

Capítulo XVIII

BIELAS, GIRABREQUINS E MANCAIS

18.1 - Bielas

A biela é o elemento intermediário entre o pistão e o girabrequim. É forjada em aço-carbono (C: de 0,35 a 0,45%) ou aços liga como aço cromo-níquel, aço cromo-molibdênio. Com os primeiros, devidamente tratados, pode-se obter 50 a 60 kg/mm² para o limite de resistência, 33 kg/mm² para o limite de elasticidade, 22% de alargamento (5 diâmetros) e 6 kgm/cm² de resiliência.

Com um aço cromo-molibdênio de composição:

C	-	0,22 a 29,00	%
Cr	-	0,9 a 1,2	%
Mo	-	0,15 a 0,25	%
Mn	-	0,5 a 0,8	%
Si	-	0,35%	

pode-se obter:

Limite de resistência	-	70 a 80 kg/mm ²
Limite de elasticidade	-	50 kg/mm ²
Alongamento (5 d)	-	18%
Estricção	-	50 a 60%

18.2 - Comprimento da biela

Procurava-se antigamente construir bielas tão compridas quanto possível, de maneira a diminuir a sua angularidade e com isso reduzir a componente da força dos gases segundo a direção perpendicular as paredes do cilindro. Acreditava-se assim reduzir os desgastes do cilindro.

Porém, desde que se verificou ser a principal causa de desgaste do cilindro a pressão que exerce o anel superior quando o pistão se encontra no PMS, procurou-se construir bielas tão curtas quanto possível, sendo o único limite atualmente que a biela possa funcionar perfeitamente sem bater na parte inferior do cilindro.

Usava-se antigamente valores de $(L/r) = 4,0$ a 4,5, onde L é o comprimento da biela e r o raio da manivela.

Atualmente utilizam-se valores menores. Os motores a explosão têm $L = 3,6 r$ e os diesel $L = 4,0 r$.

18.3 - Cálculo da seção

A biela trabalha a compressão (força dos gases), a tração (força da inércia da parte oscilante) e a flexão, (força de inércia da parte rotativa).

Funciona como uma viga articulada para quem a olha segundo a direção do girabrequim e engastada para quem olha segundo uma direção perpendicular ao girabrequim. Conforme um outro caso, a biela poderia flambar e o faria de maneira diferente (fig. 18.1).

Para se dimensionar a seção precisa-se primeiro conhecer o grau de esbeltez:

se $\frac{L}{i} \geq 105$

usar a fórmula de Euler;

se $\frac{L}{i} < 10$

usar a fórmula de Tetmayer;

se $\frac{L}{i} < 60$

calcular só a compressão, onde i é o raio de giração:

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}}$$

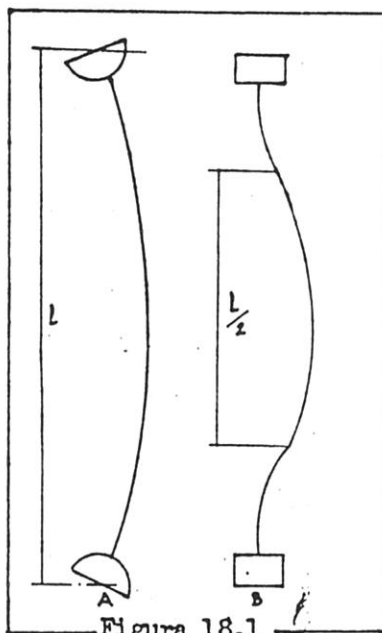


Figura 18.1

A seção da haste é um duplo T no qual a base B é igual a 0,6 - 0,7 da altura H . Por sua vez, a espessura da nervura vale $1/6 H$ (fig. 18.2).

Os raios de curvatura são todos grandes. Os pê-

As das bielas encontram-se tabelados em função do diâmetro do cilindro .. (fig. 18.3 - para motores Otto de automóveis) e assim outros valores, o que auxilia bastante o projeto de novas bielas (v. List para outros exemplos).

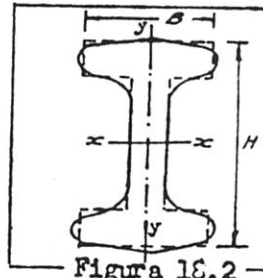


Figura 18.2

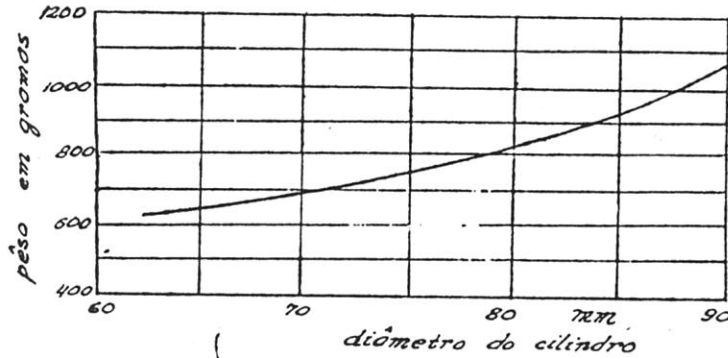


Figura 18.3

18.4 - Cabeça da biela

A cabeça da biela (isto é, o olho inferior) é construída em duas metades desmontáveis. Sobre o colo do girabrequim se apoiam duas metades do casquilho e sobre este a biela. O casquilho é de babbit ou material semelhante.

Antigamente o metal para o mancal era depositado por centrifugação sobre a própria cabeça da biela. Porém dessa maneira ao se estragar o mancal, perdia-se a biela. Desde 1930 todos os motores usam casquilhos. O casquilho inferior é o mais solicitado e é normalmente o primeiro a apresentar problemas.

A haste da biela deve ter uma boa concordância com a cabeça para que os esforços se apliquem sobre todo o colo de manivela e não somente sobre uma parte.

18.5 - Montagem e desmontagem

Normalmente, ao se desmontar o motor, retira-se o pistão e a biela pela parte superior do cilindro. Hoje em dia, entretanto, os motores de grande potência exigem colos de manivela muito grandes, motivo pelo qual as cabeças das bielas podem ser maiores que o diâmetro do cilindro, não podendo ser retiradas por cima; deve-se prever então espaço suficiente para retirá-las por baixo. Nessas ocasiões pode ser interessante o uso da cabeça cortada diagonalmente (fig. 18.4).

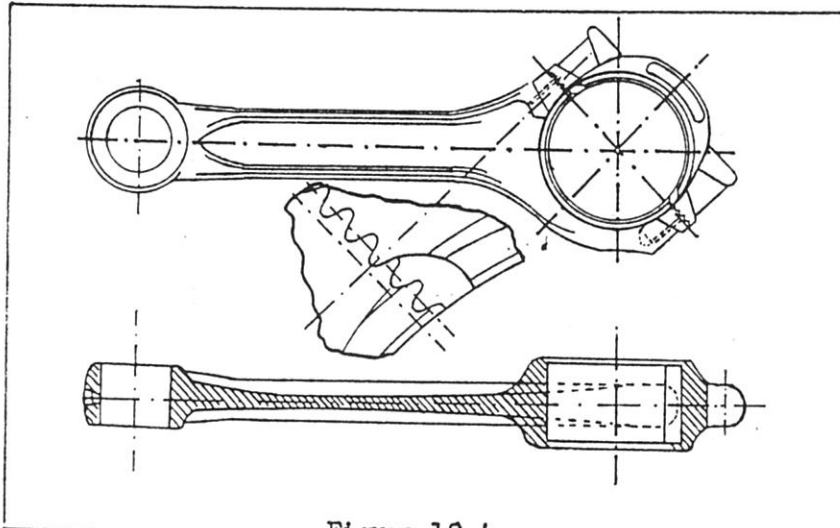


Figura 18.4

Essas bielas têm as superfícies da cabeça usinadas em forma de serra para evitar o deslizamento entre elas, uma vez que a força longitudinal pode ser decomposta em duas: uma paralela aos parafusos e a outra na direção da superfície serrada. Outras vezes, em vez de serra, as superfícies podem ser feitas com entalhes que exercem a mesma função.

18.6 - Bielas para motores em V e em estrela

Existem duas maneiras em um motor em V, de prender a biela ao colo da manivela. O primeiro consiste em utilizar duas bielas perfeitamente iguais sobre o mesmo

colo do girabrequim, uma ao lado da outra. Nesse caso, uma das bielas é dotada de um casquilho lateral para diminuir o atrito. O segundo consiste em usar uma biela em forma de forquilha, dentro da qual se encontra uma biela comum (fig. 18.5).

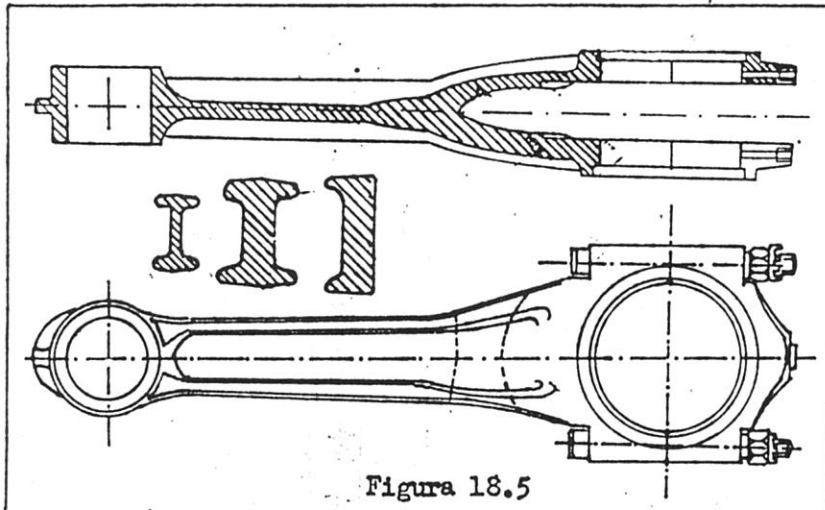


Figura 18.5

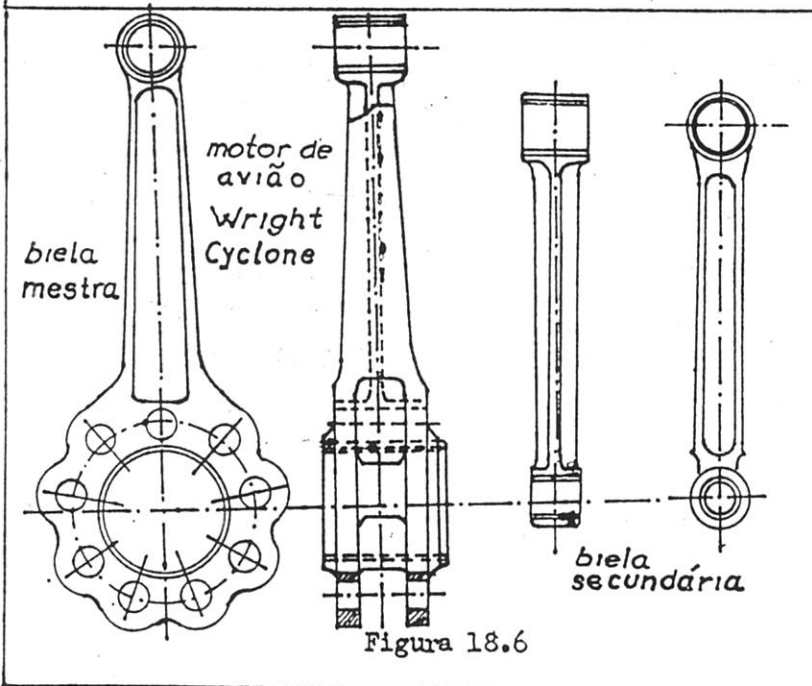


Figura 18.6

As bielas para motores em estrela são montadas sobre o corpo de uma biela mestra, conforme a fig. 18.6.

18.7 - Exemplo de um cálculo de comprovação das tensões existentes numa biela de um motor Ford V-8

Características do motor:

Diâmetro dos cilindros:

$$d = 77,5 \text{ mm}$$

Curso:

$$s = 95 \text{ mm}$$

$$n_{\max} = 3.800 \text{ rpm}$$

Massas:

$$\text{Biela completa} = 0,575 \text{ kg}$$

Tampa e casquilho inferior:

$$G_d = 0,170 \text{ kg}$$

Parte oscilante da biela:

$$G_a = 0,140 \text{ kg}$$

Parte giratória da biela:

$$G_b = 0,435 \text{ kg}$$

Pistão, pino e anéis:

$$G_k = 0,425 \text{ kg}$$

Comprimento da biela:

$$L = 178 \text{ mm}$$

Raio da manivela:

$$r = \frac{s}{2} = 47,5 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{r}{L} = 0,267.$$

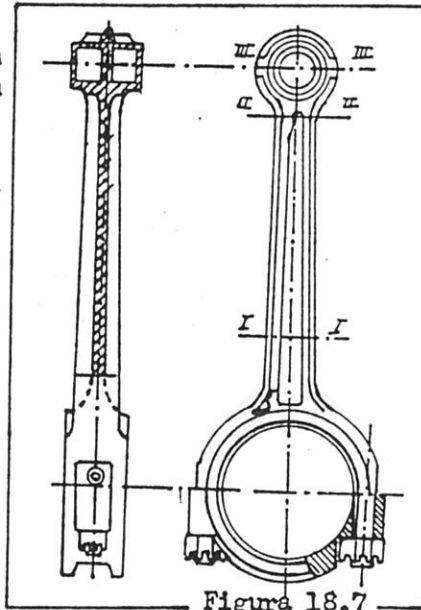


Figura 18.7

A) Cálculo das tensões na secção I-I

a) Tensões provocadas pelos gases de combustão (compressão)

Área do pistão:

$$S = \frac{d^2}{4} = \frac{1}{4} (7,75)^2 = 47,173 \text{ cm}^2$$

Pressão de combustão:

$$P_{\max} = 30 \text{ kg*/cm}^2$$

Fôrça dos gases:

$$F_G = p_{\max} \cdot S = 30 \times 47,173 = 1.400 \text{ kg*}$$

Momento de inércia da secção I:

$$J_{yI} = 0,11566 \text{ cm}^4$$

Área da secção transversal I:

$$S_I = 1,308 \text{ cm}^2$$

Raio de giração:

$$i = \sqrt{J_{yI}/S_I} = 0,298 \text{ cm}$$

Grau de esbeltez:

$$\frac{L}{i} = 59,8$$

Sendo (L/i) menor que 60, o cálculo pode ser feito por simples compressão:

$$|\sigma_I| = \frac{F_G}{S_I} = \frac{1.400}{1,308} = 1,070 \text{ kg*/cm}^2$$

b) Tensões provocadas pela força de inércia (tração):

Massa oscilante:

$$G'_I = G_a + G_k = 0,425 + 0,140 = 0,565 \text{ kg}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3800}{60} = 397 \text{ rd/seg}$$

$$F_i = \frac{G'_I}{G_o} r \omega^2 (1 + \lambda) = \frac{0,565}{9,8} \cdot 0,0475 \cdot (397)^2 \cdot 1,267 = 550 \text{ kg*}$$

$$\sigma_I = \frac{F_i}{S_I} = \frac{550}{1,308} = 420 \text{ kg*/cm}^2$$

c) Tensões provocadas pela inércia das massas rotativas (flexão)

A força centrífuga da haste da biela é máxima quando esta fizer 90° com a manivela. A distribuição da força centrífuga sobre a haste pode ser admitida triangular.

Resulta

$$q_x = \omega^2 r \frac{V_x}{g} \cdot \frac{\gamma}{L}$$

onde V_x = volume elementar na secção x e γ = peso específico.

Admitindo que a haste tenha secção constante, o momento máximo de flexão vale:

$$M_{\max} = \frac{1}{2} q L \frac{L}{8} = q \frac{L^2}{16}$$

Sendo

$$q = \frac{V \gamma}{g} r \omega^2 = 7,85 \text{ kg* / cm}$$

$$M_{\max} = 7,85 \times \frac{(17,8)^2}{16} = 156 \text{ kg* cm}$$

Momento resistente:

$$\sigma_I = \frac{M}{W} = \frac{156}{0,154} = 305 \text{ kg* / cm}^2$$

Porém esta tensão não está em fase com a de compressão ou tração, de modo que não precisa ser considerada em face das outras.

B) Cálculo das tensões na secção II

a) Compressão da força dos gases

$$S_{II} = 1,105 \text{ cm}^2$$

$$|\sigma_{II}| = 1265 \text{ kg* / cm}^2$$

b) Tração das forças de inércia

$$G_{II} = 0,500 \text{ kg}$$

$$F_{II} = \frac{0,500}{9,8} \times 0,0475 \times 158400 \times 1,267 = 485 \text{ kg*}$$

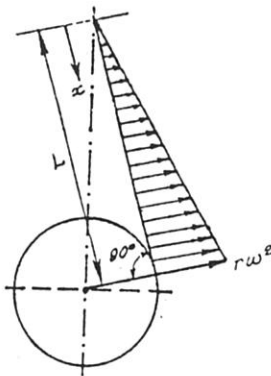


Figura 18.8

$$\sigma_{II} = \frac{485}{1,105} = 400 \text{ kg*/cm}^2$$

C) - Cálculo das tensões na seção III

$$G_{III} = 0,450 \text{ kg}$$

$$S_{III} = 2 \times 0,740 = 1,480 \text{ cm}^2$$

$$F_{III} = \frac{0,450}{9,8} \times 0,0475 \times 158400 \times 1,267 = 437 \text{ kg*}$$

$$\sigma_{III} = \frac{437}{1,48} = 295 \text{ kg*/cm}^2$$

D) - Cálculo das tensões nos parafusos

A força de inércia que traciona os parafusos é a soma de duas: a da parte oscilante e a força centrífuga da parte giratória.

$$F_i = \frac{r w^2}{g} \left[(G_a + G_k)(1 + \lambda) + G_b - G_d \right]$$

$$F_i = \frac{0,0475 \cdot (397)^2}{9,8} \left[(0,140 + 0,425) 1,267 + 0,435 - 0,170 \right]$$

$$\text{Os parafusos são de } 3/8''; S = 2 \times 0,441 = \dots = 0,882 \text{ cm}^2.$$

$$\sigma = \frac{755}{0,882} = 860 \text{ kg*/cm}^2$$

18.8 - Girabrequim: dimensionamento e metalurgia.

No dimensionamento do eixo de manivelas devem ser levadas em conta:

- a) as tensões originadas pela pressão dos gases
- b) as pressões sobre as superfícies dos mancais
- c) as tensões devidas as deformações originadas pelas vibrações.

O dimensionamento inicial é feito por fórmulas empíricas, baseadas em eixos já existentes (tabela 18-I). Uma vez construído o prototipo do eixo, pode-se medir as deformações originadas pelas vibrações e calcular as res-

pectivas tensões.

Em motores de rotação elevada, estas tensões predominam sobre as tensões estáticas devidas as forças dos gases.

As secções mais sujeitas às rupturas são os colos das manivelas. Computados os momentos de flexão e torção no colo, devidos aos esforços estáticos e dinâmicos, as tensões correspondentes são obtidas pelas fórmulas clássicas da resistência dos materiais:

$$\sigma_n = \frac{32 M_{fl}}{D^3} \quad \tau_n = \frac{16 M_t}{D^3}$$

As tensões verdadeiras são maiores do que as obtidas pelas expressões supra, que são válidas para eixos longos e não para peças como o eixo de manivelas. Existem, por isso, fatores de correção que permitem obter os valores reais de σ_{max} e τ_{max} .

$$\sigma_{max} = \alpha_{fl} \cdot \sigma_n \quad \tau_{max} = \alpha_t \cdot \tau_n$$

Os fatores α podem ser obtidos como funções de

$$s = \frac{S}{D} ; \quad b = \frac{B}{D} ;$$

$$w = \frac{W}{D} ; \quad r = \frac{R}{D}$$

(ver fig. 18.9)

Assim:

$$\alpha_{fl} = f_1(s) + f_2(b) + f_3(w) + f_4(r)$$

$$\alpha_t = g_1(s) + g_2(b) + g_3(w) + g_4(r)$$

As funções f_1 a f_4 e g_1 a g_4 são representadas graficamente na fig. 18.10.

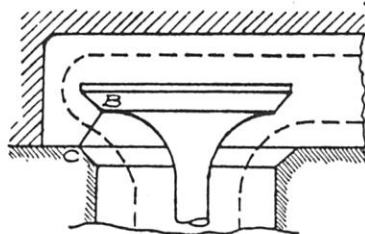


Fig. 18.9

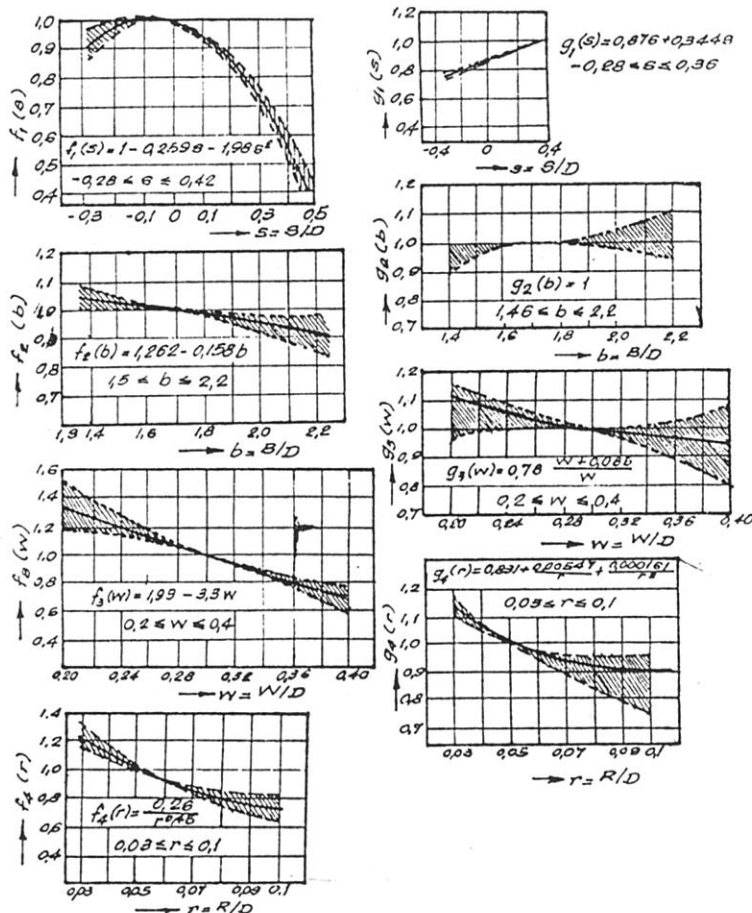


Figura 18.10

Os eixos da manivela são em geral forjados com aço carbono (SAE 1045); em alguns casos usa-se aço cromo-níquel (SAE 8140), cromo-vanádio ou cromo-molibdênio. Durante o forjamento os eixos são rea aquecidos frequentemente, sofrendo, depois de prontos, um tratamento térmico (normalização, tempera e revenido).

Depois do tratamento térmico de normalização o eixo é usinado. Às vezes temperam-se as superfícies dos colos pelo processo de indução, obtendo-se altas durezas superficiais. O acabamento final dos colos é dado em re-

tíficas, após o tratamento térmico.

Existem eixos fabricados com aço fundido (Ford). Este processo permite formas mais complexas e fornece um produto acabado mais barato. As propriedades do material forjado ficam entre as do aço SAE 1045 e as do SAE 3140.

A última operação a que são submetidos os eixos, é a de balanceamento; algumas firmas fazem somente o balanceamento estático, outras o dinâmico.

18.9 - Esforços nos mancais

Os esforços sobre os mancais de um motor já construído podem ser calculados com bastante precisão, levantando-se o diagrama indicado e conhecendo-se as partes móveis. Quando se trata de um projeto, o diagrama indicado pode ser suposto em função de motores análogos que já estejam em funcionamento.

Os esforços nos mancais do motor mudam constantemente de direção, em virtude da angularidade da biela e das forças centrífugas das partes rotativas.

A determinação desses esforços em diversos ângulos (geralmente 24 pontos, um cada 30° para motores 4T) permite traçar o diagrama polar dos mancais.

Com o auxílio do diagrama pv, obtido num indicador ou construído pelas equações da termodinâmica (fig. .. 18.11, pode-se obter a pressão na câmara de combustão para os diversos ângulos descritos pelo girabrequim.

Por exemplo, para 60° depois do PMS no curso motor (ou 420 desde o começo do ciclo), a pressão sobre o pistão é de 205 lb. Supondo um motor com 3 1/2" x 3 1/4" de diâmetro e curso, a área do pistão será de 9,62 in².
Donde a força dos gases

$$9,62 \times 205 = 1972 \text{ lb}$$

Conhecendo-se a aceleração do pistão nesses pontos e as massas oscilantes, pode-se calcular a força de inércia pela expressão

$$F = m \omega^2 r_o (\cos \theta + \lambda \cos 2 \theta)$$

onde se consideraram apenas os dois primeiros termos da série de Fourier que fornece a aceleração. Resulta

$$F = -761 \text{ lb}$$

A força resultante será

$$1972 - 761 = 1211 \text{ lb}$$

na direção da biela, que vamos decompor em duas: uma horizontal e outra vertical.

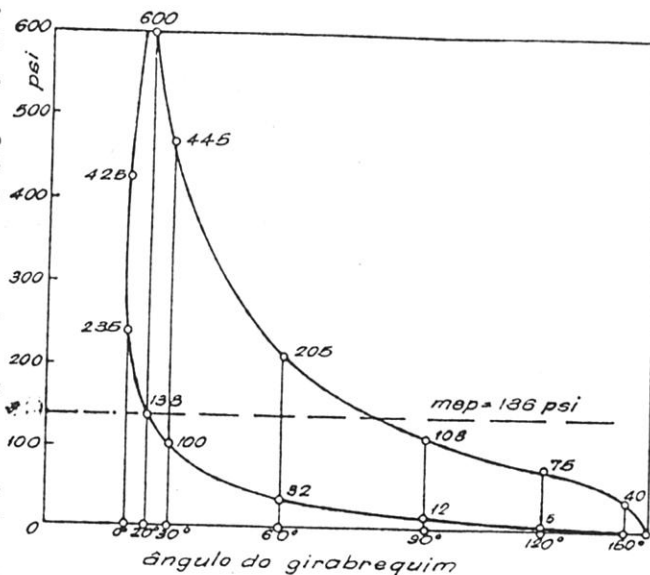


Figura 18.11

Da fig. 18.12 tiramos

$$AB = OA \operatorname{tg} \phi$$

$$AB = DB \operatorname{sen} 60^\circ = OB \operatorname{sen} \phi = 3,7 DB \operatorname{sen} \phi$$

$$\therefore \operatorname{sen} \phi = \frac{\operatorname{sen} 60^\circ}{3,7} = 0,234$$

$$\therefore \phi = 13^\circ 32'$$

$$\operatorname{tg} \phi = 0,24$$

E a componente horizontal do esforço será

$$0,24 \times 1211 = 250 \text{ lb}$$

Por outro lado, a força centrífuga pode ser obtida por

$$F = m \omega^2 r = \frac{m r n^2}{35 \times 240} = \frac{1,50 \times 1,625 \times 4000^2}{13 \times 240} = 1.108 \text{ lb}$$

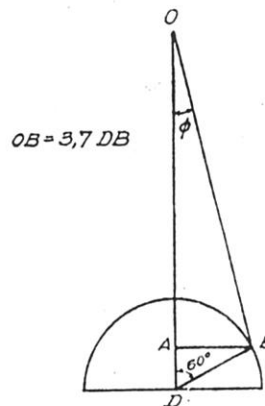


Figura 18.12

sendo m as massas rotativas e r o raio da manivela deste motor.

Decompondo em duas forças, horizontal e vertical:

$$1.108 \times \sin 60 = 960 \text{ lb}$$

$$1.108 \times \cos 60 = 554 \text{ lb}$$

Podemos agora compor as duas forças verticais e horizontais, obtendo

$$\text{componente vertical: } 1211 - 554 = 657 \text{ lb}$$

$$\text{componente horizontal: } 250 + 960 = 1210 \text{ lb}$$

$$\text{resultante } F = \sqrt{657^2 + 1210^2} = 1377 \text{ lb}$$

Repetindo-se o processo para cada ponto que se desejar, será possível traçar o diagrama polar dos esforços nos mancais (fig. 18.13).

Pode-se verificar pelo diagrama que o esforço máximo se dará no início do curso de aspiração. Assim, como regra, é suficiente calcular o mancal para essa condição, dispensando o trabalho de traçar o diagrama polar.

Pode-se admitir para o cálculo, a carga média de .. 1200 psi para os mancais (de babbitt) do girabrequim de veículos de passageiros.

O nosso motor, cujos esforço máximo obtido no traçado do diagrama polar vale 3600 lb, deverá ter uma área de

$$(3600/1200) = 3 \text{ sq.in.}$$

Como o colo da manivela tem um diâmetro de 2,25 in, o comprimento do mancal deverá ser de 1,3 in.

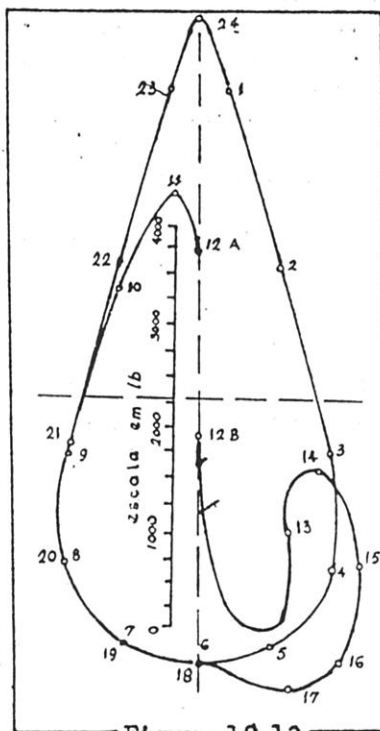


Figura 18.13

18.10 - Alívio dos mancais

Na verdade os esforços num mancal são menores que os calculados pelo exemplo anterior. Os contrapesos que se adicionam ao virabrequim para diminuir os efeitos das forças de inércia têm a vantagem de aliviar os esforços dos mancais. Assim, num virabrequim com contrapesos, o mancal pode ser calculado sem contar a força centrífuga das massas giratórias (o que dá um alívio de 40% ou mais).

No cálculo dos mancais deve-se considerar também que os esforços atuantes sobre um deles são provenientes dos dois cilindros adjacentes (com exceção dos mancais extremos). Assim no cálculo de um virabrequim com diversas manivelas, o esforço sobre um mancal principal intermediário é igual a semi-soma dos esforços criados nos dois cilindros vizinhos a ele. Porém, se as duas manivelas vizinhas estiverem defasadas de um certo ângulo (como sempre acontece), o diagrama polar resultante é igual a soma dos diagramas polares de cada cilindro defasados entre si pelo ângulo que estão defasadas as manivelas e dividido por dois.

18.11 - Materiais para mancais

A escolha de materiais para mancais sempre foi um problema para máquinas. Assim é que, em 1839, causou sensação um material introduzido por Isaac Babbitt, cuja composição era: 89,3% de estanho, 7,1% de antimônio e 3,6% de cobre.

O metal babbitt, com o correr do tempo, sofreu variações na sua composição e a SAE especifica hoje em dia 6 tipos, conforme a tabela a seguir. Os três primeiros são babbitts à base de estanho e os três últimos à base de chumbo.

Nos motores até 1930 os babbitts à base de estanho satisfaziam perfeitamente as exigências, mas a partir de então, com os constantes aumentos de velocidade, problemas começaram a surgir, principalmente com os mancais do munhão da biela, porque estes não eram capazes de transmitir o calor com tanta facilidade como os mancais principais, atingindo assim temperaturas altas.

O babbitt tem uma temperatura de fusão de 240°C e sua resistência à tração cai bastante com a temperatura

como se vê pela tabela 18.III.

Tabela 18.II

SAL Nº	Estanho (min)	Antimônio	Cobre	Chumbo (max)	Ferro (max)	Arsênico (max)	Bismuto (max)
10	90	4,0-5,0	4,0-5,0	0,5	0,08	0,10	0,08
11	86	6,0-7,5	5,0-6,5	0,5	0,08	0,10	0,08
12	88,25	7,0-8,0	3,0-4,0	0,5	0,08	0,10	0,08
13	5,0-7,0	9,05-11,0	0,5	81,3-83,2		0,25	
14	9,25-10,75	14,0-16,0	0,5	72,2-75,7		0,60	
15	0,9-1,25	14,0-15,5	0,5	73,8-81,6		0,8-1,2	

Tabela 18.III

Temperatura	S A E nº			
	10	11	12	13
75°F	13.000	16.500	13.600	15.000
120°F	10.400	12.000	10.000	11.400
170°F	8.400	9.900	7.700	7.600
215°F	7.000	7.900	6.000	-

As experiências nos modelos comuns mostraram que o babbitt podia ser utilizado em locais onde a pressão específica não ultrapasse 1.200-1.300 psi.

A necessidade de um material com melhor resistência à fadiga faz-se sentir primeiro na aviação, que introduziu então as ligas de cobre-chumbo. Essas ligas não foram logo introduzidas também na indústria automobilística por causa das dificuldades técnicas para sua obtenção que as tornavam antieconômicas. Por volta de 1933-1934 resolveu-se satisfatoriamente a produção dessas ligas que passaram a ter então ampla aplicação.

A dificuldade de obtenção consiste em que o chumbo não é solúvel no cobre para uma gama bastante grande de temperaturas. A 955°C, a liga é capaz de conter em solução 38% de chumbo, mas se for resfriada a pouco abaixo dessa temperatura, aparece uma fase sólida contendo mais do que 95% de cobre e uma fase líquida constituída quasi que

só de chumbo.

Para se conseguir uma boa liga, esta deve ser resfriada rapidamente (algumas vezes até com gelo seco) para impedir a segregação. A adição de outros elementos como estanho, antimônio, prata, silício e zircônio melhoram a facilidade de difusão do cobre no chumbo, mas com exceção da prata todos têm a particularidade de piorar as características anti-fricção da liga.

Em 1939 a SAE normalizou duas ligas à base de cádmio para mancais. O cádmio tem propriedades semelhantes as do estanho, mas um ponto de fusão 90°C superior, o que permite uma temperatura de trabalho do mancal mais alta. A liga nº 18 contém um mínimo de 98,4% de cádmio, 1,0 a 1,6 de níquel, enquanto a liga nº 180 contém um mínimo de 98,25% de cádmio, 0,5 a 1,0% de níquel e 0,4 a 0,75 % de cobre. As ligas contém ainda outros elementos, como prata, estanho, chumbo, zinco e bismuto.

Entre os materiais para mancais, o que resiste a maiores pressões específicas hoje em dia é o obtido por uma camada de prata sobre a qual se deposita outra de estanho coberto com uma liga de índio difundido em chumbo. O índio é depositado eletroliticamente sobre o chumbo, e difundido neste por aquecimento. A liga assim formada é cobreada para que a prata possa aderir bem.

A desvantagem deste material é o seu preço bastante elevado, motivo pelo qual é utilizado em aviação, mas não na indústria automobilística. Uma estimativa de custo (lotes de 10.000) mostrou que os mancais com essa liga ficam 10 vezes mais caros que os de babbitt.