

AULA 08

Cálculo de Engrenagens segundo AGMA
(Shigley / Norton)

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

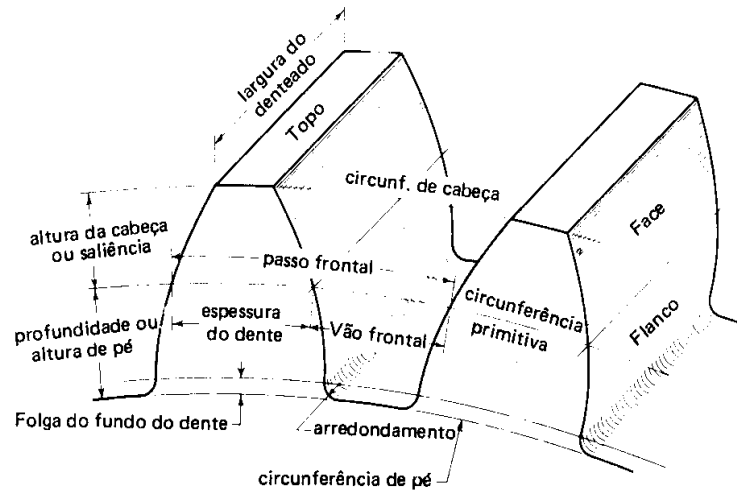


Fig. 12-1 Nomenclatura de dentes da engrenagem.

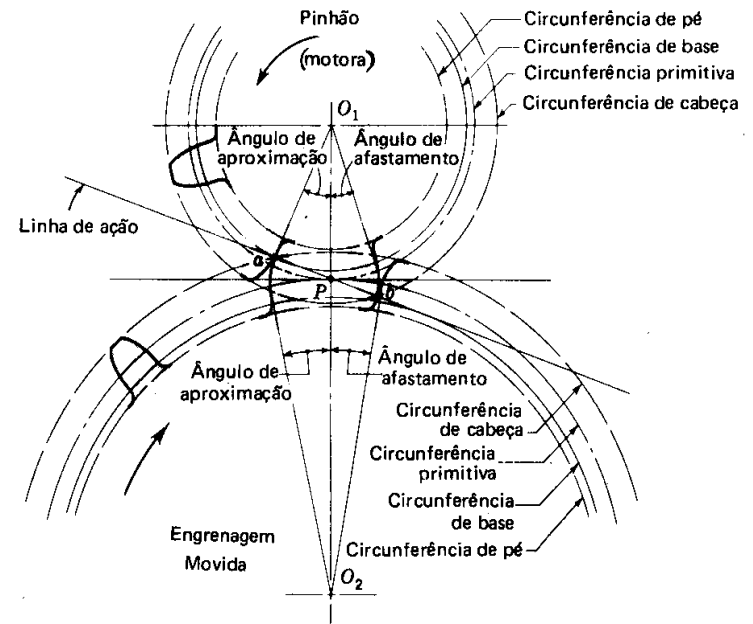


Fig. 12-8 Ação dos dentes.

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

•Módulo (m)

•Largura do dente (b)

•Ângulo de pressão frontal (α)

•Diâmetro da circ. primitiva (d)

•Diâmetro da circ. de cabeça (d_k)

$$d_k = d + 2 * m$$

•Número de dentes (z)

$$z = d / m$$

•Passo frontal (p_t)

$$p_t = m * \pi$$

•Relação de transmissão

$$i = z_3 / z_2 = d_3 / d_2 = n_2 / n_3$$

$$i \leq 8 \implies \text{estágio único}$$

$$i \leq 6 \implies \text{mais de um estágio}$$

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

Dimensões básicas dos dentes (AGMA)

Altura da cabeça ou saliência $h_a = m$

Profundidade ou altura de pé
 $h_f = 1.25m$

Espessura do dente $h = m/2$

Número mínimo de dentes do pinhão

$$\alpha = 20^\circ \quad z_p = 18$$

$$\alpha = 25^\circ \quad z_p = 12$$

Número mínimo por par

$$\alpha = 20^\circ \quad z_p + z_G = 36$$

$$\alpha = 25^\circ \quad z_p + z_G = 24$$

Módulos de uso geral (AGMA)

• Preferidos:

1-1.25-1.5-2-2.5-3-4-5-6-8-10-12-16-20-
25-32-40-50

• Próxima escolha:

1.125-1.375-1.75-2.25-2.75-3.5-4.5-5.5-7-
9-11-14-18-22-28-36-45

OBS.: A norma DIN867 recomenda a utilização de $\alpha = 20^\circ$.

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos ANÁLISE CINEMÁTICA

$$W_t = F'_{32}$$

onde W_t = carga transmitida, kN
 P = potência, kW
 d = diâmetro da engrenagem, mm
 n = velocidade angular, rpm

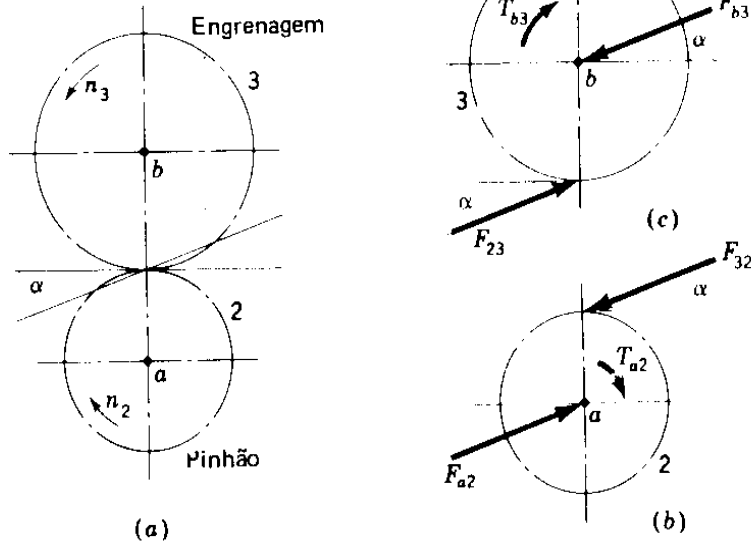


Fig. 12-19

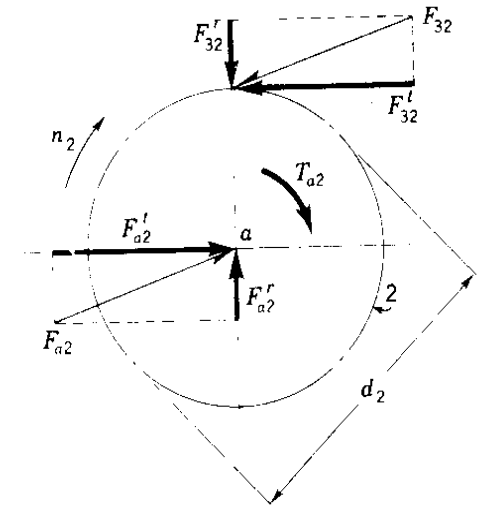


Fig. 12-20

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos EXEMPLO - ANÁLISE CINEMÁTICA

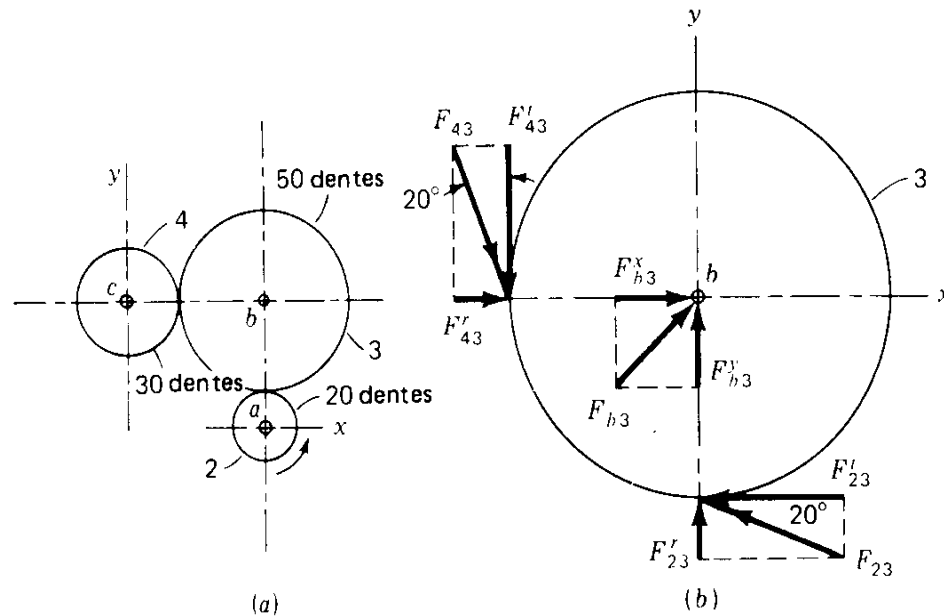


Fig. 12-21

EXEMPLO 12-3

Na Fig. 12-21a o pinhão gira a 1750 rpm e transmite 2,5 kW à engrenagem intermediária 3. Os dentes têm módulo $m = 2,5$ mm, sistema de 20° , dentes normais. Esboçar um diagrama de corpo livre da engrenagem 3 e mostrar todas as forças que agem sobre ela.

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

TENSÕES NO DENTE

Na especificação da capacidade de qualquer transmissão por engrenagens, os elementos seguintes são importantes fatores limitativos:

1. O calor gerado durante o funcionamento.
2. Falha dos dentes por fratura.
3. Falha por fadiga das superfícies dos dentes.
4. Usura abrasiva das superfícies dos dentes.
5. Ruído resultante de altas velocidades ou cargas excessivas.

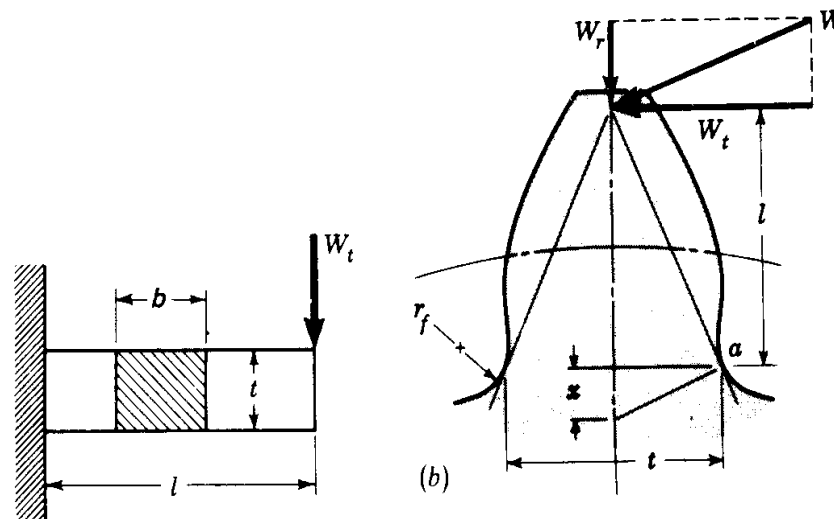


Fig. 11-22

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

ESTIMATIVA DO TAMANHO DA ENGRENAGEM

Tensão devido à flexão

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \cdot b \cdot m \cdot Y} \quad (12.19)$$

$$K_v = \frac{6}{6 + V} \quad (12.20)$$

$$\sigma \quad [MPa] \quad W_t \quad [N]$$

$$V \quad [m/s] \quad m, b \quad [mm]$$

$Y - \text{tab.13.3}$

$$3 \cdot p_t \leq b \leq 5 \cdot p_t$$

$$p_t = \pi \cdot m$$

Table 13-3 VALUES OF THE LEWIS FORM FACTOR Y

Number of teeth	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.8m^*$ $b = m$	$a = m$ $b = 1.25m$	$a = m$ $b = 1.25m$	$a = m$ $b = 1.35m^\dagger$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Rack	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

TENSÃO DE FADIGA NO DENTE

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \cdot b \cdot m \cdot J} \quad (12.21)$$

$$\begin{aligned} \sigma & \text{ [MPa]} & W_t & \text{ [N]} \\ V & \text{ [m/s]} & m, b & \text{ [mm]} \\ J & - \text{ tab.13.4 e 13.5} \end{aligned}$$

Acabamento dos dentes com fresa caracol, ferramenta pinhão ou cremalheira.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200V}} \quad (12.22)$$

Acabamento dos dentes polidos ou retificados, de alta precisão, sujeitos a cargas dinâmicas.

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V}}} \quad (12.23)$$

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos TENSÃO DE FADIGA NO DENTE

Table 13-4 AGMA GEOMETRY FACTOR J FOR TEETH HAVING $\phi = 20^\circ$,
 $a = 1m$, $b = 1.25m$, AND $r_f = 0.300m$

Number of teeth	Number of teeth in mating gear							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.244 86	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.247 94	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.250 72	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.253 23	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.255 52	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 48
24	0.259 51	0.354 68	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 60
26	0.262 89	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 18
28	0.265 80	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.268 31	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.272 47	0.383 94	0.396 71	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.275 75	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.280 13	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 52	0.473 10
50	0.282 52	0.408 08	0.422 08	0.435 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.286 13	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.289 79	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.293 53	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.297 38	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 36	0.523 12	0.539 54
300	0.301 41	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
Rack	0.305 71	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

Table 13-5 AGMA GEOMETRY FACTOR J FOR TEETH HAVING $\phi = 25^\circ$,
 $a = 1m$, $b = 1.25m$, AND $r_f = 0.300m$

Number of teeth	Number of teeth in mating gear							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
13	0.286 65	0.346 84	0.352 92	0.357 44	0.361 38	0.365 72	0.369 25	0.372 51
14	0.293 64	0.359 24	0.365 87	0.370 81	0.375 14	0.379 94	0.383 86	0.387 49
15	0.300 09	0.370 27	0.377 40	0.382 75	0.387 44	0.392 67	0.396 94	0.400 92
16	0.305 58	0.380 16	0.387 75	0.393 46	0.398 49	0.404 11	0.408 73	0.413 03
17	0.310 43	0.389 07	0.397 09	0.403 14	0.408 49	0.414 48	0.419 41	0.424 02
18	0.314 75	0.397 14	0.405 56	0.411 93	0.417 56	0.423 90	0.429 13	0.434 03
19	0.318 62	0.404 49	0.413 28	0.419 94	0.425 85	0.432 50	0.438 01	0.443 18
20	0.322 11	0.411 21	0.420 34	0.427 27	0.433 44	0.440 39	0.446 16	0.451 59
21	0.325 28	0.417 38	0.426 82	0.434 01	0.440 42	0.447 65	0.453 67	0.459 33
22	0.328 16	0.423 06	0.432 80	0.440 23	0.446 86	0.454 36	0.460 60	0.466 50
24	0.333 22	0.433 18	0.443 46	0.451 32	0.458 36	0.466 35	0.473 01	0.479 32
26	0.337 52	0.441 93	0.452 68	0.460 93	0.468 33	0.476 74	0.483 78	0.490 46
28	0.341 22	0.449 57	0.460 75	0.469 33	0.477 05	0.485 85	0.493 23	0.500 23
30	0.344 43	0.456 31	0.467 85	0.476 75	0.484 75	0.493 89	0.501 57	0.508 68
34	0.349 76	0.467 63	0.479 81	0.489 23	0.497 72	0.507 46	0.515 66	0.523 49
38	0.354 00	0.476 78	0.489 48	0.499 33	0.508 24	0.518 47	0.527 10	0.535 36
45	0.359 67	0.489 19	0.502 61	0.513 05	0.522 52	0.533 44	0.542 68	0.551 54
50	0.362 78	0.496 08	0.509 91	0.520 68	0.530 47	0.541 77	0.551 36	0.560 56
60	0.367 50	0.506 83	0.521 09	0.532 38	0.542 67	0.554 57	0.564 69	0.574 44
75	0.372 32	0.517 47	0.532 57	0.544 40	0.555 20	0.567 73	0.578 42	0.588 73
100	0.377 26	0.528 60	0.544 36	0.556 76	0.568 10	0.581 29	0.592 57	0.603 48
150	0.382 37	0.540 05	0.556 51	0.569 51	0.581 38	0.595 26	0.607 16	0.618 69
300	0.387 72	0.551 85	0.569 02	0.582 59	0.595 07	0.609 67	0.622 22	0.634 42
Rack	0.393 42	0.564 05	0.581 94	0.596 13	0.609 21	0.624 56	0.637 78	0.650 68

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_n$$

- S_n : limite de resistência à fadiga do dente da engrenagem [MPa]
- S'_n : limite de resistência à fadiga do corpo de prova [Mpa]
- k_a : fator de superfície
- k_b : fator de tamanho
- k_c : fator de confiabilidade
- k_d : fator de temperatura
- k_e : fator de concentração de tensões
- k_f : fator de efeitos diversos

$$S_{rt} < 1400\text{MPa} \quad S'_n = 0.5 S_{rt}$$

$$S_{rt} > 1400\text{MPa} \quad S'_n = 700 \text{ MPa}$$

Tensão Admissível à Fadiga – Elemaq I

Peça terá vida infinita (isto é $N > N_{crit}$) se :

$$S_{max} \leq S_{Fadm}$$

$$S_{Fadm} = S_F \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5} \quad *$$

S_{fadm} = tensão de fadiga admissível

S_F - limite de resistência à fadiga para o corpo de prova e sob mesma sollicitação k da peça

$b_1, b_2, b_3 \rightarrow$ fatores de influência

η_i = coeficientes de segurança

B_k = coeficiente de entalhe

* Se $k = \infty$ usar Fig.1 da apostila de ábacos de fadiga (caso de flexão) ou Fig.2 (caso de tensão uniaxial: tração/compressão) ou Fig.3 (torção) para obter :

$$S_F = S_{Fa}$$

* Se $k \neq \infty$, com S_{Fa} obtido acima e mais S_e e montar Goodman simplificado e obter

$$S_F = f(S_{Fa}, k, b_1, b_2, \beta_k)$$

* Hännchen R., Resistencia a la fatiga, Reverte, 201p. 1960

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_n$$

- S_n : limite de resistência à fadiga do dente da engrenagem [MPa]
- S'_n : limite de resistência à fadiga do corpo de prova [Mpa]
- k_a : fator de superfície
- k_b : fator de tamanho
- k_c : fator de confiabilidade
- k_d : fator de temperatura
- k_e : fator de concentração de tensões
- k_f : fator de efeitos diversos

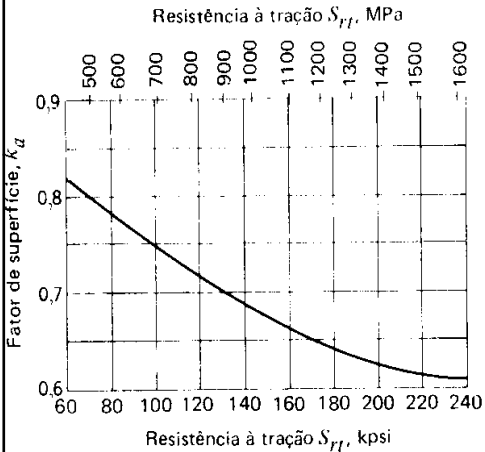
$$S_{rt} < 1400 \text{MPa} \quad S'_n = 0.5 S_{rt}$$

$$S_{rt} > 1400 \text{MPa} \quad S'_n = 700 \text{MPa}$$

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

fator de superfície



fator de tamanho

Table 13-7 SIZE FACTORS FOR SPUR-GEAR TEETH (Preferred modules in bold face)

Module <i>m</i>	Factor <i>k_b</i>	Module <i>m</i>	Factor <i>k_b</i>
1 to 2	1.000	11	0.843
2.25	0.984	12	0.836
2.5	0.974	14	0.824
2.75	0.965	16	0.813
3	0.956	18	0.804
3.5	0.942	20	0.796
4	0.930	22	0.788
4.5	0.920	25	0.779
5	0.910	28	0.770
5.5	0.902	32	0.760
6	0.894	36	0.752
7	0.881	40	0.744
8	0.870	45	0.736
9	0.860	50	0.728
10	0.851		

fator de temperatura

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 350 \\ 0.5 & 350 < T \leq 500 \end{cases}$$

where *T* is in degrees Celsius.

fator de confiabilidade

Tabela 12-4 Fatores de Confiabilidade

Confiabilidade <i>R</i>	0,50	0,90	0,99	0,999	0,999 9	0,999 99
Fator <i>k_c</i>	1,000	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659

fator de concentração de tensões

k_e = 1,00 para engrenagens

fator de efeitos diversos

- Flexão alternada: *k_f* = 1,0
- Flexão repetida: fig.13.26

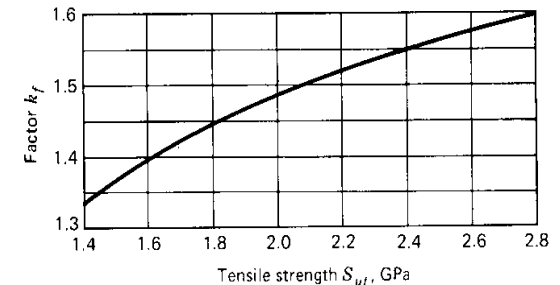


FIGURE 13-26 Miscellaneous-effects factors for one-way bending of gear teeth. Use *k_f* = 1.33 for values of *S_{ut}* less than 1.4 GPa.

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

FATOR DE SEGURANÇA

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} \qquad n_G = \frac{S_n}{\sigma}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

Tabela 12-5 Fator de Correção de Sobrecarga K_o

Fonte de potência	Máquinas Acionadas		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Tabela 12-6 Fator de Distribuição de Carga K_m para Engrenagens Cilíndricas Retas *

Características do apoio	Largura do denteado, mm			
	0 a 50	152	228	406 em diante
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexão mínima, engrenagens de precisão	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens menos rígidas, engrenagens menos precisas, contato em toda a largura do denteado	1,6	1,7	1,8	2,2
Montagem e precisão tais que o contato não ocorre em toda a largura do denteado		Maior que 2,2		

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

DURABILIDADE SUPERFICIAL

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_{t,p}}{C_v \cdot b \cdot d \cdot I}} \quad (12.41)$$

$$\sigma_H \quad [MPa] \quad W_{t,p} = n_G \cdot W_t \quad [N]$$

$$b \quad [mm] \quad d \quad [mm]$$

$$C_p - \text{tab.12.7}$$

$$C_v = K_v - \text{eq. (12.22) ou (12.23)}$$

$$I = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}{2} \frac{i}{i+1} \quad (12.39) \text{ p/engrenagem externa}$$

$$I = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}{2} \frac{i}{i-1} \quad (12.40) \text{ p/engrenagem interna}$$

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

DURABILIDADE SUPERFICIAL

Limite de resistência à fadiga superficial

$$S_{f \text{ sup}} = 2,76.H_B - 70,0 \text{ MPa} \quad (12.42)$$

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{f \text{ sup}} \quad (12.43)$$

C_L – fator de vida

C_H – fator de razão de durezas

C_T – fator de temperatura

C_R – fator de confiabilidade

Coeficiente de segurança

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} \quad n_G = \frac{W_{t,p}}{W_t}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

DURABILIDADE SUPERFICIAL

Table 13-11 VALUES OF THE ELASTIC COEFFICIENT C_p FOR SPUR AND HELICAL GEARS WITH NONLOCALIZED CONTACT AND FOR $\nu = 0.30$
The units of C_p are $(\text{MPa})^{1/2}$.

Pinion	Modulus of elasticity E , GPa	Gear					
		Steel	Malleable iron	Nodular iron	Cast iron	Aluminum bronze	Tin bronze
Steel	200	191	181	179	174	162	158
Mall. iron	170	181	174	172	168	158	154
Nod. iron	170	179	172	170	166	156	152
Cast iron	150	174	168	166	163	154	149
Al. bronze	120	162	158	156	154	145	141
Tin bronze	110	158	154	152	149	141	137

Source: AGMA 218.91.

Ciclos de vida	Fator de vida C_L	Confiabilidade R	Fator de Confiabilidade C_R
10^4	1,5	até 0,99	0,80
10^5	1,3	0,99 a 0,999	1,00
10^6	1,1	0,999	1,25
10^8 em diante	1,0		

$$C_H = 1,00$$

p/ engr. cilíndricas de dentes retos

$$C_T = 1,00$$

p/ temperaturas inferiores a 121°C

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

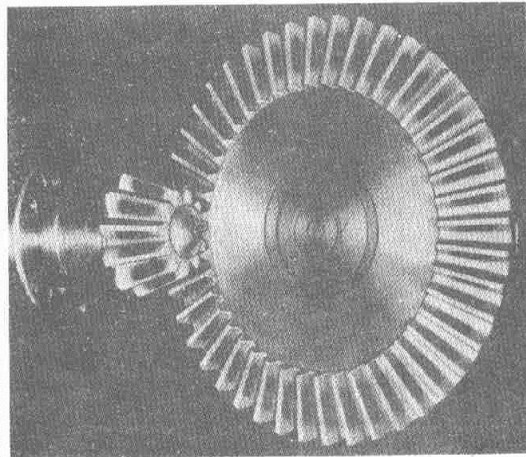


Tabela 13-8 Dimensões do Dente para as Engrenagens Cônicas de Dentes Retos, com Ângulo de Pressão Igual a 20°

Item	Fórmula										
Altura (profundidade) de trabalho (altura útil)	$h' = 2 m$										
Folga no fundo do dente	$c = 0,188 m + 0,05 \text{ (mm)}$										
Saliência (altura da cabeça) da engrenagem	$h_{a_2} = 0,54 m + \frac{0,46 m}{(i_{90^\circ})^2}$										
Razão de transmissão	$i = z_2 / z_1 = \frac{z \text{ (engrenagem)}}{z \text{ (pinhão)}}$										
Razão equivalente de 90°	$i_{90^\circ} = \sqrt{i \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}}$, quando $\Sigma \neq 90^\circ$ $i_{90^\circ} = i$, quando $\Sigma = 90^\circ$										
Largura do denteado	$b = \frac{R}{3}$ ou $b = 10 m$, aquele que for menor										
Número mínimo de dentes	<table border="1"> <tr> <td>Pinhão</td> <td>16</td> <td>15</td> <td>14</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Engrenagem</td> <td>16</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> </table>	Pinhão	16	15	14	13	Engrenagem	16	17	20	30
Pinhão	16	15	14	13							
Engrenagem	16	17	20	30							

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

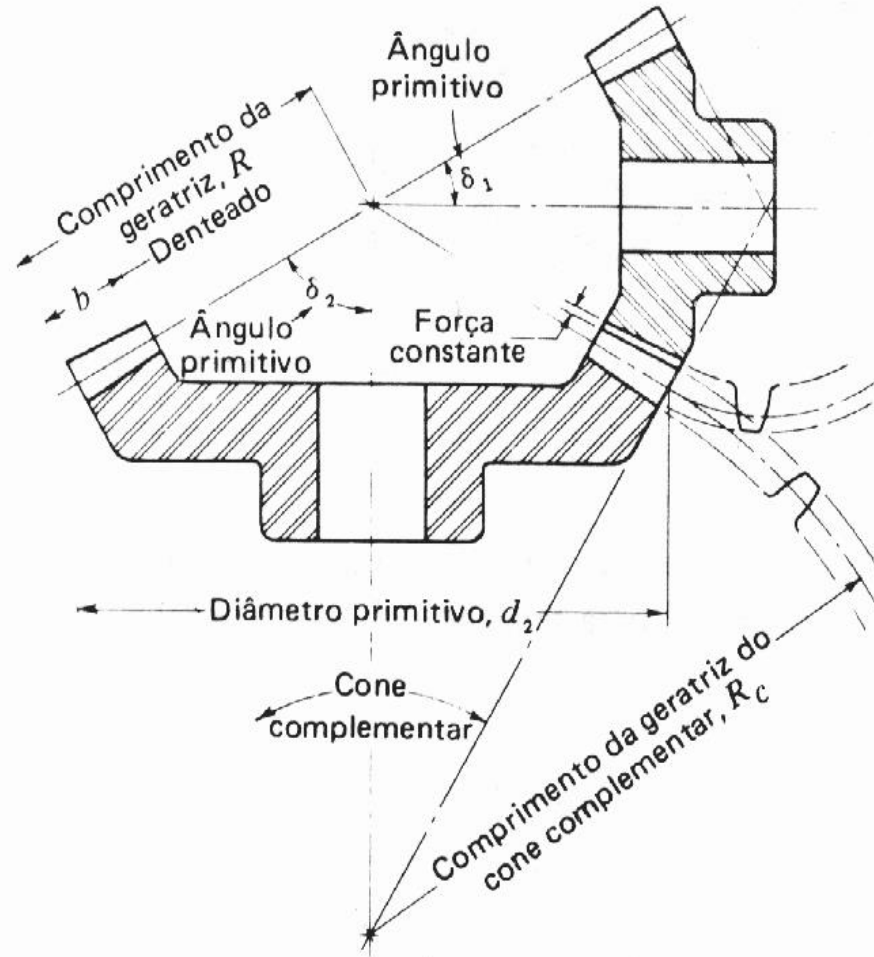
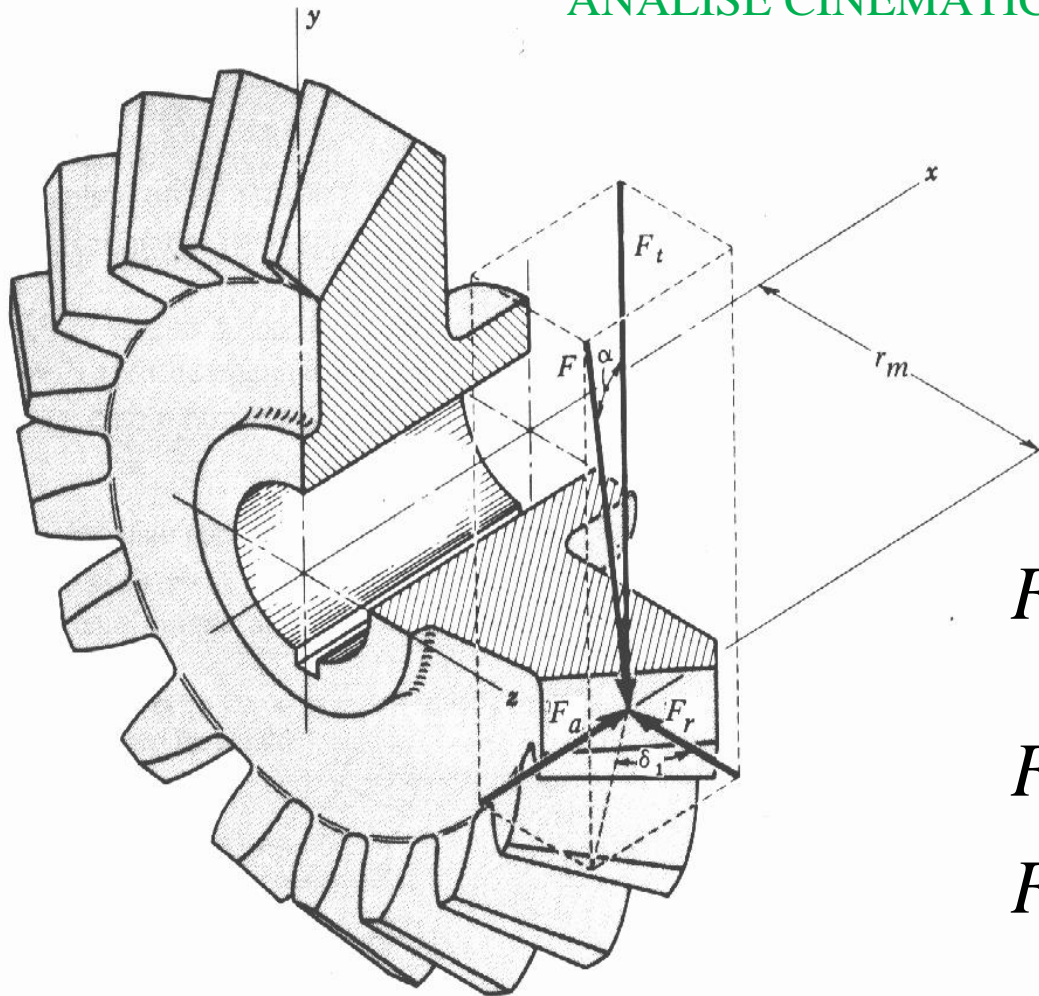


Fig. 13-21 Terminologia de engrenagens cônicas.

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos
ANÁLISE CINEMÁTICA

$$F_t = \frac{T}{r_m}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \cos(\delta_1)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \operatorname{sen}(\delta_1)$$

Fig. 13-22 Forças atuantes em um dente de uma engrenagem cônica.

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos

TENSÃO DE FADIGA NO DENTE

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \cdot b \cdot m \cdot J} \quad (13.37)$$

$$\begin{array}{ll} \sigma & [\text{MPa}] \\ V & [\text{m/s}] \end{array} \quad \begin{array}{ll} F_t & [\text{N}] \\ m, b & [\text{mm}] \end{array}$$

J – Fig.13.25

Acabamento dos dentes com fresa caracol, ferramenta pinhão ou cremalheira.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200V}} \quad (12.22)$$

Acabamento dos dentes polidos ou retificados, de alta precisão, sujeitos a cargas dinâmicas.

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V}}} \quad (12.23)$$

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos TENSÃO DE FADIGA NO DENTE

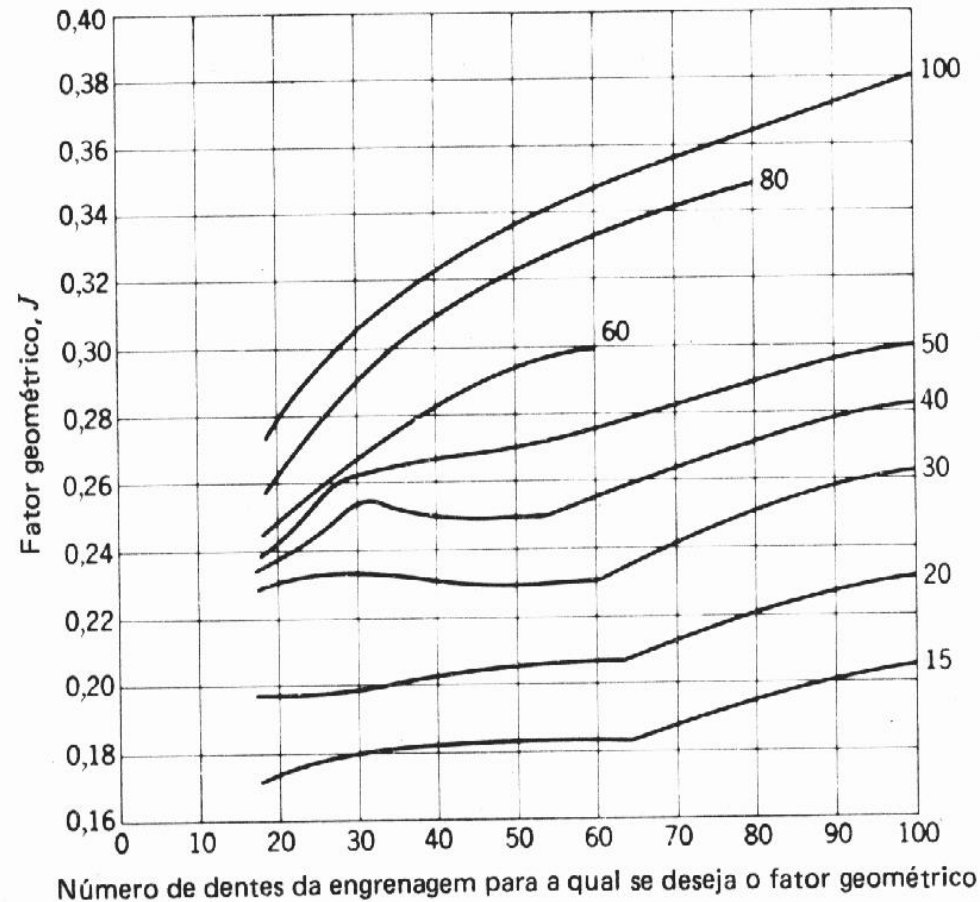


Fig. 13-25: Fatores Geométricos para engrenagens cônicas de dentes retos; ângulo de pressão de 20° , entre árvores de 90° , e folga $c = 6$ m (mm). (AGMA Information Sheet 225.01.)

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos

FATOR DE SEGURANÇA

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} \qquad n_G = \frac{S_n}{\sigma}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

Tabela 12-5 Fator de Correção de Sobrecarga K_o

Fonte de potência	Máquinas Acionadas		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Tabela 13-9 Fatores Aproximados de Distribuição de Cargas em Engrenagens Cônicas K_m e C_m *

Aplicação	<i>Ambas as engrenagens entre mancais (biapoiadas)</i>	<i>Uma engrenagem em balanço</i>	<i>Ambas as engrenagens em balanço</i>
Indústria Geral	1,00-1,10	1,10-1,25	1,25-1,40
Automotiva	1,00-1,10	1,10-1,25	
Aeronáutica	1,00-1,25	1,10-1,40	1,25-1,50

* AGMA Information Sheet 225.01, 1967, table 4.

Engrenagens Cônicas de Dentes Retos

DURABILIDADE SUPERFICIAL

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{C_v \cdot b \cdot d \cdot I}} \quad (13.38)$$

$$\sigma_H \quad [MPa] \quad F_t \quad [N]$$

$$b \quad [mm] \quad d \quad [mm]$$

$$C_p \rightarrow \text{tab.13.10} \quad I \rightarrow \text{fig.13.26}$$

$$C_v = K_v \rightarrow \text{eq. (12.22) ou (12.23)}$$

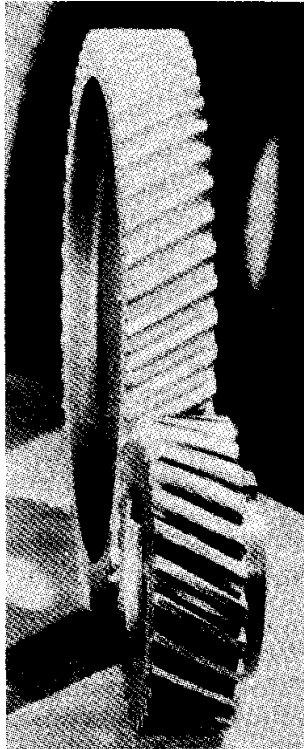
FATOR DE SEGURANÇA

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m}$$

$$n_G = \frac{S_H}{\sigma_H}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

Engrenagens Helicoidais Paralelas CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS



β - ângulo de hélice (15,23,30 ou 45°)

α_n - ângulo de pressão ortogonal
ou normal (20°)

α_t - ângulo de pressão frontal

m_n - módulo ortogonal ou normal

z' - número virtual de dentes

$$z' = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

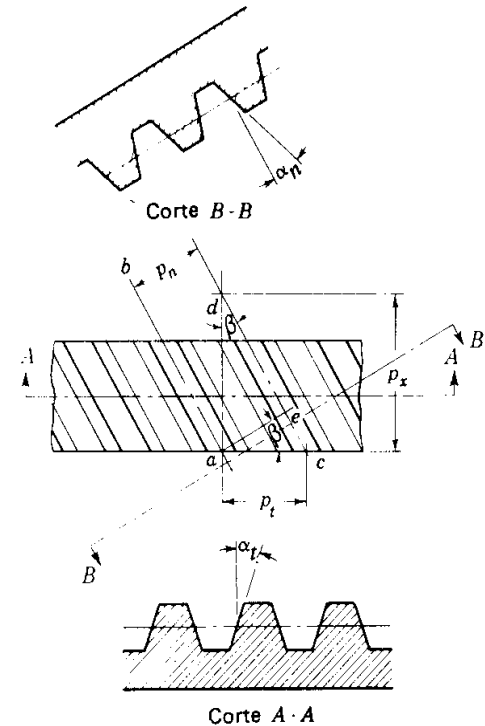
$$p_n = \pi \cdot m_n$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$$

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

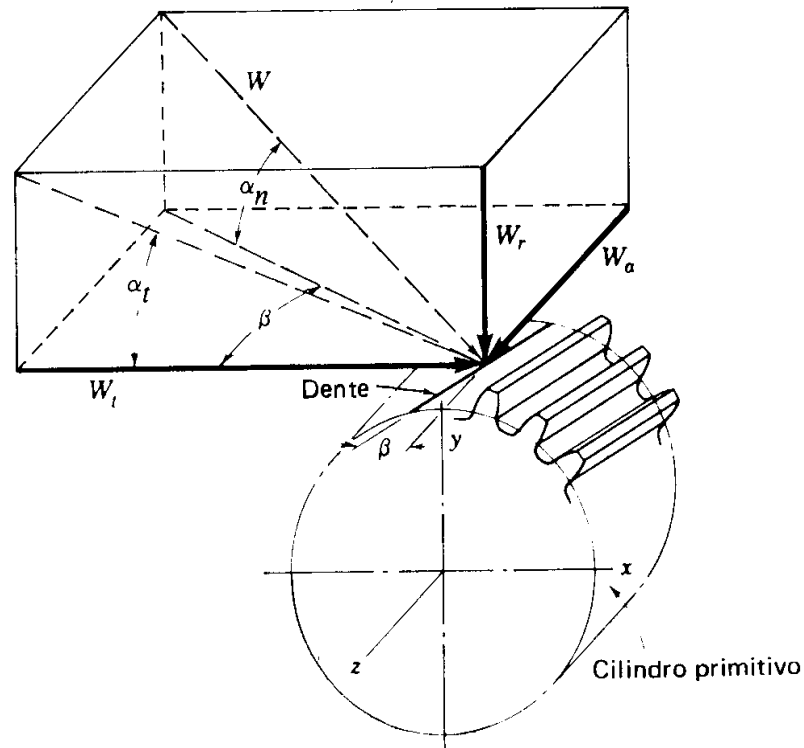
$$p_x = \frac{p_n}{\sin \beta}$$

$$\cos \beta = \frac{\tan \alpha_n}{\tan \alpha_t}$$



Engrenagens Helicoidais Paralelas ANÁLISE CINÉTICA

$$\begin{aligned}
 W_r &= W \operatorname{sen} \alpha_n \\
 W_t &= W \cos \alpha_n \cos \beta \\
 W_a &= W \cos \alpha_n \operatorname{sen} \beta
 \end{aligned}
 \qquad
 W_t = \frac{60(10)^3 P}{\pi d n}$$



Engrenagens Helicoidais Paralelas FADIGA DEVIDO À FLEXÃO

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \cdot b \cdot m \cdot J} \quad (12.21)$$

$$\sigma \quad [MPa] \quad W_t \quad [N]$$

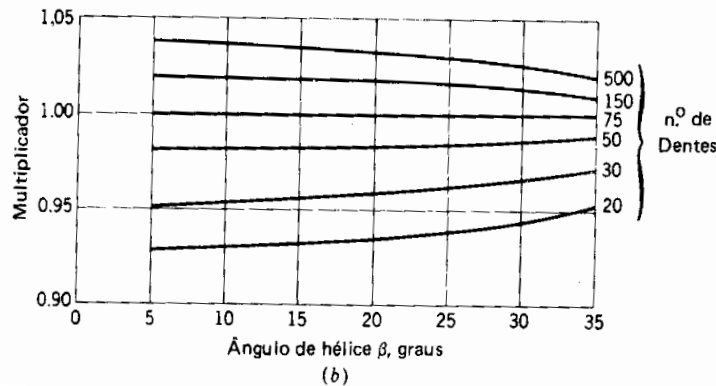
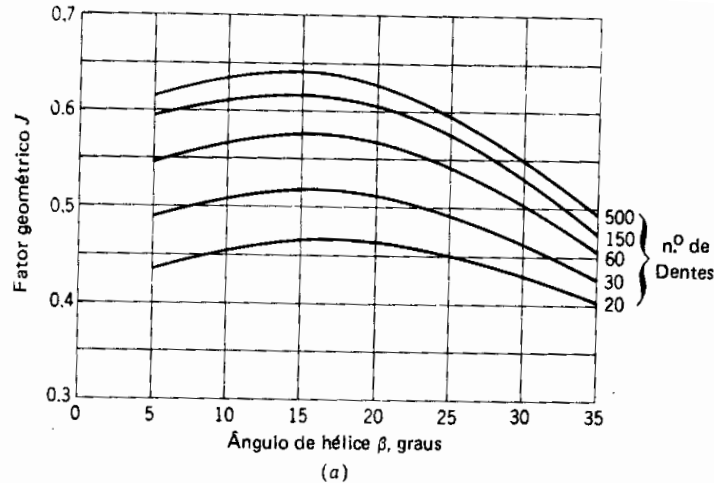
$$V \quad [m/s] \quad m \quad [mm]$$

$$b = 2 \cdot p_x \quad [mm]$$

J – fig.13.8

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V}}} \quad (12.23)$$

Engrenagens Helicoidais Paralelas FADIGA DEVIDO À FLEXÃO



Fatores geométricos para engrenagens helicoidais e helicoidais duplas como 20° de ângulo de pressão normal.

(a) Fatores geométricos para engrenagens que se acoplam com outra de 75 dentes.

(b) Multiplicadores do fator J quando o número de dentes for maior que 75. (AGMA)

Engrenagens Helicoidais Paralelas FADIGA DEVIDO À FLEXÃO

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} \qquad n_G = \frac{S_n}{\sigma}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

Tabela 12-5 Fator de Correção de Sobrecarga K_o

Fonte de potência	<i>Máquinas Acionadas</i>		
	<i>Uniforme</i>	<i>Choque moderado</i>	<i>Choque pesado</i>
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Tabela 13-1 Fatores de Distribuição de Carga C_m e K_m para Engrenagens Helicoidais *

<i>Características do apoio</i>	<i>Largura do denteado, mm</i>			
	0-50	150	225	400 em diante
Montagens de precisão, pequenas folgas nos mancais, deflexões mínimas, engrenagens de precisão	1,2	1,3	1,4	1,7
Montagens menos rígidas, engrenagens de menor precisão, contato ao longo de todo o flanco	1,5	1,6	1,7	2,0
Precisão e montagem tais que o contato não ocorra ao longo de todo o flanco	Acima de 2,0			

Engrenagens Helicoidais Paralelas

DURABILIDADE SUPERFICIAL

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_{t,p}}{C_v \cdot b \cdot d \cdot I}} \quad (12.41)$$

$$\sigma_H \quad [MPa]$$

$$b \quad [mm]$$

$$d \quad [mm]$$

$$W_{t,p} = n_G \cdot W_t \quad [N]$$

$$C_p - \text{tab.12.7}$$

$$C_v = K_v - \text{eq. (12.23)}$$

$$I = \frac{\cos \alpha_t \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot k_n} \frac{i}{i+1} \quad (13.11)$$

$$k_n = \frac{p_n \cdot \cos \alpha_n}{0,95 \cdot g_\alpha} \quad (13.12)$$

$$g_\alpha = \min(A, C) + \min(B, C) - C$$

$$A = \sqrt{(r_1 + ha)^2 - (r_1 - hf)^2}$$

$$B = \sqrt{(r_2 + ha)^2 - (r_2 - hf)^2}$$

$$C = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha_t$$

$$\text{Altura da cabeça : } ha = m$$

$$\text{Profundidade : } hf = 1,25m$$

Engrenagens Helicoidais Paralelas

DURABILIDADE SUPERFICIAL

Limite de resistência à fadiga sup.

$$S_{f \text{ sup}} = 2,76.H_B - 70,0 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{f \text{ sup}}$$

Coeficiente de segurança

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} \quad n_G = \frac{W_{t,p}}{W_t}$$

$$n \geq 2 \text{ (AGMA)}$$

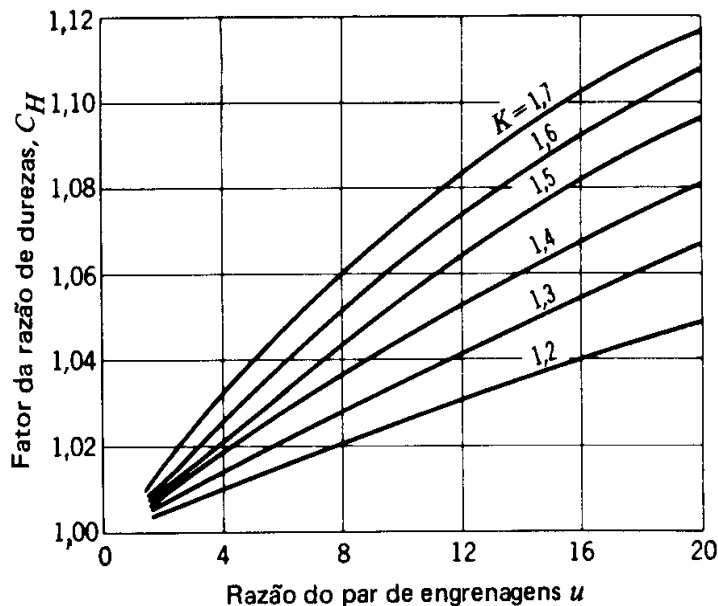


Fig.13-9. Fator de razão de durezas C_H para engrenagens helicoidais. O fator K é a dureza Brinell do pinhão dividida pela dureza Brinell da engrenagem. Usar $C_H=1,00$ quando $K < 1,2$.

Cálculo de Engrenagens: AGMA

1. Tensão de flexão no pé do dente

$$\sigma_b = \frac{W_t}{bm} \cdot K_o K_v K_s \frac{K_m K_B}{J}$$

W_t – carga tangencial;

b = largura;

m = módulo;

J – fator geométrico de resistência de flexão;

K_v – fator dinâmico;

K_m – fator de distribuição de carga;

K_o – fator de sobrecarga;

K_s – fator de tamanho;

K_B – fator de espessura de borda;

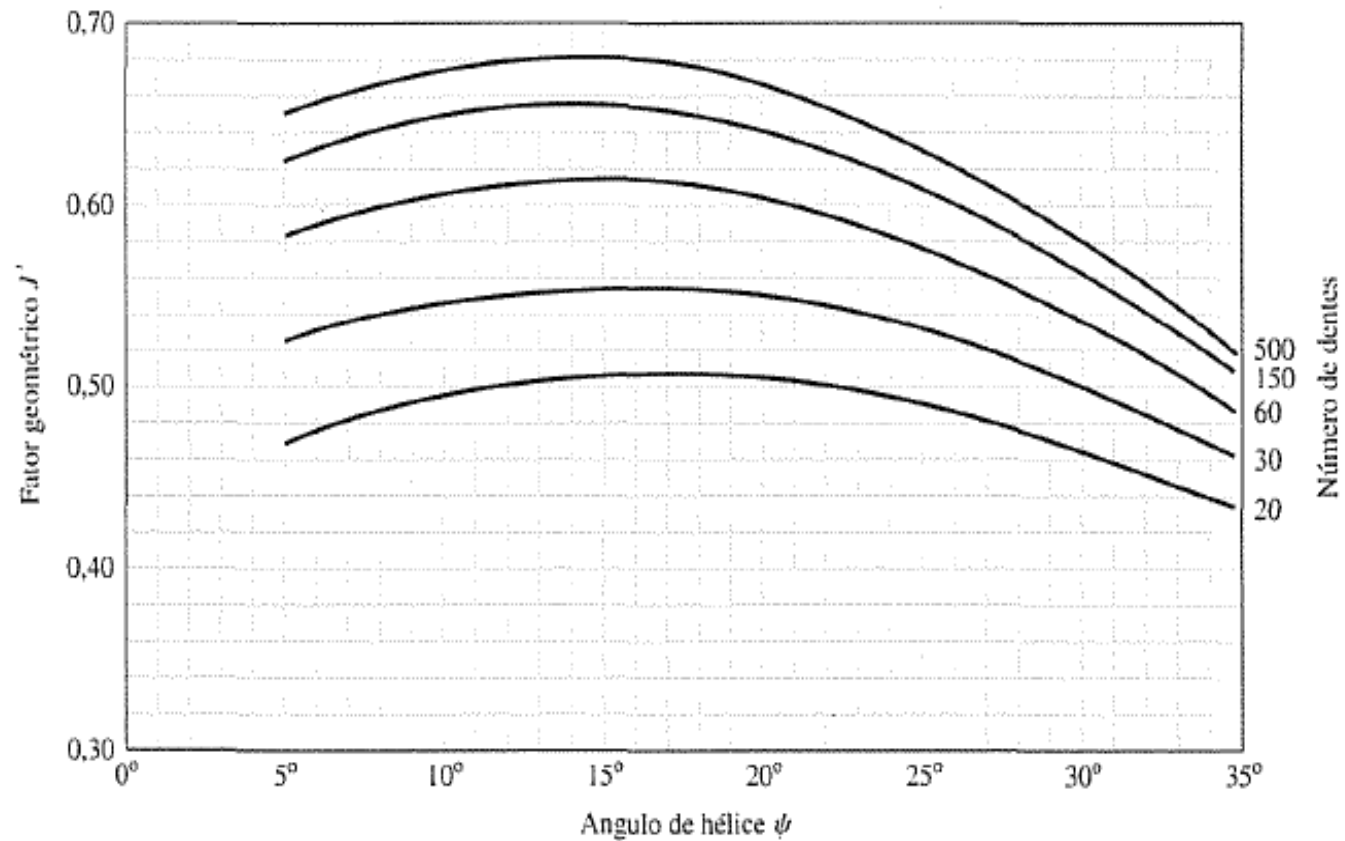


Figura 20 - Fator geométrico de resistência a flexão (Fonte: Shigley, 2005)

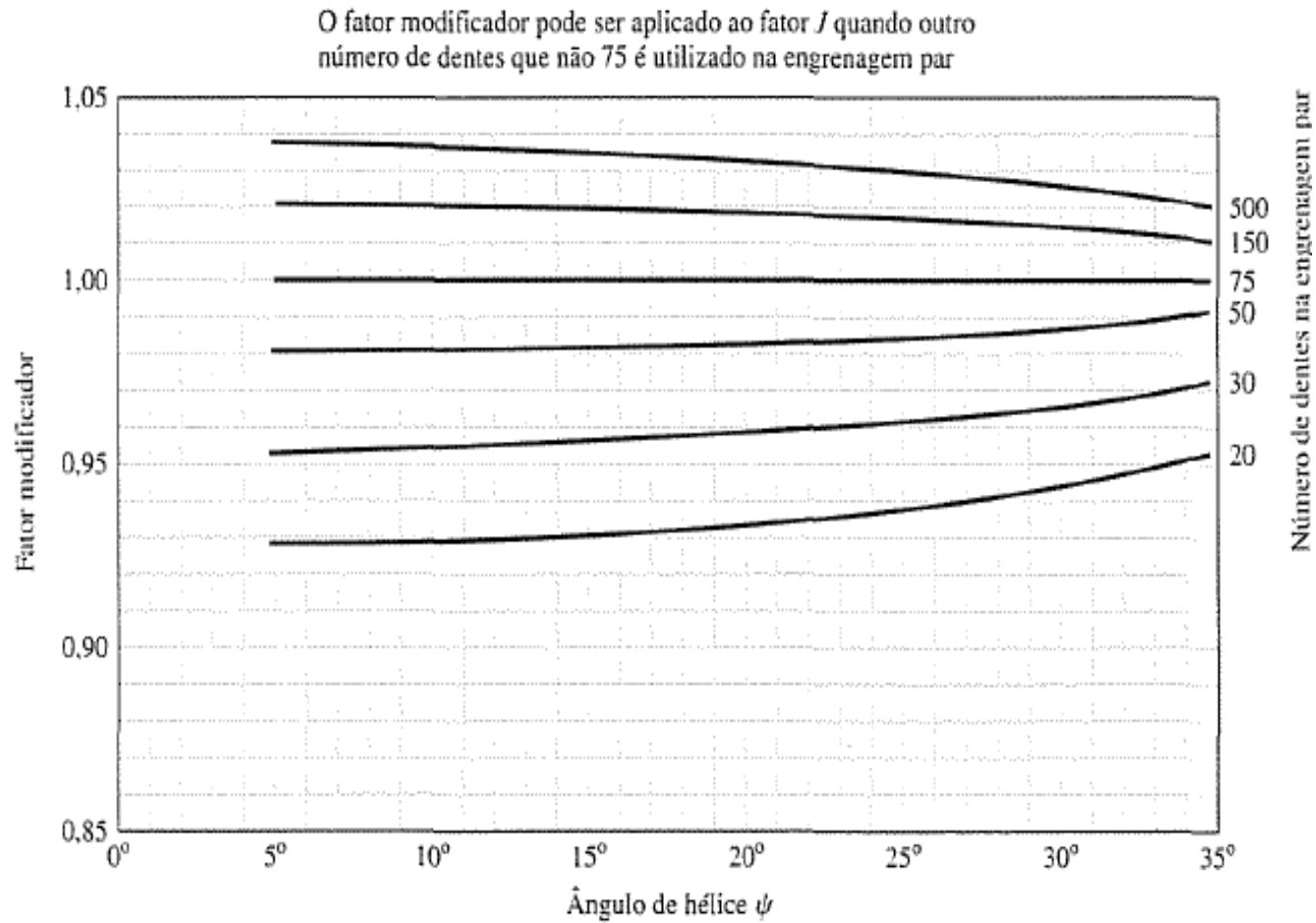


Figura 21 - Multiplicador do fator geométrico (Fonte: Shigley, 2005)

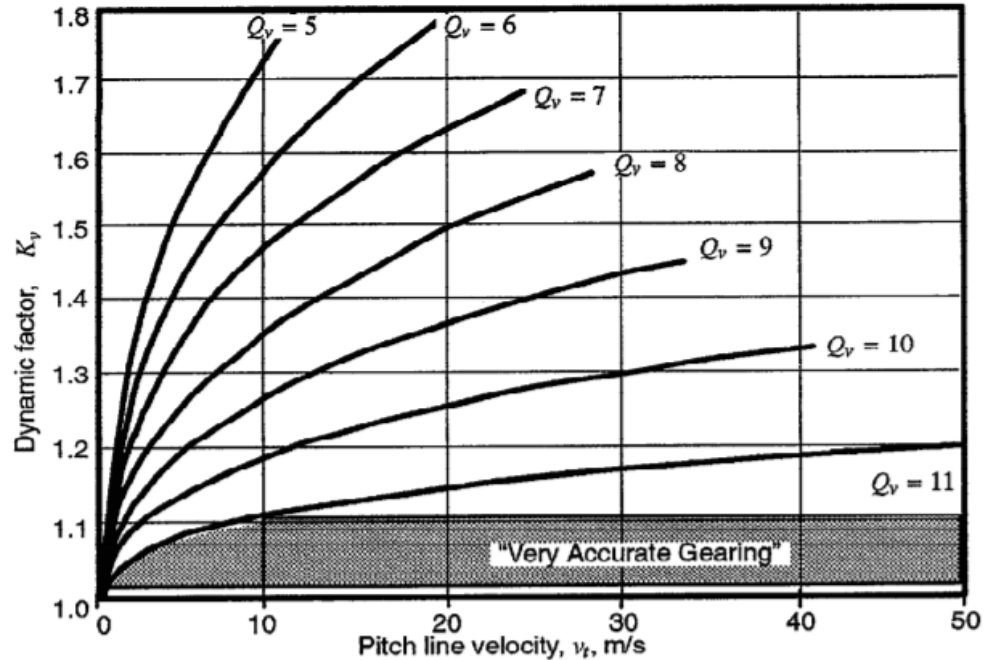


Figura 22 - Fatores dinâmicos AGMA

Para valores de Q_v entre 6 e 11, o fator dinâmico também pode ser definido a partir das equações: .

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V_t}}{A} \right)^B$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

- *Fator de distribuição de carga - K_m*

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

C_{mc} – Fator de correção do filete

C_{pf} - Fator de proporção do pinhão

C_{pm} – Modificador de proporção do pinhão

C_{ma} – Fator de alinhamento do engrenamento

C_e - Fator de correção de alinhamento do engrenamento

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Figura 25 - Fatores de sobrecarga K_o (Fonte: Norton, 2010)

- *Fator de tamanho - K_s*

$$K_s = 1,192 \left(\frac{bm\sqrt{Y}}{25,4} \right)^{0,0535}$$

$b = \text{largura}$
 $m = \text{módulo}$

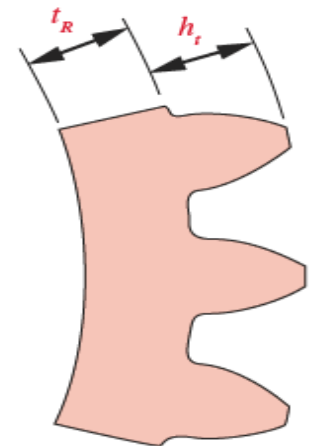
Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Figura 26 - Fator de forma de Lewis (Fonte: Shigley, 2005)

- *Fator de espessura de borda - K_B*

$$K_B = 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B}$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$



2. Resistência a fadiga de flexão no pé do dente

$$\sigma_b \leq \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

S_t - Tensões admissíveis de flexão (N/mm^2);

Y_N - Fator de ciclagem de tensão para tensão de flexão;

K_T - Fator de temperatura;

K_R - Fator de confiabilidade;

S_F - Fator AGMA de segurança, uma razão de tensão;

3. Tensão superficial de contato

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{db I}}$$

I - Fator geométrico de superfície;

C_p - Coeficiente elástico;

C_f - Fator de condição de superfície;

d = diâmetro primitivo;

b = largura da engrenagem.

4. Resistência a fadiga pela tensão superficial de contato

$$\sigma_c \leq \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R}$$

S_c - Tensões admissíveis de contato (N/mm^2);

Z_N - Fator de vida de ciclagem de tensão;

C_H - Fator de razão de dureza;

K_T - Fator de temperatura;

K_R - Fator de confiabilidade;

S_H - Fator AGMA de segurança, uma razão de tensão;