO	PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA						TENSÕES PERMISSÍVEIS SEGUNDO SOLICITAÇÕES			DADOS DE DUREZA										COMPOSIÇÃO QUÍMICA EM %						SOLDAABILIDADE	TEMPERATURA DE PREAQUECIMENTO PARA SOLDAR	APLICAÇÃO								
		ESPASSURA	ESCALAMENTO	LÍMITE DE RESISTÊNCIA	ALONGAMENTO NO PONTO DE RUPURA	ESTRICAÇÃO	IMPACTO (JVM)	I	II	III	ALTERNADA	MATERIAL RECOCIDO	TEMPERADO POR CHAMA OU INDUÇÃO			NITRETADOS			CEMENTADOS			C	Si	Mn	P	Cr				Mo	OUTROS						
NOME		mm	N/mm²	N/mm²	%	%	AV	ESTÁTICA	INTERMITENTE	MINÍMO	MINÍMO	HRC	HVI	RpL	HV3	NA SUPERFÍCIE	HV3	NO FUNDO	HV3	TOLERÂNCIA NA SUPERFÍCIE	HV3	MAXIMA	HRC	HVI	MAXIMA	NA SUPERFÍCIE	HV3	MAXIMA	0,15	0,35	0,60	0,045	-	-	2	200-400	ACOS DE QUALIDADES PARA CARGAS MÉDIAS E MEIO ALTAS.
22N	1.0402	16-40 40-250 250-500 500-1000	235 225 215 180	410-520 25 25 24	27 26 25 24	-	55 48 41 38	190 180 170 160	100	130	130	120-156	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,18-0,25	0,15-0,35	0,60	0,045	-	-	4	200-400	
35N	1.0501	16-100 100-250 250-500 500-1000	275 275 255 245	490-610 21 21 20	21 21 20	-	41 38 34 31	220 220 200 190	190	140	140	140-183	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,32-0,39	0,15-0,35	0,80	0,045	-	-	4	200-400	
45N	1.0503	16-100 100-250 250-500 500-1000	335 325 305 295	590-740 17 16 15	17 16 15	-	31 31 27 24	270 260 240 230	200	150	150	170-207	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,42-0,50	0,15-0,35	0,80	0,045	-	-	5	-	
60N	1.0601	16-100 100-250 250-500 500-1000	380 375 355 345	680-830 14 13 12	14 13 12	-	-	300 300 280 270	240	180	180	200-241	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,57-0,65	0,15-0,35	0,90	0,045	-	-	4	200-400	
35V	1.0501	16-40 40-100 100-250 250-500	420 365 325 275	620-760 17 19 20 21	17 19 20 21	35 41	41	330 290 260 230	200	150	150	140-183	51+6	425	2-4	300	230	230	+50	0,5	-	-	-	-	-	-	-	-	0,32-0,39	0,15-0,35	0,90	0,045	-	-	4	200-400	
45V	1.0503	16-40 40-100 100-250 250-500	480 410 370 345	700-840 14 16 17 18	14 16 17 18	30 31	31	360 320 290 260	240	180	180	170-207	55+6	500	2-4	360	250	250	+50	0,5	-	-	-	-	-	-	-	-	0,42-0,50	0,15-0,35	0,80	0,045	-	-	4	200-400	
55V	1.0535	16-40 40-100 100-250 250-500	510 430 385 335	740-880 12 15 17 16	12 15 17 16	25 35	-	410 340 320 290	260	190	190	180-223	57+6	525	2-4	380	270	270	+50	0,5	-	-	-	-	-	-	-	-	0,50-0,57	0,15-0,35	0,70	0,035	-	-	5	-	
70M4V	1.7218	16-40 40-100 100-160 160-250 250-500	680 590 460 380 335	880-1000 12 14 15 16	12 14 15 16	50 55 60 65 70	48 55 55 48 48	550 470 430 380 290	290	220	220	170-212	-	-	-	650	280	280	+100	0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	0,22-0,29	0,15-0,40	0,80	0,035	0,90 1,20	0,15 0,30	4	200-400	EIXOS, PLACAS QUE SOFREM ESFORÇOS AXIAIS, HASTE DE PISTÕES, ETC...
70M4V	1.7225	16-40 40-100 100-160 160-250 250-500	880 765 600 510 460	1080-1270 10 11 13 15 16	10 11 13 15 16	40 45 50 55 60	34 41 41 38 38	700 610 510 450 370	340	260	260	180-217	54+6	475	2-6	600	310	310	+100	0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	0,38-0,45	0,15-0,40	0,80	0,035	0,90 1,20	0,15 0,30	5	-	
70M4V	1.7238	16-40 40-100 100-160 160-250 250-500	980 890 835 780 740	1170-1370 9 10 12 13 14	9 10 12 13 14	45 50 55 60 65	34 41 41 38 31	800 700 630 550 430	360	270	270	200-235	56+6	500	2-4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,46-0,54	0,15-0,40	0,80	0,035	0,90 1,20	0,15 0,30	5	-	
70M6V	1.6582	16-40 40-100 100-160 160-250 250-500	980 880 805 760 740	1180-1370 9 10 11 12 13	9 10 11 12 13	40 45 50 55 60	41 48 48 41 41	780 700 630 550 430	360	270	270	200-235	52+6	460	2-6	600	310	310	+100	0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	0,30-0,38	0,15-0,40	0,70	0,035	1,40 1,70	0,15 0,30	5	-	
70M9V	1.7707	16-40 40-100 100-160 160-250 250-500	1000 880 805 760 740	1230-1420 9 10 11 12 13	9 10 11 12 13	35 40 45 50 55	34 41 41 38 41	800 700 630 550 430	360	270	270	200-235	52+6	460	2-6	600	310	310	+100	0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	0,30-0,38	0,15-0,40	0,70	0,035	1,40 1,70	0,15 0,30	5	-	

MATERIAL	PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA						TENSÕES PERMISSÍVEIS SEGUNDO SOLICITAÇÕES			DADOS DE DUREZA								COMPOSIÇÃO QUÍMICA EM %						SOLDAABILIDADE	TEMPERATURA DE PREAQUECIMENTO PARA SOLDAS	APLICAÇÃO																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
	ESPESURA mm	ESCALAMENTO 0,2	LIMITE DE RESISTÊNCIA	ALONGAMENTO NO PUNTO DE RUPÇÃO	ESTRICHÃO	AV IMPACTO (JVM)	I ESTÁTICA	II INTERMITENTE	III ALTERNADA	MATERIAL RECORIZADO	TEMPERADO POR CHAMA OU INDUÇÃO			NITRETADOS			CEMENTADOS			C	Si	Mn	POUS MAX.				Cr	Mo	OUTROS																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
NÚMERO	mm	N/mm ²	N/mm ²	%	%	%	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	H.B	HRC	HV1	TEMPERADA	NA SUPERFÍCIE	NO FUNDO	HV3	TOLERÂNCIA NA SUPERFÍCIE	MAXIMA PENETRAÇÃO	NA SUPERFÍCIE	NO FUNDO	HV1	MAXIMA PENETRAÇÃO	mm	HRC	NA SUPERFÍCIE	NO FUNDO	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	

[illegible]

MATERIAL				PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA				TENSÕES PERMISSÍVEIS SEGUNDO SOLICITAÇÕES			DADOS DE DUREZA			PROPRIEDADES FÍSICAS			ELEMENTOS PRINCIPAIS DA LIGA		DIMENSÕES PROPRIEDADES		APLICAÇÃO	
NOME	NÚMERO	NOME ANTI/GO	NOME (FORNECIDO PELA FABRICANTE)	LIMITE DE ESCOAMENTO Rp 0,2 N/mm ²	LIMITE DE RESISTÊNCIA Rm N/mm ²	ALONGAMENTO A5 %	LIMITE DE RESISTÊNCIA Rp 0,2 N/mm ²	I N/mm ²	II N/mm ²	III N/mm ²	BRINELL HB 10/1000	20°C	50°C	100°C	200°C	DENSIDADE Kg/dm ³	COEFICIENTE DE DILATAÇÃO 10 ⁻⁶ K/M	MODULO DE ELASTICIDADE KN/mm ²	1	2		
Cu5n7Zn Pb	2.1000.01	R67	—	120	240	15	50	90	33	25	65	80	55	—	8.8	17.5	90	Cu 81 A 85 Sn 6 A 8 Zn 3 A 5 Pb 5 A 7	A	A		
Cu5n7Zn Pb	2.1000.03	6Z-Rg7	—	130	270	13	60	100	40	30	75	70	65	—	8.8	17.5	90					
Cu5n7Zn Pb	2.1000.04	6C-Rg7	—	130	270	15	60	100	40	30	70	65	60	—	8.8	17.5	90					
IN METALL	—	—	Fr-Schwarz-K6	210-300	280-360	5-15	—	—	—	—	80	80	60	—	4.2	23	75	Al 42-48; Cu 2-4; Zn REST.	B	B		
ZEN - 305	—	—	WIST-ALPINE	215-315	290-390	5-15	—	—	—	—	85-120	80	60	—	4.6	26	75	Al 30-35; Cu 3-5; Zn REST.	C	C		
ZEN - 305K	—	—	—	215-265	290-390	12-24	—	—	—	—	75-120	70	60	—	4.6	26	75					
G-Cu5n12	2.1052.01	G-SnB212	—	140	260	12	60	112	40	30	80	75	70	—	8.6	18	105	Cu 85.5 A 87.5 Sn 14 A 13				
Z-Cu5n12	2.1052.03	8Z-SnB212	—	150	280	5	70	120	45	35	95	93	90	—	8.6	18	105					
G-Cu5n12	2.1052.04	6C-SnB212	—	150	280	8	70	120	45	35	90	88	85	—	8.6	18	105					
Cu5n12 Ni	2.1060.01	—	H&W-SKHW	160	280	14	75	130	50	38	90	88	85	—	8.6	18	105					
Z-Cu5n12 Ni	2.1060.03	—	H & W 6Z-SKHW	180	300	8	80	140	52	40	100	98	95	—	8.6	18	105	Cu 84.7 A 87.9 Sn 11 A 13 Ni 1.4 A 2.5	C	C		
G-Cu5n12 Ni	2.1060.04	—	H & W 6C-SKHW	180	300	10	80	140	52	40	95	83	80	—	8.6	18	105					
Cu5n8F46 (B)	2.1030.26	5nB28	CARO-BRONZE	250	450-540	28	100	280	66	50	145	143	138	—	8.8	17	115	Cu 90 A 93; Sn 7.5 A 9.0; Pb 0.01 A 0.40	D	D		
Cu Pb10Sn	2.1176.01	6-Sn PbBz 10	—	80	180	8	45	60	30	23	65	58	57	—	9.0	18	83	Cu 78 A 82 Pb 8 A 11 Sn 9 A 11	D	D		
Z-Cu Pb10Sn	2.1176.03	6Z-Sn PbBz 10	—	110	220	8	50	80	33	25	70	65	63	—	9.0	18	83					
Cu Al10Ni	2.0975.01	6-Ni AlBz F60	H & W-W2	270	600	12	140	220	93	70	140	—	—	—	7.6	17	124	Cu 76 A 81 Ni 4.5 A 6.5 Al 8.8 A 10.8 Fe 3.5 A 5.5	E	E		
Z-Cu Al12 Ni	2.0975.03	6Z-Ni AlBz F70	H & W-W2	300	700	13	160	240	105	80	160	—	—	—	7.6	17	124					
Zn 40Pb25Al12 (B)	2.0402.26	M6-S8 F44	—	250	430	19	100	200	66	50	125	—	—	—	8.4	19	100	Cu 57-59; Pb 1.5-2.5; Zn REST.	F	F		
Cu Zn35Al1	2.0582.01	G-Sn Mg F45 H & W-W1	—	170	450	20	110	130	73	55	110	110	95	—	8.6	18.5	100	Cu 58 A 65 Al 0.5 A 2.0 Fe 0.5 A 2.0 Mn 0.5 A 3.0 Zn REST.	G'	G'		
Z-Cu Zn35Al1	2.0582.03	6Z-Sn Mg F45 H & W-W2	—	200	500	18	120	160	80	60	120	120	100	—	8.6	18.5	100					
Cu Zn34Al12	2.0586.01	G-Sn Mg F60 H & W-W2	—	250	600	15	130	200	86	65	140	140	125	—	8.6	19	100	Cu 55 A 66 Al 1.0 A 3.0 Fe 0.5 A 2.5 Mn 0.5 A 3.0 Zn REST.	G''	G''		
Z-Cu Zn34Al12	2.0586.03	6Z-Sn Mg F60 H & W-W2	—	260	620	14	140	210	93	70	150	150	135	—	8.6	19	100					
Zn 40Al12F55	2.0650.87	5nM5 50Al2 F55	—	240	550	18	120	190	80	60	150	—	—	—	8.1	19	105	Cu 56 A 61; Al 1.5-2.5; Zn REST.	G'''	G'''		
BRONZE SIN-TERIZADO B50	—	—	—	60-100	80-120	5-8	—	—	—	—	35-45	—	—	—	6.6	18	45	Cu 89-91; Sn 9-11	H	H		
HCU5n Pb 84.13/8-1	4.3053	DEVA H30/8-1	—	—	120	2.5	—	—	—	—	55 f	—	—	—	8.7	18	83	Cu 84 A 87 Pb 4 A 6 Sn 9 A 11	I	I		
HCU5n Pb 84.13/8-1	4.3054	DEVA H30/8-1	—	—	80	2	—	—	—	—	45	—	—	—	8.7	18	83					

A parte 9 da norma DIN 3990 trata de materiais. Essa parte ainda está em projeto mas contém gráficos que também podem auxiliar no dimensionamento ou verificação de um par de engrenagens. Portanto, segue anexo uma cópia da norma (com alguma coisa traduzida) onde podem ser obtidos os valores para a resistência à fadiga para solicitação de flancos e do pé do dente, conforme o capítulo 2.

OBS: os valores usados no capítulo 3 foram daqui extraídos.

Tragfähigkeitsberechnung von Stirn- und Kegelrädern

Richtwerte für die Festigkeit

ANDA EM PROJETO

DIN -56-
3990
Blatt 9

Calculation of load capacity of spur, helical and bevel gears;

Strength values

Calcul de la résistance des roues cylindriques; Valeurs de résistance

Einsprüche bis 30. September 1970

Anwendungs-Warnvermerk siehe Seite 8

1. Zeichen, Einheiten, Benennungen

a	mm	Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
HB	kp/mm ²	Brinell-Härte
HV	kp/mm ²	Vickers-Härte
HV 1	kp/mm ²	Vickers-Härte, geprüft mit einer Prüfkraft von $F = 1$ kp
HV 10	kp/mm ²	Vickers-Härte, geprüft mit einer Prüfkraft von $F = 10$ kp
K_v		Dynamikfaktor
m_n	mm	Normalmodul
R_{tm}	μ m	Mittlere Rauhtiefe der Zahnflanken
u		Zähnezahlverhältnis
v	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
x		Profilverschiebungsfaktor
Z_R		Rauheitsfaktor
α	°(Grad)	Eingriffswinkel
α_n	°(Grad)	Eingriffswinkel im Normalschnitt am Teilkreis
β	°(Grad)	Schrägungswinkel am Teilkreis
ρ_f	mm	Fußausrundungsradius
σ_{Flim}	kp/mm ²	Dauerfestigkeitswerte für die Zahnfußspannung
σ_{Hlim}	kp/mm ²	Dauerfestigkeitswerte für die Hertz-sche Pressung

2. Einführung

Dieses Blatt enthält die Festigkeitsangaben für die Zahnfußspannung und die Hertz-sche Pressung von Werkstoffen nach den Spannungsansätzen in DIN 3990 Blatt 1.

Diese Festigkeitswerte weisen vom Werkstoff her Schwankungen auf, die abhängig sind von der jeweiligen Materialzusammensetzung (Charge) und Gefügeausbildung, der Wärmebehandlung, dem Ausgangszustand des Materials (z. B. Stangenmaterial oder geschmiedeter Zahnradschling), der Härte, den Eigenspannungen usw. Bei den Festigkeitswerten sollte deshalb die Orientierung mehr an den Diagrammen 1 bis 5 erfolgen als an den Zahlenangaben der Tabelle 1.

Mit der Aufzählung der Werkstoffe ist keine Empfehlung über ihre Eignung hinsichtlich der Anwendung und des Verhaltens bei der Herstellung verbunden. Es werden nicht alle für Zahnräder verwendeten Werkstoffe aufgezählt; die Tabelle kann erweitert werden.

Weitere Angaben über Zahnradschlingwerkstoffe siehe Richtlinie VDI 2158 „Zahnradschlingwerkstoffe“ (in Vorbereitung).

3. Richtwerte für die Dauerfestigkeiten in Diagramm 1 bis 5

Die Diagramme geben als Richtwerte die Bereiche an, in denen die Dauerfestigkeitswerte der angegebenen Werkstoffgruppen bei heute üblichen Wärmebehandlungsverfahren in Abhängigkeit von der Flanken Härte liegen können. Sonderbehandlungen, wie z. B. Verfestigung der Zahnfußausrundung durch Kugelstrahlen, sind nicht berücksichtigt.

Die Verwendung der Dauerfestigkeitswerte an der oberen Grenze der Bereiche setzt besondere Sorgfalt in der Wahl des Werkstoffes (Qualität, Chargenauswahl), seiner Werkstoffprüfung und Wärmebehandlung mit entsprechenden Kontrollen sowie eine werkstoff- und wärmebehandlungsgerechte Gestaltung der Zahnräder voraus.

Für den Normalfall sind die Festigkeitswerte in der unteren Hälfte der Bereiche zutreffend.

Die Dauerschwellfestigkeiten für die Zahnfußbeanspruchung gelten für eine Bearbeitung des Zahnfußes ohne wesentliche Bearbeitungsriefen und ohne Schleifkerben oder Härterisse.

Die in den Diagrammen dargestellten Dauerfestigkeiten für die Hertz-sche Pressung gelten für die gleiche Flankenbearbeitung, wie sie jeweils für die entsprechende Werkstoffgruppe in Tabelle 1 angegeben ist.

Die Hinweise in den Fußnoten zur Tabelle gelten sinngemäß.

4. Richtwerte für Dauerfestigkeiten nach Tabelle 1

Die Festigkeitswerte wurden vorwiegend in Zahnradaufversuchen¹⁾ auf Verspannungsprüfmaschinen (vergleiche DIN 51 354) bei Umfangsgeschwindigkeiten von $v = 8$ bis 18 m/s und mit mild legiertem Getriebeöl (auf Mineralölbasis) mit 50 bis 100 cSt Nennviskosität, bezogen auf 50 °C ermittelt. Die Prüfzylinderabmessungen waren:

Bezugsprofil nach DIN 867; $a = 91,5$ bis 125 mm; $m_n = 3$ bis 5 mm; $\alpha_n = 20^\circ$; $u = 1,0$ bis 1,6; $b = 10$ bis 30 mm; $\beta = 0^\circ$; $x_1 \approx x_2 \approx 0$; $\rho_f \approx 0,2 m_n$.

(Fortsetzung Seite 7)

¹⁾ Die Versuche wurden ausgeführt von der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau an der Technischen Hochschule München und vom Laboratorium für Werkzeugmaschinen der Technischen Hochschule Aachen.

Fortsetzung Seite 2 bis 8

Anschluß Verzahnungen im Deutschen Normenausschuß (DNA)

5. Diagramme

-57-

5.1. Richtwerte der Dauerfestigkeiten ungeschliffener Werkstoffe

Diagramm 1

Allgemeine Baustähle nach DIN 17 100
Stahlguß nach DIN 1681

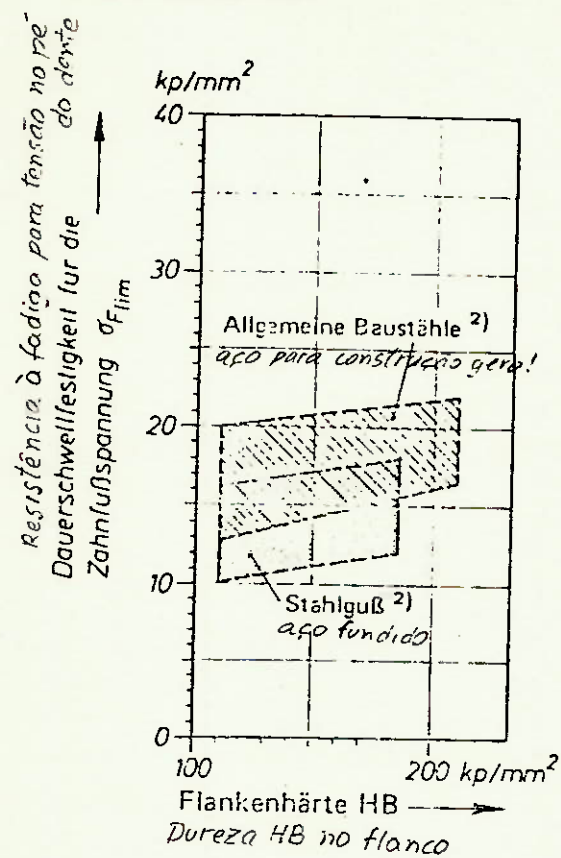
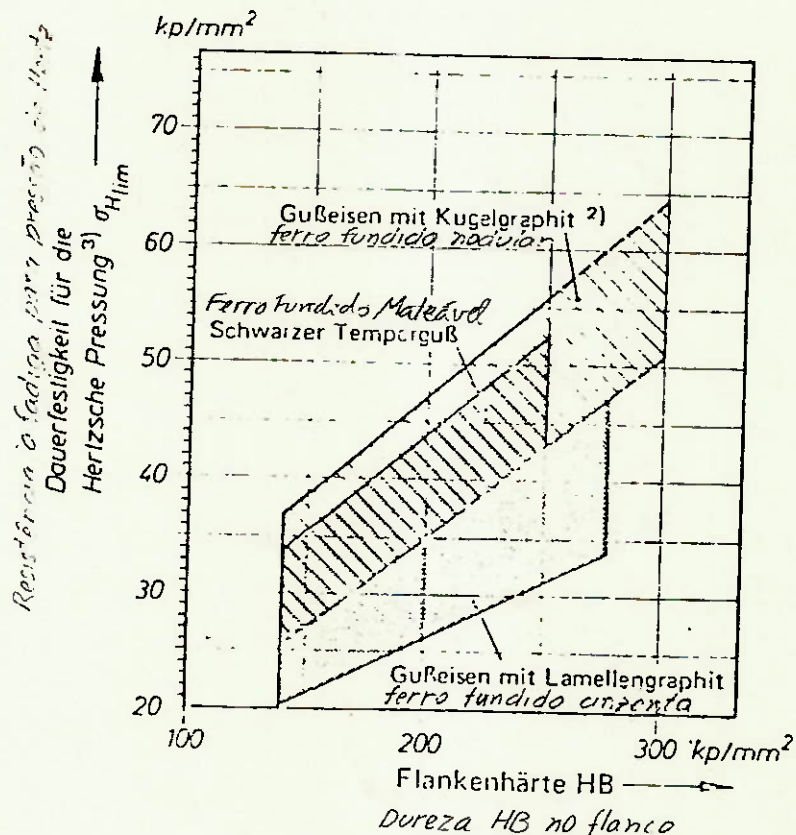
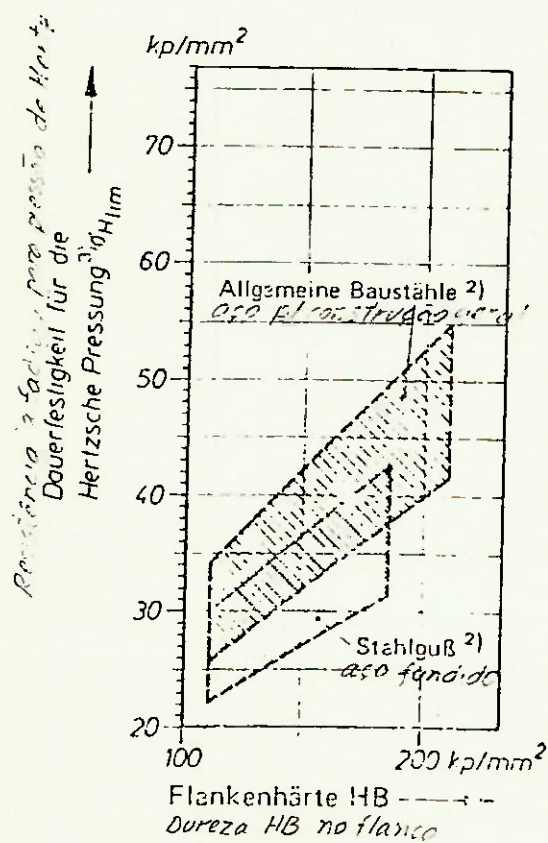
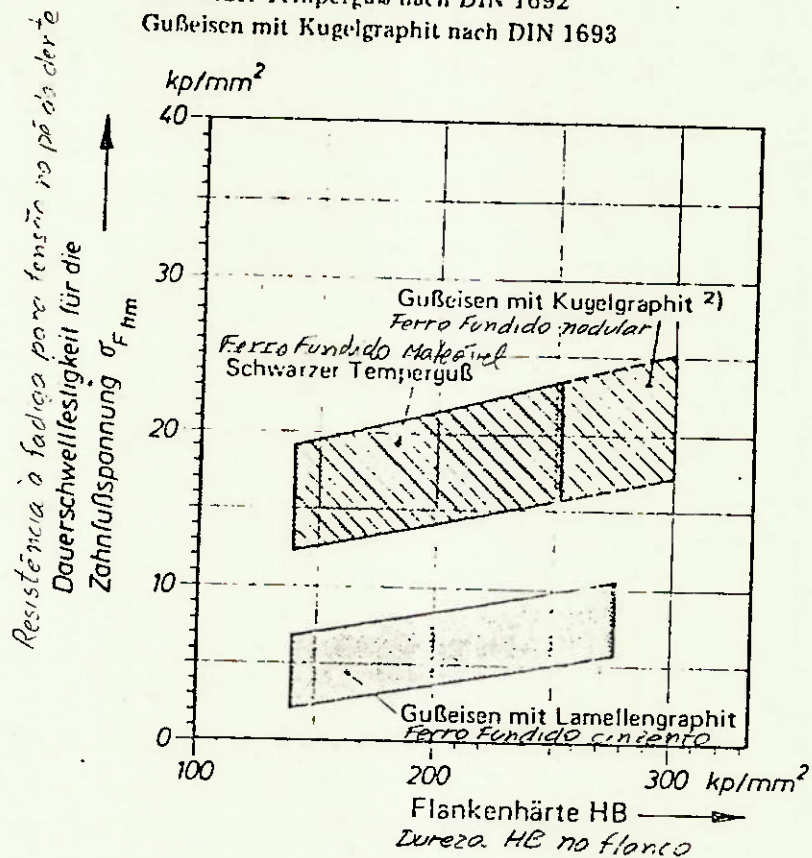


Diagramm 2

Gußeisen mit Lamellengraphit nach DIN 1691
Schwarzer Temperguß nach DIN 1692
Gußeisen mit Kugelgraphit nach DIN 1693



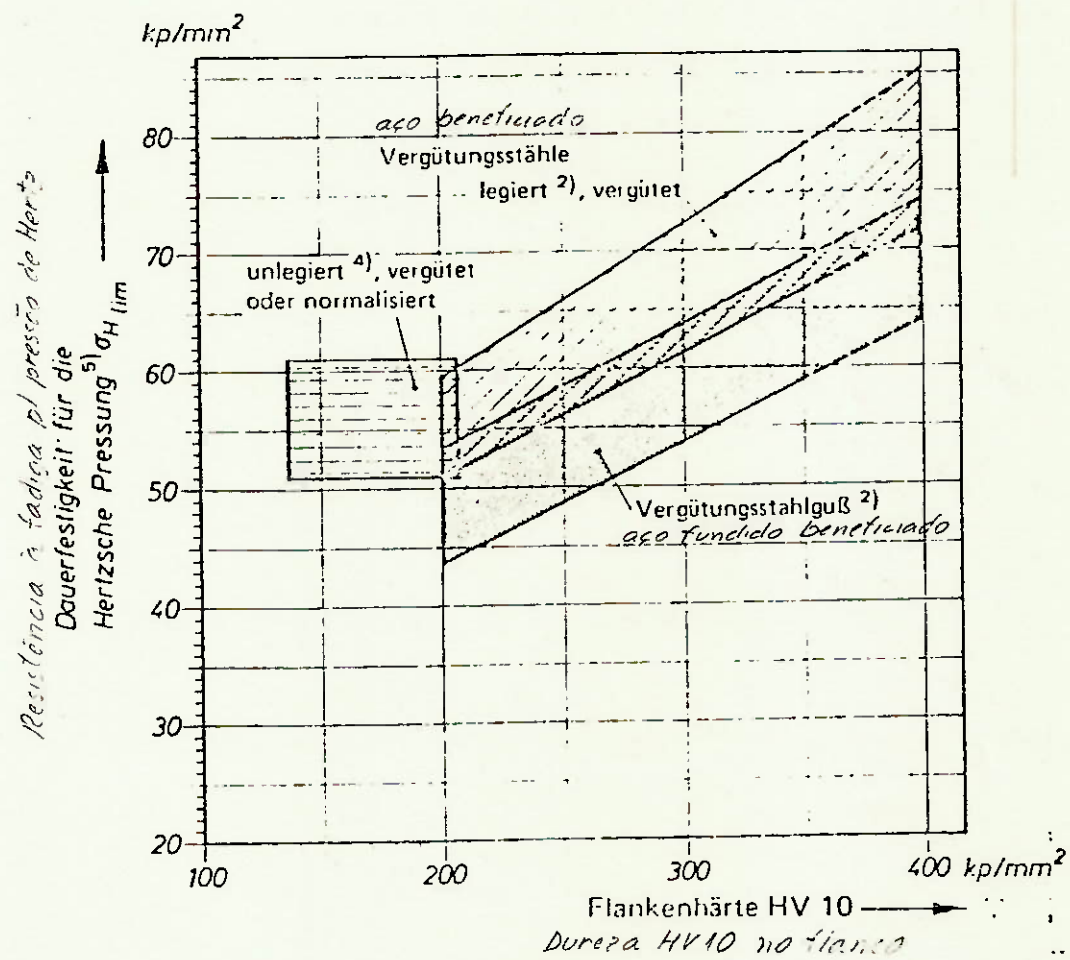
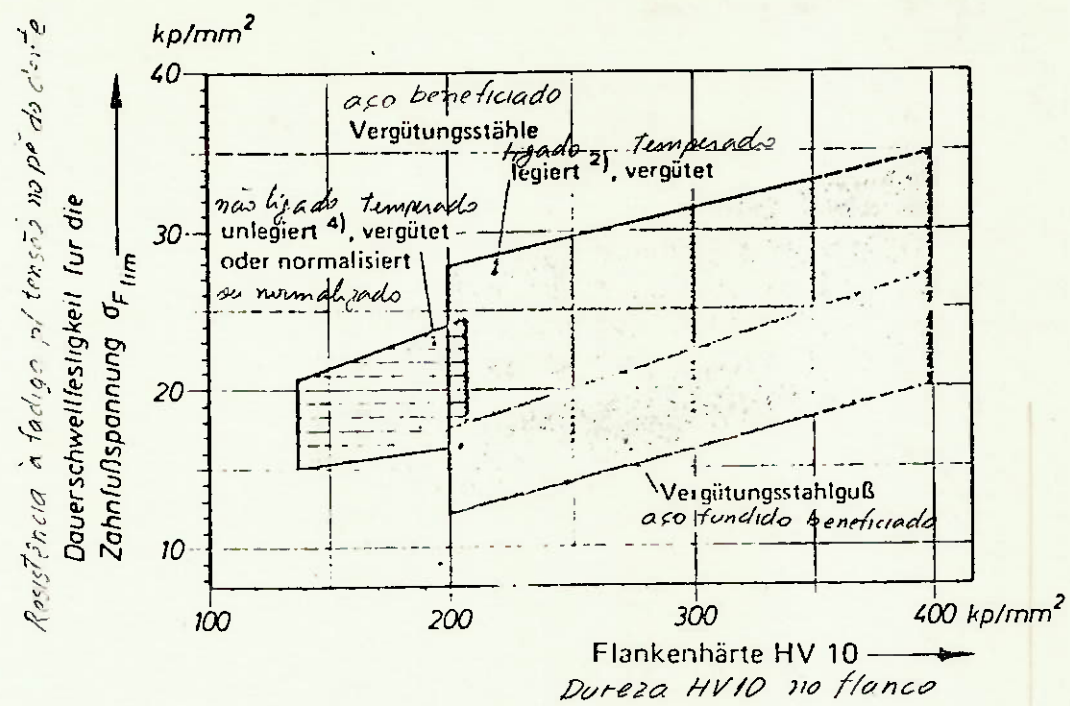
und ³⁾ siehe Seite 5

DIN 3290 Blatt 9

Vergütungsstähle nach DIN 17 200

Vergütungsstahlguß nach Stahl-Eisen-Werkstoffblatt 510.62

-58-



- 2) In den gestrichelten Bereichen sind die Werkstoffe meist schlecht bearbeitbar
3) Gilt für mittlere Rauhtiefe der Flanke von $R_{1m} \approx 6 \mu m$
4) Kohlenstoffgehalt $\approx 0.32\%$
5) Gilt für mittlere Rauhtiefe der Flanke von $R_{1m} \approx 3 \mu m$

5.2. Richtwerte der Dauerfestigkeiten gehärteter Werkstoffe

Diagramm 4

Vergütungsstähle nach DIN 17 200, brenn- oder induktionsgehärtet
Legierte Einsatzstähle nach DIN 17 210, einsatzgehärtet

-59-

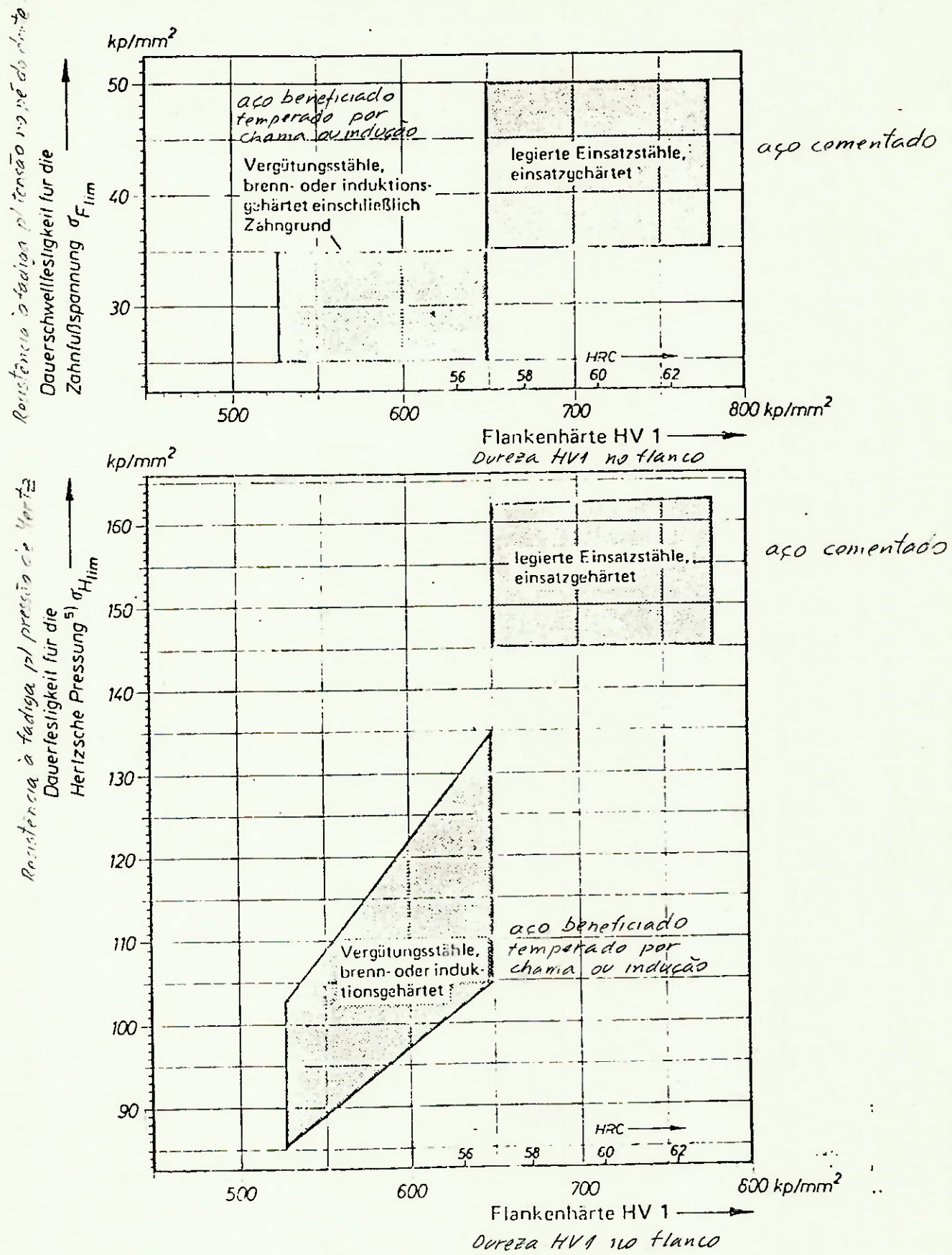
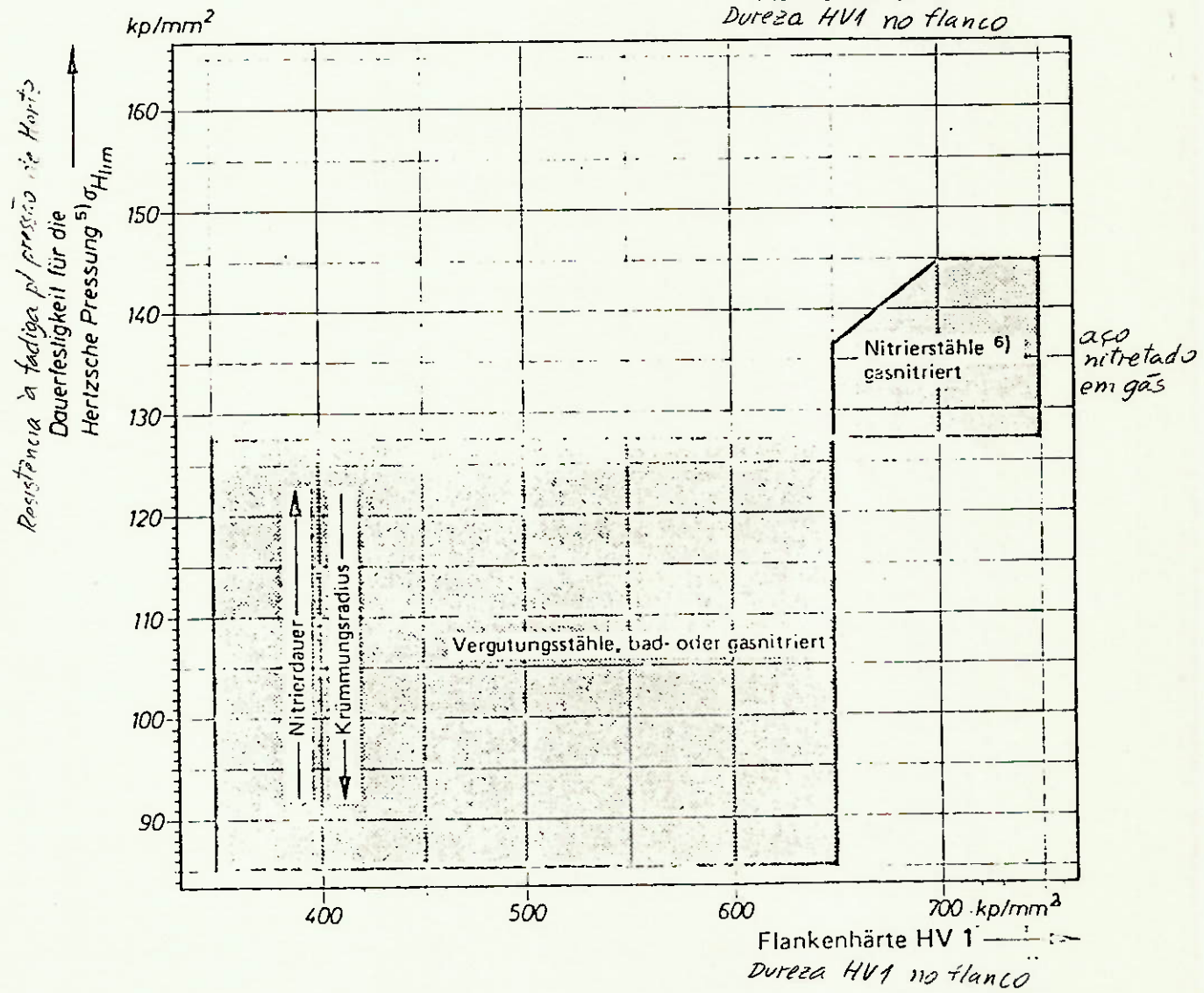
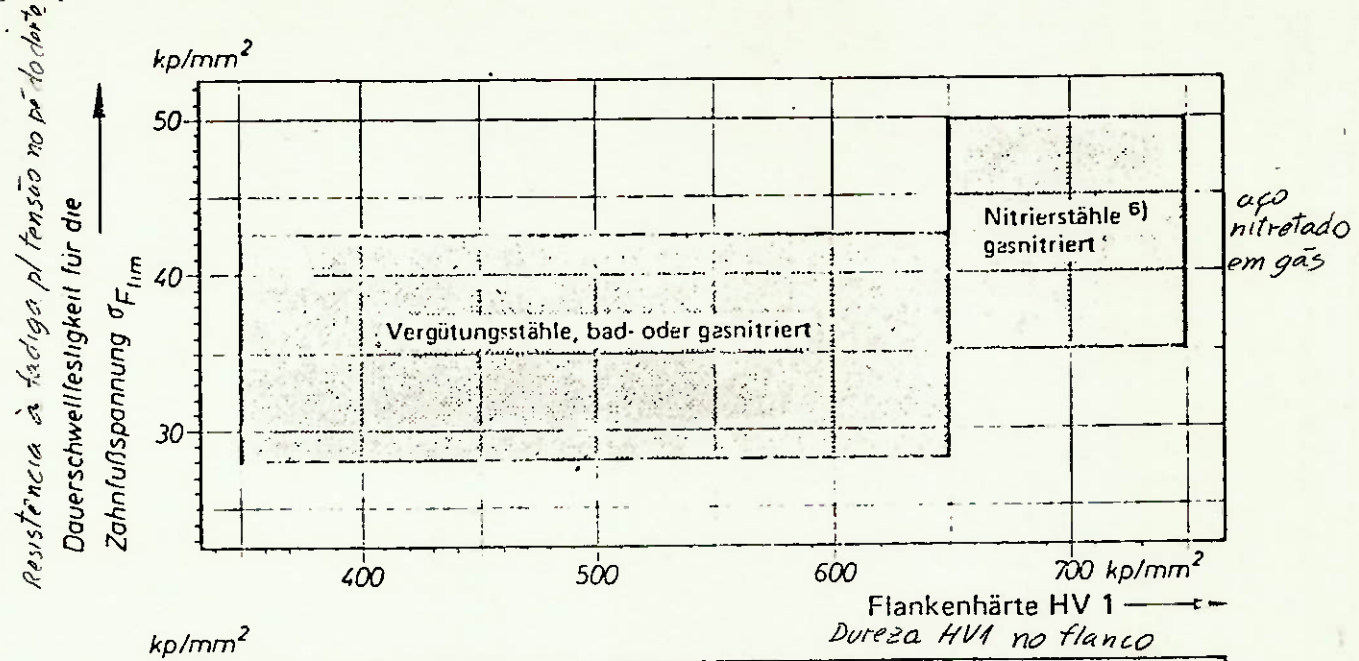


Diagramm 5

Nitrierstähle nach Stahl Eisen-Werkstoffblatt 850-60, nitriert

Vergütungsstähle nach DIN 17 200, nitriert

-60-

5) Gilt für mittlere Rauhtiefe der Flanke von $R_{tm} \approx 6 \mu m$

6) Bei Flankenhärté HV 1 > 750 fällt die Dauerfestigkeit infolge Versprödung ab

Table 1. Most Useful Workstoffe

Lfd. Nr	grupo de materiais Werkstoffgruppe	Abreviação Kurzzeichen nach DIN cf. DIN	tratamento Behandlungs- zustand	Profundidade rugosidade Mittlere Rauhtiefe R_{am} 1)	Dureza na roda Härte	
------------	---------------------------------------	--	---------------------------------------	---	--	--

Tabelle 2. Kunststoffe *synthetisch*

Lfd. Nr	Werkstoff- gruppe	Bezeichnung	Betriebsbedingungen	Dauerfestigkeitswerte für pressão de Hertz, tensão no pé- Hertzsche Zahnfuß- Pressung Spannung 8), 9) Schwellast 8), 10), 11)		Resistência estática pl pé do dente Statische Festigkeit für Zahnfuß 12)
				$\sigma_{H \lim}$ kp/mm ²	$\sigma_{F \lim}$ kp/mm ²	kp/mm ²
37	Duroplast- Schichtstoffe	Hartgewebe, grob <i>tecido duro grosso</i>	Bei Lauf gegen gehärtetes, feinge- schliffenes Stahlrad Ölschmierung $\leq 60^\circ\text{C}$ Umfangsgeschwindigkeit $v \leq 5 \text{ m/s}$	11 22), 23)	5 23)	
38		Hartgewebe, fein <i>tecido duro fino</i>		13 22), 23)	6 23)	

(Fortsetzung von Seite 1)

Die Dauerfestigkeitswerte der Werkstoffe mit den lfd. Nr 1 bis Nr 11 wurden mit gefrästen Zahnrädern der Verzahnungsqualität 7 bzw. 8 (siehe DIN 3962, DIN 3963, DIN 3964 und DIN 3967) ermittelt, diejenigen der lfd. Nr 12 bis 36 mit geschliffenen bzw. geschabten Zahnrädern der Verzahnungsqualität 5 bzw. 6.

Die Dauerfestigkeiten für den Zahnfuß wurden zum Teil in Pulsatorversuchen ermittelt und auf die Verhältnisse in der Verspannungsprüfmaschine umgerechnet.

Fußnoten zu den Tabellen 1 und 2

- 7) Die angegebenen Werte sind Mittelwerte für die dem Flankenformfehler überlagerte Rauhtiefe der Ritzel- und Radflanken.
Ist die Rauhtiefe größer als angegeben, dann sinkt die Flankentragfähigkeit, d. h. der Rauheitsfaktor Z_R wird kleiner als 1. Bei kleinerer Rauhtiefe wird Z_R größer als 1.
Der Einfluß der Rauhtiefe auf die Flankentragfähigkeit ist abhängig vom Werkstoff und seinem Einlaufverhalten und bei gehärteten Zahnflanken geringer als bei ungehärteten.
Literaturhinweise siehe DIN 3990 Beiblatt 1. Hiernach kann als erster Anhaltswert bei ungehärteten Vergütungsstählen für sauber gefräste Zahnflanken mit einer mittleren Rauhtiefe $R_{tm} \approx 6 \mu m$ der Rauheitsfaktor $Z_R \approx 0,85$ gesetzt werden, wenn $Z_R = 1$ für feingeschliffene Zahnflanken mit $R_{tm} \approx 3 \mu m$ gesetzt wird.
- 8) Aus Gründen eines gesicherten Eigenspannungsverlaufes muß die technische Forderung für die in der Tabelle enthaltenen Dauerfestigkeiten lauten: Keine Stelle unterhalb der Oberfläche darf eine höhere Härte aufweisen als die an der Oberfläche. Allgemeingültig ausgedrückt darf bei der Härtemessung von der Oberfläche zum Kernwerkstoff keine oberflächenfernere Stelle eine höhere Härte aufweisen als irgendeine oberflächennähere Stelle. Falls dies nicht gewährleistet ist, muß mit einer Minderung der oben angeführten Dauerfestigkeit gerechnet werden.
- 9) Definition der Dauerfestigkeit siehe DIN 3990 Blatt 1, Abschnitt 4.2. Die angeführten Werte gelten für die in der Tafel angegebenen Rauhtiefen.
Die für die gehärteten Versuchsräder angegebenen Dauerfestigkeiten an der Zahnflanke gelten für Einhärtetiefen von $0,25 \cdot m_n$ oder größer am fertigbearbeiteten Rad. Ausgenommen hiervon sind die nitriergehärteten Versuchsräder. Für die oben angegebenen Versuchswerte war eine Grübchenfläche an Ritzel und Rad von zusammen 2 % der aktiven Flankenfläche bei ungehärteten und von 1 % bei gehärteten Zahnrädern nach jeweils $50 \cdot 10^6$ Überrollungen des Ritzels zugrunde gelegt.
- 10) Zahnfußdauerfestigkeit wurde angenommen, wenn mindestens $3 \cdot 10^6$ Lastwechsel ohne Bruch ertragen wurden.
Für die Dauerfestigkeit ist im weitesten Maße die Werkstoffbeschaffenheit an der Oberfläche maßgebend. Herstellungsmängel, wie Randentkohlung, Randoxydation und örtliche Anlaßwirkung durch Schleifen, Schleifkerben, sowie starke Riefen und Härterisse am Zahnfuß können die Dauerfestigkeit erheblich mindern.
- 11) Bei Wechselfestigkeit (z. B. bei Zwischenrädern) kann etwa der 0,7fache Wert der Schwellfestigkeit eingesetzt werden.
- 12) Die angegebenen Werte wurden in Abdrückversuchen auf der Zerreißmaschine ermittelt. Bereits vor Erreichen dieser Grenze kann bei ungehärteten Zahnrädern bleibende Verformung und bei gehärteten Zahnrädern Einreißen der Härteschicht auftreten.
- 13) Näherungsweise Umrechnung der Dauerfestigkeiten auf benachbarte Härtewerte, wobei Index x = gesuchter Wert und Index y = Tabellenwert:
$$\sigma_{F \lim x} = \sigma_{F \lim y} \cdot \sqrt{\frac{HB_x}{HB_y}} \text{ bzw. } \sqrt{\frac{HV 10_x}{HV 10_y}}$$
- 14) Näherungsweise Umrechnung der Dauerfestigkeiten auf benachbarte Härtewerte, wobei Index x = gesuchter Wert und Index y = Tabellenwert:
$$\sigma_{H \lim x} = \sigma_{H \lim y} \cdot \sqrt{\frac{HB_x}{HB_y}}$$
- 15) Näherungsweise Umrechnung der Dauerfestigkeiten auf benachbarte Härtewerte, wobei Index x = gesuchter Wert und Index y = Tabellenwert:
$$\sigma_{H \lim x} = \sigma_{H \lim y} \cdot \left(\frac{HB_x}{HB_y} \right) \text{ bzw. } \left(\frac{HV 10_x}{HV 10_y} \right)$$

Diese Beziehungen in Fußnote 13, 14 und 15 sind auf Versuchsergebnissen aufgebaut. Diese streuen bei homogenen Gefügen, wie sie im Vergütungszustand erreicht werden, weniger als bei inhomogenen Gefügen, wie z. B. Gußwerkstoffen mit Graphiteinlagerungen.
- 16) Bei Lauf gegen Stahlzahnrad mit gehärteten und feingeschliffenen Flanken bis zu 20 % größer.
- 17) Die Dauerfestigkeitswerte für die Hertzische Pressung sind Beidflankenhärtung und Lückenhärtung gleich.
- 18) Bei Härtung ohne Zahngrund (Beidflankenhärtung) kann die Dauerfestigkeit des vergüteten Grundwerkstoffes erreicht werden, wenn die Einhärtetiefe genügend weit von dem gefährdeten Bruchquerschnitt entfernt beginnt. Andernfalls besteht die Gefahr, daß die Dauerfestigkeit unter die des vergüteten Grundwerkstoffes absinkt (Kerbwirkung).
- 19) Bei hochbeanspruchten Zahnrädern aus Stahl wird bevorzugt geschmiedetes Ausgangsmaterial benutzt. Damit wird die Beanspruchung quer zur Faser im kritischen Bereich (Zahnfuß) vermieden. Insbesondere bei Zeit- und Gewaltfestigkeit haben geschmiedete Zahnräder eine höhere Tragfähigkeit als solche, die aus abgesägtem Stangenmaterial gefertigt werden, d. h., es ist günstig, wenn die Flankenrichtung nicht mit der Faserichtung übereinstimmt.
- 20) Eine einfache Umrechnung auf andere Oberflächenhärtewerte ist nicht ohne weiteres anzugeben, da hier nicht nur die erzielte Oberflächenhärte sondern auch die Einhärtetiefe und der Härteabfall in der Randzone von Einfluß sind.
- 21) Die Dauerfestigkeit ist abhängig vom Ersatzkrümmungsradius der Zahnflanken und von der Nitrietiefe.
- 22) Gültig für etwa 10^6 Überrollungen.
- 23) Die Werte fallen ab mit steigender Öltemperatur, bei Trockenlauf und größerer Rauhtiefe des Gegenrades ($R_{tm} > 3 \mu m$).

Hinweis auf andere Normen

- DIN 1681 Stahlguß für allgemeine Verwendung zwecke; Gütevorschriften
 DIN 1691 Gußeisen mit Lamellengraphit (Grauguß)
 DIN 1692 Temperguß; Begriff, Eigenschaften Abnahme
 DIN 1693 Gußeisen mit Kugelgraphit
 DIN 3962 Blatt 1 bis Blatt 4 Verzahnungen; Toleranzen für Stirnradverzahnungen nach DIN 867; Zulässige Einzelfehler; Modul 0,6 bis 10
 DIN 3963 —; —; zul. Flankenrichtungsfehler, zul. Sammelfehler, Zahndickenabmaße
 DIN 3964 —; Achsabstands-Abmaße
 DIN 3967 —; Toleranzen für Stirnradverzahnungen nach DIN 867; zul. Flankenrichtungsfehler, zul. Sammelfehler, Zahnweitenabmaße
 DIN 3990 Blatt 1 Tragfähigkeitsberechnung von Stirn- und Kegelrädern; Grundlagen und Berechnungsformeln
 DIN 3990 Blatt 2 —; Zahnformfaktor Y_F
 DIN 3990 Blatt 3 —; Lastanteilsfaktor Y_F , Profilüberdeckung ϵ_α , Sprungüberdeckung ϵ_β
 DIN 3990 Blatt 4 —; Hilfsfaktor q_L , Stirnlastverteilungsfaktoren $K_{F\alpha}$ für Zahnfuß- und $K_{H\alpha}$ für Zahnflankenbeanspruchung *)
 DIN 3990 Blatt 5 —; Flankenformfaktor Z_H
 DIN 3990 Blatt 6 —; Materialfaktor Z_M
 DIN 3990 Blatt 7 —; Ritzel-Einzeleingriffsfaktor Z_B , Rad-Einzeleingriffsfaktor Z_D Profilüberdeckung ϵ_α
 DIN 3990 Blatt 8 —; Überdeckungsfaktor Z_ϵ
 DIN 3990 Blatt 10 —; Schrägungswinkelfaktor Y_β *)
 DIN 3990 Beiblatt 1 —; Literaturhinweise
 DIN 17 100 Allgemeine Baustähle; Gütevorschriften
 DIN 17 200 Vergütungsstähle; Gütevorschriften
 DIN 17 210 Einsatzstähle; Gütevorschriften
 DIN 51 354 Prüfung von Schmierölen; Mechanische Prüfungen von Getriebeölen in einer Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine nach dem FZG-Verfahren
 VDI 2158 Zahnradwerkstoffe (z. Z. in Vorbereitung)

*) z. Z. noch Entwurf

Dieser Norm-Entwurf, dessen Inhalt noch nicht die endgültige Fassung der beabsichtigten Norm darstellt und deshalb noch nicht für die Anwendung bestimmt ist, wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt, damit er erforderlichenfalls verbessert werden kann.

Soll dieser Norm-Entwurf ausnahmsweise im wirtschaftlichen Verkehr angewendet werden, so ist dies zwischen den Beteiligten, z. B. Auftraggeber und Auftragnehmer, zu vereinbaren.

Einsprüche und Änderungsvorschläge zu diesem Norm-Entwurf werden in zweifacher Ausfertigung erhoben an den Ausschuß Verzahnungen im Deutschen Normenausschuß, 5 Köln 1, Kamkestraße 2-6.

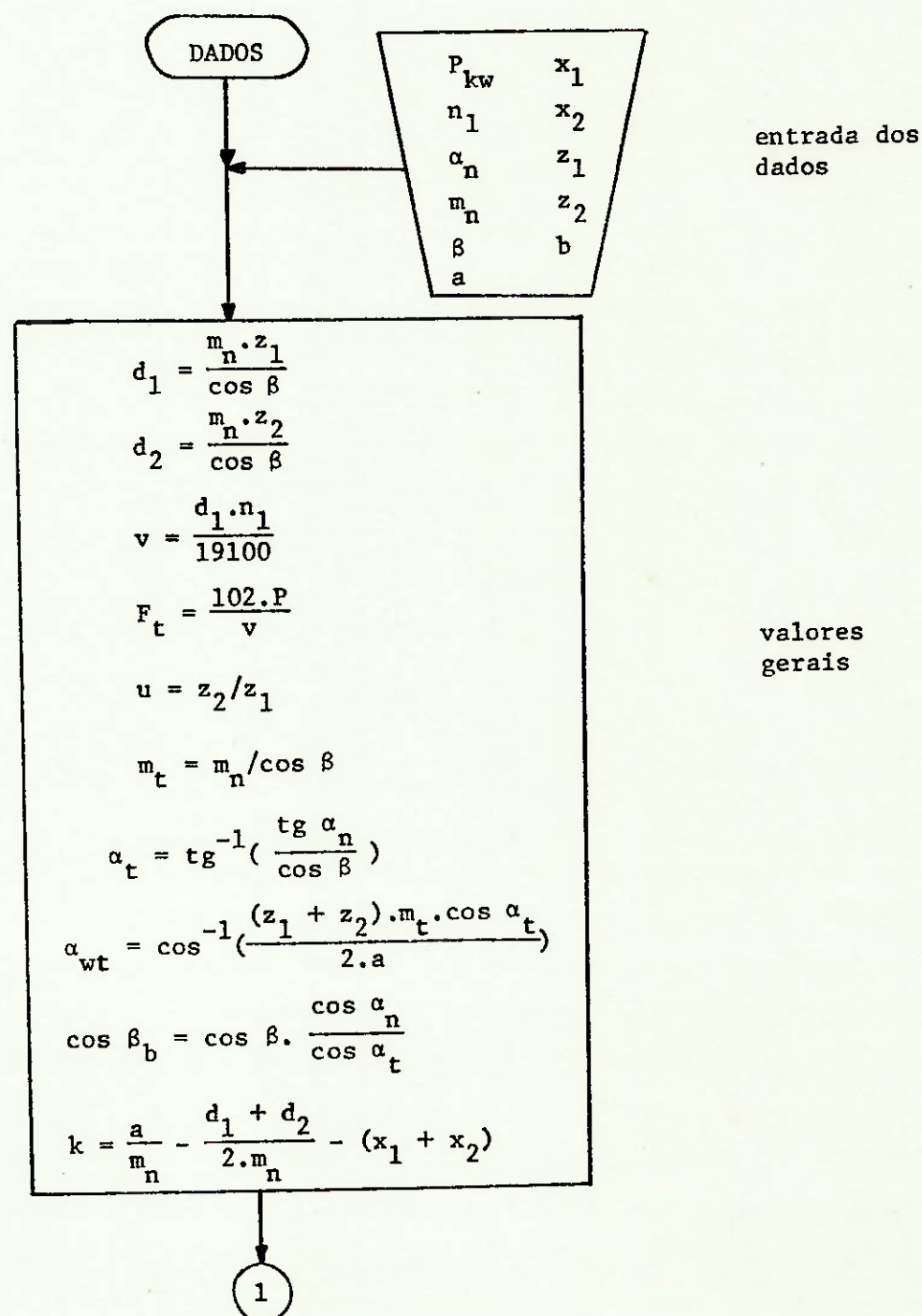
Deutscher Normenausschuß

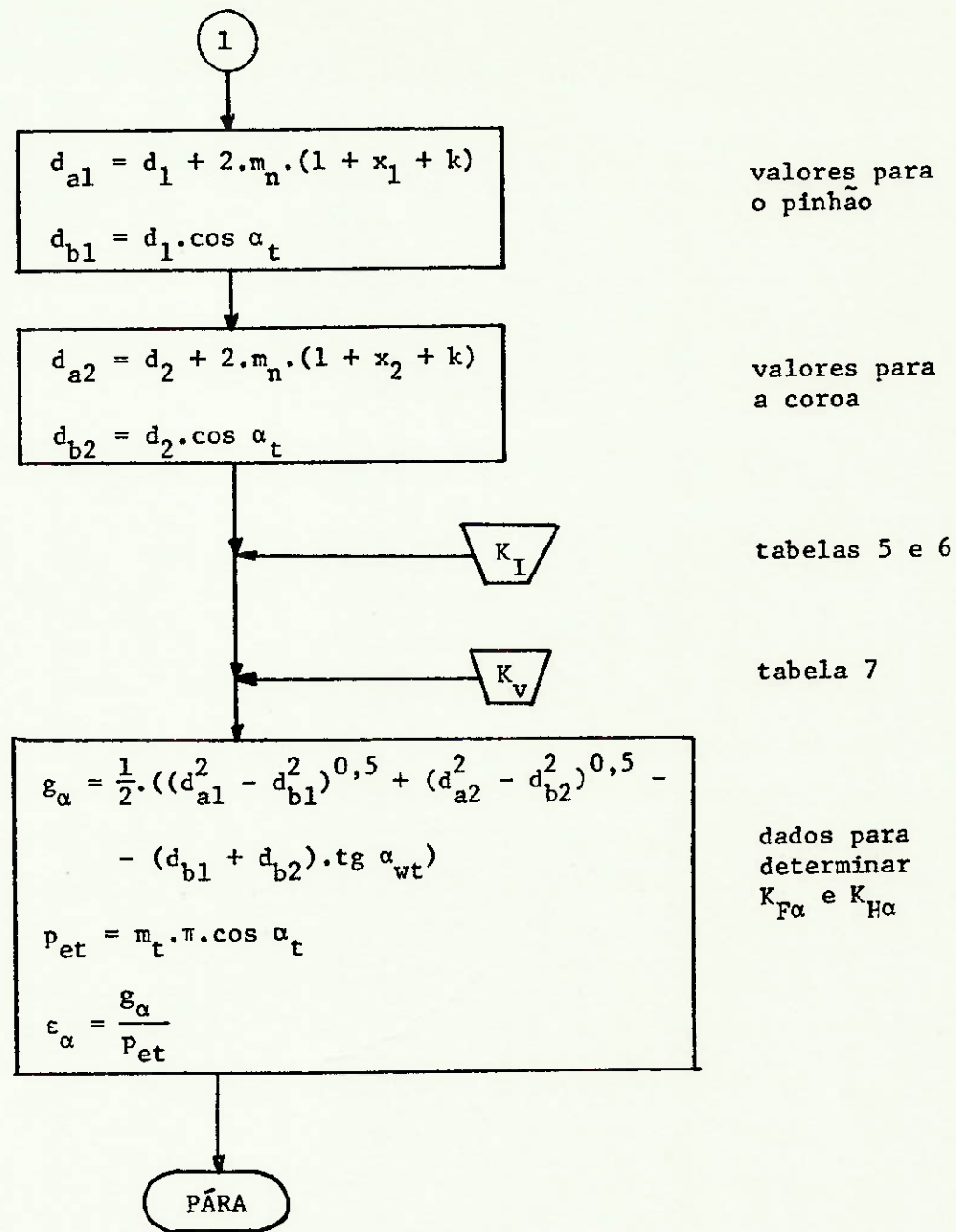
APÊNDICE B - FLUXOGRAMA PARA PROGRAMA DE CÁLCULO
DE TENSÕES EM DENTES DE ENGRENAGENS
CILÍNDRICAS DE DENTES EXTERNOS

Este fluxograma pode ser implementado para calculadoras programáveis ou (micro)computadores.

É baseado nos capítulos 1 e 2 e foi utilizado no capítulo 3.

Para otimizar o programa, é necessário diminuir o número de entradas tiradas de gráficos ou tabelas, acrescentando-lhe as equações das curvas ou as próprias tabelas. Da maneira como está exposto, ficam fáceis seu entendimento e eventuais modificações.





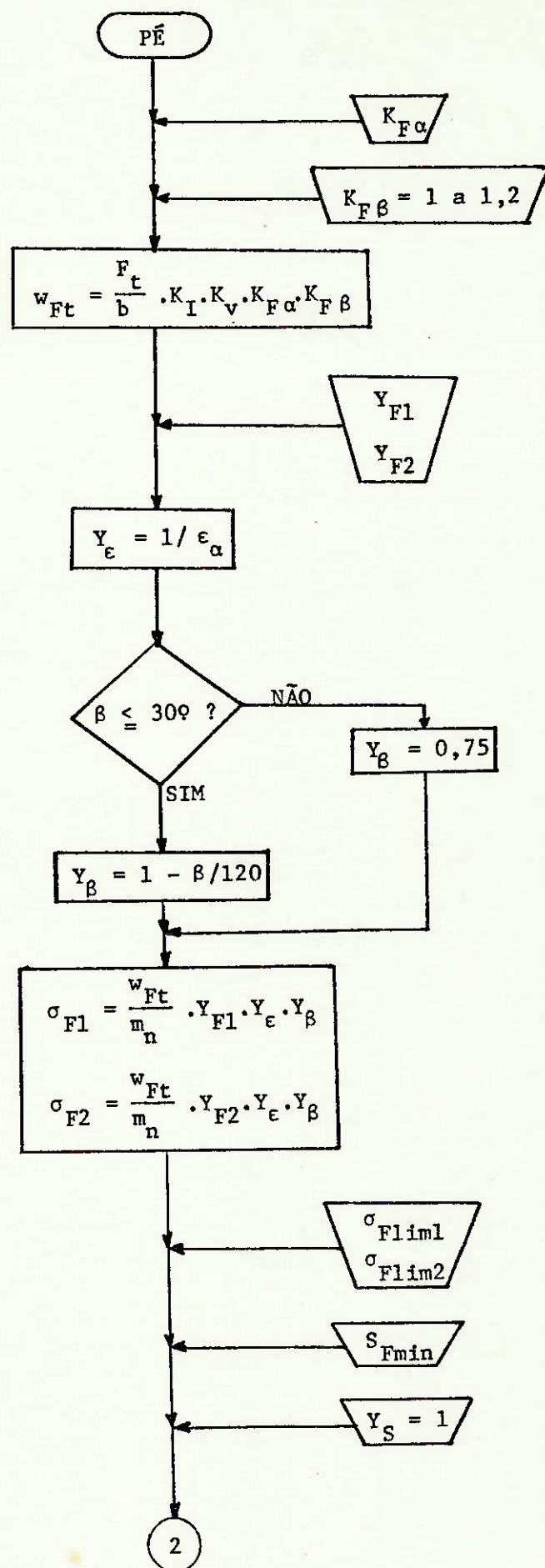


figura 5

relação (2.3)

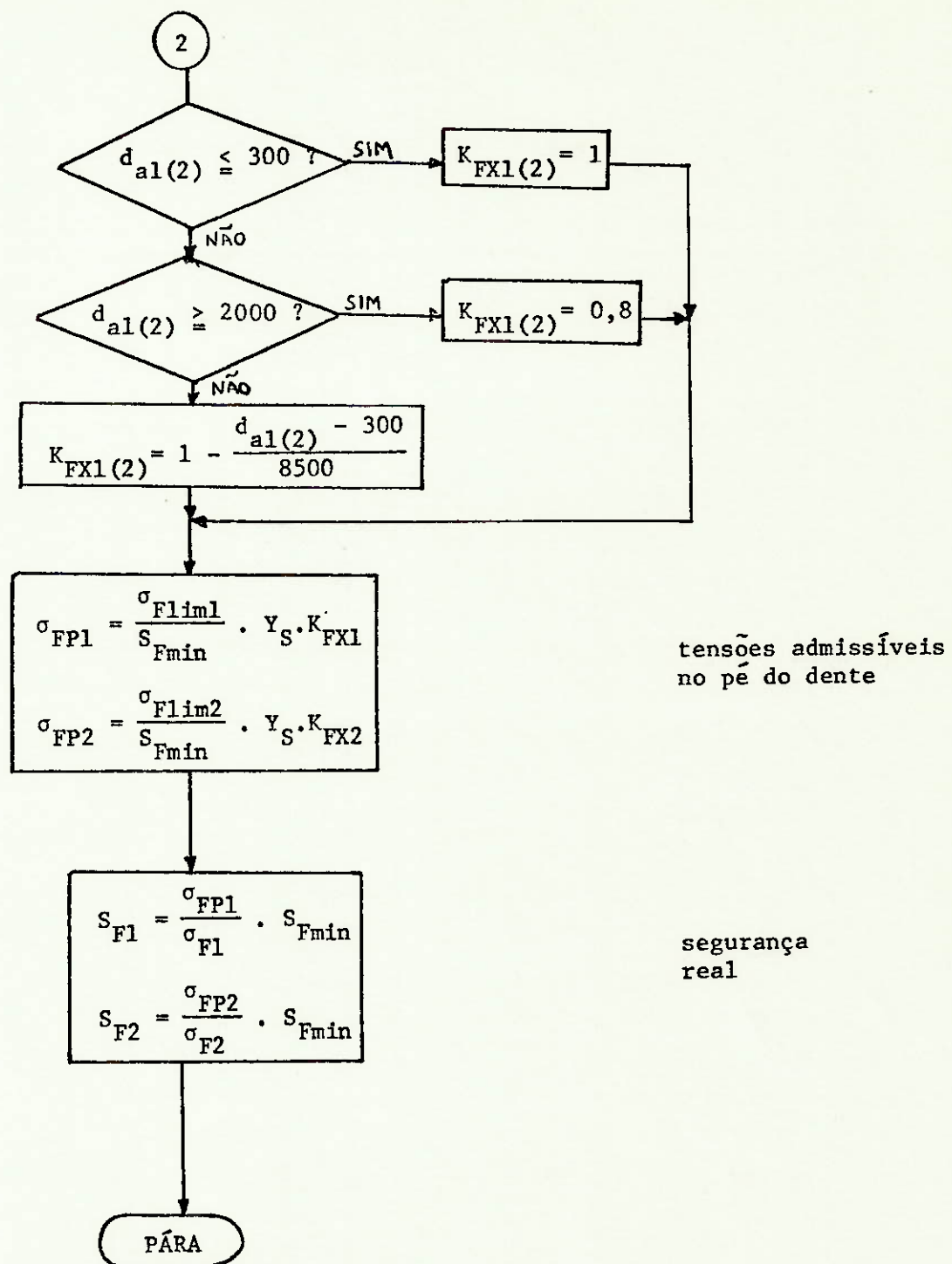
figura 6

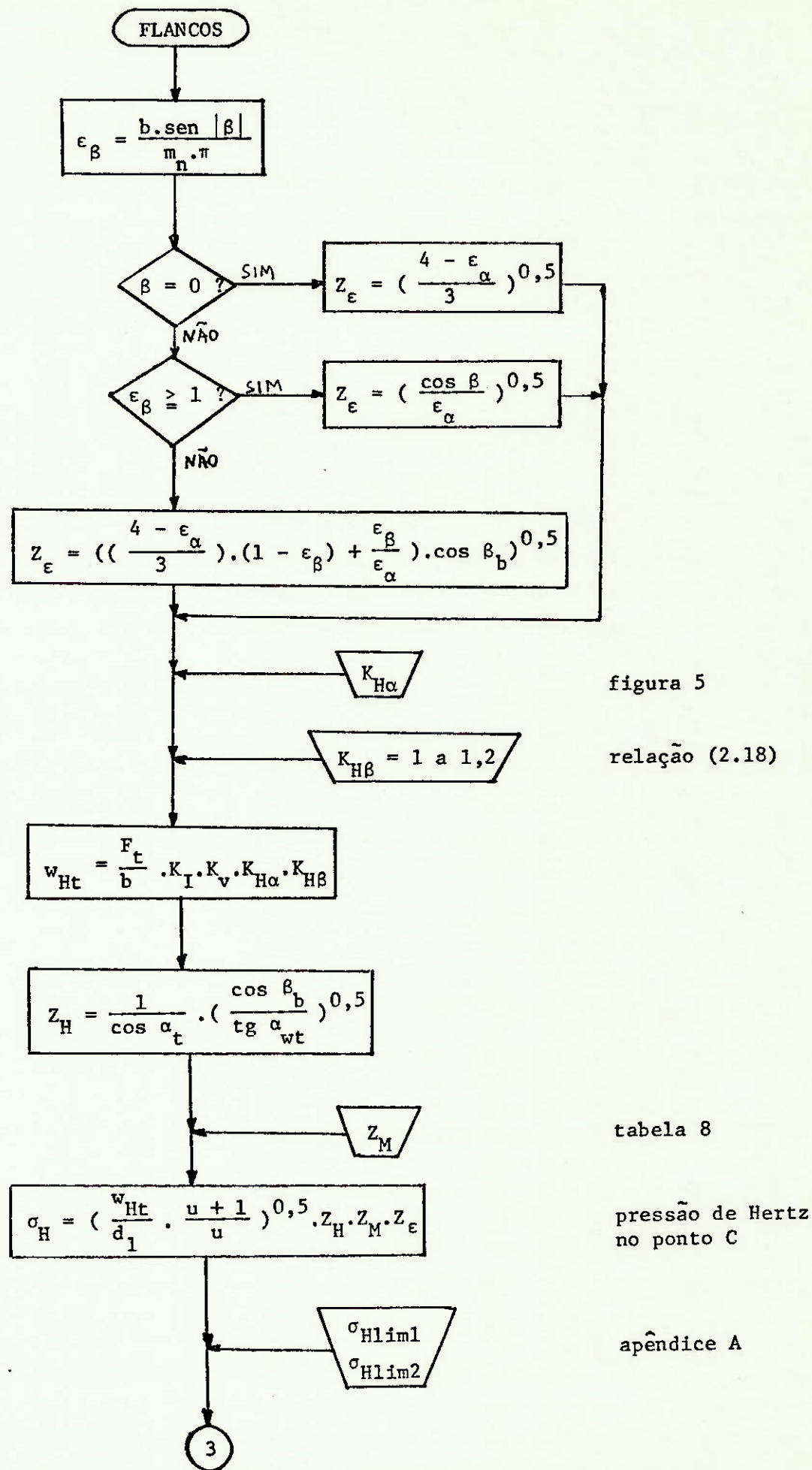
tensões no pé

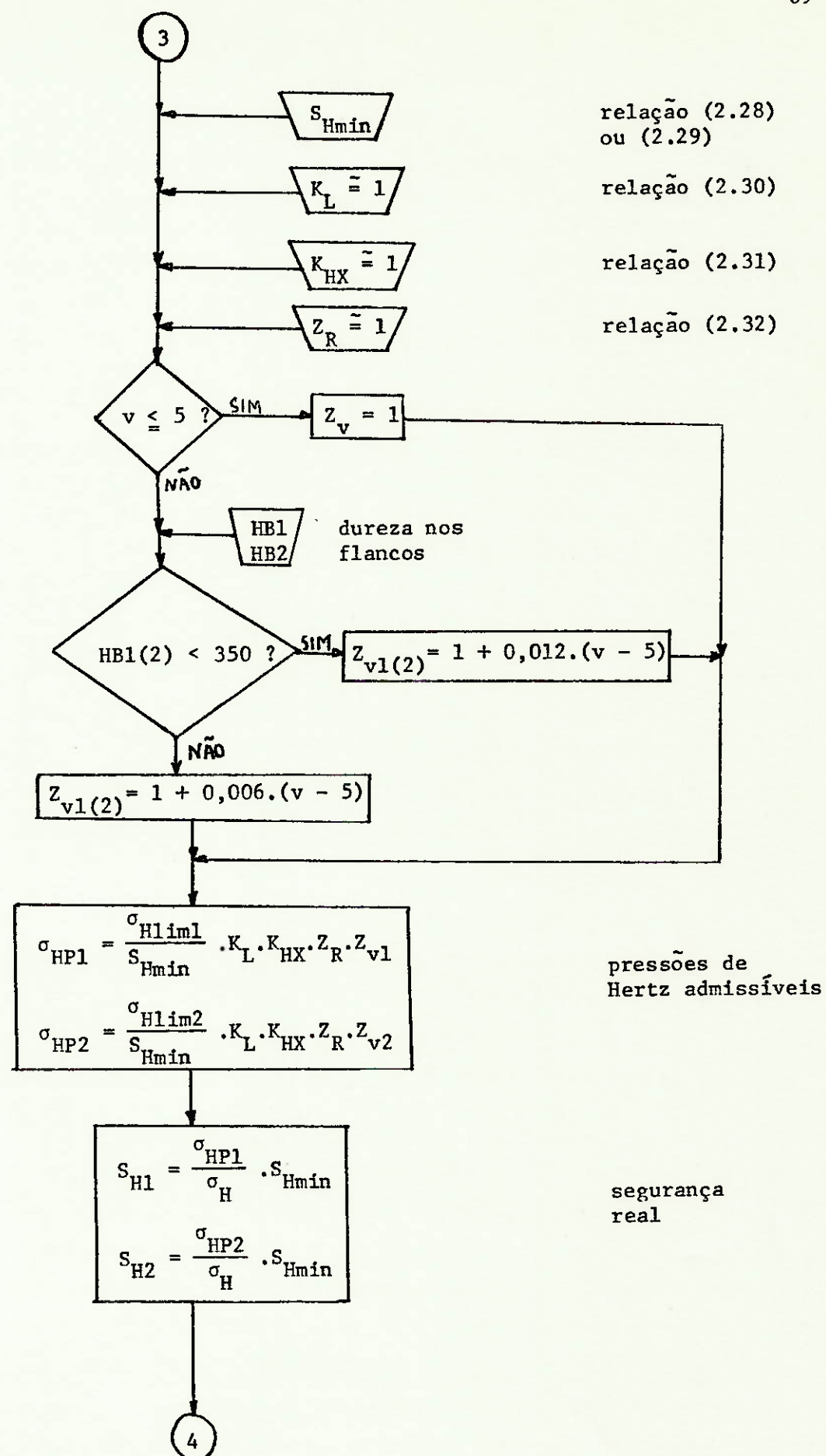
apêndice A

relação (2.10)
ou (2.11)

relação (2.12)







cálculo no ponto
interior B do pinhão

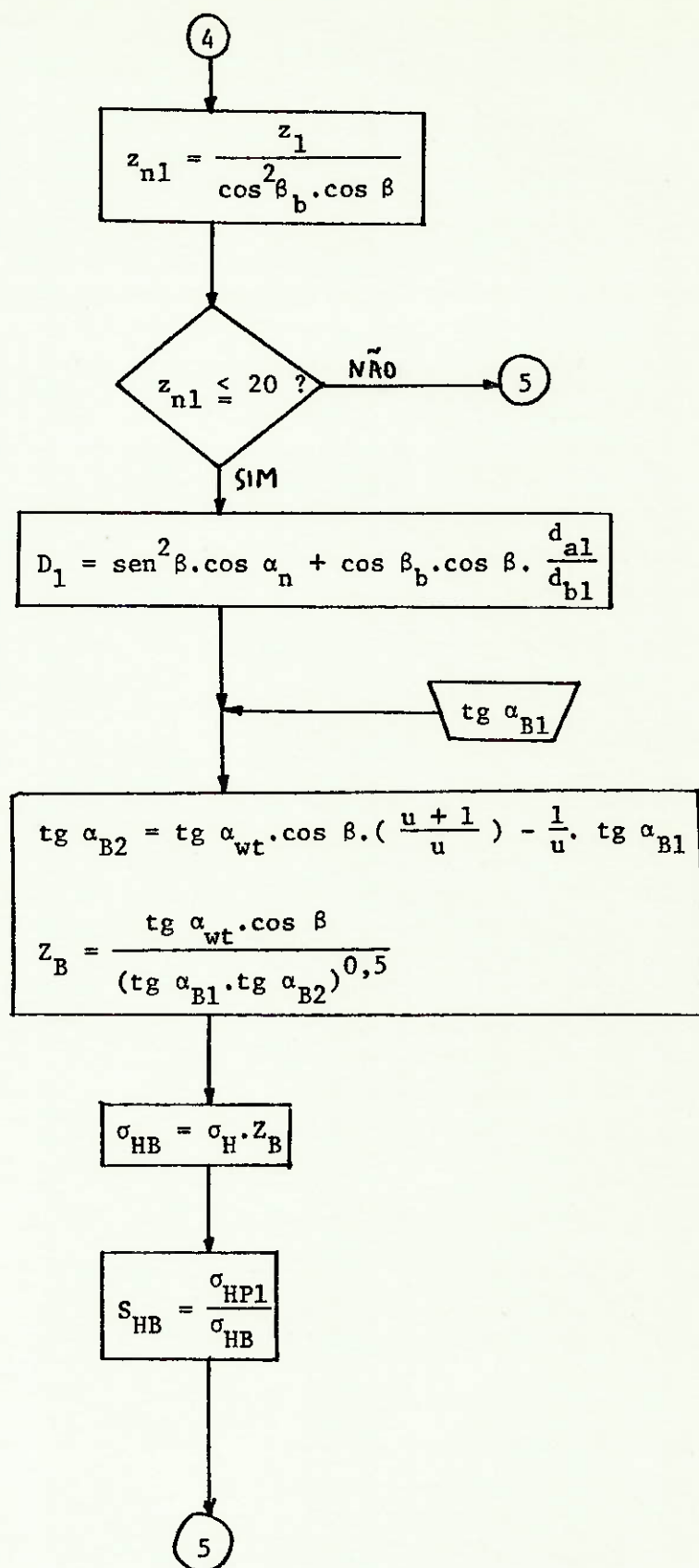
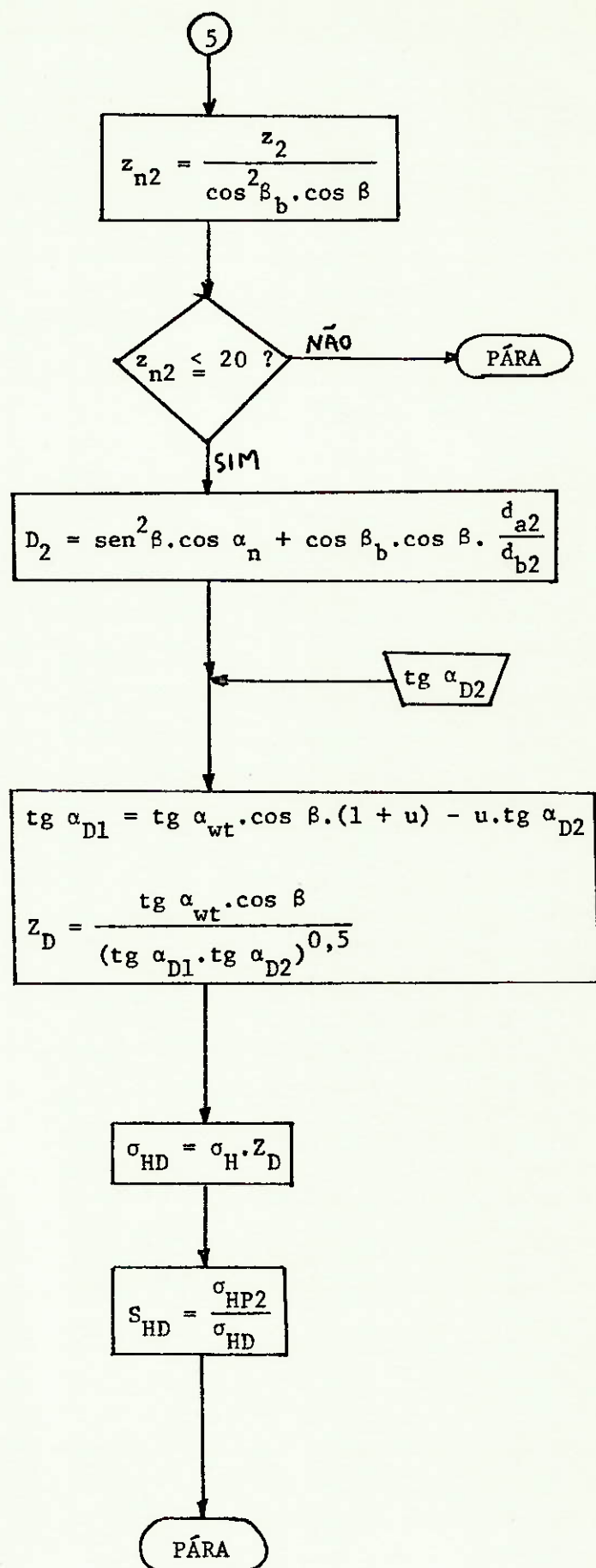


figura 7

pressão de Hertz
no ponto B

segurança real
final para
o pinhão



cálculo no ponto
interior D da roda

figura 7

pressão de Hertz
no ponto D

segurança real
final para
a coroa

BIBLIOGRAFIA:

- Chiaverini, V. - Tecnologia Mecânica; Editora McGraw-Hill do Brasil LTDA., volume I, São Paulo, 1981.
- V. Dobrovolski, K. Zablonki, A. Radchik, L. Erlij - Elementos de Maquinas; Editorial Mir, Tercera Edicion, Moscu, 1980.
- Henriot, G. - Traité Théorique et Pratique des Engrenages; Dunod, Tome I, Troisième Édition, Paris, 1960.
- Niemann, G. - Elementos de Máquinas; Editora Edgard Blücher Ltda., Volume II, 1971.
- Oliveira, Nelson Campos Gil de - Engrenagens; Grêmio Politécnico - DLP, 2ª edição, 1980.
- Stipkovic Filho, Marco - Engrenagens; Editora Guanabara Dois, 2ª edição, Rio de Janeiro, 1983.

NORMAS:

- AGMA STANDARD 151.02 - Application Classification for Helical, Herringbone and Spiral Bevel Gear Speed Reducers, 1963.
- ABNT PB-89 - Cremalheira de referência das engrenagens cilíndricas; Padronização, 1973.
- ABNT PB-90 - Módulos de engrenagens cilíndricas; Padronização, 1978.
- ABNT PB-245 - Precisão de engrenagens cilíndricas de evolvente; Padronização, março de 1982.
- ABNT Projeto 4:04.01-003 - Símbolos de engrenagens; Simbologia, setembro de 1982.
- ABNT NBR 6684 - Engrenagens cilíndricas (dentes retos e helicoidais); Terminologia, julho de 1981.
- DIN 780 - Gears, Module Range; May 1939.
- DIN 867 - Perfil de referencia para ruedas cilíndricas con dentado de evolvente para la construcción de máquinas en general; Septiembre de 1963.
- DIN 3960 - Concepts and parameters associated with cylindrical gears and cylindrical gear pairs with involute teeth; July 80.

DIN 3990 - Cálculo de la capacidad de carga de ruedas cilíndricas y cónicas

parte 1 - Fundamentos y formulas de cálculo; Diciembre de 1970.

parte 2 - Factor de forma de dentado Y_F ; Diciembre de 1970.

parte 3 - Factor de carga parcial Y_ϵ , Recubrimiento de salto ϵ_β ; Diciembre de 1970.

parte 4 (aínda em projeto) - Hilfsfaktor q_L , Stirnlastverteilungsfaktoren $K_{F\alpha}$ für Zahnfuß und $K_{H\alpha}$ für Zahnflankenbeanspruchung (Fator auxiliar q_L , fatores de distribuição de carga frontal para solicitação do pé do dente $K_{F\alpha}$ e dos flancos $K_{H\alpha}$); April 1970.

parte 5 - Factor de la forma de flancos Z_H ; Diciembre de 1970.

parte 6 - Factor del material Z_M ; Diciembre de 1970.

parte 7 - Factor de incidencia individual del piñón Z_p , Factor de incidencia individual de la rueda Z_d , Recubrimiento del perfil ϵ_α ; Diciembre de 1970.

parte 8 - Factor de cubrimiento Z_ϵ ; Diciembre de 1970.

parte 9 (aínda em projeto) - Richtwerte für die Festigkeit (Valores teóricos para a resistência); April 1970.

parte 10 - Factor del ángulo de inclinación Y_β ; Enero de 1973.

Suplemento 1 - Referencias bibliograficas; Diciembre de 1970.

DIN 3992 - Desplazamiento del perfil en ruedas cilíndricas con dentado exterior; Marzo de 1964.

DIN 17200 - Aceros para tratamiento - Prescripciones de calidad; Diciembre de 1969.

DIN 58400 - Perfil de referencia para ruedas cilíndricas con dentado de evolvente para la técnica de mecánica de precisión; Agosto de 1967.

SEW 550 - Stähle für größere Schmiedestücke - Gütevorschriften (Aços para forjamento - instrução); August 1976.
(SEW = Stahl-Eisen-Werkstoffblatt ou Aço-Ferro-Publicação de Materiais).