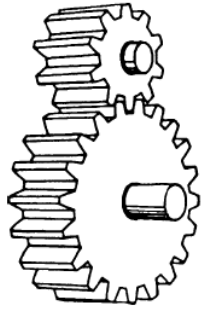




ENGRENAGENS DE DENTES RETOS - DIMENSIONAMENTO ATIVIDADE 3



Engrenagens

Denomina-se engrenagem a peça de formato cilíndrico (engrenagem cilíndrica), cônica (engrenagem cônica) ou reto (cremalheira), dotada de dentadura externa ou interna, cuja finalidade é transmitir movimento sem deslizamento e potência, multiplicando os esforços com a finalidade de gerar trabalho.

FABRICAÇÃO DE ENGRENAGENS

Os processos para fabricação de engrenagens são divididos em três grupos:

1. Usinagem
2. Fundição
3. Sem retirada de cavaco

USINAGEM DE ENGRENAGENS

O processo de obtenção de engrenagens por meio da usinagem é dividido em dois subgrupos:

USINAGEM COM FERRAMENTA

A usinagem com ferramenta de forma consiste na utilização da fresa módulo, fresa de ponta, brochamento.

USINAGEM POR GERAÇÃO

A usinagem por geração é efetuada com a utilização de fresa caracol (hob), cremalheira de corte, engrenagem de corte.

É o processo mais utilizado na indústria.

FUNDIÇÃO

A fabricação de engrenagens por fundição utiliza, basicamente, os processos por gravidade, sob pressão e em casca.

SEM RETIRADA DE CAVACO

Este processo é dividido em dois subgrupos: forjamento e estampagem. Classificam-se como forjamento: extrusão e trefilação, laminação, forjamento em matriz. O processo de estampagem resume-se em ferramenta de corte.

QUALIDADE DAS ENGRENAGENS

Escolha da tolerância (a norma DIN especifica doze qualidades):

Qualidade	Aplicações
01	Atualmente, dificilmente é utilizada, tal a dificuldade para sua obtenção. Foi criada prevendo-se uma utilização futura.
02	São utilizadas em indústria de precisão (relojaria e aparelhos de precisão).
03	São utilizadas como padrão em laboratórios de controle. São consideradas engrenagens de precisão.
04	Utiliza-se na fabricação de engrenagens padrão, engrenagens para aviação, engrenagem de alta precisão para torres de radar.
05	São utilizadas em aviões, máquinas operatrizes, instrumentos de medidas, turbinas, etc.
06	Utiliza-se em automóveis, ônibus, caminhões, navios, em mecanismos de alta rotação.
07	Engrenagens Sheivadas são empregadas em veículos, máquinas operatrizes, máquinas de levantamento e transporte, etc.
08 e 09	São as mais empregadas, pois não precisam ser retificadas. Utilizam-se em máquinas em geral.
10 a 12	São engrenagens mais rústicas, normalmente utilizadas em máquinas agrícolas.

Para definir a qualidade da engrenagem, pode-se basear na sua velocidade periférica.

Utilizar a tabela seguinte:

Velocidade Periférica m/s		Qualidade	
< 2 11	a	12
2 a 3 10	a	11
3 a 4 09	a	10
4 a 5 08	a	10
5 a 10 07	a	09
10 a 15 06	a	07
> 15 06		

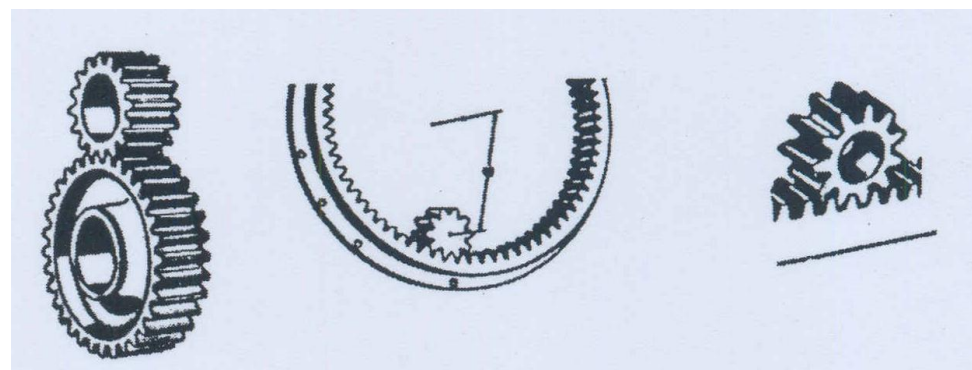
CARACTERÍSTICAS GERAIS

- ◆ São utilizadas em eixos paralelos ou reversos;
- ◆ A relação de transmissão é constante;
- ◆ Transmitem forças sem deslizamento;
- ◆ Seu funcionamento é seguro;
- ◆ Possuem vida longa em relação a outros tipos de transmissão;
- ◆ Resistem bem às sobrecargas;
- ◆ Custo com manutenção reduzido;
- ◆ Possuem bom rendimento;
- ◆ O índice de ruído é maior em relação a outras transmissões.

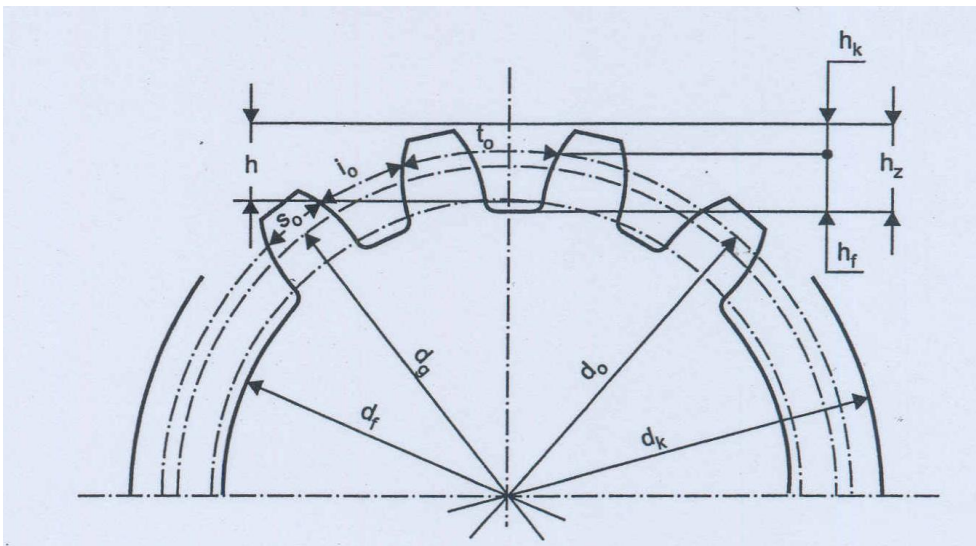
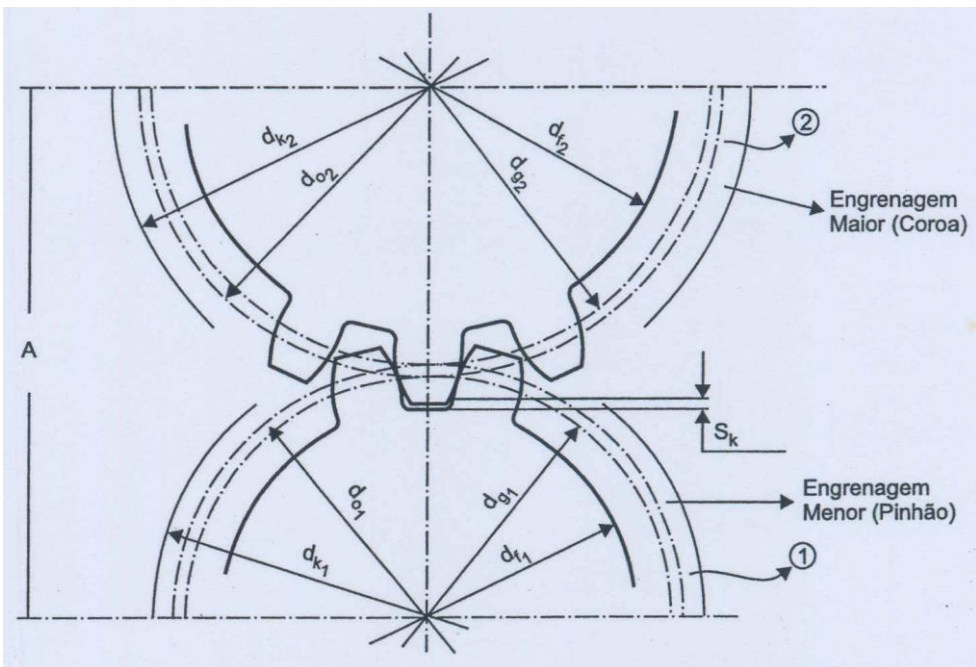
TIPOS DE ENGENHAGEM E AS RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO INDICADAS

Engrenagens cilíndricas:	$i \leq 8$	estágio único
	$i \leq 6$	duplo estágio
Observação:	$i \leq 6$	para cada estágio no duplo estágio
Engrenagens cônicas:	$i \leq 6$	
Parafuso sem fim:	$i \leq 100$	por estágio

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos



CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DIN 862 E 867



CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS (FORMULÁRIO) DIN 862 E 867

Número de dentes (Z) $Z = \frac{d_o}{m}$	Módulo (m) $m = \frac{t_o}{\pi}$
Passo (t_o) $t_o = m \cdot \pi$	Espessura do dente no primitivo $S_o = \frac{t_o}{2}$ (folga nula no flanco)
Altura comum do dente $h = 2m$	Altura da cabeça do dente $h_k = m$
Altura total do dente $h_z = 2,2m$	Altura do pé do dente $h_f = 1,2m$
Vão entre os dentes no primitivo $\ell_o = \frac{t_o}{2}$ (folga nula no flanco)	Ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$
Folga da cabeça $S_k = 0,2m$	Relação de transmissão $i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$
Largura do dente b (a ser dimensionamento ou adotado)	Distância entre centros $C_c = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2}$

DIÂMETROS PRINCIPAIS

Diâmetro primitivo:	$d_o = m \cdot Z$
Diâmetro de base:	$d_g = d_o \cos \alpha$
Diâmetro interno ou diâmetro do pé do dente:	$d_f = d_o - 2 h_f$
Diâmetro externo ou diâmetro de cabeça do dente:	$d_k = d_o + 2 h_k$

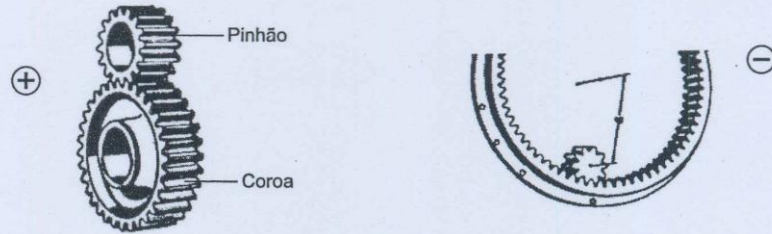
DIMENSIONAMENTO

Critério de Desgaste

A expressão seguinte deve ser utilizada no dimensionamento de pinhões com ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$ e número de dentes entre 18 a 40.

Material Aço

$$b_1 d_{o_1}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \frac{M_T}{p_{adm}^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \cdot \varphi$$



O sinal positivo “+” é utilizado em engrenamentos externos.

O sinal negativo “-” é utilizado em engrenamentos internos (planetários).

Em que:

- b_1 - largura do dente do pinhão [mm]
- d_{o_1} - diâmetro primitivo do pinhão [mm]
- M_T - momento torçor no pinhão [Nmm]
- p_{adm} - pressão admissível [MPa (N/mm²)]
- i - relação de transmissão Z_2/Z_1 [adimensional]
- φ - fator de serviço (consultar tabela) [adimensional]

PRESSÃO ADMISSÍVEL (p_{adm})

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

FATOR DE DURABILIDADE

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$$

Em que:

n_p - rotação do pinhão [rpm]

h - duração do par [horas]

HB - dureza Brinell [N/mm²]

TABELA DE DUREZA BRINELL

Material	HBRINELL N/mm ²
Aço fundido tipo 2	1700 - 2500
Aço fundido tipo B ₂	1250 - 1500
Aço SAE 1020	1400 - 1750
Aço SAE 1040	1800 - 2300
Aço SAE 1050	2200 - 2600
Aço SAE 3145/3150	1900 - 2300
Aço SAE 4320	2000 - 4200
Aço SAE 4340	2600 - 6000
Aço SAE 8620	1700 - 2700
Aço SAE 8640	2000 - 6000
Aço fundido cinzento	1200 - 2400
Aço fundido nodular	1100 - 1400

► Observação:

Os aços SAE 4320, SAE 4340, SAE 8620 e SAE 8640, quando submetidos a tratamento térmico, podem atingir dureza superior à especificada na tabela, sendo necessária a utilização da escala Rockwell C (HRC), uma vez que o limite máximo da escala Brinell é 600 N/mm².

Nestes casos, utiliza-se a escala de conversão de dureza, mesmo tendo-se conhecimento de que o valor de dureza equivalente na escala Brinell é apenas comparativo.

EQUIVALÊNCIA E COMPOSIÇÃO DOS AÇOS SAE/AISI, VILLARES E DIN

SAE/AISI	Villares	DIN	Composição %							
			C	Ni	Cr	Mo	Mn	Si	P	S
1020	VT-20	C-22	0,20	–	–	–	0,3	–	0,04	0,05
1040	VT-40	–	0,40	–	–	–	0,7	–	0,04	0,05
1050	VT-50	C-53	0,50	–	–	–	0,7	–	0,04	0,04
3145	–	–	0,45	1,45	0,75	–	0,9	0,3	0,04	0,04
3150	–	–	0,50	1,50	0,75	–	0,9	0,3	0,04	0,04
4320	VM-20	–	0,20	1,80	0,50	0,25	0,6	0,3	0,04	0,04
4340	VM-40	–	0,40	1,80	0,05	0,25	0,7	0,3	0,04	0,04
8620	VB-20	21 NiCrMo2	0,20	0,60	0,50	0,20	0,8	0,3	0,04	0,04
8640	VB-40	–	0,40	0,60	0,50	0,20	0,9	0,3	0,04	0,04

► Observação:

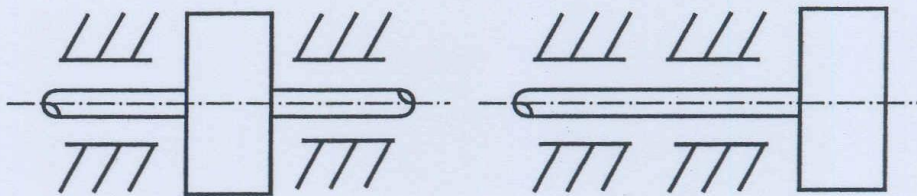
Os valores das composições da tabela constituem-se valores médios, admitindo-se, na prática, uma tolerância de $\pm 10\%$ na quantidade dos componentes.

Relação entre a largura da engrenagem e o diâmetro primitivo (b/d_o).

Para que uma engrenagem esteja bem dimensionada, é necessário que sejam obedecidas as relações seguintes:

ENGRENAGEM BIAPOIADA $b/d_o \leq 1,2$

ENGRENAGEM EM BALANÇO $b/d_o \leq 0,75$



MÓDULOS NORMALIZADOS DIN 780

Módulo (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

NORMALIZAÇÃO DO MÓDULO

Supondo que, ao estimar o módulo, ele se encontre na faixa de 1,0 a 4,0 mm. Neste intervalo, os módulos normalizados são: 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; ... 3,50; 3,75; 4,00. Como se nota, há um incremento de 0,25 para os módulos normalizados da faixa.

Os módulos normalizados na faixa de 1,0 a 4,0 (mm) são: 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,50; 2,75; 3,00; 3,25; 3,50; 3,75; 4,00.

RESISTÊNCIA À FLEXÃO NO PÉ DO DENTE

Somente o dimensionamento ao critério de desgaste é insuficiente para projetar a engrenagem. É necessário que seja verificada a resistência à flexão no pé do dente. A engrenagem estará apta para suportar os esforços da transmissão, quando a tensão atuante no pé do dente for menor ou igual à tensão admissível do material indicado.

Esforços na Transmissão (vide a figura seguinte).

CARGA TANGENCIAL (F_t)

A carga tangencial (F_t) é responsável pelo movimento das engrenagens, sendo também a carga que origina momento fletor, tendendo a romper por flexão o pé do dente.

A força tangencial (vide figura 6.6) é determinada pela fórmula:

$$F_t = \frac{M_t}{r_o} = \frac{2M_t}{d_o} \text{ raio primitivo } r_o = \frac{d_o}{2}$$

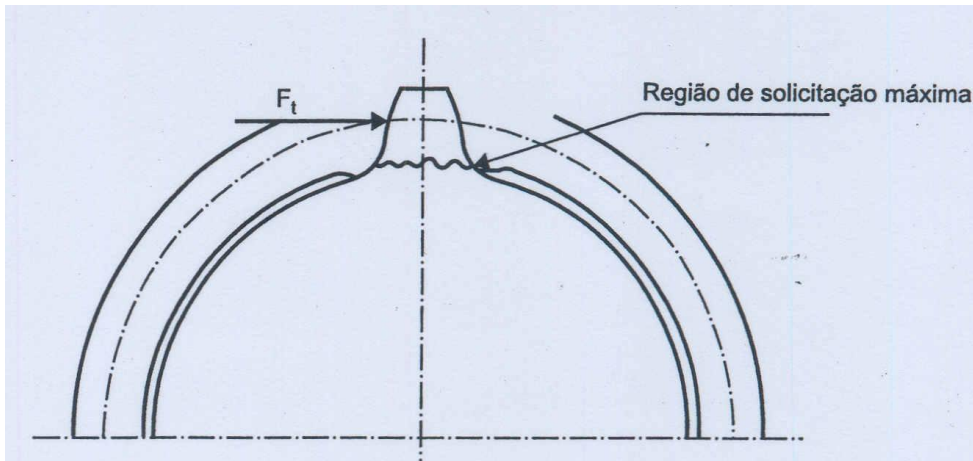
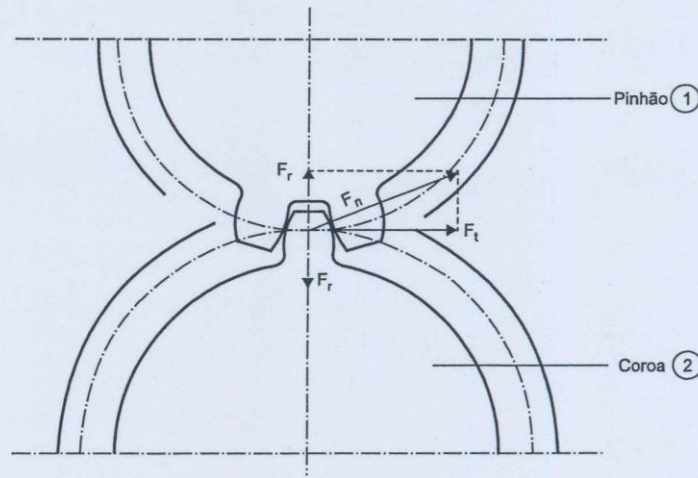
Em que:

F_t - Força tangencial [N]

M_T - Torque [Nmm]

r_o - Raio primitivo da engrenagem [mm]

d_o - Diâmetro primitivo da engrenagem [mm]



CARGA RADIAL F_r

Atua na direção radial da engrenagem.

É determinada por meio da tangente do ângulo α (ângulo de pressão).

$$\text{tg } \alpha = \frac{F_r}{F_t}$$

Em que: $F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha$

Em que:

F_r - Carga radial [N]

F_t - Carga tangencial [N]

α - Ângulo de pressão [graus]

Carga Resultante F_n

É a resultante das cargas F_t e F_r , sendo determinada por meio de Pitágoras, como segue:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

ou ainda por intermédio das relações:

$$\cos \alpha = \frac{F_t}{F_n} \rightarrow F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{F_r}{F_n} \rightarrow F_n = \frac{F_r}{\text{sen } \alpha}$$

Em que:

F_n - Carga resultante [N]

F_r - Carga radial [N]

F_t - Carga tangencial [N]

As cargas radial e resultante serão importantes no dimensionamento de eixos e mancais, não sendo necessárias no dimensionamento das engrenagens.

TENSÃO DE FLEXÃO NO PÉ DO DENTE

A tensão atuante no pé do dente deve ser menor ou igual à tensão admissível do material indicado (consultar tabela).

A fórmula que determina a intensidade da tensão é a que segue:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m} \leq \sigma_{\text{material}}$$

Em que:

$\sigma_{\text{máx}}$ - Tensão máxima atuante na base do dente [N/mm²]

F_t - Força tangencial [N]

m_n - Módulo normalizado [mm]

b - Largura do dente do pinhão [mm]

φ - Fator de serviço (tabela AGMA) [adimensional] (páginas 87/ 91)

q - Fator de forma (adimensional) (páginas 86/ 87)

$\sim \sigma_{\text{material}}$ - Tensão admissível do material [N/mm²]

FATOR DE FORMA q

O fator de forma de engrenagem é obtido em função do número de dentes.

Engrenamento Externo								
nº de dentes	10	11	12	13	14	15	16	
fator q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7	
nº de dentes	17	18	21	24	28	34	40	
fator q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	
nº de dentes	50	65	80	100				
fator q	2,8	2,7	2,6	2,6	2,5			
Engrenamento Interno								
nº de dentes	20	24	30	38	50	70	100	200
fator q	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4 2,5

► Observação:

Se o número de dentes for um valor intermediário, torna-se necessária uma interpolação.
Ex.: Engrenagem externa com 31 dentes.

Para a engrenagem com 28 dentes o fator de forma corresponde a $q = 3,1$, enquanto para engrenagem com 34 dentes o fator corresponde a $q = 3,0$.

O incremento do fator q da engrenagem de 34 dentes para a engrenagem de 28 dentes é determinado pela relação entre a diferença dos fatores e o número de variações do conjunto.

$$\begin{array}{l} 28 \\ 29 \\ 30 \\ 31 \\ 32 \\ 33 \\ 34 \end{array} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} 3,10 \\ \\ \\ 6 \text{ variações} \\ \\ \\ 3,00 \end{array}$$

$$\text{Incremento} = \frac{3,10 - 3,00}{6} = 0,0167$$

28 - 3,1000
 29 - 3,0835
 30 - 3,0668
 Conclui-se que: 31 - 3,0501
 32 - 3,0334
 33 - 3,0167
 34 - 3,0000

portanto, para uma engrenagem de 31 dentes, o fator $q = 3,0501$.

► **Observação:**

Para determinar a tensão no pé do dente, a casa centesimal é suficiente, não havendo a necessidade das demais casas.

Os arredondamentos seguem os princípios básicos da teoria dos números:

Exemplo: $Z = 30$ dentes $q = 3,07$; $Z = 32$ dentes $q = 3,03$

TABELA DE FATORES DE SERVIÇO - AGMA (ϕ)

Acionamento por motores elétricos ou turbinas

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
AGITADORES		
Líquidos	1,00	1,25
Misturadores de polpa	1,25	1,50
Semilíquidos de densidade variável	1,25	1,50
ALIMENTADORES		
Alimentadores helicoidais	1,25	1,50
Alimentadores recíprocos	1,75	2,00
Transportadores (esteira e correia)	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
BOMBAS		
Centrífugas	1,00	1,25
Dupla ação Multicilíndrica	1,25	1,50
Recíprocas de descargas livres	1,25	1,50
Rotativas de engrenagens ou lobos	1,00	1,25
BRITADORES		
Pedra e minérios	1,75	1,00
CERVEJARIAS E DESTILARIAS		
Cozinhadores - serviço contínuo	1,00	1,25
Tachos de fermentação - serviço contínuo	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
CLARIFICADORES	1,00	1,25
CLASSIFICADORES	1,00	1,25
DRAGAS		
Guinchos, transportadores e bombas	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
EIXO DE TRANSMISSÃO		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas	1,25	1,50
ELEVADORES		
Caçambas - carga uniforme	1,00	1,25
Caçambas - carga pesada	1,25	1,50
Elevadores de carga	1,25	1,50
EMBOINADEIRAS		
Metais	1,25	1,50
Papel	1,00	1,25
Têxtil	1,25	1,50
ENLATADORAS E ENGARRAFADORAS	1,00	1,25
ESCADAS ROLANTES	1,00	1,25
FÁBRICA DE CIMENTO		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
FÁBRICAS DE PAPEL		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despoldadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilindros	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
Descascadores		
Mecânicos e hidráulicos	1,25	1,80
Tambores e descascadores	1,75	2,00
Embobinadeiras	1,00	1,25
Esticadores de feltro	1,25	1,50
Jardanas	1,75	2,00
Prensas	1,00	1,28
Secadoras	1,25	1,80
GERADORES 1,00 1,25		
GUINCHOS E GRUAS		
Cargas uniformes	1,25	1,80
Cargas pesadas	1,75	2,00
GUINDASTES (consulte-nos)		
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA		
Cozinhadores de cereais	1,00	1,25
Enlatadoras e engarrafadoras	1,00	1,25
Misturadores de massa	1,25	1,80
Moedores de carne	1,25	1,80
Picadores	1,25	1,80
INDÚSTRIA DE BORRACHA E PLÁSTICO		
Calandras	-	1,80
Equipamentos de Laboratório	1,25	1,80
Extrusoras (entubadoras)	-	1,50
Moinhos		
Moinhos Cilíndricos	-	1,50
2 em linha	-	1,50
3 em linha	-	1,25
Refinadores	-	1,80
Trituradores e misturadores	-	2,00
INDÚSTRIA MADEIREIRA		
Alimentadoras de plaina	1,25	1,50
Serras	1,50	1,75
Tombadores despoldadores	1,75	2,00
Transportadores de tora	1,75	2,00
INDÚSTRIA TÊXTIL		
Calandras	1,25	1,50
Cordas	1,25	1,50
Filatórios e retorcedeiros	1,25	1,50
Maçaroqueiras	1,25	1,50
Máquinas de tinturaria	1,25	1,50
INDÚSTRIA METALÚRGICA		
Cortadores de chapa	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
Embobinadeiras	1,25	1,50
Laminadores	consulte-nos	
Trefilas	1,25	1,50
Viradeiras	1,75	2,00
MÁQUINAS OPERATRIZES		
Acionamento principal - cargas pesadas	1,75	2,00
Acionamento principal - cargas uniformes	1,25	1,50
Acionamento auxiliar	1,00	1,25
Prensas	1,75	2,00
MISTURADORES (vide agitadores)	1,25	1,50
Betoneiras	1,25	1,50
Líquidos de densidade constante	1,00	1,25
Líquidos de densidade variável	1,25	1,50
Líquidos para borracha		2,00
Líquidos para polpa de painel	1,25	1,50
MOINHOS		
De bolas e rolos	1,25	1,50
De martelos	1,75	2,00
Para areia	1,25	1,50
OLARIAS E CERÂMICA		
Estrusoras e misturadores	1,25	1,50
Presas de tijolo e ladrilho	1,75	2,00
PONTES ROLANTES		
Acionamento do carro e da ponte	1,75	2,00
Acionamento do guincho	1,00	1,25
REFINARIA DE AÇÚCAR		
Centrífugas	1,25	1,50
Moendas	1,50	2,00
Facas de cana		1,50
REFINARIA DE PETRÓLEO		
Bombas	1,00	1,25
Equipamentos em geral	1,25	1,50
ROSCAS TRANSPORTADORAS		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas e alimentadores	1,25	1,50
SECADORES E RESFRIADORES ROTATIVOS	1,25	1,50
TELAS E PENEIRAS		
Filtragem de ar	1,00	1,25
Para água - esteiras	1,00	1,25
Recíprocas	1,25	1,50
Rotativas para cascalho	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
TORRES DE REFRIGERAÇÃO-TRANSPORTADORES		
Esteiras, correio, camecas, correntes, caçambas, heliceideio (roscas)		
Cargas uniformes	1,90	1,25
Cargas pesadas e descontínuas	1,25	1,50
Recíprocos e vibratórios	1,75	2,00
TRATAMENTO DE ÁGUA E ESGOTO		
Aeradores, alimentadores, bombas, coletores de lama e detritual	1,00	1,25
Filtros mexedores e peneiras	1,25	1,50
VENTILADORES		
Centrífugos	1,00	1,25
Outros tipos	1,25	1,50

Tabela 2 - Acionamento de Motores a Explosão e Serviços Intermitentes

Conversão do Fator de Serviço

Motor Elétrico	Motor Elétrico	Motores a Explosão Multicilíndricos		
		3 h	10 h	24 h
10 h	3 h	3 h	10 h	24 h
1,00	0,50	1,00	1,25	1,50
1,25	1,00	1,25	1,50	1,75
1,75	1,50	1,75	2,00	2,25

Para acionamento por motores a explosão multicilíndricos, elétricos, operando intermitentemente até 3 horas diárias, consulte a tabela 1. Para o fator de serviço referente a 10 horas diárias e em seguida correspondente ao valor em negrito da primeira coluna da tabela 2, procure o fator convertido para a condição desejada.

Por exemplo:

Considerando um transportador de correia, cargas leves, encontre na tabela 1 o fator desejado: 1,00.

Na tabela 2, para mesma aplicação teremos:

- 1) motor a explosão - 10 horas diárias 1,25
- 2) motor a explosão - 3 horas intermitentes 1,00
- 3) motor elétrico - 3 horas intermitentes 0,50

Os fatores de serviço desta página assumem que a aplicação é isenta de vibrações críticas. Seria que o conjugado máximo da partida e os picos de carga não excedem 200% da carga normal.

Tabela 3 - Conversão de Dureza

Brinell		Resistência N/mm ²	Rockwell				
Impr. mm Carga 30 kN Esfera	Dureza HB (N/mm ²)	Aço Carbono HB x 0,36	C Rc	B Rb	A Ra	Shore	Vickers
10 mm							
(2.05)	(8980)	3233					
(2.10)	(8570)	3085					
(2.15)	(8170)	2941					
(2.20)	(7800)	2808	70			106	1150
(2.25)	(7450)	2682	68		84.1	100	1050
(2.30)	(7120)	2563	66			95	960
(2.35)	(6820)	2455	64		82.2	91	885
(2.40)	(6530)	2351	62		81.2	87	820
(2.45)	(6270)	2257	60		80.5	84	765
(2.50)	(6010)	2164	58		80.2	81	717
2.55	5780	2081	57		79.4	78	675
2.60	5550	1998	55	(120)	78.6	75	533
2.65	5340	192.2	53	(119)	77.9	72	598
2.70	5140	1850	52	(119)	77.0	70	
2.75	4950	1782	50	(117)	76.5	67	
2.80	4770	1717	49	(117)	75.7	65	515
2.85	4610	166.0	47	(116)	75.0	63	567
2.90	4440	159.8	46	(115)	74.2	61	540
2.95	4290	1544	45	(115)	73.4	59	454
3.00	4150	1494	44	(114)	72.8	57	437
3.05	4010	1444	42	(113)	72.0	55	420
3.10	3880	1387	41	(112)	71.4	54	404
3.15	3750	1350	40	(112)	70.6	52	389
3.20	3630	1307	38	(110)	70.0	51	375
3.25	3520	1267	37	(110)	69.3	49	363
3.30	3410	1228	36	(109)	68.7	48	350
3.35	3310	1192	35	(109)	68.1	46	339
3.40	3210	1156	34	(108)	67.5	45	327
3.45	3110	1120	35	(108)	66.9	44	316
3.50	3020	1087	32	(107)	66.3	43	305
3.55	2930	1055	31	(106)	65.7	42	296
3.60	2850	1026	30	(105)	65.3	40	287
3.65	2770	99.7	29	(104)	64.6	39	279
3.70	2690	969	28	(104)	64.1	38	270
3.75	2620	943	26	(103)	63.6	37	263
3.80	2550	918	25	(102)	63.0	37	256
3.85	2480	893	24	(102)	62.5	36	248
3.90	2410	868	23	100	61.8	35	241
3.95	2350	846	22	99	61.4	34	235
4.00	2290	824	21	98	60.8	33	229

Brinell		Resistência N/mm ²	Rockwell				
Impr. mm Carga 30 kN Esfera	Dureza HB (N/mm ²)	Aço Carbono HB x 0,36	C Rc	B Rb	A Ra	Shore	Vickers
4.05	2330	803	20	97		32	223
4.10	2170	781	(18)	96		31	217
4.15	2120	763	(17)	96		31	212
4.20	2070	745	(16)	95		30	207
4.25	2020	727	(15)	94		30	202
4.30	1970	709	(13)	93		29	197
4.35	1920	691	(12)	92		28	192
4.40	1870	673	(10)	91		28	187
4.45	1830	659	(9)	90		27	183
4.50	1790	644	(8)	89		27	179
4.55	1740	626	(7)	88		26	174
4.60	1700	612	(6)	87		26	170
4.65	1660	598	(4)	86		25	166
4.70	1630	587	(3)	85		25	163
4.75	1590	572	(2)	84		24	159
4.80	1560	562	(1)	83		24	156
4.85	1530	551		82		23	153
4.90	1490	536		81		23	149
4.95	1460	526		80		22	146
5.00	1430	515		79		22	143
5.05	1400	504		78		21	140
5.10	1370	493		77		21	137
5.15	1340	482		76		21	134
5.20	1310	472		74		20	131
5.25	1280	461		73		20	128
5.30	1260	454		72			126
5.35	1240	446		71			124
5.40	1210	436		70			121
5.45	1180	425		69			118
5.50	1160	418		68			116
5.55	1140	410		67			114
5.60	1120	403		66			112
5.65	1090	392		65			109
5.70	1070	385		64			107
5.75	1050	378		62			105
5.80	1030	371		61			103
5.85	1010	364		60			101
5.90	990	356		59			99
5.95	970	349		57			97
6.00	950	342		56			95

Nota: Os valores entre parênteses são apenas comparativos.

TENSÃO ADMISSÍVEL σ

Na tabela seguinte estão indicadas as tensões ideais para os materiais no dimensionamento de engrenagens.

MATERIAL	MP _a (N/mm ²)
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
Mat. Sintético - Resinas	35

O projeto ideal é aquele em que a tensão atuante no pé do dente está bem próxima da tensão admissível no seu limite inferior.

Se a tensão atuante estiver acima da tensão admissível $\sim \sigma$, a engrenagem poderá não suportar a transmissão, vindo a se romper na base do dente prematuramente.

Se, por outro lado, a tensão atuante estiver bem aquém da tensão admissível, a engrenagem estará

superdimensionada, tornando-se antieconômica.

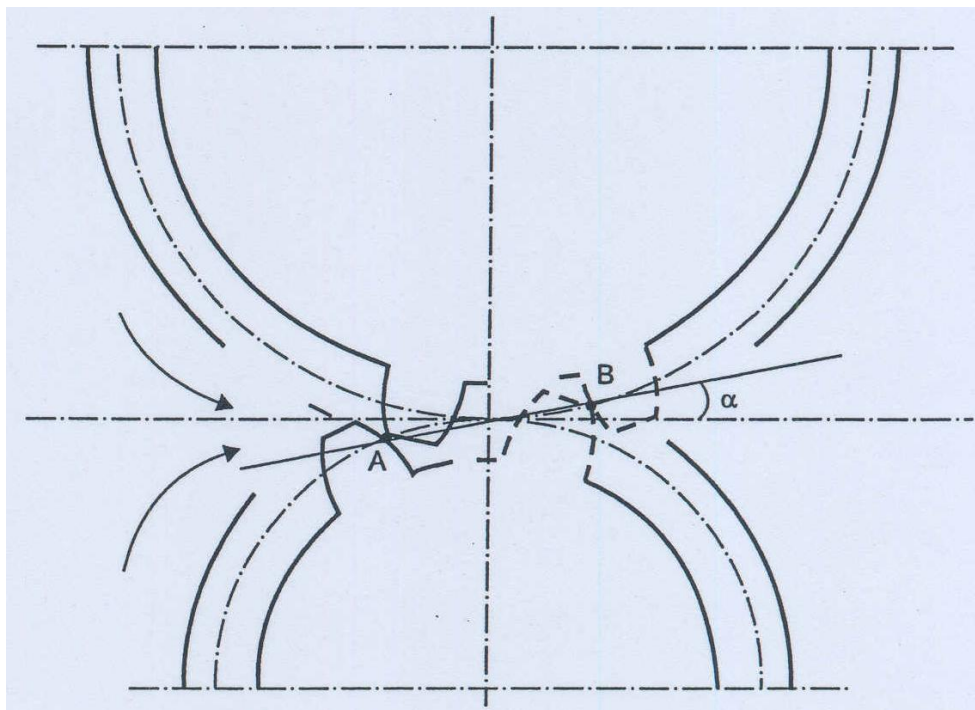
ÂNGULO DE PRESSÃO α

É o ângulo formado pela tangente comum aos diâmetros primitivos das duas engrenagens e a trajetória descrita

Observe o par de dentes da figura.

Iniciam o contato no ponto A. A cinemática do mecanismo faz com que o ponto A descreva a trajetória AB. No ponto B, termina o contato entre os dentes. O segmento de reta AB, descrito pela trajetória do ponto de contato e a tangente comum aos diâmetros primitivos das engrenagens, define o ângulo de pressão.

Pela norma DIN 867, recomenda-se a utilização do ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$.



ENGRENAMENTO COM PERFIL CICLOIDAL

APLICAÇÕES:

Esse tipo de engrenagem tem o emprego limitado às construções mecânicas, podendo ser encontrado em bombas e ventiladores volumétricos, em relógios e aparelhos de precisão.

PROCESSOS DE FABRICAÇÃO:

A engrenagem cicloidal é obtida por meio de: estampagem, trefilação, brochamento ou injeção (mecânica fina), por fresamento ou aplainamento.

As ferramentas são mais caras, pois possuem flancos retos.

O processo de fabricação, por ser mais preciso, torna-se mais caro.

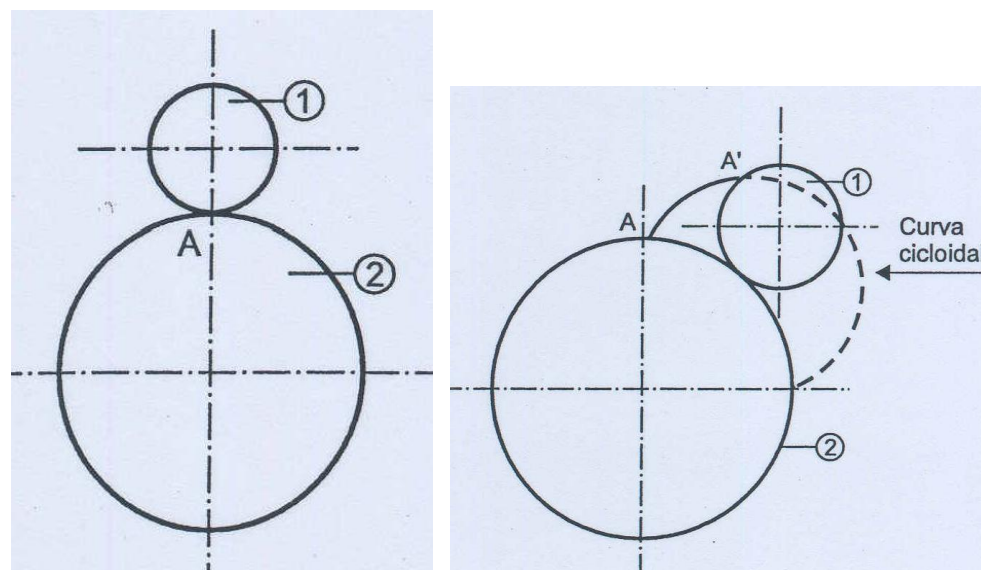
Curva Cicloidal

Posição Inicial

A curva cicloidal é obtida fazendo rolar o círculo ① sobre o círculo ②, sem que ocorra escorregamento.

A trajetória do ponto "A" no movimento descreve a curva cicloidal.

Círculo ① em movimento-Círculo ② fixo



Observe que, à medida que o círculo ① rola sem escorregamento sobre a periferia do círculo ②, o ponto A desloca-se para a posição A', formando o arco A A' que representa parte da curva cicloidal.

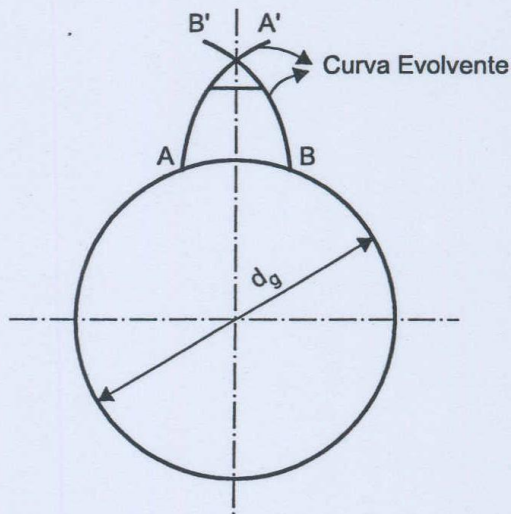
A parte pontilhada da trajetória do ponto A é a trajetória a ser descrita pelo ponto na seqüência do movimento.

CURVATURA EVOLVENTE

A maioria absoluta das engrenagens utilizadas nas construções mecânicas é constituída de dentadura com perfil evolvente.

Isto ocorre em virtude de o processo de fabricação ser mais simples, acarretando menor custo.

Obtenção prática de Curva Evolvente



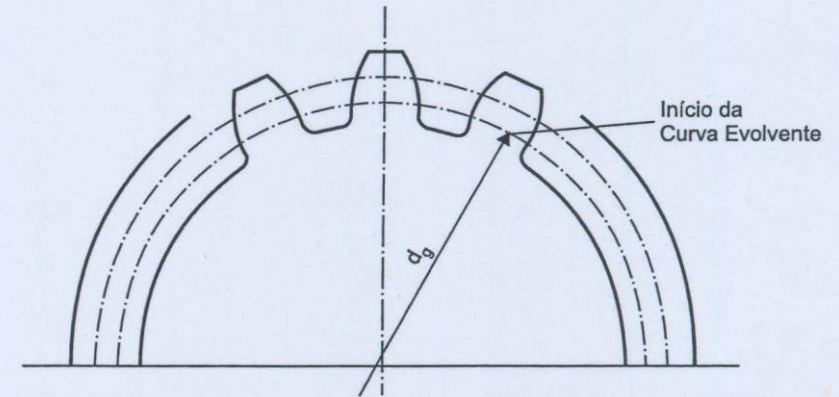
Fixa-se o círculo da figura, envolvendo-o com uma corda AB de tal forma que as extremidades da corda estejam sobrepostas, conforme o indicado.

Com a corda bem esticada, desloca-se a extremidade A para posição A', repetindo o mesmo processo para a extremidade B, fazendo com que ela se desloque para a posição B'.

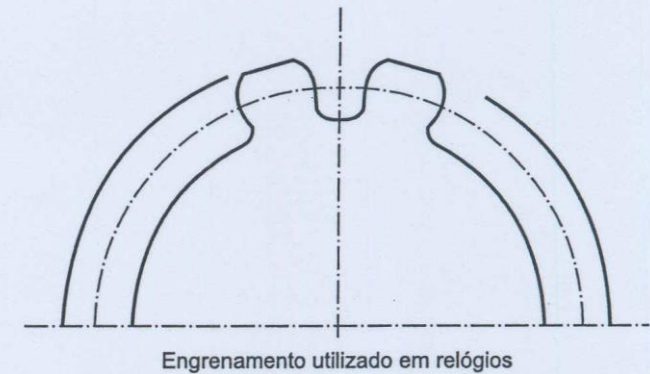
As trajetórias dos pontos A e B definem a curva evolvente (cordas A A' e B B').

A curva evolvente tem início no diâmetro de base.

Engrenamento com Dentadura de Perfil Evolvente



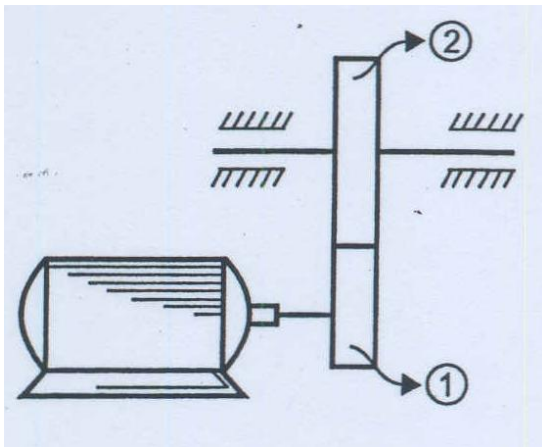
Perfil do engrenamento cicloidal



DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS

No dimensionamento de um par de engrenagens, o pinhão (engrenagem menor) é o dimensionado, pois se ele resistir ao esforço aplicado, a coroa (engrenagem maior) suportará com folga a mesma carga por ser uma engrenagem maior.

Dimensionamento do pinhão. Procedimento:



1) Critério de pressão (desgaste)

1.1) Torque no pinhão

$$M_T = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{n} [\text{Nm}]$$

$$M_T = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} [\text{Nmm}]$$

1.2) Relação de transmissão i

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

1.3) Pressão admissível (p_{adm})

1.3.1) Fator de durabilidade (W)

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$$

$$W^{1/6} = \sqrt[6]{W} = W^{0,166\dots}$$

1.3.2) Cálculo da pressão admissível

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$$

HB - dureza BRINELL obtém-se na tabela de conversão de dureza

1.4) Fator de serviço (φ)

Obtém-se na tabela Agma (páginas 87/ 91)

1.5) Volume mínimo do pinhão

$$b_1 d_{o_1}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{p_{adm}^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \cdot \varphi$$

denomina-se "x" o 2º membro da equação; tem-se então:

$$\boxed{b_1 d_{o_1}^2 = x} \text{ volume mínimo do pinhão}$$

1.6) Módulo do engrenamento

O módulo do engrenamento é determinado por meio de:

$$b_1 d_{o_1}^2 = x \quad \textcircled{I} \text{ (volume mínimo do pinhão)}$$

$$\frac{b_1}{d_{o_1}} = y \Rightarrow \boxed{b_1 = y d_{o_1}} \quad \textcircled{II} \text{ (página 83)}$$

substituindo \textcircled{II} em \textcircled{I} , tem-se:

$$y d_{o_1} \cdot d_{o_1}^2 = x$$

$$d_{o_1}^3 = \frac{x}{y}$$

$$d_{o_1} = \sqrt[3]{\frac{x}{y}}$$

O módulo do engrenamento é determinado pela expressão do diâmetro primitivo.

$$d_{o_1} = m \cdot Z_1$$

$$\text{em que, } m = \frac{d_{o_1}}{Z_1}$$

O módulo a ser utilizado será o normalizado mais próximo ao módulo calculado, que será obtido por meio da tabela de módulos normalizados DIN 780

m_n = módulo normalizado (módulo da ferramenta que irá usinar a engrenagem)

1.7) Diâmetro primitivo (recalculado)

Definido o módulo da ferramenta, é recalculado o diâmetro primitivo por intermédio de:

$$d_{o_{i(R)}} = m_n \cdot Z_1$$

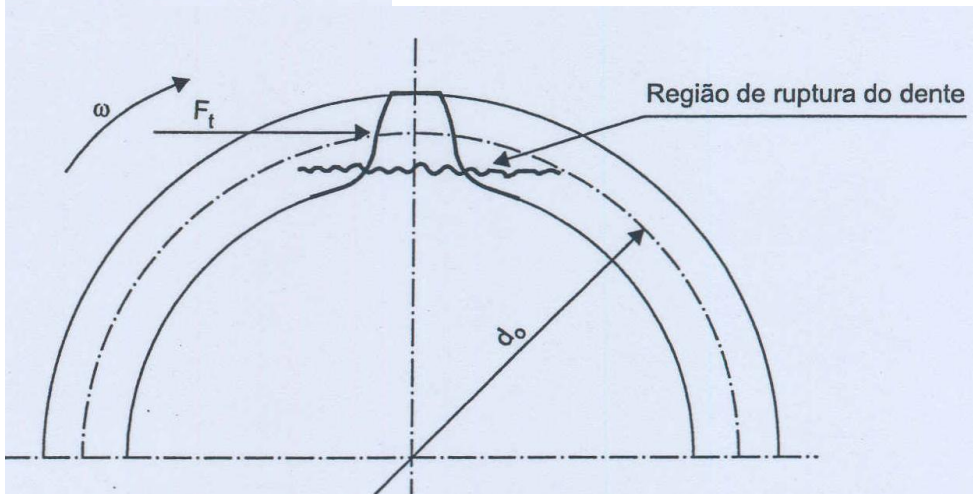
1.8) Largura do pinhão

$$b_1 = \frac{x}{d_{o_{i(R)}}^2}$$

2) Critério de resistência à flexão no pé do dente

A tensão máxima no pé do dente é expressa por meio de:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \bar{\sigma}_{\text{mat}}$$



2.1) Força tangencial (F_T)

$$F_T = \frac{2 M_{T_1}}{d_{o_1}} = \frac{2 M_{T_2}}{d_{o_2}} \quad [N]$$

2.2) Fator de forma (q)

Obtém-se em f (Z) na (página 86)

2.3) Fator de serviço (φ)

O mesmo do item 1.4.

2.4) Módulo normalizado (m_n)

O mesmo do item 1.6.

2.5) Largura do pinhão (b)

O mesmo do item 1.8.

2.6) Tensão máxima atuante no pé do dente ($\sigma_{\text{máx}}$)

2.7) Análise do dimensionamento

EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Dimensionar o par de engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECDR), para que possa atuar com segurança na transmissão especificada em seguida.

A transmissão será acionada por um motor de $P = 15 \text{ CV}$ ($\cong 11 \text{ kW}$) que atua com uma rotação de 1140 rpm ($\omega = 38 \pi \text{ rad/s}$).

O material a ser utilizado é o SAE 4340.

A dureza especificada é 58 HRC, e a duração prevista para 10000h.

As engrenagens atuarão em eixos de transmissão com carga uniforme, com o tempo de serviço máximo de 10h diárias.

Considere:

$b_1/d_{o_1} = 0,25$ (relação entre a largura e o diâmetro primitivo da engrenagem)

$\alpha = 20^\circ$ (ângulo de pressão)

$Z_1 = 29$ dentes (pinhão)

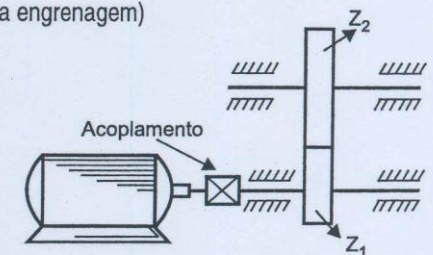
$Z_2 = 110$ dentes (coroa)

Dimensionamento:

1) Critério de pressão:

Observação:

Na resolução deste exercício, não serão consideradas perdas de potência estudadas anteriormente.



Procedendo desta forma, trabalha-se a favor da segurança. É comum este tipo de procedimento na prática.

Como a árvore do pinhão está acoplada ao eixo do motor, conclui-se que o torque no pinhão é o torque do motor, portanto:

1.1) Torque no pinhão

$$M_T = \frac{30 P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 11000}{\pi \cdot 1140}$$

$$M_T = 92,14 \text{ Nm}$$

$$M_T = 92140 \text{ Nmm}$$

1.2) Relação de transmissão i

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{110}{29} = 3,79$$

$$i \cong 3,79$$

1.3) Pressão admissível

1.3.1) Fator de durabilidade (W)

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$$

$$W = \frac{60 \cdot 1140 \cdot 10^4}{10^6}$$

$$W = 684$$

$$W^{1/6} = 2,97$$

A dureza especificada de 58 HRC corresponde aproximadamente a 6000 HB, ou seja, 6000 N/mm².

1.3.2) Cálculo da pressão

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot 6000}{2,97}$$

$$p_{adm} \cong 984 \text{ N/mm}^2 = 9,84 \cdot 10^2 \text{ N/mm}^2$$

1.4) Fator de serviço (φ)

Obtém-se na tabela AGMA (página 88)

O fator de serviço (φ) para eixo de transmissão, carga uniforme, para funcionamento de 10 h diárias é $\varphi = 1$ (tabela AGMA).

1.5) Volume mínimo

$$b_1 d_{o_1}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{92140}{(9,84 \cdot 10^2)^2} \cdot \frac{3,79+1}{3,79+0,14} \cdot 1$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{92140}{9,84^2 \cdot 10^4} \cdot \frac{4,79}{3,93} \cdot 1$$

$$b_1 d_{o_1}^2 \cong 66343 \text{ mm}^3$$

$$b_1 d_{o_1}^2 \cong 6,6343 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

1.6) Módulo do engrenamento

$$b_1 d_{o_1}^2 \cong 66343 \text{ mm}^3 \quad \text{Ⓐ}$$

$$\frac{b_1}{d_{o_1}} = 0,25 \Rightarrow b_1 = 0,25 d_{o_1} \quad \text{Ⓑ}$$

substituindo Ⓑ em Ⓐ, tem-se:

$$0,25 d_{o_1} \cdot d_{o_1}^2 = 66343$$

$$d_{o_1}^3 = \frac{66343}{0,25}$$

$$d_{o_1} = \sqrt[3]{\frac{66343}{0,25}}$$

$$d_{o_1} \cong 64,3 \text{ mm}$$

portanto,

$$m = \frac{d_{o_1}}{Z_1} = \frac{64,3}{29}$$

$$m = 2,21 \text{ mm}$$

Por meio da DIN 780 (página 84) fixa-se o módulo da ferramenta em:

$$m_n = 2,25 \text{ mm} \quad \text{Módulo normalizado DIN 780}$$

1.7) Recálculo do diâmetro primitivo do pinhão

$$d_{o_1(R)} = m_n \cdot Z_1$$

$$d_{o_1(R)} = 2,25 \cdot 29$$

$$d_{o_1(R)} = 65,25 \text{ mm}$$

1.8) Largura do pinhão

$$b_1 d_{o_1(R)}^2 = 66343$$

$$b_1 = \frac{66343}{d_{o_1(R)}^2} = \frac{66343}{65,25^2}$$

$$b_1 \cong 16 \text{ mm}$$

2) Resistência à flexão no pé do dente

2.1) Força tangencial (F_T)

$$F_T = \frac{2 M_{T_1}}{d_{o_1(R)}} = \frac{2 \cdot 92140 \text{ Nmm}}{65,25 \text{ mm}}$$

$$F_T = 2825 \text{ N}$$

2.2) Fator de forma (q)

Como $Z_1 = 29$ dentes, encontramos na tabela (página 86) fator $q \cong 3,0835$.

2.3) Fator de serviço (φ)

Obtém-se na tabela AGMA (página 88)

O fator de serviço (φ) para eixo de transmissão, carga uniforme, para funcionamento de 10 h diárias é $\varphi = 1$ (tabela AGMA).

$\varphi = 1$ - eixo de transmissão carga uniforme 10h/dia

2.4) Módulo normalizado

o mesmo do item 1.6

$$m_n = 2,25 \text{ mm} \quad \text{DIN 780}$$

2.5) Largura do pinhão (b)

o mesmo do item 1.8

$$b_1 = 16 \text{ mm}$$

2.6) Tensão máxima atuante no pé do dente

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \bar{\sigma}_{\text{mat}}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2825 \cdot 3,0835 \cdot 1}{16 \cdot 2,25}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 242 \text{ N/mm}^2$$

2.7) Análise do dimensionamento

Como a tensão máxima atuante é superior à tensão admissível do material, conclui-se que o pinhão será redimensionado.

$$\sigma_{4340} = 170 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 242 \text{ N/mm}^2 > \bar{\sigma}_{4340} = 170 \text{ N/mm}^2$$

2.8) Redimensionamento do pinhão

2.8.1) 1ª Hipótese: Mantém-se o módulo e faz-se o redimensionamento da largura (b), utilizando a tensão admissível do material (SAE 4340).

Como $\bar{\sigma}_{4340} = 170 \text{ N/mm}^2$, vem que:

$$b = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{m_n \cdot \sigma_{4340}} = \frac{2825 \cdot 3,0835 \cdot 1}{2,25 \cdot 170}$$

$$b \cong 23 \text{ mm}$$

Para esse dimensionamento temos um pinhão com as seguintes características:

número de dentes: $Z_1 = 29$ dentes

módulo: $m_n = 2,25 \text{ mm}$

diâmetro primitivo: $d_{o_1(R)} = 65,25 \text{ mm}$

largura: $b \cong 23 \text{ mm}$

2.8.2) Relação largura (b) diâmetro primitivo (d_o)

$$\frac{b_1}{d_{o_1}} = \frac{23}{65,25} \cong 0,35$$

portanto $\frac{b_1}{d_{o_1}} = 0,35 < 1,2$ a engrenagem está dentro das especificações.

2.8.3) 2ª Hipótese: Mantém-se a largura, alterando o módulo da $b_1 = 16 \text{ mm}$ engrenagem e conseqüentemente o diâmetro primitivo e a força tangencial.

2.8.4) Altera-se o $m_n = 2,75 \text{ mm}$, pois a tensão admissível está bem aquém da tensão máxima obtida.

2.8.5) Diâmetro primitivo

$$d_{o_1(R)} = Z_1 \cdot m_n = 29 \cdot 2,75$$

$$d_{o_1(R)} = 79,75 \text{ mm}$$

2.8.6) Força tangencial (F_T)

$$F_T = \frac{2M_{T_1}}{d_{o_1(R)}} = \frac{2 \cdot 92140}{79,75}$$

$$F_T \cong 2310 \text{ N}$$

2.8.7) Tensão máxima atuante

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b_1 \cdot m_n} = \frac{2310 \cdot 3,0835 \cdot 1}{16 \cdot 2,75}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \cong 162 \text{ N/mm}^2$$

2.8.8) Análise do dimensionamento

Como a $\sigma_{\text{máx}} = 162 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}_{4340} = 170 \text{ N/mm}^2$, conclui-se que a engrenagem está em perfeitas condições de utilização.

2.8.9) Relação entre largura e diâmetro primitivo

$$\frac{b_1}{d_{o_1}} = \frac{16}{79,75} = 0,2$$

portanto, $\frac{b_1}{d_{o_1}} = 0,2 < 1,2$, a relação encontra-se dentro da especificação indicada.

Para esse dimensionamento temos um pinhão com as seguintes características:

número de dentes: $Z_1 = 29$ dentes

módulo: $m_n = 2,75 \text{ mm}$

diâmetro primitivo: $d_{o_1(R)} = 79,75 \text{ mm}$

largura: $b_1 \cong 16 \text{ mm}$

Características Geométricas 1º par (1ª hipótese)

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Módulo normalizado DIN 780	$m_n = 2,25$	$m_n = 2,25$
passo $t_o = m_n \cdot \pi$	$t_o = 2,25 \cdot \pi \cong 7,06$	$t_o = 2,25 \cdot \pi \cong 7,06$
Vão entre os dentes no primitivo (folga nula no flanco) $\ell_o = \frac{t_o}{2}$	$\ell_o = \frac{7,06}{2} = 3,53$	$\ell_o = \frac{7,06}{2} = 3,53$
Altura da cabeça do dente $h_K = m_n$	$h_K = 2,25$	$h_K = 2,25$
Altura do pé do dente $h_f = 1,2 m_n$	$h_f = 2,7$	$h_f = 2,7$
Altura comum do dente $h = 2 m_n$	$h = 4,5$	$h = 4,5$
Altura total do dente $h_z = 2,2 m_n$	$h_z = 4,95$	$h_z = 4,95$
Espessura do dente no primitivo (folga nula no flanco) $S_o = \frac{t_o}{2}$	$S_o = 3,53$	$S_o = 3,53$
Folga da cabeça $S_K = 0,2 m_n$	$S_K = 0,45$	$S_K = 0,45$
Diâmetro primitivo $d_o = m_n \cdot Z$	$d_{o_1} = m_n \cdot Z_1$ $d_{o_1} = 2,25 \cdot 29$ $d_{o_1} = 65,25$	$d_{o_2} = m_n \cdot Z_2$ $d_{o_2} = 2,25 \cdot 110$ $d_{o_2} = 247,5$
Diâmetro de base $d_g = d_o \cdot \cos \alpha$	$d_{g_1} = d_{o_1} \cdot \cos \alpha$ $d_{g_1} = 65,25 \cos 20^\circ$ $d_{g_1} = 61,31$	$d_{g_2} = d_{o_2} \cdot \cos \alpha$ $d_{g_2} = 247,5 \cos 20^\circ$ $d_{g_2} = 232,57$

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Diâmetro interno $d_i = d_o - 2,4 m_n$	$d_{i_1} = d_{o_1} - 2,4 m_n$ $d_{i_1} = 65,25 - 2,4 \cdot 2,25$ $d_{i_1} = 59,85$	$d_{i_2} = d_{o_2} - 2,4 m_n$ $d_{i_2} = 247,5 - 2,4 \cdot 2,25$ $d_{i_2} = 242,1$
Diâmetro externo $d_k = d_o + 2 m_n$	$d_{k_1} = d_{o_1} + 2 m_n$ $d_{k_1} = 65,25 + 2,25$ $d_{k_1} = 69,75$	$d_{k_2} = d_{o_2} + 2 m_n$ $d_{k_2} = 247,5 + 2 \cdot 2,25$ $d_{k_2} = 252$
Distância entre centros $C_c = \frac{d_{o_1} + d_{o_2}}{2} = \frac{65,25 + 247,5}{2}$ $C_c = 156,375$		
Largura das engrenagens $b_1 = b_2 = 23$		

Características Geométricas 2º par (2ª hipótese)

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Módulo normalizado DIN 780	$m_n = 2,75$	$m_n = 2,75$
passo $t_o = m_n \cdot \pi$	$t_o = 2,75 \cdot \pi \cong 8,64$	$t_o = 2,75 \cdot \pi \cong 8,64$
Vão entre os dentes no primitivo (folga nula no flanco) $\ell_o = \frac{t_o}{2}$	$\ell_o = \frac{8,64}{2} \cong 4,32$	$\ell_o = \frac{8,64}{2} \cong 4,32$
Altura da cabeça do dente $h_k = M_n$	$h_k = 2,75$	$h_k = 2,75$
Altura comum do dente $h_i = 1,2 m_n$	$h_i = 1,2 \cdot 2,75 = 3,3$	$h_i = 1,2 \cdot 2,75 = 3,3$
Altura comum do dente $h = 2 m_n$	$h = 2 \cdot 2,75 = 5,5$	$h = 2 \cdot 2,75 = 5,5$
Altura total do dente $h_z = 2,2 m_n$	$h_z = 2,2 \cdot 2,75 = 6,05$	$h_z = 2,2 \cdot 2,75 = 6,05$
Espessura do dente no primitivo (folga nula no flanco) $S_o = \frac{t_o}{2}$	$S_o = \frac{t_o}{2} = \frac{8,64}{2} = 4,32$	$S_o = \frac{t_o}{2} = \frac{8,64}{2} = 4,32$

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Folga da cabeça $S_k = 0,2 m_n$	$S_k = 0,2 \cdot 2,75 = 0,55$	$S_k = 0,2 \cdot 2,75 = 0,55$
Diâmetro primitivo $d_o = m_n \cdot Z$	$d_{o_1} = m_n \cdot Z_1$ $d_{o_1} = 2,75 \cdot 29$ $d_{o_1} = 79,75$	$d_{o_2} = m_n \cdot Z_2$ $d_{o_2} = 2,75 \cdot 110$ $d_{o_2} = 302,5$
Diâmetro de base $d_g = d_o \cdot \cos \alpha$	$d_{g_1} = d_{o_1} \cdot \cos \alpha$ $d_{g_1} = 79,75 \cos 20^\circ$ $d_{g_1} = 74,94$	$d_{g_2} = d_{o_2} \cdot \cos \alpha$ $d_{g_2} = 302,5 \cos 20^\circ$ $d_{g_2} = 284,25$
Diâmetro interno $d_f = d_o - 2,4 m_n$	$d_{f_1} = d_{o_1} - 2,4 m_n$ $d_{f_1} = 79,25 - 2,4 \cdot 2,75$ $d_{f_1} = 72,65$	$d_{f_2} = d_{o_2} - 2,4 m_n$ $d_{f_2} = 302,5 - 2,4 \cdot 2,75$ $d_{f_2} = 295,9$
Diâmetro externo $d_k = d_o + 2 m_n$	$d_{k_1} = d_{o_1} + 2 m_n$ $d_{k_1} = 79,75 + 2 \cdot 2,75$ $d_{k_1} = 85,25$	$d_{k_2} = d_{o_2} + 2 m_n$ $d_{k_2} = 302,5 + 2 \cdot 2,75$ $d_{k_2} = 308$
Distância entre centros $C_c = \frac{d_{o_1} + d_{o_2}}{2} = \frac{79,75 + 302,5}{2}$ $C_c = 191,12$		
Largura das engrenagens $b_1 = b_2 = 16$		

EXERCÍCIO

2) Dimensionar o par de engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECDR) Z_3 e Z_4 da transmissão representada na figura.

A transmissão será acionada por um motor de $P = 7,5$ CV ($\sim 5,5$ kW) que atuará com uma rotação de 1140 rpm ($\omega = 38 \pi$ rad/s).

O material a ser utilizado é o SAE 8640.

A dureza especificada é 60 HRC com duração prevista para 10000 h.

As engrenagens atuarão em eixos de transmissão com carga uniforme, com serviço contínuo de 24 h/dia.

Considere:

$$b_3 / d_{o_3} = 0,25 \text{ (relação entre largura e diâmetro primitivo)}$$

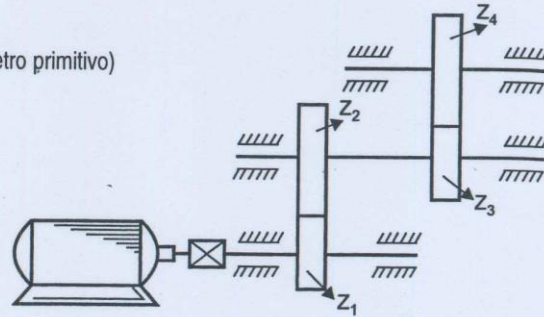
$$\alpha = 20^\circ \text{ (ângulo de pressão)}$$

$$Z_1 = 25 \text{ dentes}$$

$$Z_2 = 51 \text{ dentes}$$

$$Z_3 = 27 \text{ dentes}$$

$$Z_4 = 99 \text{ dentes}$$



Desprezar as perdas da transmissão.

Dimensionamento:

1) Critério de pressão (desgaste)

1.1) Torque no pinhão (Z_3)

$$M_{T_2} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_m}{n_m} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$M_{T_2} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{5500}{1140} \cdot \frac{51}{25}$$

$$M_{T_2} \cong 93.985 \text{ N}_{\text{mm}}$$

1.2) Relação de transmissão do 2º par (Z_3 e Z_4)

$$i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{99}{27}$$

$$i_2 \cong 3,67$$

1.3) Pressão admissível

1.3.1) Rotação do pinhão (Z_3)

$$n_p = \frac{n_m \cdot Z_1}{Z_2} = \frac{1140 \cdot 25}{51}$$

$$n_p = 560 \text{ rpm}$$

1.3.2) Fator de durabilidade (W)

$$W = \frac{60 n_p \cdot h}{10^6}$$

$$W = \frac{60 \cdot 560 \cdot 10^4}{10^6}$$

$$W = 336 \Rightarrow W^{1/6} \cong 2,64$$

1.3.3) Cálculo da pressão admissível

$$P_{\text{adm}} = \frac{0,487 \cdot \text{HB}}{W^{1/6}}$$

Pela tabela de conversão de dureza (página 92), constata-se que 60 HRC \rightarrow 6270 N/mm² valor comparativo na escala BRINELL; portanto, tem-se que:

$$P_{\text{adm}} = \frac{0,487 \cdot 6270}{2,64}$$

$$P_{\text{adm}} = 1157 \text{ N/mm}^2 = 11,57 \cdot 10^2 \text{ N/mm}^2$$

1.4) Fator de serviço (φ)

Obtém-se na tabela AGMA (página 88)

$\varphi = 1,25$ eixo de transmissão, carga uniforme, serviço contínuo 24 h/dia.

1.5) Volume mínimo do pinhão

$$b_3 d_{o_3}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{P_{\text{adm}}^2} \cdot \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi$$

$$b_3 d_{o_3}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{93985}{(11,57 \cdot 10^2)^2} \cdot \frac{3,67+1}{3,67+0,14} \cdot 1,25$$

$$b_3 d_{o_3}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{93985}{11,57^2 \cdot 10^4} \cdot \frac{4,67}{3,81} \cdot 1,25$$

$$b_3 d_{o_3}^2 = 61530 \text{ mm}^3$$

1.6) Módulo do engrenamento

1.6.1) Estimativa do módulo

$$b_3 d_{o_3}^2 = 61530 \text{ mm}^3 \quad \text{Ⓐ}$$

$$\frac{b_3}{d_{o_3}} = 0,25 \Rightarrow b_3 = 0,25 d_{o_3} \quad \text{Ⓑ}$$

substituindo Ⓑ em Ⓐ, tem-se:

$$0,25 d_{o_3} \cdot d_{o_3}^2 = 61530$$

$$0,25 d_{o_3}^3 = 61530$$

$$d_{o_3} = \sqrt[3]{\frac{61530}{0,25}}$$

$$d_{o_3} = 62,7 \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_{o_3}}{Z_3} = \frac{62,7}{27}$$

$$m = 2,32 \text{ mm}$$

1.6.2) Módulo normalizado

O módulo obtido encontra-se entre os limites normalizados

$$2,25 \leq m \leq 2,50$$

portanto, fixa-se $m_n = 2,50\text{mm}$, módulo normalizado imediatamente superior ao valor obtido.

1.7) Diâmetro primitivo do pinhão (Z_3)

$$d_{o_3} = m_n \cdot Z_3$$

$$d_{o_3} = 2,5 \cdot 27$$

$$d_{o_3} = 67,5 \text{ mm}$$

1.8) Largura do pinhão

$$b_3 = \frac{61530}{67,5^2}$$

$$b_3 = 13,5 \text{ mm}$$

2) Resistência à flexão no pé do dente

2.1) Força tangencial

$$F_T \frac{2 M_{T_2}}{d_{o_3}} = \frac{2 \cdot 93985}{67,5}$$

$$F_T \cong 2785 \text{ N}$$

2.2) Fator de forma "q"

Para $Z_3 = 27$ dentes, obtém-se o fator $q = 3,125$ (interpolando os valores da tabela da página 86)

2.3) Fator de serviço φ

Obtém-se na tabela AGMA (página 88)

$\varphi = 1,25$ eixo de transmissão, carga uniforme, serviço contínuo 24 h/dia.

2.4) Módulo do engrenamento

o mesmo do item 1.6

$$m_n = 2,5 \text{ mm} \text{ DIN 780}$$

2.5) Largura do pinhão

o mesmo do item 1.8

$$b_3 = 13,5 \text{ mm}$$

2.6) Tensão máxima atuante

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2785 \cdot 3,125 \cdot 1,25}{13,5 \cdot 2,5}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \cong 322 \text{ N/mm}^2$$

2.7) Análise do dimensionamento

Como a $\sigma_{\text{máx}} > \bar{\sigma}_{8640} = 200 \text{ N/mm}^2$, conclui-se que a engrenagem deve ser redimensionada.

3) Redimensionamento do pinhão

3.1) Recálculo da largura do pinhão

Fixa-se a tensão admissível do SAE 8640, encontrada na tabela (página 94)

$$\bar{\sigma}_{8640} = 200 \text{ N/mm}^2$$

portanto, tem-se que:

$$b_{3(R)} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{\bar{\sigma}_{8640} \cdot m_n} = \frac{2785 \cdot 3,125 \cdot 1,25}{200 \cdot 2,5}$$

$$b_{3(R)} \cong 22 \text{ mm}$$

3.2) Relação entre largura e diâmetro primitivo ($b_{3(R)}/d_{o_3}$)

$$\frac{b_{3(R)}}{d_{o_3}} = \frac{22}{67,5} \cong 0,33 \quad \therefore < 1,2$$

Conclui-se que o pinhão está com proporção entre largura e diâmetro primitivo dentro da especificação da norma.

3.3) Outra solução seria manter a largura e alterar o módulo, como foi mostrado no exercício anterior.

4) Características Geométricas das engrenagens

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Módulo normalizado DIN 780	$m_n = 2,5$	$m_n = 2,5$
Passo das engrenagens $t_o = m_n \cdot \pi$	$t_o = 2,5 \cdot \pi$ $t_o = 7,85$	$t_o = 2,5 \cdot \pi$ $t_o = 7,85$
Vão entre os dentes no primitivo (folga nula no flanco) $\ell_o = \frac{t_o}{2}$	$\ell_o = \frac{7,85}{2}$ $\ell_o = 3,925$	$\ell_o = \frac{7,85}{2}$ $\ell_o = 3,925$
Altura da cabeça do dente $h_K = m_n$	$h_K = 2,5$	$h_K = 2,5$

Altura do pé do dente $h_f = 1,2 m_n$	$h_f = 1,2 \cdot 2,25$ $h_f = 3$	$h_f = 1,2 \cdot 2,25$ $h_f = 3$
Altura comum do dente $h = 2 m_n$	$h = 2 \cdot 2,5$ $h = 5$	$h = 2 \cdot 2,5$ $h = 5$
Altura total do dente $h_z = 2,2 m_n$	$h_z = 2,2 \cdot 2,5$ $h_z = 5,5$	$h_z = 2,2 \cdot 2,5$ $h_z = 5,5$
Espessura do dente no primitivo (folga nula no flanco) $S_o = \frac{t_o}{2}$	$S_o = \frac{7,85}{2}$ $S_o = 3,925$	$S_o = \frac{7,85}{2}$ $S_o = 3,925$
Folga da cabeça $S_K = 0,2 m_n$	$S_K = 0,2 \cdot 2,5$ $S_K = 0,5$	$S_K = 0,2 \cdot 2,5$ $S_K = 0,5$
Diâmetro primitivo $d_o = m_n \cdot Z$	$d_{o_3} = 2,5 \cdot 27$ $d_{o_3} = 67,5$	$d_{o_4} = 2,5 \cdot 99$ $d_{o_4} = 247,5$
Diâmetro de base $d_g = d_o \cdot \cos \alpha$	$d_{g_3} = 67,5 \cos 20^\circ$ $d_{g_3} \cong 63,43$	$d_{g_4} = 247,5 \cos 20^\circ$ $d_{g_4} = 232,57$
Diâmetro interno $d_i = d_o - 2,4 m_n$	$d_{f_3} = 67,5 - 2,4 \cdot 2,5$ $d_{f_3} = 61,5$	$d_{f_4} = 247,5 - 2,4 \cdot 2,5$ $d_{f_4} = 241,5$

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Diâmetro externo $d_k = d_o + 2 m_n$	$d_{k_3} = 67,5 + 2 \cdot 2,5$ $d_{k_3} = 72,5$	$d_{k_4} = 247,5 + 2 \cdot 2,5$ $d_{k_4} = 252,5$
Distância entre centros $C_c = \frac{d_{o_3} + d_{o_4}}{2} = \frac{67,5 + 247,5}{2}$ $C_c = 157,5$		
Largura das engrenagens $b_3 \cong b_4 = 22$		

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Dimensionar o pinhão ① da transmissão representada na figura seguinte.

Determinar as características geométricas do pinhão ① e da coroa ②.

A transmissão será acionada por um motor elétrico, trifásico, assíncrono CA, com potência $P = 4,4 \text{ kW}$ (~6 cv) e rotação $n = 1730 \text{ rpm}$ ($\omega \cong 57,67 \pi \text{ rad/s}$).

O material a ser utilizado é SAE 8640, a dureza prevista é 60 HRC e a vida útil do par especificada em $1,2 \cdot 10^4 \text{ h}$.

Características do Serviço → Eixo de transmissão, carga uniforme, 10h/dia

Considere:

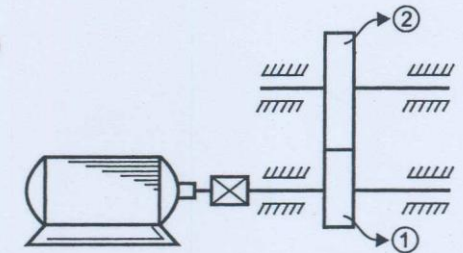
$b_1/d_{o_1} = 0,25$ (relação entre largura e diâmetro primitivo)

$\alpha = 20^\circ$ (ângulo de pressão)

$Z_1 = 24$ dentes

$Z_2 = 61$ dentes

Desprezar as perdas na transmissão.



Respostas:

Critério de pressão

$$M_T = 24287 \text{ Nmm}$$

$$i = 2,54$$

$$W = 1246$$

$$W^{1/6} = 3,28$$

$$\text{Padm}_2 = 931 \text{ N/mm}^2$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 21170 \text{ mm}^3$$

$$d_{o_1} = 44 \text{ mm}$$

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$d_{o_1}(R) = 48 \text{ mm}$$

$$b \cong 10 \text{ mm}$$

Resistência a Flexão

$$F_T = 1012 \text{ N}$$

$$q = 3,2$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 162 \text{ N/mm}^2$$

Análise do dimensionamento:

$$\text{como } \sigma_{\text{máx}} < \sigma_{8640}$$

pinhão aprovado