

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica

PMC - 581 - PROJETO MECANICO II

PROJETO BASICO DE UM MOTOR DE DOIS TEMPOS
PARA APLICAÇÃO EM VEICULO URBANO

Orientador: Prof. Dr. Fernando Luiz Juliano de Castro

Aluno: Luís Otávio de Oliveira Penteado

Novembro de 1992

1 - Introdução.....	4
2 - Ciclo de 2 Tempos X Ciclo de 4 Tempos.....	8
3 - Histórico e Aplicações de Motores de 2 Tempos.....	15
4 - Estudo de Viabilidade.....	22
4.1 - Introdução	
4.2 - Estabelecimento da Necessidade	
4.3 - Formulação do Projeto	
4.3.1 - Esp. Técnicas Funcionais	
4.3.2 - Esp. Técnicas Operacionais	
4.3.3 - Esp. Técnicas Construtivas	
4.3.4 - Técnica de Entradas e Saídas	
4.4 - Síntese de Soluções	
4.4.1 - Matriz de Soluções	
4.4.2 - Tabela de Notas e Pesos	
4.5 - Exeqüibilidade Física	
4.6 - Valor Econômico	
4.6.1 - Viabilidade Econômica (Fabricante)	
4.6.2 - Viabilidade Econômica (Comprador)	
4.7 - Viabilidade Financeira	
5 - Cálculos Preliminares (Programa).....	36
6 - Cinemática e Dinâmica do Motor.....	42
6.1 - Cinemática	
6.2 - Dinâmica	
6.3 - Balanceamento	
6.4 - Aplicação dos Conceitos	
7 - Dimensionamento dos Principais Componentes.....	61
7.1 - Razão de Compressão	
7.2 - Relação Curso/Diâmetro	
7.3 - Dimensionamento do Pistão e Pino	
7.4 - Dimensionamento da Biela	
7.5 - Dimensionamento do Virabrequim	
7.6 - Seleção dos Rolamentos	
8 - Processo de Lavagem.....	88
8.1 - Tipo de Lavagem e Forma do Pistão	
8.2 - Disposição e Area das Janelas	
8.3 - Timing (Regulagem das Janelas)	
8.4 - Válvula de Admissão	
9 - Sistemas Auxiliares.....	106
9.1 - Sist. de Alimentação	
9.2 - Sist. de Ignição	

9.3 - Sist. de Lubrificação	
9.4 - Sist. de Refrigeração	
10 - Estudo da Injeção Eletrônica.....	115
11 - Conclusões.....	125
12 - Bibliografia.....	128
Apêndice 1.....	131
- Exemplos de Simulação do Programa	
Apêndice 2.....	148
- Matriz de Soluções	
- Tabela de Notas e Pesos	
- Gráfico do Ponto de Equilíbrio	
Apêndice 3.....	151
- Tabela Cinemática e Dinâmica	
- Gráficos	
Apêndice 4.....	159
- Tabelas de Dimensionamento	
Apêndice 5.....	162
- Desenho do Pistão	
- Desenho da Biela	
- Desenho do Virabrequim	
- Desenho de Conjunto	
Apêndice 6.....	165
- Índice de Referência das Figuras	

1 - INTRODUÇÃO

O desenvolvimento da engenharia automotiva na busca de novas soluções para compatibilizar o transporte individual com características de baixa agressão ao meio ambiente, principalmente nos grandes centros urbanos, tem levado ao surgimento de novos projetos, combustíveis alternativos e também a retomada de antigos projetos, que a partir da utilização de sistemas de injeção eletrônica e ignição mapeada passam a apresentar uma viabilidade concreta. Este é o caso dos motores de 2 tempos de ignição por centelha, que até a metade da década passada tinham suas aplicações em segmentos bem definidos: motocicletas de pequena e média cilindrada, kart, aeromodelos, cortadores de grama, moto-serras e motores de popa.

Da necessidade de se construir motores cada vez mais leves e compactos, para melhorar as características de aerodinâmica e o espaço interno do veículo, voltaram-se esforços para os motores de 2 tempos, praticamente esquecidos para aplicações automotivas. O gerenciamento eletrônico foi a solução para os problemas de emissões, consumo e estabilidade operacional em baixas velocidades.

A partir de 1986 grandes fábricas começam a apresentar protótipos de motores de 2 tempos para uso

veicular. Todos tem em comum a tecnologia avançada, controles eletrônicos e uso de novos materiais, de forma que os antigos problemas pudessem ser corretamente solucionados.

Neste trabalho procura-se desenvolver os aspectos principais do projeto de um motor de 2 tempos e ignição por centelha para aplicações em veículos urbanos. Trata-se apenas de um projeto básico, onde serão definidos os primeiros parâmetros uma vez que o projeto detalhado de um componente específico envolve múltiplas atividades, e somente ele, já poderia ser utilizado como tema de um trabalho de graduação.

O trabalho completo consta, além desta breve introdução, de mais 11 Capítulos, assim divididos:

Capítulo 2: Compara os ciclos Otto de 2 tempos e de 4 tempos. São utilizados diagramas e apresentam-se as vantagens e desvantagens de cada ciclo.

Capítulo 3: São descritas as principais aplicações dos motores de 2 tempos. Tabelas são utilizadas para um melhor entendimento e visualização. Os motores desenvolvidos recentemente também são mostrados neste capítulo.

Capítulo 4: Trata do Estudo de Viabilidade Técnico-Econômica. Este trabalho foi apresentado no 1º sem/92 como conteúdo da disciplina PMC-580 PROJETO

MECANICO I, e foram feitas pequenas modificações sugeridas pelos professores presentes na ocasião.

Capítulo 5: Utilizando um programa de simulação bastante simples são fornecidos os primeiros parâmetros de projeto. Este programa foi utilizado na simulação de vários motores de produção atual e após comprovada a sua validade foi utilizado com os dados deste projeto.

Capítulo 6: Trata dos aspectos cinemáticos e dinâmicos do motor. Dados como deslocamentos, velocidades e acelerações do pistão, esforços (forças e momentos) envolvidos em todos os componentes móveis são colocados na forma de gráficos. Como resultado é feito o estudo do balanceamento do motor.

Capítulo 7: Inicia-se com a definição da razão de compressão e da relação curso/diâmetro para, a seguir, partir para o dimensionamento dos principais componentes do motor: Pistão, Biela e Virabrequim.

Capítulo 8: Trata dos diversos aspectos envolvidos na troca de gases do motor. É escolhida a forma de lavagem e a geometria do topo do pistão. O dimensionamento e posicionamento das janelas também faz parte deste capítulo.

Capítulo 9: São apresentadas rapidamente algumas idéias para os sistemas auxiliares do motor: alimentação, ignição, lubrificação, e refrigeração.

Capítulo 10: É estudada a utilização da injeção eletrônica no motor. São discutidos aspectos como: localização do injetor, emissões, consumo de combustível e custos envolvidos.

Capítulo 11: Trata das conclusões feitas a partir deste estudo.

Capítulo 12: A bibliografia relaciona as obras consultadas para a elaboração deste trabalho.

2 - CICLO DE 2 TEMPOS X CICLO DE 4 TEMPOS

O trabalho produzido por um motor , seja ele de 2 (2T) tempos ou de 4 (4T) tempos é obtido pela variação da pressão no cilindro, que é provocada pela queima da mistura ar-combustível. Esta queima produz calor e parte dele é transformado em energia mecânica pelo sistema biela-manivela.

Este processo deve se repetir periodicamente para que se tenha a produção contínua de trabalho, e isto só é possível se houver uma troca de gases no cilindro, ou seja os gases queimados devem ser retirados e o cilindro deve ser preenchido por uma mistura nova. Estas etapas do ciclo podem ser chamadas de fases, que para um motor de 4 tempos são descritas a seguir:

1ª Fase: Admissão: O pistão localizado no PMS inicia o movimento de descida criando uma depressão no interior do cilindro. Estando a válvula de admissão aberta a mistura fresca penetra no cilindro. Esta fase termina quando o pistão atinge o PMI e a válvula de admissão se fecha.

2ª Fase: Compressão: Estando as válvulas fechadas o pistão, ao subir, comprime a mistura até que ao atingir o PMS a mesma se encontra confinada na câmara de combustão. A escolha de uma razão de compressão

correta é muito importante para que se obtenha um bom rendimento do ciclo.

3ª Fase: Combustão e Expansão: Esta é a fase que produz trabalho. Uma centelha na vela inicia a combustão da mistura comprimida na câmara de combustão, aumentando a temperatura e pressão. A expansão dos gases aumenta a pressão e o pistão é forçado para baixo até o PMI.

4ª Fase: Escapamento: É necessário que a mistura queimada seja retirada do cilindro, então abre-se a válvula de escapamento e o pistão ao subir força os gases queimados para fora. Ao atingir o PMS fecha-se a válvula de escape e abre-se a válvula de admissão dando início a um novo ciclo.

A característica principal que diferencia o motor de 2 tempos do ciclo visto acima, é o fato de que cada curso descendente do pistão corresponde a um curso de trabalho, ou seja o ciclo nos motores de 2 tempos se completa em 360° e não em 720° como ocorre nos motores de 4 tempos. Desta forma a mistura nova não pode ser aspirada diretamente para a câmara de combustão, pois as fases de admissão e escapamento ocorrem simultaneamente enquanto o pistão sobe do PMI ao PMS. Portanto a mistura nova deve ter pressão suficiente para penetrar na câmara (através das janelas de transferência) e expulsar os gases queimados. Isto só é possível devido a existência

de um mecanismo próprio denominado bomba de lavagem, que pode apresentar-se de várias formas como será visto mais adiante.

Esta etapa de troca de gases nos motores de 2 tempos é sem dúvida a mais crítica do ciclo e diversos estudos tem sido feitos no sentido de melhorar o processo de lavagem, tendo como objetivo maiores eficiências de enchimento e retenção no cilindro, redução da mistura dos gases queimados com a mistura fresca e também, evitar a perda de mistura não queimada pelas janelas de escape.

O ciclo de 2 tempos pode ser dividido em duas fases:

1ª Fase: A queima da mistura ocasiona a descida do pistão a partir do PMS. Antes de atingir o PMI abre-se a janela de escape e a pressão dos gases queimados é responsável pelo escoamento dos mesmos para o coletor de escape (Fig. 2.1.1 a). No o movimento em direção ao PMI, o pistão comprime a mistura no cárter e ao abrir as janelas de transferência, a mistura nova penetra no cilindro auxiliando o processo de lavagem (Fig. 2.1.1 b). Esta etapa termina com o pistão no PMI.

2ª Fase: Ao subir o pistão fecha a janela de admissão e a seguir a de escape. Neste instante se inicia de fato a compressão da mistura (Fig. 2.1.1 c). Ao mesmo tempo que este processo ocorre no cilindro, no cárter, a

depressão causada pelo movimento do pistão, aspira do sistema de admissão uma nova quantidade de mistura fresca (Fig. 2.1.1 d). Esta fase termina com o pistão no PMS, a mistura toda comprimida na câmara de combustão e o cárter reabastecido. A centelha na vela dá início a um novo ciclo.

Toda a descrição das fases do ciclo foram feitas em base nos processos ideais. Na prática é comum que nos motores de 4 tempos, as válvulas se abram antes do PMI e se fechem após o PMS para aproveitar a inércia dos gases e outros efeitos do escoamento, de forma a melhorar a eficiência da troca de gases.

As diferenças citadas ficam mais claras quando se comparam os diagramas representativos da troca de gases nos dois tipos de motores. Estes diagramas são mostrados nas figuras 2.1.2.a e 2.1.2.b. Acompanham também os diagramas P X V para que se tenha uma idéia do desenvolvimento das pressões nos motores de 2 e de 4 tempos (Fig. 2.1.3 a e b).

Pode-se concluir citando as vantagens e desvantagens apresentadas pelos motores de 2 tempos convencionais quando comparados ao motor 4 tempos.

Desvantagens:

- 1 - Menor pressão média efetiva.
- 2 - Maior sensibilidade a perda de mistura ar-combustível no processo de admissão.

- 3 - Acentuada perda de instabilidade em marcha-lenta.
- 4 - Maior carga térmica e dificuldade no arrefecimento do pistão.
- 5 - Maior consumo de combustível e óleo lubrificante aumentando as emissões de HC, também agravadas pelo curto-circuito de mistura.
- 6 - Diluição da mistura nova pelos gases queimados.

Vantagens:

- 1 - Maior densidade de potência.
- 2 - Mecanismo de válvulas mais simples (Janelas).
- 3 - Menor peso.
- 4 - Custos de produção e manutenção reduzidos.
- 5 - Vibrações torcionais menores.
- 6 - Baixas emissões de NO_x .

Muitas das desvantagens de um motor de 2 tempos podem ser eliminadas ou bastante reduzidas com a adoção de um sistema de injeção eletrônica no interior do cilindro (eliminam-se as desvantagens 3 e 5) e compressores volumétricos ou turbo-compressores (1 e 2).

CAPITULO 2 - FIGURAS

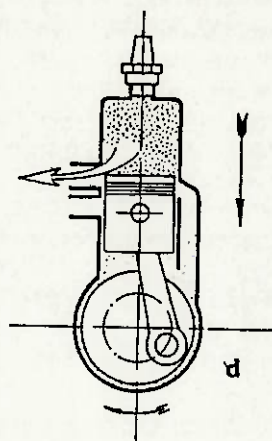


Fig. 2.1.1.a

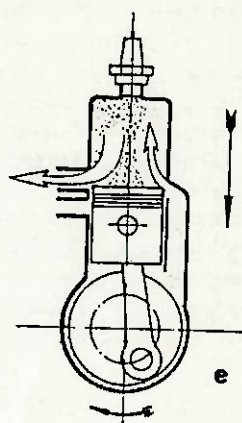


Fig. 2.1.1.b

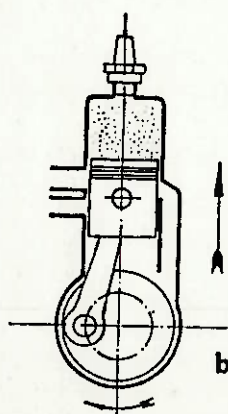


Fig. 2.1.1.c

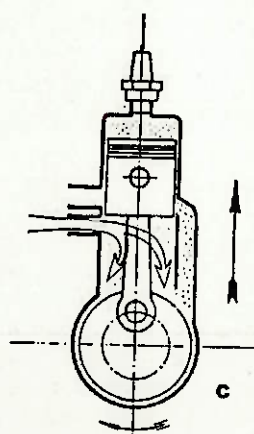


Fig. 2.1.1.d

3 - HISTORICO E APLICACOES DE MOTORES DE 2 TEMPOS

No final do século passado já se buscavam novas alternativas para os motores de 4 tempos. Em 1887 foram construídos motores com lavagem de carcaça e janelas controladas pela movimentação do pistão em substituição as válvulas convencionais. Este motor foi chamado de 2 tempos e a patente foi registrada na Inglaterra em 1892.

Na década de 30, Zoller projetou um motor 4 cilindros em linha, 723 cm³, de 2 tempos que operava com os cilindros conectados 2 a 2, ou seja, compartilhavam a mesma câmara de combustão. A troca de gases era feita por um compressor de deslocamento positivo (blower) na razão de 1.4:1. Este motor desenvolveu 22 kW a 2600 rpm.

No período de 1928 a 1948 nos laboratórios de pesquisa da General Motors foram feitos grandes esforços no desenvolvimento de um motor de 2 tempos para aplicação automobilística. O motor também apresentava 2 cilindros compartilhando uma mesma câmara de combustão, 4200 cm³, 4 cilindros em linha, e blower (1.4:1). Foram construídos como protótipos 200 automóveis, mas a produção foi descontinuada em 1940 devido a II Guerra Mundial. A Saab também construiu um motor de 2 tempos com três cilindros em linha, 842 cm³, 29 kW a 4250 rpm e compressão de carcaça. Este motor pode ser visto na figura 3.1.1.

Alguns veículos equipados com motores de 2 tempos chegaram ao estágio de comercialização; Como exemplos podem ser citados o DKW (3 cilindros em linha, 993 cm³ , 37 kW a 4250 rpm e cárter seco) e o Trabant (2 cilindros em linha, 594 cm³, 19 kW a 4200 rpm e compressão de carcaça), que ficou em produção desde a metade da década de 30 até 1990, quando a partir da reunificação da Alemanha, por não atender a legislação de emissões da Alemanha Ocidental que passou a vigorar, foi retirado de linha.

Como se percebe são exemplos de automóveis bastante ultrapassados sem maior interesse para a indústria automobilística mundial da atualidade.

A partir de 1986 grandes fabricantes de veículos e institutos de pesquisa começam a apresentar motores de 2 tempos com sistemas de injeção eletrônica e alguns deles também com compressores volumétricos. Este novo estágio de desenvolvimento fez ressurgir o motor de 2 tempos voltado para a aplicação em veículos automotivos. Alguns exemplos podem ser citados:

1989 - Subaru: motor 1.5 L V4 com compressor volumétrico, injeção eletrônica no interior do cilindro, válvula de controle no coletor de escapamento.

1989 - Toyota: 2.3 L com 6 cilindros em linha e 24 válvulas (DOHC), compressor volumétrico para lavagem e

super-carregamento. Injeção eletrônica direta no cilindro. Este motor pode ser visto na figura 3.1.2

A tabela 3.1.1 (Ref. 17) mostra a aplicação de motores 2 tempos neste século. É importante notar que a partir de 1986 o aumento da potência específica foi bastante acentuado, e que dos 7 motores apresentados, apenas 2 utilizam a lavagem de carcaça, ou seja cárter seco.

Table 1
Comparison of Two-Stroke SI Engines

Year	Mfr.	Type	Bore/ Stroke (mm)	Dsp. (L)	Power (kW@rpm)	Specific Power (kW/L)	Torque (N·m@rpm)	Oil sump
1906	GM Olds	O2	127/127	3.218	18@1000	5	—@—	dry
1930	Zoller	L4	—/—	0.723	22@2600	30	—@—	wet
1932	GM	L4	—/—	4.160	129@3000	31	528@1500	wet
1933	GM	L4	—/—	2.490	79@3400	32	276@1800	wet
1934	Trabant	L2	72/73	0.594	19@4200	32	54@3000	dry
1935	Wartburg	L3	73.78	0.993	37@4250	37	98@3000	dry
1956	Saab	L3	70/73	0.842	29@4250	34	81@3000	dry
1968	GM X4	X4	—/—	2.470	74@4000	30	271@2000	wet
1966	Orbital X	L3	76/73	1.200	65@5500	54	125@3500	dry
1969	Orbital ES	L3	84/72	1.000	67@6000	67	132@4000	wet
1989	Subaru	V4	83/74	1.500	121@6000	81	220@3000	wet
1989	Toyota	L6	83.91	3.000	177@3600	59	490@2800	wet
1989	Toyota (D)	L4	96/86	2.500	74@3200	30	284@1600	wet
Proj	Orbital ES	V6	86.80	2.800	150@5000	54	305@3200	wet
1990	GM CDS2	L3	86.86	1.500	82@5500	55	176@2500	dry

Tab. 3.1.1

Outro dado importante é indicado na tabela 3.2 (Ref. 12) que mostra o campo de atuação de motores de 2 tempos convencionais e de 4 tempos. Esta tabela válida para o Japão pode ser vista na próxima página. Como se

pode notar, o motor de 2 tempos é soberano em determinados segmentos como moto-serras, motores de popa e modelos,

TAB. I - FIELD OF APPLICATION OF TWO-STROKE/
AND FOUR-STROKE ENGINES

Type of utilization		2-stroke %	4-stroke %
Chain saws		100	---
Outboard engines (of all displacement)		100	---
Industrial engines	30 - 100 cc	100	---
	100 - 150 cc	50	50
	150 cc	---	100
Mopeds		100	---
Motorcycles and scooters	125 cc	70	30
	125 - 349 cc	60	40
	350 - 449 cc	10	90
	450 - 749 cc	1	99
	750 cc	---	100
Passengers cars	1000 cc	*	100
	1000 cc	---	100

Tab. 3.1.2

além de dominar em motores industriais pequenos (até 100 cm³) e motocicletas (até 349 cm³). Sua participação

diminui à medida que o volume deslocado aumenta, sendo nula em motocicletas acima de 750 cm³ e automóveis de passeio. Esta situação só deve começar a mudar com a introdução dos motores desenvolvidos recentemente, que eliminam a maioria das desvantagens apresentadas pelos motores de 2 tempos atuais.

CAPITULO 3 - FIGURAS

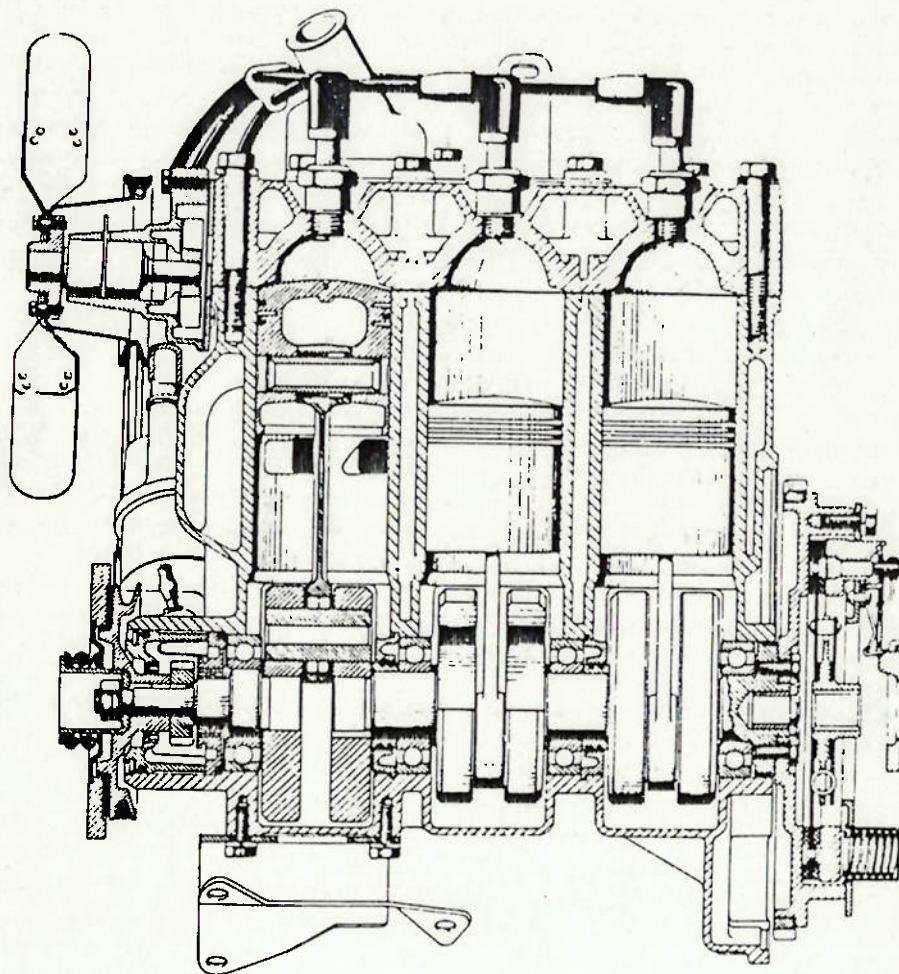


Fig. 3.1.1

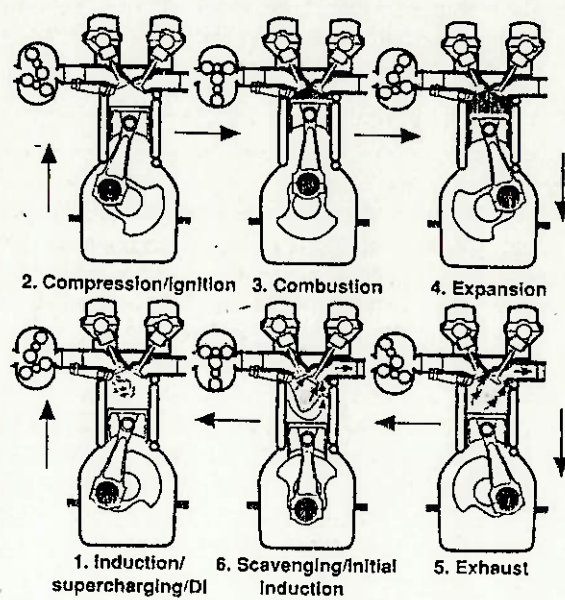


Fig. 3.1.2

4 - ESTUDO DE VIABILIDADE

4.1 - Introdução.

O objetivo deste capítulo é um Estudo de Viabilidade Técnico- Econômica para a aplicação de um motor de 2 tempos a um veículo de uso urbano. No final do capítulo deve-se chegar a uma conclusão sobre a viabilidade técnica e econômica do projeto desenvolvido. Caso seja concluído que o projeto não é viável, ou por apresentar uma complexidade técnica elevada, ou por não existirem recursos para as fases seguintes, o mesmo deve ser abandonado.

Para tanto será utilizado o material do curso PMC - 475 - METODOLOGIA DO PROJETO (Ref. 18 e 19), para a determinação do roteiro básico ilustrado a seguir.

4.2 - Estabelecimento da Necessidade.

As crescentes necessidades de compatibilizar o transporte individual, principalmente nas grandes cidades, com baixo consumo de combustível, emissões reduzidas e pequeno espaço ocupado, tem levado a uma série de novas idéias e soluções na engenharia automotiva, bem como a retomada de projetos antigos, renovados agora por uma tecnologia introduzida principalmente por um controle eletrônico dos processos.

Neste caso encontra-se o motor de 2 tempos, até recentemente restrito ao campo de utilização visto no capítulo anterior. Com o desenvolvimento do gerenciamento eletrônico do motor (injeção e ignição) pôde-se aliar as já conhecidas vantagens do motor de dois tempos, tais como: baixo peso, construção simplificada, alta potência específica, menor custo de fabricação, etc; com melhores características de emissões, consumo específico, estabilidade em baixas rotações, e assim abriram-se novas possibilidades de aplicações.

Trata-se portanto de um projeto do tipo evolutivo, que tem como objetivos mais amplos satisfazer as necessidades humanas de motorização em transporte pessoal com baixa agressão ao meio ambiente (emissões) e consumo de combustível.

Por ser um produto sem similar no mercado nacional, ou seja não pode ser comparado a qualquer outro tipo de motor de 2 tempos existente no Brasil, a estimativa de demanda do mercado fica mais difícil. Com as devidas proporções pode ser feito um estudo comparativo, analisando mercados onde produtos similares já existem, e obtendo assim os dados mais importantes, mas sempre resguardando as devidas proporções, principalmente com relação a renda per-capta e ao Produto Interno Bruto.

4.3 - Formulação do Projeto.

Na busca de se identificar as possíveis soluções para o projeto, será feito neste item a formulação do problema a ser resolvido em suas diversas etapas.

É sempre bom ter estabelecido que o objetivo de estudo é o motor e não o veículo. Muito embora ocorram influências mútuas, aspectos como frenagem, estabilidade, absorção de impactos, etc estão fora dos objetivos deste trabalho.

4.3.1 - Especificações Técnicas Funcionais

4.3.1.1 - Desempenho e Consumo: a potência do motor irá determinar (juntamente com o sistema de transmissão, peso total e aerodinâmica) o desempenho do veículo. Assim primeiramente pode-se estabelecer alguns requisitos de desempenho e consumo para o veículo:

- Velocidade Máxima: 130 Km/h
- Aceleração: 0-100 Km/h em 15 s
- Consumo: a) Ciclo Urbano: 20 Km/l
b) 80 Km/h, vazio: 27 Km/l

E para o motor especificamente:

- Emissões: atender a legislação de 1997

4.3.1.2 - Conforto: a fixação do motor, seu balanceamento interno e o sistema de exaustão de gases devem minimizar os efeitos de vibrações e ruído. Alguns limites de ruído devem ser estabelecidos:

- Marcha Lenta: 50 dBA
- 40 Km/h: 63 dBA
- 80 Km/h: 68 dBA
- 120 Km/h 77 dBA

Obs: estes dados devem ser obtidos com o motor na rotação correspondente a marcha mais longa possível de ser utilizada. Para a obtenção destes resultados outros fatores tem efeito: aerodinâmica, atrito de rolamento e isolamento acústico, logo os dados acima apresentados valem apenas como uma primeira referência.

4.3.1.3 - Segurança: Um motor embora não tenha a função de auxiliar na segurança ativa ou passiva dos passageiros, não deve oferecer qualquer tipo de risco aos usuários. Assim sendo deve-se tomar cuidado no projeto dos seguintes sub-sistemas:

- Alimentação: tanque de combustível, bomba, mangueiras, injetores, etc, não podem apresentar vazamentos, devido ao perigo de incêndio. Quanto ao sistema de alimentação é muito importante que o motor funcione sem qualquer tipo de falhas, principalmente nos regimes transitórios, como acelerações máximas.

- Escapamento: o monóxido de carbono é bastante tóxico ao ser humano, pois ocupa o lugar do oxigênio nos glóbulos vermelhos, levando a um quadro de insuficiência respiratória que pode vir a provocar a morte do indivíduo. Assim o sistema de exaustão deve ser

corretamente especificado de modo que os gases de escapamento não possam atingir o interior do veículo.

- Ignição: as altas voltagens e campos magnéticos com que trabalham certos sistemas de ignição, podem trazer conseqüências perigosas principalmente a pessoas que utilizem marcapasso. Embora seja uma pequeníssima parcela da população este fato não deve ser esquecido, e um correto estudo do posicionamento e isolamento destes componentes deve ser feito.

4.3.2 - Especificações Técnicas Operacionais

4.3.2.1 - Durabilidade: o automóvel por ser algo universal é operado e mantido das mais diversas formas, assim no dimensionamento dos componentes do motor este fato deve ser considerado. Pode-se estabelecer então que para a aplicação a que se destina, uma vida útil mínima de 100.000 Km é satisfatória (seguidas as recomendações mínimas de manutenção). Sendo que em casos onde a manutenção for bastante rigorosa e o motorista cuidadoso pode-se atingir e ultrapassar os 150.000 Km rodados.

4.3.2.2 - Confiabilidade: Em um motor de combustão, vários componentes são comprados de fornecedores diversos, assim pistões, anéis, bronzinas, sistemas de gerenciamento, sensores, etc devem passar por um rígido controle de qualidade. Como apesar destes cuidados, estes componentes não estão livres de falha

(principalmente em se tratando de componentes eletrônicos), pode-se especificar que o motor não deve apresentar qualquer tipo de problema que interrompa o seu funcionamento nos primeiros 35.000 Km. Caso isto ocorra, e as revisões tiverem sido feitas nos prazos corretos, o reparo deve ser coberto pela garantia.

4.3.2.3 - Manutenção: Os itens acima (confiabilidade e durabilidade), dependem de uma correta manutenção, assim algumas recomendações de trocas podem ser feitas:

- Filtro de Ar: 20.000 Km
- Filtro de Combustível: 10.000 Km
- Descarbonização: 20.000 Km
- Oleo 2T: verificar semanalmente

4.3.3 - Especificações Técnicas Construtivas:

4.3.3.1 - Peso: Com o motor completo e abastecido, o seu peso não deve ultrapassar os 450 N.

4.3.3.2 - Potência: Para se conseguir as características de desempenho especificadas acima, considerando um peso total do veículo situado entre 6000 e 7000 N, deve-se ter uma potência da ordem de 35 KW.

4.3.3.2 - Volume Deslocado: Para a potência especificada, sem turbo-alimentação pode-se estabelecer um volume deslocado entre 500 cm³ e 600 cm³.

4.3.4 - Técnica de Entradas e Saídas

Esta técnica permite identificar como funciona a dinâmica do sistema no que diz respeito as variáveis de entrada, e suas respectivas saída, sejam elas desejáveis ou indesejáveis. No projeto deve-se pensar em como evitar ou minimizar as saídas indesejáveis

Entradas desejáveis: - combustível

- ar

- óleo lubrificante

- comandos do motorista

Saídas desejáveis: - trabalho útil estável

Entradas indesejáveis: - materiais estranhos.

- comandos inadequados

- choques mecânicos

Saídas Indesejáveis: - poluentes (emissões)

- ruído

- vibração

- calor

- vazamentos

- falhas

- parada total do motor

4.4 - Síntese de Soluções

Nesta etapa serão caracterizadas as formas de se atender as especificações definidas no item anterior.

Tal estudo é baseado na Matriz de Soluções. Nas linhas estão funções a serem atendidas, enquanto que nas colunas, estão as várias possibilidades de atender a estas funções. Para tornar a decisão menos subjetiva, cada solução terá uma nota variando de 0 a 10. E cada especificação um peso (0 a 5).

Especificações:- Emissões: peso 5

- Consumo: peso 5
- Desempenho: peso 3
- Ruído: peso 3
- Confiabilidade: peso 3
- Durabilidade: peso 3
- Manutenção: peso 2
- Custo: peso 2

Soluções: Os sistemas a serem definidos são:

- Combustível
- Alimentação
- Ignição
- Disposição dos cilindros.

No Apêndice 2 encontram-se a Matriz de Soluções e a Tabela de Notas e Pesos

4.5 - Exeqüibilidade Física

Todas as soluções adotadas no item anterior já foram desenvolvidas e testadas em outros motores, de forma que não apresentam maiores problemas para serem utilizadas.

As decisões foram tomadas na ordem em que aparecem na Matriz de Soluções, de modo que o projeto caminhe de dentro para fora. Assim algumas notas foram atribuídas levando-se em consideração soluções já definidas. Por exemplo ao ser escolhida a refrigeração líquida, que torna mais homogênea a temperatura no interior do cilindro, reduzindo as emissões (NOx principalmente), a escolha da disposição oposta, pensada inicialmente por suas características de baixa vibração, ficou mais difícil pois o sistema de refrigeração à água com cilindros opostos complica em demasia o projeto, aumentando os custos e reduzindo a confiabilidade.

A escolha do bico injetor no interior do cilindro embora mais cara, pois trabalha com maiores pressões, resolve um dos maiores problemas da lavagem dos motores de dois tempos que é a perda de mistura pela janela de escape (curto-circuito).

4.6 - O Valor Econômico

Este item tem como objetivo fazer com que o projeto se torne um produto compensador para todos os envolvidos: fabricante, vendedor, comprador, assistência técnica, etc.

Na análise deste item para facilitar as contas serão assumidas as seguintes proposições: Trata-se de uma fábrica de motores já estabelecida e os investimentos com

aluguel, setor administrativo, contabilidade, material de escritórios, software, seguro, e novas máquinas não são computados pois os equipamentos já existem ou o montante é pequeno em comparação com os investimentos descritos abaixo:

Obs: Todos os valores estão em dólares.

4.6.1 - Viabilidade Econômica para o Fabricante

4.6.1.1 - Investimentos Totais no Projeto

a) Projeto e Desenvolvimento: 18 meses

Estudo de Viabilidade, Projetos Básico e Executivo.

- 4 Eng. Sênior US\$ 4 X 3500/mês

- 8 Eng. Pleno US\$ 8 X 1200/mês

- 4 Desenhistas US\$ 4 X 700/mês

- Protótipos, Ensaio e Testes: serão feitos 3, com um custo unitário de US\$ 100.000.

- Encargos Sociais (FGTS, 13º, férias, INSS, vales e outros) + 50 % da folha de pagamento.

Total 1 - US\$ 1.012.800,00

b) Projeto da Fabricação: 6 meses

Instalações, definição da linha de montagem, lay-out, disposição das células de manufatura, moldes de injeção, forjamento e estampagem, qualidade.

- 2 Eng. Sênior US\$ 2 X 3500/mês

- 8 Eng. Pleno US\$ 8 X 1200/mês

- 15 Desenhistas US\$ 15 X 700/mês
- 15 operários US\$ 15 X 400/mês
- Ferramental: moldes de injeção, estampagem e forjamento

US\$ 5.000.000,00

- Encargos: +50 % da folha.

Total 2 US\$ 5.297.900,00

Total F. US\$ 6.310.700,00

4.6.1.2 - Investimentos de Fabricação

a) mão de obra:

- 2 Eng. Pleno US\$ 2 X 1200/mês
- 60 operários US\$ 60 X 300/mês
- + 50 % de encargos sociais

Total 3 US\$ 30.600,00/mês

b) materiais e componentes:

- Componentes comprados:

- 1 - bielas, anéis, pistões, parafusos, mangueiras, correias cabos, filtros, escapamentos, coletores, bronzinas, juntas, etc: US\$ 270/motor
- 2 - equipamento de gerenciamento eletrônico do motor: US\$ 300/motor
- 3 - sistema de lubrificação: US\$ 30/motor
- 4 - Materiais de fundição e forjamento: US\$ 35/motor

5 - Parte Elétrica: motor de partida, alternador e fios

US\$ 95/motor

6 - Desgaste de ferramentas e moldes de injeção,
forjamento e estampagem: US\$ 20/motor

Total 4 US\$ 750,00/motor

Assim ao final das contas tem-se:

1 - Custos fixos de projeto, protótipos, e planejamento
da produção US\$ 6.310.070,00

que devem ser amortizados em 36 meses, resultando em uma
parcela mensal de US\$ 175.280,00/mês

2 - Custos de mão de obra na produção

US\$ 30.600,00/mês

3 - Custos unitário do motor (matérias primas)

US\$ 750,00/motor

Estimando um preço de venda na faixa de US\$ 1600,00 pode-se montar a planilha (Apêndice 2), onde obtém-se o número mínimo de motores que devem ser vendidos mensalmente para que não ocorra prejuízo (Break-Even). Também são construídos os gráficos de despesas, receitas e lucros em função no número de unidades comercializadas.

Analisando os resultados dos gráficos, percebe-se que o número mínimo de produção e venda de motores é de 242 unidades por mês (cerca de 12 unidades/dia).

4.6.2 - Viabilidade Econômica para o Comprador

Como no mercado interno não existem produtos similares, e admitindo o preço de venda de aproxi-

madamente de US\$ 1600,00 pode-se dizer que as condições de compra não são ruins principalmente se comparada com os exemplos abaixo:

- Motor de Popa Yamaha 40 CV com Partida Elétrica:	US\$	3.800,00
- Motor Yamaha 350 RD	US\$	1.500,00

Lembrando que um motor dificilmente é vendido a pessoas físicas e sim a montadoras de veículos, o volume de vendas dependerá da aceitação do veículo no mercado consumidor, e esta compra, ao contrário do motor, é feita com alta dose emocional.

4.7 - Viabilidade Financeira

Para facilitar análises envolvendo empréstimos, financiamentos, etc, adotar-se a suposição de que a empresa possui os quase 7.000.000 de dólares necessários para o início da produção. Esta suposição não é irreal, pensando que o lucro mensal da fábrica será de 389.000 dólares quando o volume de produção for de 700 unidades/mês. Então para um tempo de 24 meses entre o início do projeto e o início da produção, e admitindo que a fábrica já possui no mínimo um motor no mercado, somente os lucros deste motor já cobrem os gastos que serão feitos ao longo deste 2 anos, pois o volume de dinheiro acumulado é da ordem de 9 milhões de dólares.

Com base em todos estes resultados conclui-se
pela viabilidade técnica e econômica do projeto.

5 - CALCULOS PRELIMINARES

Já definidas as principais características do motor, parte-se agora para o cálculo preliminar do volume necessário para que se atinja a potência desejada.

Para tanto será utilizado um modelo de cálculo simples (Ref. 3), mas que apresenta resultados bastante satisfatórios, para uma primeira aproximação do volume total deslocado, pressões e temperaturas no ciclo.

Com este modelo foi feito um programa em Turbo Pascal 5.5 (MOTOR1.EXE) que se encontra em disquete anexo no final deste trabalho.

O programa foi executado diversas vezes para que pudesse ser estudada a influência de cada variável nos resultados finais, e também foi testado com dados de motores de produção normal, para que fosse comprovada a sua validade, e efetuadas eventuais correções.

Os dados de entrada do programa são:

- Potência desejada.
- Rotação de potência máxima.
- Número de cilindros.
- Taxa de compressão.
- Relação curso/diâmetro.
- Ciclo utilizado (2T ou 4T).
- Coeficiente de excesso de ar (λ).
- Acréscimo de temperatura na admissão.

- Temperatura residual dos gases.
 - Pressão residual dos gases.
 - Velocidade dos gases na janela de adm.
- E como resultados finais obtém-se:
- * Dados do Motor:
 - Volume total do motor.
 - Volume de cada cilindro.
 - Diâmetro do cilindro.
 - Curso do pistão.
 - * Eficiências:
 - Eficiência volumétrica.
 - Eficiência mecânica.
 - Eficiência indicada.
 - Eficiência efetiva.
 - * Dados do Combustível:
 - Massa molecular.
 - Poder calorífico.
 - Ar teórico de combustão.
 - Ar teórico de combustão corrigido.
 - Consumo específico (indicado e efetivo).
 - * Cálculos Estequiométricos:
 - Moles de mistura fresca.
 - Moles dos produtos.
 - * Pressões, Temperaturas e Energias:
 - Pressão nos 4 estágios do ciclo.
 - Temperatura nos 4 estágios do ciclo.

- Calor perdido (combustão incompleta).
- Energia interna no final da compressão.
- Energia interna no final da combustão.
- Energia interna residual.

Sobre o programa é necessário comentar os seguintes aspectos:

1 - O modelo trata o ciclo termodinâmico como sendo adiabático, ou seja, são desprezadas as perdas de calor através das paredes do cilindro, câmara de combustão e também as trocas de calor com o pistão. Este fato produz como resultado temperaturas superiores às encontradas na prática.

2 - Pode-se escolher executar o programa para motores de 2 tempos ou de 4 tempos, sendo que para as mesmas condições de entrada os motores de 4 tempos sempre apresentarão maiores volumes deslocados devido à menor densidade de potência.

3 - Ao iniciar o programa escolhe-se o combustível a ser utilizado: álcool (etanol) ou gasolina (iso-octano). O resultado do volume total do motor será bastante próximo uma vez que o menor poder calorífico do álcool é compensado pela seu maior número de octanas, que possibilita razões de compressão. Este fato é bastante conhecido, pois a adaptação, desenvolvimento e otimização dos motores a álcool nos últimos 15 anos, mostrou que o

mesmo quando comparado com o motor similar a gasolina, apresenta valores de torque e potência iguais ou ligeiramente superiores. O modelo comprova este fato como pode ser observado nos exemplos de simulação no Apêndice 1 no final deste trabalho

4 - Para comprovar a validade do programa o mesmo foi executado com dados de motores já fabricados e de uso comercial no Brasil, com os resultados também apresentados no Apêndice 1.

5 - Todas estas simulações foram feitas com uma mistura estequiometricamente correta, ou seja $Fr = 1$, embora o programa aceite valores até $Fr = 1.43$ (mistura rica).

6 - O programa ainda pode ser ampliado e otimizado, mas para os objetivos deste trabalho o mesmo já fornece os dados necessários para as próximas etapas, motivo pelo qual não foram feitos maiores desenvolvimentos.

7 - O programa solicita alguns dados de entrada que usualmente estão na seguinte faixa:

- Acréscimo de temperatura na admissão: (10 a 30 K),
- Temperatura residual dos gases: (700 a 1200 K),
- Pressão residual dos gases: (0.1 a 0.15 MPa),
- Velocidade dos gases na janela (75 a 110 m/s),
- Velocidade do pistão (8 a 17 m/s).

Com os resultados obtidos nas simulações pode-se montar a tabela a seguir:

Motor	Comb.	Result. (cm ³)	Correto (cm ³)	Erro
VW 1600 Ar	G	1567	1584	+ 1 %
VW AP600	G	1570	1596	- 2 %
VW AP600	A	1483	1596	- 7 %
VW AP800	G	1758	1781	- 1 %
VW AP800	A	1728	1781	- 3 %
VW AE600	G	1493	1555	- 4 %
UNO 1.6R	G	1626	1581	+ 3 %
TEMPRA 2.0	G	2114	1998	+ 6 %
MONZA 2.0i	G	2136	1998	+ 7 %
OMEGA 3.0i	G	3093	2969	+ 4 %

Tab. 5.1

Como se pode observar os resultados estão bastante próximos dos valores reais, na maioria dos casos o erro absoluto é inferior a 4 %, sendo que em todos os resultados o erro nunca se afastou do valor real em ± 7 %.

Estes resultados podem ser considerados muito bons para um modelo, principalmente neste caso em que não foram computados aspectos importantes como diagrama de válvulas, levantamento de válvulas, injeção eletrônica, fatores estes que podem alterar em mais de 15 % a potência e o torque de um mesmo motor.

Assim pode-se aplicar o programa para o caso em estudo com uma margem de erro inferior a 10 % tanto para o álcool como para a gasolina com os resultados também colocados no Apêndice 1.

Observa-se que os resultados obtidos estão bastante próximos:

Alcool - 485 cm³

Gasolina - 507 cm³

Para que se possa dar continuidade aos cálculos será adotado o valor de 500 cm³. Este valor somente poderá sofrer pequenas alterações quando for definida a relação curso/diâmetro de forma a serem adotados números mais "redondos".

Nota-se que embora o programa solicite a relação curso/diâmetro ela não irá interferir nos resultados finais, a menos que o valor adotado posteriormente seja muito diferente do valor "chutado" no programa ($\pm 40\%$), pois neste caso a velocidade do pistão irá variar consideravelmente e com ela as forças de atrito e inércia. Mas neste projeto já foi testado que qualquer valor fornecido ao programa que esteja no intervalo 0.9 a 1.1 não irá afetar significativamente os resultados obtidos inicialmente.

Outro dado importante fornecido pelo programa é a pressão máxima na câmara de combustão (e também sobre o topo do pistão) durante o ciclo. Ela varia de acordo com a taxa de compressão, e portanto com o combustível escolhido. Para o álcool o valor obtido foi de 8.24 MPa.

Este é um valor bastante alto, principalmente em se tratando de motores de 2 tempos. Para o dimensionamento dos componentes adotar-se-a como valor da pressão máxima de combustão 8 MPa. Neste valor, mesmo para uma razão de compressão de 12:1, pode-se considerar incluso um fator de segurança de no mínimo 15%.

6 - CINEMATICA E DINAMICA DO MOTOR

6.1 - Cinemática

Nos motores de combustão interna o movimento alternado dos pistões tem que ser transformado em movimento de rotação no virabrequim. O mecanismo responsável é formado pelo pistão, biela e virabrequim, e pode ser visto na figura 6.1.1.

Onde: R: Raio do virabrequim ($C_P/2$).

$\varnothing$: Angulo do virabrequim.

β : Angulo da biela.

TDC: Ponto Morto Superior (PMS).

BTC: Ponto Morto Inferior (PMI).

$A'A''$: Curso do Pistão (C_P), medido em relação pino do pistão.

L_{cr} : Distância entre-centros da biela.

Um importante parâmetro do motor (K_l) é a razão do raio do virabrequim pela distância entre centros da biela. Para motores de automóveis a faixa usual de K_l varia de 0.23 até 0.3.

Da figura 6.1.1 podem ser deduzidas algumas expressões para o pistão:

$$\text{Curso: } C_P = R[(1 - \cos\varnothing) + K_l(1 - \cos 2\varnothing)/4]$$

$$\text{Assim } \varnothing = 0^\circ \quad \gg \quad C_P = 0 \quad (\text{PMS})$$

$$\varnothing = 180^\circ \gg C_P = 2R = C \quad (\text{PMI})$$

$$\varnothing = 360^\circ \gg C_P = 0 \quad (\text{PMS})$$

$$\text{Velocidade: } v_P = dC_P/dt = d\varnothing \cdot dC_P/dt \cdot d\varnothing$$

$$v_P = wR[\text{sen}\varnothing + (K_1 \text{sen}2\varnothing)/4]$$

E podem também serem obtidas as expressões da velocidade máxima e da velocidade média.

$$v_{P\text{MAX}} = wR(1 + K_1^2)^{1/2}$$

$$v_{Pm} = 2wR/\pi$$

$$\text{Aceleração: } a_P = dv_P/dt = d^2s_P/dt$$

$$a_P = w^2R(\cos\varnothing + K_1 \cos 2\varnothing)$$

Analogamente:

$$a_{P\text{MAX}} = w^2R(1 + K_1)$$

$$a_{P\text{MIN}} = -w^2R(K_1 + 1/8K_1)$$

Todas as fórmulas acima foram obtidas aproximando o $\cos\beta$ por uma série trigonométrica (a valores de K_1 e $\varnothing$). Como somente foram utilizados os dois primeiros termos da série, as expressões desenvolvidas contém um erro de segunda ordem. Para cálculos que exijam muita precisão deve-se utilizar parâmetros de correção ($\text{Brix} = RK_1/2$).

6.2 - Dinâmica

A análise dinâmica do conjunto pistão, biela e virabrequim consiste na determinação dos esforços (forças e momentos) atuantes nestes componentes. Estes esforços são causados pela pressão dos gases no interior do cilin-

dro, e pelas massas em movimento. Estes dados são importantes pois serão utilizados no dimensionamento dos componentes do motor e também para a determinação do torque.

Durante o funcionamento do motor as forças que atuam nos componentes podem variar continuamente de módulo, direção e algumas até de sentido. O tratamento usual é feito através da montagem de tabelas e gráficos em função do ângulo do virabrequim, dividido em intervalos de 30° ou 10° conforme a precisão requerida.

6.2.1 - *Forças Resultantes da Pressão do Gás*

Para facilitar a análise será considerado que as forças decorrentes da pressão do gás atuam na direção do eixo do cilindro, e são aplicadas sobre o pino do pistão.

A força sobre o pistão devido a pressão do gás é dada por:

$$F_g = (P_g - P_o).A_p$$

Onde: P_g : Pressão do gás na
câmara.

P_o : Pressão atmosférica.

A_p : Área do pistão.

6.2.2 - *Distribuição de Massas*

As massas dos componentes móveis poder ser divididas em duas categorias: massas com movimento alternativo (pistão, pino e parte superior da biela) e massas com movimento de rotação (virabrequim e parte inferior da

biela). Inicia-se a análise dinâmica dividindo-se as massas nestes dois grupos, como mostra a figura 6.2.2.1.

Onde: m_p : Massa do pistão e pino.

M_{cr} : massa da biela, dividida em uma componente alternativa (M_{crp}) e outra rotativa (M_{cro}).

Uma boa aproximação é dada pela Ref. 4: $m_{crp} = 0.275.m_{cr}$

$$m_{cro} = 0.725.m_{cr}$$

A massa do virabrequim é dividida em duas partes concentradas: uma no ponto B da (figura 6.2.2.1), que representa o local de conexão da biela (m_c) e a outra no ponto O que é o próprio eixo de rotação e portanto esta segunda massa (M_o) já se encontra balanceada.

Assim no ponto B uma parte da massa total é dada por m_c que é obtida somando-se m_{cp} com a parcela $2m_w r/R$, onde m_{cp} é massa do assento da biela e m_w a massa do material que une o assento da biela ao virabrequim. O parâmetro r diz respeito ao centro de gravidade da massa m_w sendo utilizado para uma correta distribuição. Em motores de curso pequeno a massa m_w é pequena se comparada com m_{cp} e pode ser desprezada.

Esta análise resulta em um sistema dinâmico equivalente com massas concentradas em dois pontos:

- Ponto A: $m_j = m_p + m_{crp}$
- Ponto B: $m_k = m_c + m_{cro}$

É no caso onde não se conhece a massa dos componentes, pode-se estimar um valor próximo utilizando-se a tabela 6.2.2.1.

Elements of crank mechanism	Structural masses, kg/m²	
	Carburettor engines (B = 60 to 100 mm)	Diesel engines (B = 80 to 120 mm)
Piston group ($m'_p = m_p/F_p$):		
piston of aluminum alloy	80-150	150-300
piston of cast iron	150-250	250-400
Connecting rod ($m'_{c,r} = m_{c,r}/F_p$)	100-200	250-400
Unbalanced parts of a crank throw w/o counterweights ($m'_c = m_c/F_p$):		
steel forged crankshaft with solid journals and pins	150-200	200-400
cast iron crankshaft with hollow journals and pins	100-200	150-300

Tab. 6.2.2.1

6.2.3 - Forças de Inércia

A exemplo dos tipos de massa descritos (alternativas e rotativas) as forças de inércia que atuam no mecanismo também poder ser divididas nestes dois tipos como pode ser visto na figura 6.2.3.1.

As forças de inércia alternativas são dadas por:

$P_j = -m_j a_p = -m_j R \omega^2 (\cos \theta + K_l \cos 2\theta)$ que também será dividida em duas componentes:

$$P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \theta \quad (1^\text{a} \text{ ordem})$$

$$P_{jII} = -m_j R \omega^2 K_l \cos 2\theta \quad (2^\text{a} \text{ ordem})$$

O sinal negativo indica que estas forças se opõem a aceleração do pistão.

O segundo tipo das forças de inércia relaciona os esforços originados pelo movimento de rotação sendo representada por:

$K_R = -m_R R \omega^2$, ou seja, só depende da velocidade angular do eixo.

6.2.4 - Somatória das Forças nos Componentes

A força total que age no mecanismo é dada pela soma das forças resultantes da pressão do gás com as forças de inércia:

$P = (P_g - P_o)A_p + P_j$, que também pode ser expressa por unidade de área. Neste caso deve-se dividir a expressão pela área do pistão:

$$p = (P_g - P_o) + p_j$$

$$\text{com } p_j = P_j/A_p$$

A força total P pode ser dividida em duas componentes como mostra a figura 6.2.3.1.

1 - Componente N , perpendicular ao eixo do cilindro e absorvida pelas paredes do cilindro.

$$N = P \tan \beta$$

2 - Componente S , na direção da biela e transmitida ao virabrequim:

$$S = P (1/\cos \beta)$$

A força S fica melhor representada pelas suas duas componentes: a) Radial $K = P \cdot \cos(\phi + \beta)/\cos \beta$

$$b) \text{ Tangencial } T = P.\text{sen}(\varnothing + \beta)/\cos\beta$$

que pode ser usada para determinar o torque produzido pelo cilindro em análise: $M_{tc} = T.R.$

No caso do motor possuir vários cilindros, deve-se fazer esta análise em separado para cada cilindro, lembrando os ângulos de defasagem entre eles, e ao final somar os valores do torque obtido em cada um deles.

6.2.5 - Forças Atuando no Virabrequim

a) Mancal das Bielas:

Para um motor em linha a resultante das forças atuando no mancal da biela no virabrequim é dada pela expressão:

$$R_{cp} = (T^2 + P_c^2)^{1/2}$$

$$\text{Onde: } P_c = K + K_{Rc}$$

Esta força pode ser apresentada na forma gráfica de um diagrama polar, ou tabelada em função de $\varnothing$ para um dado motor e a seguir pode-se montar o gráfico para um ciclo completo.

b) Mancais Principais:

A figura 6.2.5.1 mostra um virabrequim e as forças que atuam no mesmo.

Definindo as componentes que atuam no virabrequim como:

$$R_{th} = (T^2 + K_{p,th}^2)^{1/2}$$

Onde $K_{p,th} = K + K_R$ a resultante das forças pode ser calculada pela soma vetorial das componentes R_{th} de cada cilindro, onde a letra V entre parênteses indica a natureza vetorial da soma:

$$R_{mj} = R'_{th,i} + R'_{th,i+1} \quad (V)$$

$$\text{Onde: } R'_{th,i} = -R_{th,i} \cdot l_2/L$$

$$R'_{th,i+1} = -R_{th,i+1} \cdot l_1/L$$

Para engates de biela simétricos a soma vetorial fica mais simples:

$$R_{mj} = -0.5(R_{th,i} + R_{th,i+1}) \quad (V)$$

6.3 - Balanceamento

As forças e momentos que atuam no mecanismo, caso não balanceadas, podem causar vibrações e choques que são transmitidos a toda a estrutura do automóvel. (Será utilizado o caracter ϕ para indicar a somatória).

Os esforços não balanceados incluem:

- 1 - Forças de inércia das massas com movimento alternativo (P_j) e com movimento rotativo (K_R).
- 2 - Momentos longitudinais (M_j) e (M_R), causados por estas forças não balanceadas.
- 3) - Torque (M_t) do motor (em sentido oposto), absorvido pelos suportes do motor.

Um motor é reconhecido como balanceado se durante a operação contínua as forças e momentos atuantes nos suportes são constantes em módulo e direção.

Os requisitos para o balanceamento de um motor consistem em:

1 - Resultante dos esforços de inércia primários deve ser iguais a zero: $(\phi P_{j1} = 0, \phi M_{j1} = 0)$.

2 - Resultante dos esforços de inércia secundários deve ser igual a zero: $(\phi P_{j11} = \phi M_{j11} = 0)$.

3 - Resultante dos esforços de inércia centrífugos deve ser igual a zero: $(\phi K_R = 0, \phi M_R = 0)$.

O balanceamento do motor consiste em equilibrar as forças e momentos mais importantes, de modo a obter um funcionamento suave, sem vibrações elevadas ou ruídos. O balanceamento das forças inerciais alternativas primárias e secundárias pode ser obtido com a escolha correta do número e disposição dos cilindros. Como exemplo podem ser citados os motores de 6 cilindros em linha e opostos que apresentam as forças e momentos de inércia (alternativos) primários e secundários já balanceados, devido somente com a distribuição dos cilindros no virabrequim.

Para motores em linha com menos de 6 cilindros, somente a disposição dos mesmos não permite o balanceamento das forças inerciais de 2ª ordem; e no caso de um único cilindro (ou dois cilindros como sem defasagem), nem mesmo as forças de inércia de 1ª ordem estarão

balanceadas. Para proceder o balanceamento das forças de inércia alternativas devem ser utilizados contra-pesos em ~~eixos auxiliares~~ com movimento de rotação em sentido oposto ao virabrequim. Contra-pesos no virabrequim, neste caso, só tem o efeito de deslocar o plano de atuação das forças de inércia de 1ª ordem (alternativas) do plano vertical para o plano horizontal, como mostra a figura 6.3.1.

Forças de inércia causadas pelo movimento de rotação, podem ser completamente balanceadas pela colocação de contra-pesos no virabrequim, como mostrado na figura 6.3.2.

Para um motor de 2 tempos, 2 cilindros em linha, existem duas possibilidades na escolha do posicionamento dos pistões em relação ao virabrequim: 180° de defasagem, ou sem defasagem (subindo e descendo juntos).

Pensando somente no processo de lavagem, a escolha mais interessante, seria referente aos pistões montados sem qualquer defasagem. Neste caso surgiriam os esforços:

$$\begin{aligned}\phi_{PjI} &= 2P_{jI} = 2m_j R w^2 \cos \theta \quad (\text{alt. primário}) \\ \phi_{PjII} &= 2P_{jII} = 2m_j R w^2 K_1 \cos 2\theta \quad (\text{alt. secundário})\end{aligned}$$

$$\phi_{KR} = 2K_R = 2m_R R w^2 \quad (\text{rotativo})$$

E os momentos relativos a estes esforços já ficam automaticamente balanceados ($\phi_{MjI} = \phi_{MjII} = \phi_{MR} = 0$)

Embora os momentos estejam balanceados, esta disposição (Fig. 6.3.3) não é recomendável, pois para balancear as forças primárias e secundárias teriam que ser utilizados eixos auxiliares, complicando e encarecendo o projeto. Para atingir os níveis de vibração e ruído propostos no Estudo de Viabilidade, mais indicado seria a utilização de uma disposição onde os pistões estivessem defasados em 180°, como mostra a figura 6.3.4.

As forças de inércia (alternativas) de 1ª ordem ($\phi_{p1} = 0$) já ficam automaticamente balanceadas; como desvantagem passa a existir um momento $M_{j1} = P_{j1} \cdot a$, sen- do a a distância entre os eixos dos cilindros.

A adição de um contra-peso de massa $m_{w,j}$, dada pela expressão abaixo transfere o plano de atuação do momento.

$$m_{w,j} = m_j R_a / r_j b$$

onde r_j : distância do eixo de rotação do virabrequim ao centro de massa do contra- peso.

b: distância lateral entre os contra-pesos (Fig. 6.3.4).

As forças de inércia (alternativas) de 2ª ordem são iguais em módulo, direção e sentido:

$$\phi_{p21} = 2m_j R_w^2 K \cos 2\theta, \text{ que só podem ser balanceadas com a utilização de contra-pesos localizados em eixos auxiliares.}$$

Os momentos relativos as forças de 2ª ordem já se encontram balanceados. ($\phi_{Mj11} = 0$).

Quanto aos esforços originados pelas massas em movimento de rotação, somatória das forças é nula ($\phi_{Kr} = 0$), uma vez que a componente devido ao cilindro 1, cancela a componente originada pelo cilindro 2, sendo o momento é dado por:

$\phi_{Mr} = Kr.a = 0$, que pode ser equilibrado com contra-pesos de massa $m_{cw,r}$ colocados no virabrequim

(Fig. 6.3.2):

$$m_{cw,r} = m_{Rk} / r_{rb}$$

6.4 - Aplicação dos Conceitos

6.4.1 - Cinemática:

A faixa usual para KI (razão do raio do virabrequim pelo comprimento de centro a centro de biela) para motores de automóveis é de 0.23 a 0.30.

Utilizando o valor $KI = 0.28$, o comprimento da biela fica determinado: $L_{cr} = C_p / 2KI = 66.70 / 2(0.28)$

$$L_{cr} = 119.11 \text{ mm}$$

Ajustando: $L_{cr} = 120 \text{ mm}$ » $KI = 0.278$

Com estes valores já é possível calcular o deslocamento (C_p), velocidade (V_p) e aceleração (a_p) em função do ângulo do virabrequim, (sempre na rotação de potência máxima: 5800 rpm ou 607 rad/s).

$$C_p = R[(1 - \cos\theta) + KI(1 - \cos 2\theta)/4]$$

A partir da figura, tabela-se a pressão (p_c) em função do ângulo do virabrequim (0° no PMS), também incluída na tabela do Apêndice 3 (coluna p_c). O gráfico é obtido a partir da tabela. (Graf. 6.3.2.5).

1 - Fechamento da janela de escape.
 2 - Final da fase de compressão (PMS).
 3 - Pressão máxima de combustão.
 4 - Abertura da janela de escapamento.
 5 - Abertura da janela de transferência
 6 - Volume máximo do cilindro (PMI).

desenvolvimento das pressões no cilindro em um ciclo completo. Os pontos mais importantes são relacionados:

As figuras 6.4.2.1.1 (a e b) indicam o

6.4.2.1 - Diagrama Pressão X Ângulo:

6.4.2 - Dinâmica:

6.3.2.1 a 6.3.2.3).

No Apêndice 3 se encontra uma tabela com o espaço percorrido, velocidade e aceleração do pistão em função do ângulo para intervalos de 10° . A partir desta tabela são traçadas as curvas correspondentes (Graf.

$$C_p = 33.35[(1 - \cos\theta) + 0.0695(1 - \cos 2\theta)] \quad (\text{mm})$$

$$V_p = dC_p/dt = WR[\sin\theta + K1(\sin 2\theta)/4] \quad (\text{m/s})$$

$$V_p = 20.24(\sin\theta + 0.139\sin 2\theta) \quad (\text{m/s})$$

$$a_p = dV_p/dt = w^2R(\cos\theta + K1\cos 2\theta) \quad (\text{m/s}^2)$$

$$a_p = 12.28(\cos\theta + 0.278\cos 2\theta) \quad (\text{m/s}^2)$$

6.4.2.2 - Estimativa das Massas dos Componentes

Sabendo a área do pistão e com as informações da tabela 6.2.2.1, a estimativa da massa dos componentes é imediata:

$$m_p = 430.1 \text{ g (pistão)}$$

$$m_{cr} = 576.7 \text{ g (biela)}$$

$$m_c = 598.4 \text{ g (virabrequim - ponto B)}$$

A massa da biela pode ser dividida em duas componentes:

$$m_{crp} = 0.275 m_{cr} = 158.6 \text{ g}$$

$$m_{cro} = 0.725 m_{cr} = 418.1 \text{ g}$$

E calculam-se as massas concentradas:

$$m_j = m_p + m_{crp} = 588.7 \text{ g (Ponto A)}$$

$$m_R = m_c + m_{cro} = 1016.5 \text{ g (Ponto B)}$$

6.4.2.3 - Forças de Inércia

Alternativas

A força de inércia devido ao movimento do pistão é diretamente proporcional a aceleração do pistão:

$$P_j = -m_j a_p = -0.5887 a_p$$

Ou por unidade de área:

$$p_j = P_j/A_p = -157.4 \times 10^{-6} a_p \quad (\text{MPa})$$

Na tabela também se encontra p_j em função do ângulo φ , e o gráfico correspondente. (Graf. 6.3.2.4).

Rotativas

No ponto B a massa concentrada é $m_R = 1016.5 \text{ g}$, que na rotação de potência máxima do motor, produz uma força (K_R):

$$K_R = -\omega R \omega^2 R = 1016.5(607)^2 0.03335 = -12490 \text{ N}$$

Decomposição das Forças

De acordo com a figura 6.2.3.1, a decomposição das forças é dada por:

1 - Força Absorvida pela Parede

$$N = P \tan \beta$$

$$p_n = p \tan \beta \quad (\text{por unidade de área - MPa})$$

$$\text{Onde: } p = p_j + p_e$$

A tabela do Apêndice 3 inclui as forças p e p_n (por unidade de área) e os respectivos gráficos (6.3.2.6 e 6.3.2.7).

2 - Força Atuante na Biela

$$S = P (1/\cos \beta)$$

$$p_s = p (1/\cos \beta) \quad (\text{por unidade de área - MPa})$$

Como já foi visto esta força é decomposta em duas componentes:

$$K = P \cos(\varnothing + \beta)/\cos \beta \quad (\text{radial})$$

$$T = P \sin(\varnothing + \beta)/\cos \beta \quad (\text{tangencial})$$

Ou por unidade de área:

$$p_k = p \cos(\varnothing + \beta)/\cos \beta \quad (\text{MPa})$$

$$p_r = p \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (\text{MPa})$$

As forças (por unidade de área), p_s , p_k e p_r podem ser vistas na tabela do Apêndice 3, juntamente com o gráfico $p_s \times \alpha$ (Graf. 6.3.2.8).

Determinada a componente T , o torque (de um único cilindro) pode ser determinado:

$$M_{tc} = TR = p_r \cdot A_p \cdot R \quad (\text{N.m})$$

Para o cilindro 1, o momento M_{tc1} (em função do ângulo α) é dado na tabela do Apêndice 3.

Para o cilindro 2, não é necessário refazer os cálculos, deve-se deslocar os resultados obtidos em 180° , e obter M_{tc2} .

O momento no virabrequim é obtido da soma:

$$M_t = M_{tc1} + M_{tc2}$$

Os momentos M_{tc1} , M_{tc2} e M_t são dados na tabela do Apêndice 3, e os respectivos gráficos (Graf. 6.3.2.9, 6.3.2.10 e 6.3.2.11).

CAPITULO 6 - FIGURAS

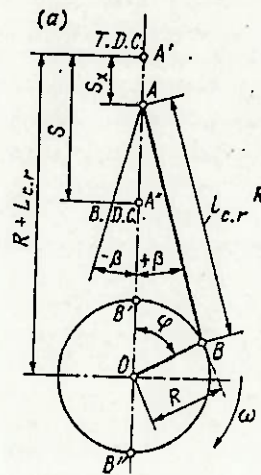


Fig. 6.1.1

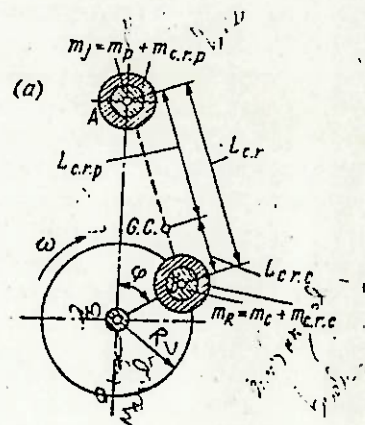


Fig. 6.2.2.1

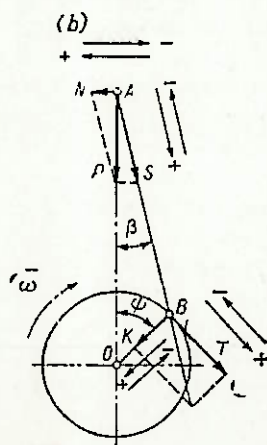


Fig. 6.2.3.1

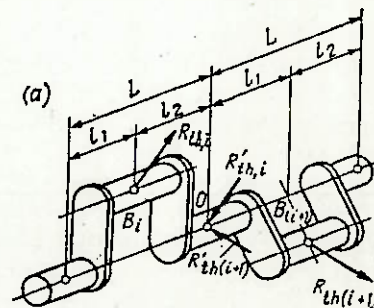


Fig. 6.2.5.1

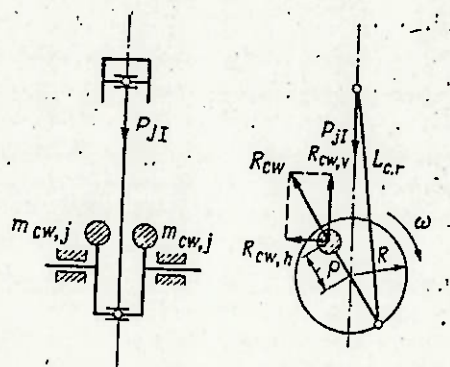


Fig. 6.3.1

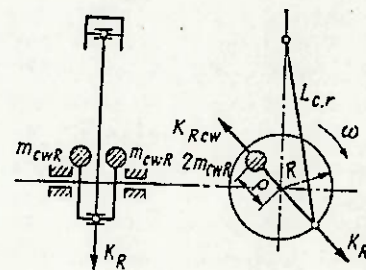


Fig. 6.3.2

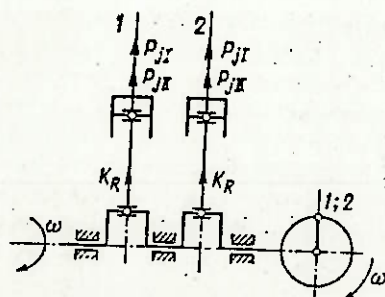


Fig. 6.3.3

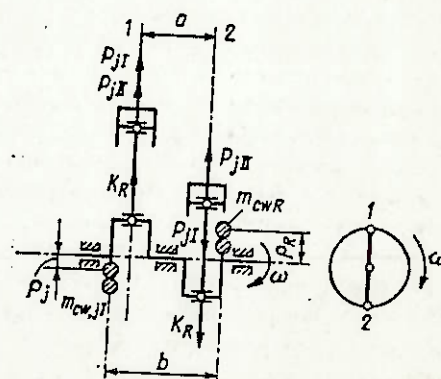


Fig. 6.3.4

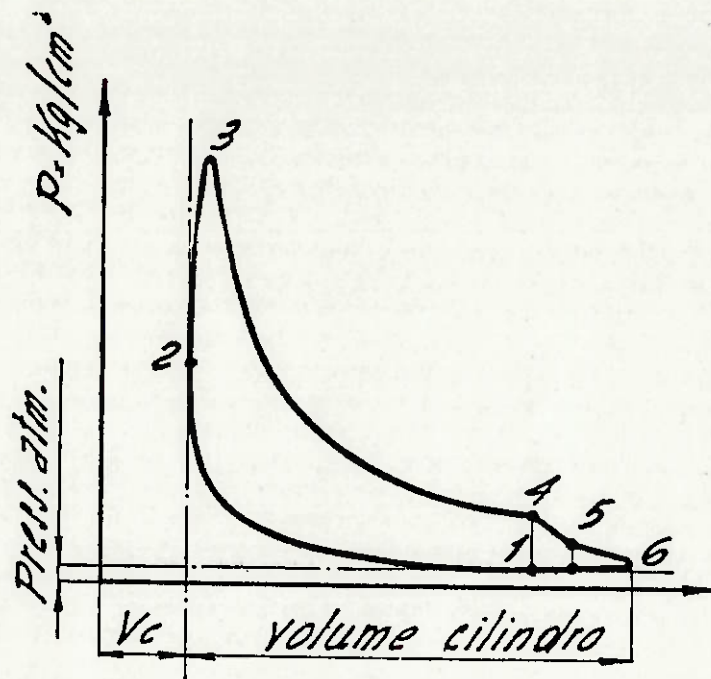


Fig. 6.4.2.1.1 a

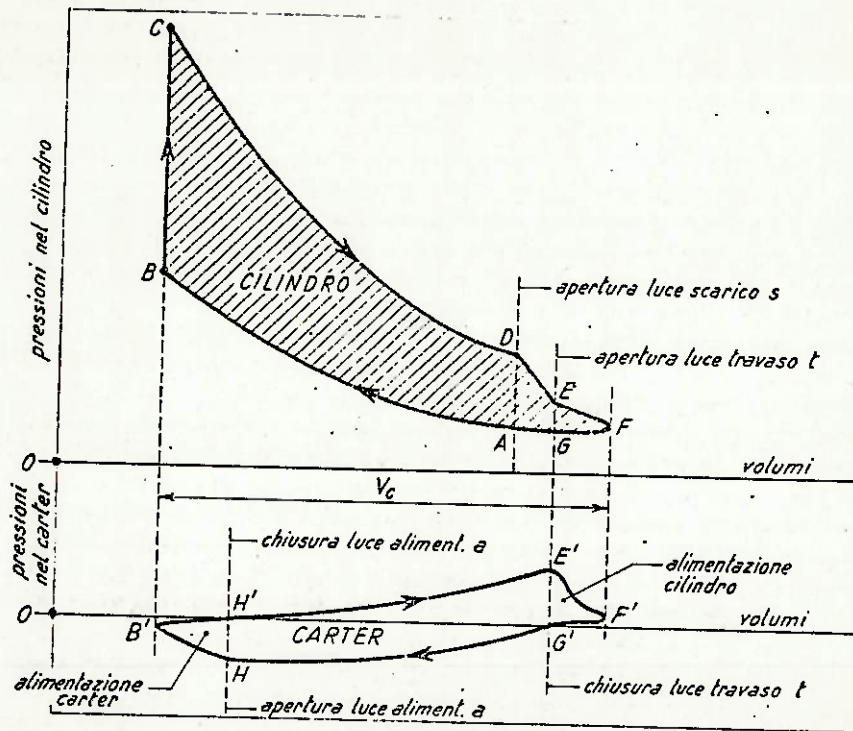


Fig. 6.4.2.1.1 b

7 - DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES

7.1 - Razão de Compressão.

Pelo fato de se dispor de uma quantidade limitada de trabalhos sobre os requisitos de octanas para motores de 2 tempos com compressão de carcaça, costuma-se na prática utilizar as mesmas razões de compressão de um motor de 4 tempos com características geométricas semelhantes.

Os motores a gasolina produzidos atualmente no Brasil tem apresentado razões de compressão na faixa de 9:1, e quando equipados com injeção e ignição eletrônica com sensor de auto-ignição (knock detector), esta razão pode superar ligeiramente o valor de 10:1.

Já para o álcool, que apresenta uma maior resistência a auto-ignição, quando comparado com a gasolina, costuma-se adotar a razão de compressão de 12:1 na grande maioria dos motores produzidos atualmente. Devido a maior resistência do álcool a auto-ignição poder-se-ia utilizar valores ligeiramente maiores para a razão de compressão. Mas o que impede tal fato é o pequeno ganho na eficiência do ciclo principalmente quando comparado ao elevado aumento no nível de esforços nos pistões, bielas virabrequim e principalmente nos mancais.

A figura 7.1.1 ilustra o rendimento do ciclo em função da razão de compressão, onde observa-se que para um valor de 12:1 o rendimento do ciclo corresponde ao valor de 0.63, enquanto que para uma razão de 14:1, que aumentará demasiadamente a sobrecarga nos componentes citados, o rendimento correspondente passará a ser de 0.65. Ou seja, um ganho pequeno principalmente se comparado com as desvantagens já mencionadas. Outro fator agravante neste caso seria o aumento das perdas de mistura para o cárter através dos anéis diluindo o óleo lubrificante e prejudicando a vida útil do motor. Razões acima de 12:1 só tem sido utilizadas em motores de competição, onde a potência é o fator preponderante e itens como durabilidade, elasticidade, consumo e emissões não tem importância.

Desta forma será adotada neste trabalho uma razão de compressão de 12:1, definida de modo análogo aos motores de 4 tempos, ou seja, o volume total (cilindro + câmara de combustão) dividido pelo volume da câmara (razão de compressão geométrica). Tal esclarecimento se faz necessário pois alguns autores ao tratarem deste assunto adotam como volume do cilindro apenas a parte situada acima das janelas, uma vez que durante início do curso ascendente do pistão as janelas se encontram abertas, definindo uma razão de compressão efetiva (trapping compression ratio).

7.2 - Relação Curso/Diâmetro.

A relação curso/diâmetro (C_P/D), embora não tenha uma relação direta com a potência desenvolvida (como outros fatores do tipo: volume deslocado, razão de compressão, relação ar-combustível, etc), é muito importante na definição da aplicação do motor.

Não existem fórmulas prontas para a sua escolha, e esta deve ser feita de acordo com experiências anteriores e principalmente ajustando os diversos compromissos a serem satisfeitos.

De acordo com esta relação classificam-se os motores em 3 categorias:

- | | |
|------------------------|-------------|
| - Motor Sub-quadrado | $C_P/D > 1$ |
| - Motor Quadrado | $C_P/D = 1$ |
| - Motor Super-quadrado | $C_P/D < 1$ |

Nos motores mais antigos, tanto de 2 tempos como de 4 tempos, o curso era bastante longo e a relação C_P/D raramente era inferior a 1.5.

Esta relação vem se tornando cada vez menor, devido principalmente aos motivos abaixo:

- 1 - Para uma mesma rotação, a velocidade média do pistão de curso pequeno é reduzida, diminuindo as forças de inércia e atrito. Este fato pode ser visto de outra forma: possibilidade de aumento na velocidade do virabrequim sem aumentar a velocidade média do pistão.

2 - Permite o aumento das taxas de enchimento do cilindro devido as menores velocidades do fluxo na admissão (que são diretamente proporcionais a velocidade do pistão).

3 - Aumento da faixa de rotações do motor.

4 - Diminuição do peso das bielas, e principalmente dos contra-pesos do virabrequim e desta forma também são reduzidas as forças e tensões atuantes no virabrequim.

5 - Permite a utilização de virabrequins mais compactos com menores dimensões laterais, o que por sua vez diminui o tamanho do cárter e o espaço para o bombeamento.

Como desvantagens podem ser citadas:

1 - Maior dificuldade no arrefecimento do pistão e cilindro.

2 - Aumento da massa do pistão.

Mas o fator de maior importância na escolha da relação curso/diâmetro é o regime de torque máximo. Motores de 2 tempos com relação inferior a 0.9 tem uma tendência de apresentar o torque máximo em regimes bastante elevados, (em rotações próximas a 9000 ou 10000 rpm), sendo que em baixas rotações o torque é pequeno, dificultando a dirigibilidade.

Outro compromisso importante da relação C_P/D é com a eficiência de lavagem e com a eficiência de re-

tenção. Motores de 2 tempos com lavagem em anel, quando apresentam curso muito longo (relação C_P/D alta) favorecem a mistura dos gases queimados com a mistura fresca. Já cursos curtos apresentam o problema de curto-circuito, ou seja, perda de mistura fresca pela janela de escapamento, ocasionando perda de potência e aumento das emissões de combustível não queimado.

Assim uma relação curso/diâmetro de 0.97 parece adequada para os propósitos deste projeto, principalmente porque não impede a ocorrência do torque máximo em regimes próximos a 3000 rpm. A potência máxima também não deve estar acima de 6000 rpm, embora estes valores ainda dependam de um correto dimensionamento e posicionamento das janelas no cilindro. Portanto para uma relação C_P/D de 0.97 pode-se alterar ligeiramente o volume total deslocado do motor:

O volume total deslocado pelo motor é dado por:

$$V_T = i \cdot \pi \cdot D^2 \cdot C_P / 4 \quad \text{com } C_P/D = 0.97$$

$$500 = 2 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot 0.97 / 4, \text{ obtendo } D = 68.97 \text{ mm}$$

$$C_P = 66.90 \text{ mm}$$

Pode-se definir então: $D = 69.00 \text{ mm}$

$$C_P = 66.70 \text{ mm}$$

Após estas mudanças a relação C_P/D passa a ser igual a 0.967 e o volume deslocado total diminui para 498.82 cm³. Estes serão os valores adotados a partir deste momento.

7.3 - Dimensionamento do Pistão e Pino

De acordo com a tabela 7.3.1 do Apêndice 4, e tendo-se estabelecido para o diâmetro do pistão o valor de 69.00 mm, e que o mesmo irá trabalhar com o pino engastado, adotam-se os seguintes valores abaixo, que podem ser vistos na figura 7.3.1 (em mm):

Espessura da parede do topo do pistão (δ)	7,00
Altura do pistão (H)	75,80
Altura da parte superior do pistão (h_{ss})	51,00
Altura da saia do pistão (h_{si})	10,00
Espessura da parede superior do pistão (s_s)	5,00
Espessura da parede inferior do pistão (s_i)	4,00
Distância do topo do pistão ao primeiro canal do anel (e)	8,50
Espessura da base do primeiro canal do anel (h_l)	3,00
Espessura radial do canal do anel de compressão (t_c)	3,00
Espessura radial do canal do anel raspador (t_r)	2,90
Largura do anel do pistão (a)	2,80
Tolerância radial entre os anéis e o canal do pistão:	
anel de compressão (Δt_c)	0,70
anel raspador (Δt_r)	0,90
Diâmetro interno do pistão (d_i)	51,60
Material do Pistão: Liga de Al-Si	$\alpha_p = 22 \cdot 10^{-6} 1/K$
Material do Cilindro: Ferro Fundido	$\alpha_c = 11 \cdot 10^{-6} 1/K$

Com base nos dados acima e com os seguintes valores, calculados anteriormente :

$P_{za} = 8,00 \text{ MPa}$	(Pressão máxima)
$A_p = 3739,28 \text{ mm}^2$	(Área do pistão)
$N_{ma} = 2,51E-3 \text{ MN}$	(Força máxima a 110°)
$m_p = 0,430 \text{ Kg}$	(Massa do pistão)
$n_{idmax} = 6500 \text{ rpm}$	(Rotação em vazio)
$Kl = (C_p / 2L_{cr}) = 0,278$	(adimensional)

Inicia-se a verificação das tensões atuantes nos pontos críticos do pistão.

Tensão de flexão na parede superior do pistão:

$$\sigma_b = p_{za} \cdot (r_i/\delta)^2$$

sendo :

$$\begin{aligned} r_i &= D/2 - (s+t+\Delta t) \\ &= 25,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

então:

$$\sigma_b = 109,5 \text{ MPa}$$

Com este valor de esforço, recomenda-se a utilização de nervuras na parede interna do topo do pistão.

Tensão de compressão no plano xx:

$$\sigma_{comp} = P_{za}/A_{x-x}$$

sendo :

$$\begin{aligned} P_{za} &= p_{za} \cdot A_p \\ &= 0,0299 \text{ MN} \end{aligned}$$

$$A_{x-x} = \pi/4 \cdot (d_g^2 - d_i^2)$$

sendo :

$$\begin{aligned} d_g &= D - 2 \cdot (t + \Delta t) \\ &= 61,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{então: } A_{x-x} = 850,49 \text{ mm}^2$$

Finalmente:

$$\sigma_{comp} = 35,2 \text{ MPa}$$

Velocidade angular máxima sem carga :

$$\begin{aligned} w_{idmax} &= \pi \cdot n_{idmax}/30 \\ &= 680 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Massa da parte superior do pistão (acima do eixo xx) :

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot m_p$$

$$= 0,215 \text{ kg}$$

Força de ruptura :

$$p_j = m_{x-x} \cdot R \cdot w_{idmax}^2 \cdot (1 + Kl) =$$

$$= 0,00424 \text{ MN}$$

Tensão de ruptura:

$$\sigma_r = p_j / A_{x-x}$$

$$= 5,0 \text{ MPa}$$

Tensão de cisalhamento no anel de compressão:

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{za} \cdot D / h_l$$

$$= 5,8 \text{ MPa}$$

Tensão de flexão no anel de compressão :

$$\sigma_b = 0,0045 \cdot p_{za} \cdot (D/h_l)^2$$

$$= 19,1 \text{ MPa}$$

Tensão combinada no anel de compressão:

$$\sigma = (\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2)^{1/2}$$

$$= 22,4 \text{ MPa}$$

Pressão específica exercida sobre a parede do cilindro:

$$q_1 = N_{max} / (h_s \cdot D)$$

$$= 0,85 \text{ MPa}$$

$$q_2 = N_{max} / (H \cdot D)$$

$$= 0,61 \text{ MPa}$$

Diâmetros do topo e da borda do pistão:

topo do pistão:

$$D_c = D - \Delta c$$

sendo:

$$\Delta c = 0,007 \cdot D$$

$$= 0,48 \text{ mm}$$

então:

$$D_c = 68,52 \text{ mm}$$

borda do pistão:

$$D_s = D - \Delta_s$$

sendo:

$$\begin{aligned} \Delta_c &= 0,002 \cdot D \\ &= 0,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

então:

$$D_s = 68,86 \text{ mm}$$

Folgas diametraais quando aquecido:

$$\Delta c' = D \cdot [1 + \alpha_c (T_{cil} - T_o)] - T_c [1 + \alpha_p (T_c - T_o)]$$

sendo:

$$T_{cil} = 390 \text{ K}$$

$$T_c = 600 \text{ K}$$

$$T_s = 410 \text{ K}$$

então substituindo-se os valores tem-se:

$$\Delta c' = 0,091 \text{ mm}$$

$$\Delta s' = D \cdot [1 + \alpha_c (T - T_o)] - T_s [1 + \alpha_p (T_s - T_o)]$$

$$\Delta s' = 0,052 \text{ mm}$$

Para verificação utiliza-se coeficiente de segurança 1,5:

Tensão	Material	Lim. Esc.	Admissível	Obtido
σ_b	Al SAE334	255 MPa	170 Mpa	109,5 MPa
σ_{comp}	Al SAE334	255 Mpa	170 Mpa	35,2 MPa
σ_r	Al SAE334	255 Mpa	170 Mpa	5,0 MPa
σ	Aço SAE3140	600 Mpa	400 Mpa	22,4 Mpa

Logo as tensões estão abaixo da máxima admissível, podendo-se adotar os valores sugeridos.

Para o dimensionamento do pino do pistão, de acordo com a tabela 7.3.1 do Apêndice 4, e a figura 7.3.1, tem-se:

$$\begin{aligned}d_e &= 20,00 \text{ mm} \quad (\text{diâmetro externo do pino}) \\d_i &= 10,00 \text{ mm} \quad (\text{diâmetro interno do pino}) \\l_p &= 61,00 \text{ mm} \quad (\text{comprimento do pino}) \\l_{cr} &= 30,00 \text{ mm} \quad (\text{comprimento do pino na biela}) \\b &= 32,00 \text{ mm} \quad (\text{distância cubo-faces}) \\l_\phi &= 14,50 \text{ mm} \quad (\text{comprimento do pino engast.})\end{aligned}$$

Material : aço-liga normalizado SAE 3140

$$\begin{aligned}\sigma_e &= 600 \text{ MPa} \\ \sigma_{adm} &= 400 \text{ MPa} \\ \tau_{adm} &= 200 \text{ MPa} \\ E &= 2.E5 \text{ MPa} \\ CS &= 1.5\end{aligned}$$

As cargas de projeto sobre o pino são :

Força do gás :

$$\begin{aligned}P_g &= p_p \cdot A_p \\ &= 0,0299 \text{ MN}\end{aligned}$$

Força de inercia:

$$P_j = -m_p \cdot w_t^2 \cdot R \cdot (1 + K1) \cdot 10^{-6}$$

sendo:

$$\begin{aligned}w_t &= \pi \cdot n_t / 30 \\ &= 303,7 \text{ rad /s}\end{aligned}$$

Então substituindo-se os devidos valores:

$$P_j = 0,00169 \text{ MN}$$

Força de projeto :

$$P = P_{zmax} + k \cdot P_j$$

onde k varia de 0,76 a 0,86.

Adotar-se-á o valor $k = 0,81$,

obtendo:

$$P = 0,0285 \text{ MN}$$

Pressão específica exercida pelo pino sobre o engaste no pistão:

$$q_{c-r} = P / (d_p \cdot l_g \cdot 2) \\ = 49,1 \text{ MPa}$$

Tensão específica exercida pelo pino sobre a biela:

$$q_b = P / d_p (l_p - b) \\ = 49,1$$

Tensão de flexão na seção média do pino:

$$\sigma_b = p \cdot (l_p + 2 \cdot b - 1,5 \cdot 2 \cdot l_g) / [1,2 \cdot (1 - \alpha^2) d_p^3]$$

sendo:

$$\alpha = d_i / d_e = 10 / 20 = 0,5$$

Efetuada a substituição:

$$\sigma_b = 258,6 \text{ MPa}$$

Tensão de cisalhamento nos planos entre a biela e o pistão:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_e^2}$$

então substituindo-se os devidos valores na equação acima tem-se:

$$\tau = 113,1 \text{ MPa}$$

Máximo aumento horizontal do diâmetro do pino na ovalização:

$$\Delta d_{pmax} = \frac{1,35 \cdot P \cdot [(1 + \alpha) / (1 - \alpha)]^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3]}{E \cdot l_p}$$

substituindo-se os valores conhecidos na equação acima, tem-se:

$$\Delta d_{pmax} = 0,00084 \text{ mm}$$

Tensões superficiais no pino quando ovalizado

ponto 1 : externo, plano horizontal

ponto 2 : interno, plano horizontal

ponto 3 : externo, plano vertical

ponto 4 : interno, plano vertical

A distribuição de carga e o diagrama representativo das tensões podem ser vistos na figura 7.3.2.

$$\sigma_1 = (15.P / l_p . d_p) . \{ [0,19 . (2+\alpha) . (1+\alpha) / (1-\alpha)^2] +$$

$$-1/(1-\alpha) \} . [0,1-(\alpha-0,4)^3]$$
$$\sigma_3 = (-15.P / l_p . d_p) . \{ [0,174 . (2+\alpha) .$$

$$. (1+\alpha) / (1-\alpha)^2] + 0,636 / (1-\alpha) \} .$$
$$. [0,1-(\alpha-0,4)^3]$$

$$\sigma_2 = (-15.P / l_p . d_p) . \{ [0,19 . (1+2.\alpha) .$$

$$. (1+\alpha) / (1-\alpha)^2 . \alpha] + 1 / (1-\alpha) \} .$$
$$. [0,1-(\alpha-0,4)^3]$$

$$\sigma_4 = (15.P / l_p . d_p) . \{ [0,174 . (1+2.\alpha) .$$

$$. (1+\alpha) / (1-\alpha)^2 . \alpha] + 0,636 / (1-\alpha) \} .$$

$$. [0,1-(\alpha-0,4)^3]$$

$$\sigma_4 = (15.P / l_p . d_p) . \{ [0,174 . (1+2.\alpha) .$$

$$. (1+\alpha) / (1-\alpha)^2 . \alpha] + 0,636 / (1-\alpha) \} .$$

$$. [0,1-(\alpha-0,4)^3]$$

substituindo-se os valores conhecidos nas equações acima, tem-se:

$$\sigma_1 = 29,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -89,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -227,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = 100,7 \text{ MPa}$$

Verificação: todas as tensões (σ_b , τ , σ_1 , σ_2 , σ_3 , σ_4) estão dentro da faixa admissível de $-314 \text{ MPa} < \sigma_{adm} < 314 \text{ MPa}$ e $\tau_{adm} < 156 \text{ MPa}$.

7.4 - Dimensionamento da biela

Mancal superior (pino do pistão)

De acordo com a tabela 7.4.1 do Apêndice 4

foram adotadas os seguinte valores para a as dimensões da parte superior da biela:

$d = 24,00 \text{ mm}$ (diâmetro interno do furo superior da biela)
 $d_e = 35,00 \text{ mm}$ (diâmetro externo do furo superior da biela)
 $l_s = 30,00 \text{ mm}$ (largura do furo superior da biela)
 $h_e = 5,50 \text{ mm}$ (espessura da parede do furo superior da biela)

Os demais dados relativos ao projeto da biela seguem abaixo:

$p_{zo} = 8,00 \text{ MPa}$ (a 2900 rpm e a 10°)
 $n_m = 5800 \text{ rpm}$
 $m_p = 0,430 \text{ Kg}$
 $m_{c-r} = 0,575 \text{ Kg}$
 $n_{idmax} = 6500 \text{ rpm}$
 $C_p = 66,70 \text{ mm}$
 $A_p = 3,739E-3 \text{ m}^2$
 $Kl = 0,278$

Material da biela: Aço SAE 6150

$\sigma_{-1} = 243 \text{ MPa}$
 $\sigma_r = 834 \text{ MPa}$
 $\alpha_{\sigma \text{ flex}} = 0,19$
 $\sigma_{-1p} = 146 \text{ MPa}$
 $\bar{\sigma} = 556 \text{ MPa}$
 $\alpha_{\sigma t} = 0,15$
 $\sigma_y = 354 \text{ MPa}$
 $\alpha = 11.E-6 \text{ 1/k}$
 $E = 22.10^5 \text{ MPa}$
 $CS = 1.5$

Material do rolamento: aço Cr (SAE 52100 A)

$\sigma_{-1} = 335 \text{ MPa}$

$$\begin{aligned}
\sigma &= 1151 \text{ MPa} \\
\alpha_{\sigma \text{ flex}} &= 0,22 \\
\sigma_{-1p} &= 201 \text{ MPa} \\
\bar{\sigma} &= 767 \text{ MPa} \\
\alpha_{\sigma t} &= 0,18 \\
\sigma_y &= 602 \text{ MPa} \\
\alpha &= 11.E-6 \text{ 1/k} \\
E &= 22.10^5 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Flexão na biela:

$$\begin{aligned}
\beta_{\sigma} &= \sigma_{-1} / \sigma_y \\
&= 0,6864 \\
(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) &= 1,583
\end{aligned}$$

Tração - compressão na barra:

$$\begin{aligned}
\beta_{\sigma} &= \sigma_{-1p} / \sigma_y = 0,4124 \\
(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) &= 0,4466
\end{aligned}$$

Tensão máxima no ciclo pulsante:

$$\begin{aligned}
\sigma_{\max} &= (m_p + m_{s,e}) \cdot w_{idmax}^2 \cdot R \cdot (1 + K1) / \\
&\quad 2 \cdot h_e \cdot l_{s,e} \\
\text{sendo:} \\
m_{s,e} &= 0,06 \cdot m_{c,r} \\
&= 34,56E-3 \text{ Kg}
\end{aligned}$$

então substituindo-se os valores na equação acima obtém-se:

$$\sigma_{\max} = 27,7 \text{ MPa}$$

Tensão média e amplitude de tensão

$$\sigma_m = \sigma_{mo} = \sigma_{\max} / 2 = 13,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aco} = \sigma_{ao} \cdot k_{\sigma} / \varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}$$

sendo:

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8E-4 \cdot (\sigma_b - 400) = 1,278$$

$$\varepsilon_s = 0,85$$

$$\varepsilon_{ss} = 0,9$$

então, substituindo-se os valores na equação acima, obtém-se:

$$\sigma_{aco} = 23,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aco} / \sigma_{mo} = 46,01 / 27,54 = 1,671 \quad (1)$$

$$(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 1,583 \quad (2)$$

Comparando-se os resultados (1) e (2) observa-se que (1) > (2), confirmando que até o momento os valores adotados estão corretos.

Força máxima de tração ($n = n_m = 2900 \text{ rpm}$) na seção A-A

$$P_{j,p} = -m_p \cdot R \cdot w^2 \cdot (1 + K1)$$

$$\text{onde } w = \pi \cdot n_m / 30 = 607,4 \text{ rad /s}$$

Substituindo-se os valores na equação acima obtém-se:

$$P_{j,p} = -6994 \text{ N}$$

Força normal e momento fletor na seção O-O

$$N_{j,o} = -P_{j,p} \cdot (0,572 - 8.E-4 \cdot \phi_{em})$$

sendo:

$$\phi_{em} = 105^\circ$$

E efetuando a substituição:

$$N_{j,o} = 3413 \text{ N}$$

$$M_{j,o} = -P_{j,p} \cdot r_m \cdot (33.10^{-5} \cdot \phi_{em} - 0,0297)$$

sendo:

$$r_m = (d_e + d) / 4$$

$$= 14,75 \text{ mm}$$

então :

$$M_{j,o} = 0,51 \text{ N.m}$$

Força normal e momento fletor causados pela tração:

$$N_{j,\phi_{em}} = N_{j,o} \cdot \cos\phi_{em} - 0,5 \cdot P_{j,p} \cdot (\sin\phi_{em} + \cos\phi_{em})$$

Substituindo-se os valores na equação acima:

$$N_{j,\phi_{em}} = 3399 \text{ N}$$

$$M_{j,\phi_{em}} = M_{j,o} + N_{j,o} \cdot r_m \cdot (1 - \cos\phi_{em}) + 0,5 \cdot P_{j,p} \cdot r_m \cdot (\sin\phi_{em} - \cos\phi_{em})$$

então:

$$M_{j,\phi_{em}} = 0,71 \text{ N.m}$$

Tensão superficial causada pela tração

$$\sigma_{\alpha,j} = \left\{ \left[2 \cdot M_{j,\phi_m} (6 \cdot r + h_e) / (2 \cdot h_e \cdot r_m + h_e^2) \right] + k \cdot N_{j,\phi_{em}} \right\} \cdot 10^6 / l_{s,e} \cdot h_e$$

sendo:

$$k = E_{c,r} \cdot F_e / (E_{c,r} \cdot F_e + E_r \cdot F_r)$$

$$F_e = (d_e - d) \cdot l_{s,e} = 330,00 \text{ mm}^2$$

$$F_r = h_{rol} \cdot l_{s,e} = 90,00 \text{ mm}^2$$

Substituindo:

$$k = 0,7857$$

$$\sigma_{\alpha,j} = 20,4 \text{ MPa}$$

Força de compressão

$$P_c = (p_{za} - p_o) \cdot A_p - m_p \cdot R \cdot w^2 \cdot (\cos\phi - K1 \cdot \cos 2\phi)$$

Substituindo os valores, tem-se:

$$P_c = 22.720 \text{ N}$$

Força normal e momento fletor causados pela

força de compressão:

$$N_{c,\phi_{em}} = P_c \cdot [N_{co} / P_c + (\sin\phi_{em} / 2 - \phi_{em} \cdot \sin\phi_{em} / \pi - \cos\phi_{em} / \pi)]$$

sendo (Ref. 4, Tab 12.2):

$$N_{co} / P_c = 0,0005$$

$$\begin{aligned} \sin\phi_{em} / 2 - \phi_{em} \sin\phi_{em} / \pi - \cos\phi_{em} / \pi \\ = 0,002 \end{aligned}$$

Efetutando a substituição:

$$N_{c,\phi_{em}} = 56,80 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} M_{c,\phi_{em}} = P_c \cdot r_m \cdot [M_{co} / P_c \cdot r_m + N_{co} \cdot (1 - \cos\phi_{em}) / \\ / P_c - (\sin\phi_{em} / 2 + \\ - \phi_{em} \cdot \sin\phi_{em} / \pi - \cos\phi_{em} / \pi)] \end{aligned}$$

sendo (Ref.4, Tab. 12.2):

$$M_{co} / P_c \cdot r_m = 0,0001$$

$$1 - \cos\phi_{em} = 1,2588$$

Calculando:

$$M_{c,\phi_{em}} = -0,39 \text{ Nm}$$

Tensão superficial causada pela força de compressão:

$$\begin{aligned} \sigma_{a,c} = [2 \cdot M_{c,\phi_{em}} \cdot (6 \cdot r_m + h_e) / h_e \cdot (2 \cdot r_m + h_e) \\ + k \cdot N_{c,\phi_{em}}] \cdot 10^{-6} / l_{se} \cdot h_e \end{aligned}$$

Efetutando as contas:

$$\sigma_{a,c} = -2,0 \text{ MPa}$$

Verificação: todas as tensões (σ_{max} , $\sigma_{a,j}$, $\sigma_{a,c}$) estão dentro da faixa admissível de $-556 \text{ MPa} < \bar{\sigma} < 556 \text{ MPa}$.

Então::

$$W_b = 3,57 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$J_s = l_{be} \cdot t_s^3$$

$$= 4,4 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$J = l_{be} \cdot (0,5 \cdot c_b - r_1)^3$$

$$= 14,9 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

Tensão de flexão (na capa da biela)

$$\sigma_b = P_{j,r} \cdot \{0,023 \cdot c_p / [(1+J_s/J) \cdot W_b] + 0,4 / F_t\}$$

$$\text{sendo } F_t = l_{be} \cdot 0,5 \cdot (c_b - d_{cp})$$

$$= 480 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Efetutando os cálculos:

$$\sigma_b = 129,1 \text{ MPa}$$

Que satisfaz a condição $\sigma_b < \bar{\sigma} = 556 \text{ MPa}$.

Corpo da biela:

De acordo com a tabela 7.4.3 do Apêndice 4, foram escolhidos os seguintes valores para as principais dimensões do corpo da biela:

$$h_{smin} = 16,00 \text{ mm}$$

$$h_s = 22,00 \text{ mm}$$

$$b_s = 13,00 \text{ mm}$$

$$a_s = 4,00 \text{ mm}$$

Da tabela do Apêndice 2, utilizam-se os seguintes resultados:

$$P = p \cdot A_p$$

$$= 20.906 \text{ N} \quad (\text{a } 10^0)$$

$$P_t = P_t \cdot A_p$$

$$= -1832 \text{ N} \quad (\alpha - 40^\circ)$$

$$L_{c,r} = C_p / 2K_1$$

$$= 120 \text{ mm}$$

$$d = 24,00 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_{cp} = 68 \text{ mm}$$

Área e momentos de inércia na secção B-B:

$$A_{mid} = h_s \cdot b_s - (b_s - a_s) \cdot (h_s - 2 \cdot t_s)$$

$$= 160 \text{ mm}^2$$

$$J_x = [b_s \cdot h_s^3 - (b_s - a_s) \cdot (h_s - 2 \cdot t_s)^3] / 12$$

$$J_x = 11.310 \text{ mm}^4$$

$$J_y = [h_s \cdot b_s^3 - (h_s - 2 \cdot t_s) \cdot (b_s - a_s)^3] / 12$$

$$J_y = 3.177 \text{ mm}^4$$

Máxima tensão correspondente a uma força de compressão no plano em que a biela se movimenta:

$$\sigma_{maxx} = k_x \cdot P_c / A_{mid}$$

sendo:

$$k_x = 1 + [\sigma_e / (\pi^2 \cdot E_{c,r})] \cdot L_{c,r}^2 \cdot A_{mid} / J_x$$

$$k_x = 1,086$$

então, substituindo-se os valores, temos:

$$\sigma_{maxx} = 141,9 \text{ MPa}$$

No plano perpendicular ao movimento da biela:

$$\sigma_{maxy} = k_y \cdot P_c / A_{mid}$$

sendo:

$$k_y = 1 + [\sigma_e / (\pi \cdot E_{c,r})] \cdot L_1 \cdot A_{mid} / (4 \cdot J_y)$$

$$L_1 = L_{c,r} - (\alpha - \alpha_1) / 2 = 82,35 \text{ mm}$$

Calculando:

$$k_y = 1,232$$

$$\sigma_{maxy} = 160,9 \text{ MPa}$$

Tensão devido a tração:

$$\begin{aligned}\sigma_{min} &= P_t / A_{mid} \\ &= -11,45 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tensão principal e amplitude dos ciclos:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{maxx} + \sigma_{min}) / 2 = 62,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{maxy} + \sigma_{min}) / 2 = 74,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{maxx} - \sigma_{min}) / 2 = 76,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_{maxy} - \sigma_{min}) / 2 = 86,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a,c,x} = \sigma_{ax} \cdot k_\sigma / (\epsilon_s \cdot \epsilon_{ss})$$

sendo:

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\bar{\sigma} - 400) = 1,228$$

$$\epsilon_s = 0,85$$

$$\epsilon_{ss} = 1,3$$

Resultando em:

$$\sigma_{a,c,x} = 85,5 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{a,c,y} &= \sigma_{ay} \cdot k_\sigma / (\epsilon_s \cdot \epsilon_{ss}) \\ &= 95,8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Pode-se verificar que todas as tensões estão dentro da faixa admissível de $-556 \text{ MPa} < \bar{\sigma} < 556 \text{ MPa}$.

7.5 - Dimensionamento do Virabrequim:

A primeira aproximação das dimensões do virabrequim será feita, baseando-se no diâmetro e curso do pistão, conforme é mostrado na tabela 7.5.1 do Apêndice 4.

Sendo:

$D = 69 \text{ mm}$ e $C_p = 66,7 \text{ mm}$, da figura 7.5.1
 a = diâmetro do mancal principal
 b = diâmetro do mancal da biela
 c = comprimento do mancal da biela
 d = comprimento do mancal principal (meio)
 e = distância entre mancais de biela
 f = espessura da manivela
 g = comprimento da manivela
 h = largura da manivela

Os valores escolhidos são:

$a = 50,00 \text{ mm}$
 $b = 40,00 \text{ mm}$
 $c = 30,00 \text{ mm}$
 $d = 22,30 \text{ mm}$
 $e = 99,70 \text{ mm}$
 $f = 20,70 \text{ mm}$
 $h = 68,00 \text{ mm}$

1 - Verificação do diâmetro do mancal da biela:

Da tabela do Apêndice 2, a força máxima que atua na direção da biela, (por unidade de área) é dada por:

$$P_s = 5,60 \text{ MPa}$$

Portanto:

$$S = A_p \cdot P_s = 0,0209 \text{ MN}$$

Momento fletor máximo, na seção de encaixe do braço :

$$M_f = S \cdot b / 4$$

$$= 107,1 \text{ N.m}$$

sendo:

$$b = c/2 + f/2 = 20,50 \text{ mm}$$

Módulo de resistência da seção transversal:

$$W = (1/32) \cdot \pi \cdot d^3 \\ = 1,118 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

sendo:

$$d = 22,50 \text{ mm}$$

Tensão máxima::

$$\sigma_f = M/W \\ = 95,8 \text{ MPa}$$

O material a ser utilizado é o aço com tensão de escoamento de $\sigma_e = 436 \text{ MPa}$. Portanto a condição de estabilidade é satisfeita, mesmo para um coeficiente de segurança igual a 1,5. (Aço SAE 4130 - Normalizado).

Verificação do braço do virabrequim

A componente tangencial é dada por :

$$T = 0,8 \cdot S \\ = 0,0167 \text{ MPa}$$

O momento fletor ideal na seção s-s é dado por :

$$M_{fi} = (T/2) \cdot (0,35 \cdot a + 0,65 \cdot (a^2 + b^2)^{1/2})$$

onde:

$$a = 20 \text{ mm}$$

$$b = 20,50 \text{ mm}$$

assim:

$$M_{fi} = 213,9 \text{ N.m}$$

O módulo de resistência da seção s-s fica :

$$W = (1/6) \cdot e \cdot h^2$$

onde:

$$e = 23,00 \text{ mm}$$

$$h = 52,00 \text{ mm}$$

assim:

$$W = 10,365 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

A tensão máxima resultante é :

$$\begin{aligned}\sigma_r &= M_{fi}/W \\ &= 20,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

A componente normal é dada por :

$$\begin{aligned}N &= 0,45.S \\ &= 0,0105 \text{ MN}\end{aligned}$$

O momento na seção s-s é dada por :

$$M_{fi}' = b.(0,35.N + 0,65.(N^2 + T^2)^{1/2})$$

assim:

$$M_{fi}' = 297,9 \text{ N.m}$$

Módulo de resistência na seção s-s :

$$W' = (1/6).h.e^2$$

$$\text{assim } W' = 4,584.10^{-6} \text{ m}^3$$

A tensão máxima resultante é :

$$\begin{aligned}\sigma_r' &= M_{fi}'/W' \\ &= 65,0 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Momento fletor P.b com o esforço de compressão P.(P = 0,87S)

Tratando-se de duas seções resistentes , considera-se o esforço como sendo P/2.

Momento fletor na seção s-s :

$$\begin{aligned}M_f' &= P.b \\ &= 372,6 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Módulo de resistência na seção s-s :

$$\begin{aligned}W' &= (1/6).h.e^2 \\ &= 4,584.10^{-6} \text{ m}^3\end{aligned}$$

A tensão de flexão fica :

$$\begin{aligned}\sigma_f' &= M_f'/W' \\ &= 81,3 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tensão de compressão :

$$\sigma_c' = P/A$$
$$= 15,2 \text{ MPa}$$

onde

$$A = h.e = 1196,00 \text{ mm}^2$$

A tensão resultante fica :

$$\sigma_r' = \sigma_c' + \sigma_f'$$
$$= 96,5 \text{ MPa}$$

o que satisfaz a condição de estabilidade.

Assim utilizando um coeficiente de segurança de 1,5 , todas as tensões calculadas se encontram abaixo do valor 290 MPa, que representa a tensão máxima admissível.

Verificação do mancal principal:

A solicitação máxima resultante na seção transversal do mancal principal é dada por :

$$\sigma_r = (S/a^3) \cdot (3,5 \cdot c + 6,5 \cdot (c'^2 + r^2)^{1/2})$$

onde:

$$r = C_p/2 = 33,35 \text{ mm}$$

$$e \quad c' = (d + c)/2 + f + 2 = 44,10 \text{ mm}$$

Assim:

$$\sigma_r = 85,9 \text{ MPa}$$

que também satisfaz a condição de estabilidade.

Com todas as tensões abaixo dos limites impostos pelo material, adotam-se as dimensões propostas inicialmente.

A definição dos rolamentos se faz com a utilização de catálogos dos fabricantes (Ref. 25 e 26):

Mancais Principais do Virabrequim

A força será dada por:

$$F_{\max} = (5,46 \cdot 10^6 \cdot A_p) \quad (\text{Tab. 2 - Apêndice})$$

$$F_{\max} = 20415 \text{ N} = 2083 \text{ Kgf, esta força deve}$$

ser suportada por 3 mancais, assim:

$$F_{\text{max, manc}} = 694 \text{ Kgf}$$

Utilizando os seguintes coeficientes:

$$k_1 = 0,7 - \text{carga oscilante}$$

$$k_2 = 1,3 - \text{choques}$$

Obtem-se:

$$P = F_{\text{max, manc}} \cdot k_1 \cdot k_2$$

$$P = 451 \text{ Kgf}$$

* Para o mancal central (rol. bipartido)

- Rolamento INA NAD 4910 ($C = 4050 \text{ Kgf}$)

$$(C/P) = 6,4 \text{ e } N = 2500 \text{ rpm}$$

Do ábaco da Ref. 26 obtem-se $L_h = 3500 \text{ h}$

* Para os mancais das extremidades

- Rolamento SKF 6210 ($C = 3581 \text{ Kgf}$)

$$(C/P) = 5,7 \text{ e } N = 2500 \text{ rpm}$$

Do ábaco obtem-se $L_h = 2500 \text{ h}$

Mancais das Bielas

Para os mancais das bielas utiliza-se a serie INA KZKD especialmente fabricados para trabalharem em virabrequins. Para motores acima de 300 cm^3 e diametro do mancal de 40 mm utiliza-se o rolamento KZKD 40X48X20

Pino do Pistão

Para pinos de pistão existe a série KBK. Para o diametro do pino de 30 mm utiliza-se a gaiola KBK 20X24X30, que suporta maior carga.

A vida mínima admissível é dada por:

$$L_{10h} = 5,3 \cdot 10^6 \cdot L_{10s} / n \cdot D$$

Admitindo: $n = 2500 \text{ rpm}$

$$D = 0,55 \text{ m (165/70 R13)}$$

$$L_{10s} = 0,2 \text{ (milhoes de Km)}$$

Obtem-se:

$L_{10h} = 772 \text{ horas}$, que satisfaz a vida média calculada anteriormente.

CAPITULO 7 - FIGURAS

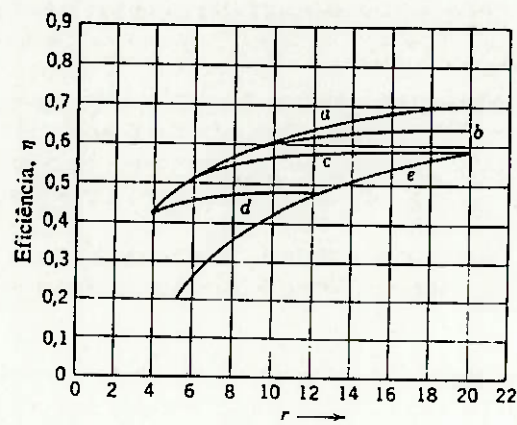


Fig. 7.1.1

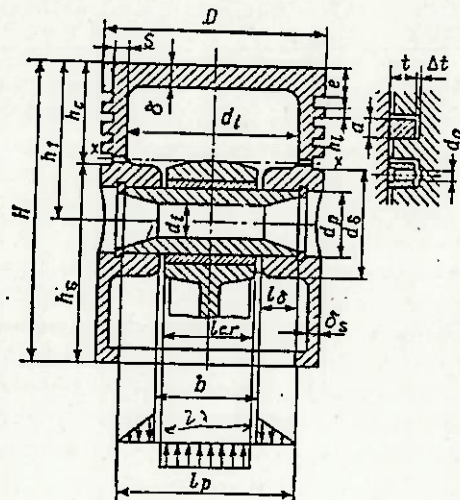


Fig. 7.3.1

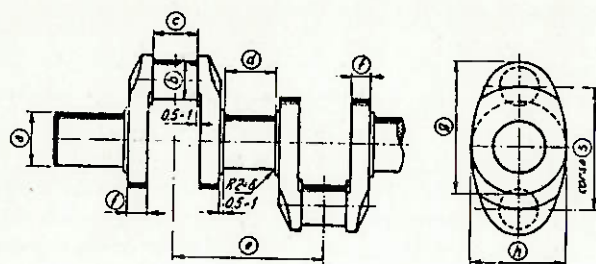


Fig. 7.5.1

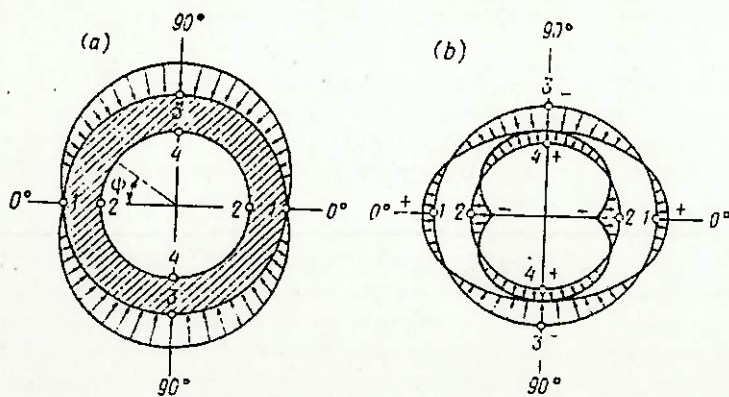


Fig. 7.3.2

8 - PROCESSO DE LAVAGEM

8.1 - Processo de Lavagem e Forma do Pistão.

Como nos motores de 2 tempos cada curso de expansão corresponde a um curso de trabalho, é necessário que a troca de gases no cilindro, também chamada de processo de lavagem, seja feita através de um mecanismo próprio (e não pelo próprio pistão como acontece nos motores de 4 tempos naturalmente aspirados). Este mecanismo é chamado de bomba de lavagem e pode assumir diversas formas:

1 - *Compressão de Carcaça*: Utilizada na grande maioria dos motores de 2 tempos, tem como principal vantagem a simplicidade do mecanismo. O curso descendente do pistão faz com que uma mistura já preparada e confinada no cárter penetre nos cilindros através das janelas de transferência. Durante o movimento ascendente do pistão a mistura queimada é expulsa do cilindro e a depressão ocasionada no cárter provoca a entrada de mistura fresca no mesmo completando-se o ciclo. Este sistema apresenta diversas variações e refinamentos (como a utilização de pistões auxiliares para o bombeamento por exemplo). O processo de lavagem pode receber várias denominações de acordo com a disposição das janelas no cilindro. A desvantagem principal está no fato da

utilização do cárter como câmara de bombeamento, que não deverá conter óleo, devendo o lubrificante ser adicionado a mistura e queimar no cilindro ocasionando aumento das emissões (principalmente HC) e carbonização dos pistões e câmaras de combustão. A figura 8.1.1 mostra diversas possibilidades de lavagem utilizando-se a compressão de carcaça.

2 - *Compressor Volumétrico*: A utilização de um compressor de deslocamento positivo (geralmente de lóbulos ou palhetas), acionado pelo próprio motor, comprime a mistura (ou somente o ar no caso de injeção direta) para o interior do cilindro. Como vantagens consegue-se uma maior pressão média efetiva, que corresponde a um aumento na potência do motor. As desvantagens são a maior complexidade (e custo) e também o fato de se extrair energia útil do motor no acionamento do compressor.

3 - *Turbo-Compressor*: Uma turbina acionada pela energia cinética dos gases de escape move um compressor que fornece a pressão necessária para entrada dos gases no cilindro. Este sistema apresenta inúmeras vantagens tais como:

- aumento da potência do motor.
- melhora a lavagem e o enchimento do cilindro.
- maior contra-pressão dos gases de escape evitando a perda de mistura por curto-circuito.

- o óleo não precisa ser misturado ao combustível.

Tendo como única desvantagem a maior complexidade do sistema que eleva os custos do motor.

No bombeamento de carcaça com lavagem em anel a forma mais usual do pistão e da câmara de combustão é mostrada na figura 8.1.2.

Neste trabalho será adotada um novo desenho do pistão e da câmara de combustão que melhora as características de lavagem e combustão. A figura do novo desenho do defletor pode vista no final do capítulo. (Fig. 8.1.3). Este estudo está baseado no Ref. 7 (pg. 271).

A lavagem cruzada (Cross-Scavenging) ou em anel com o novo desenho do defletor do pistão, foi submetida a testes e apresentou diversas vantagens para o ciclo, sendo as principais enumeradas abaixo:

- 1 - Alta zona de turbulência, com formação acelerada de squish na direção da vela que torna a combustão mais rápida e homogênea, melhorando significativamente as características do motor.

- 2 - Com uma combustão mais rápida a faixa de avanço para a melhor potência fica entre 21° e 24° enquanto que nos motores de pistões de topo plano esta faixa varia entre 24° e 26° APMS.

3 - Menores temperaturas na câmara reduzindo os esforços térmicos sobre o pistão, e criando maior resistência a auto-ignição. (Ver fig. 8.1.4).

4 - Redução do consumo, principalmente em baixas velocidades, onde os ganhos de desempenho são mais acentuados e desejáveis. Muito bom em se tratando de motores para automóveis. Este fato decorre da melhoria no processo de lavagem, na alta taxa de squish e nas dimensões reduzidas da câmara de combustão. (Ver fig. 8.1.5).

5 - Sempre que um processo de combustão é melhorado pode-se esperar por uma redução nas emissões de CO e HC e um aumento do NO_x . Este aumento por sua vez será equilibrado devido a menor temperatura na câmara uma vez que a formação de NO_x é diretamente proporcional a temperatura.

6 - A partida a frio e a quente permanecem inalteradas.

7 - O local onde se dá a combustão é justamente aquele por onde escoar a mistura durante o processo de transferência ocorrendo uma maior taxa de retirada de calor justamente nos pontos mais críticos.

8 - Os moldes para a fundição do cabeçote ficam mais simples pois o mesmo passa a ser plano, reduzindo também as operações de usinagem. Tudo isto repercute na redução dos custos.

9 - As janelas de transferência e escapamento ficam de lados opostos, enquanto que as demais laterais do cilindro ficam livres. Tem-se então uma redução do espaço ocupado entre cilindros, tornando os motores em linha mais compactos.

Para $D = 69.00$ mm como foi definido no item 7.2 o desenho esquemático da parte superior pistão pode ser visto em na fig. 8.1.6.

O volume da câmara é a área do rebaixo vezes a altura do defletor, menos o volume perdido pelo arredondamento do defletor, mais a área sobre o pistão. Assim se procede o cálculo da altura do defletor de forma que a taxa de compressão seja igual a 12.

8.2 - Posicionamento das Janelas

Definido o tipo de lavagem e a forma do topo do pistão, o posicionamento das janelas de transferência e exaustão é o próximo passo.

Devido a forma de pistão escolhida, que apresenta um rebaixo do lado da admissão, para conseguir-se o efeito desejado, as janelas de transferência devem ocupar (na camisa do cilindro) toda a extensão do rebaixo, exceto quando separadas pelas paredes entre as janelas, com função apenas estrutural.

As janelas de escapamento ocupam um comprimento na faixa de 0.85 a 0.90 vezes o comprimento ocupado pelas

janelas de transferência, ficando diametralmente opostas, fato que caracteriza a lavagem cruzada ou em anel.

Um desenho da vista superior do cilindro pode ser visto na figura 8.2.1, ficando bastante clara a disposição das janelas de transferência e escapamento.

A figura do carburador foi omitida, mas ele se localiza no mesmo lado das janelas de exaustão.

Com o pistão já definido a largura do conjunto das janelas de admissão fica definido:

$$\text{sen}(\phi/2) = W/D$$

onde W é a largura máxima do rebaixo, na seção transversal do pistão.

$$\text{sen}(\phi/2) = 64.4/69.2 \quad \gg \phi_T = 137.9^\circ$$

$$\text{Estabelecendo: } \phi_E = 0.9 \phi_T \quad \gg \phi_E = 124.1^\circ$$

$$\text{Ou em termos do comprimento: } \gg L_T = 83.03 \text{ mm}$$

$$\gg L_E = 74.72 \text{ mm}$$

A distribuição das janelas no espaço definido leva em consideração os seguintes aspectos:

8.2.1 Janelas de Admissão:

O conjunto é formado por três janelas: uma central denominada de janela principal, e outras duas laterais (janelas secundárias). A janela central ocupa uma faixa correspondente a 45% a 55% do diâmetro do pistão.

Assim: $L_{JP} = 0.52.D_P = 35.88$ e adota-se o valor inteiro mais próximo (36 mm), que corresponde a um ângulo de 63° .

O comprimento das outras duas janelas ficam automaticamente definidos quando se estabelece a seguinte suposição: a largura total da janela dividida pela largura da janela mais da parede deve ser igual a 0.7. Este é um valor usualmente utilizado por projetistas de motores de 2 tempos, e está relacionado na Ref. 2, Este fator na realidade expressa um compromisso entre melhores eficiências de lavagem (janelas largas) e a resistência mecânica da parede da camisa nos locais mais próximos as janelas. Então definido o valor de 0.7, a largura ocupada, pela janela será aproximadamente 2.33 vezes a largura ocupada pela ponte, como é conhecida esta parte da parede do cilindro. Resolvendo para 2 janelas (simétricas em relação ao centro da janela principal) e portanto duas pontes:

$$2\phi_{JS} + 2\phi_P = (137.9^\circ - 63^\circ)$$

$$\text{com } \phi_P = 2.33\phi_{JS}$$

Obtendo:

$$\phi_{JS} = 26.20^\circ$$

$$\phi_P = 11.25^\circ$$

Escrevendo em termos do comprimento:

$$L_{JP} = 37.93 \text{ mm}$$

$$L_{JS} = 15.78 \text{ mm}$$

$$L_P = 6.77 \text{ mm}$$

Percebe-se que a soma total do comprimento das janelas com a ponte totaliza 83.03 mm, igual ao valor L_t

que representa toda a faixa ocupada pelas janelas de transferência.

Com o objetivo de facilitar o processo de fabricação os números escolhidos são:

$$L_{JP} = 38.00 \text{ mm}$$

$$L_{JS} = 16.00 \text{ mm}$$

$$L_P = 6.51 \text{ mm}$$

8.2.2 - Janelas de Escapamento

Pode-se adotar o comprimento (e os ângulos) das janelas de escapamento como sendo 0.9 vezes os comprimentos e ângulos adotados no cálculo das janelas de transferência.

Assim:

$$\varnothing_{JP} = 56.70^\circ$$

$$\varnothing_{JS} = 23.58^\circ$$

$$\varnothing_P = 10.12^\circ$$

Cuja soma total fornece 124.1° , exatamente o valor de $\varnothing_Z$. Estes valores, expressos em graus correspondem aos seguintes comprimentos:

$$L_{JP} = 34.14 \text{ mm}$$

$$L_{JS} = 14.20 \text{ mm}$$

$$L_P = 6.09 \text{ mm}$$

E de forma análoga procedendo um ajuste:

$$L_{JP} = 34.00 \text{ mm}$$

$$L_{JS} = 14.20 \text{ mm}$$

$$L_P = 6.16 \text{ mm}$$

Para terminar o projeto das janelas deve-se calcular a altura de cada uma. A mesma pode ser dada em função dos ângulos de abertura (ou fechamento uma vez que o processo é simétrico), como será estudado no próximo item.

8.3 - Timing (Regulagem das Janelas)

Uma das desvantagens dos motores de 2 tempos é a utilização de parte do curso do pistão para efetuar a troca de gases. Uma solução que elimina este incômodo é a utilização de válvulas, como nos motores de 4 tempos, mas que em contra-partida apresenta algumas desvantagens como perda da simplicidade, aumento de peso, custos mais elevados e principalmente, lembrando que nos motores de 2 tempos o ciclo se completa com apenas uma volta do virabrequim, as velocidades de operação do trem de válvulas serão o dobro daquelas encontradas nos motores de 4 tempos a uma mesma rotação. Logo existirá uma séria imposição dinâmica para a atuação do mecanismo, pois como foi visto as forças de inércia são proporcionais ao quadrado da velocidade angular, (aumentam 4 vezes), podendo ocorrer problemas como flutuação de válvulas, perda de eficiência e desgaste acentuado.

Quando não se dispõe de nenhum dado para o cálculo da altura das janelas, pode-se adotar como referência inicial os seguintes parâmetros (Ref. 2):

Janela de transferência: $H_{JT} = 0.2C$

Janela de Escapamento: $H_{JE} = 0.25C$

Para um curso do pistão já calculado de 66,70 mm, os valores contidos seriam de $H_{JT} = 13.3$ mm e $H_{JE} = 16.7$ mm, que corresponde a ângulos de 60.4° para a janela de transferência e 67.8° para a janela de escapamento.

Para motores de 2 tempos alguns autores (Ref. 2) utilizam ângulos da ordem de 60° para a janela de transferência e 70° para as janelas de escapamento; desta forma consegue-se que o torque e a potência máxima sejam obtidos em rotações médias.

Em se tratando de motores de competição, capazes de desenvolver 150 CV/L ou mais, estes valores são bem mais elevados, mas como desvantagem a potência máxima ocorrerá em regimes também elevados, próxima as 10.000 rpm.

Como a forma do pistão influencia diretamente nos ângulos de abertura e fechamento das janelas, para a forma escolhida os ângulo mais indicados são de 65° para a transferência e 90° para a exaustão, lembrando que estes cálculos são feitos em relação ao topo do pistão, e assim a janela de transferência deve ser rebaixada de um valor igual a altura do defletor.

Todos os valores aqui relacionados se referem a graus obtidos a partir do PMI, mas como alguns autores

preferem adotar como referência o PMS, a conversão se faz invertendo-se o sinal do valor e adicionando 180°.

Para os valores estabelecidos de 65° para a admissão e 90° para o escapamento, calcula-se a altura das portas:

$$H = (L^2 - r^2 \sin^2 \varnothing)^{1/2} + r(1 - \cos \varnothing) - L$$

Onde H: Altura das janelas

L: Comprimento de centro
a centro da biela

r: Raio do virabrequim

$\varnothing$: Angulo da janela

Para os dados deste projeto ($L = 120$ mm, $r = 33.35$ mm, $\varnothing_A = 65^\circ$, $\varnothing_E = 90^\circ$), obtém-se as seguintes alturas para as janelas: Transferência: $H_T = 15.7$ mm

Escapamento: $H_E = 33.7$ mm já descontados os 4.2 mm da diferença da altura original do defletor (20.00 mm) para a altura escolhida (15.8 mm). Um dado importante é o fato de que as janelas de escapamento secundárias tem apenas metade da altura da janela principal, abrindo também em 90° APMI.

Uma forma de conferir se os resultados obtidos acima estão dentro das faixas indicadas, ou se deve ser efetuada alguma correção é calcular a razão da área da janela pela área do pistão:

$$\text{Admissão: } A_{JA} = (L_{JP} + 2L_{JS})H_T = 10.99 \text{ cm}^2$$

$A_{JT}/A_P = 0.29$, que está dentro da faixa tolerada de $(0.25-0.35) \cdot C_P/D$.

$$\begin{aligned}\text{Escapamento: } A_{JE} &= (A_{JP}H_E + 2A_{JS}H_E/2) \\ &= 16.24 \text{ cm}^2\end{aligned}$$

$A_{JE}/A_P = 0.43$, que também se encontra dentro da faixa tolerada $(0.20 \text{ a } 0.45) \cdot C_P/D$.

8.4 - Válvula de Admissão

Para resolver o problema do controle da entrada da mistura no cárter pode ser usado um dos 3 dispositivos:

8.4.1: Janelas Controladas pelo Pistão: É a solução mais simples. Assim como o pistão controla as janelas de transferência e escapamento, ele passa a controlar mais uma janela, só que desta vez localizada no cárter. O pistão ao subir provoca uma depressão no cárter e no momento que a janela de admissão é aberta a mistura preenche o cárter. No movimento descendente a mistura que penetrou no cárter é comprimida pois a janela de admissão se encontra fechada, e passa para o cilindro através da janela de transferência.

A desvantagem deste sistema esta na impossibilidade de regulagem assimétrica das janelas.

8.4.2 - Válvula de Palheta (Reed): De construção bastante simples, é muito utilizada em motores de motocicletas, principalmente da Yamaha, pode

ser vista na figura 8.4.1. Trata-se de uma válvula de fluxo unidirecional que se abre quando a depressão no cárter atinge um determinado valor e se fecha quando a pressão do gás aumenta forçando as palhetas uma de encontro a outra. Como pode-se perceber este tipo de válvula não é controlada por nenhum dispositivo mecânico e sim pela pressão do gás do cárter. Devido a simplicidade construtiva e de operação, bons resultados na lavagem e custos reduzidos será o modelo utilizado no projeto.

8.4.3 - Válvula de Disco: Trata-se de um mecanismo eficiente, no qual um disco cortado com movimento de rotação controla a passagem da mistura do sistema de alimentação para o cárter. Apresenta a vantagem de permitir uma regulagem assimétrica dos ângulos de abertura e fechamento da válvula, e devido a isto tem sido utilizada com freqüência. O movimento de rotação é obtido diretamente do virabrequim, sendo normal que a válvula permaneça aberta em ângulos na faixa de 200°.

Para a aplicação no motor deste projeto apresenta um inconveniente sério, pois o eixo de rotação da válvula deveria operar perpendicularmente ao eixo do virabrequim causando dificuldade na transmissão do movimento de um eixo para o outro.

Quando utilizada, projeta-se o sistema de alimentação de forma que os eixo de rotação da válvula e

do virabrequim sejam paralelos, facilitando bastante a conexão.

CAPITULO 8 - FIGURAS

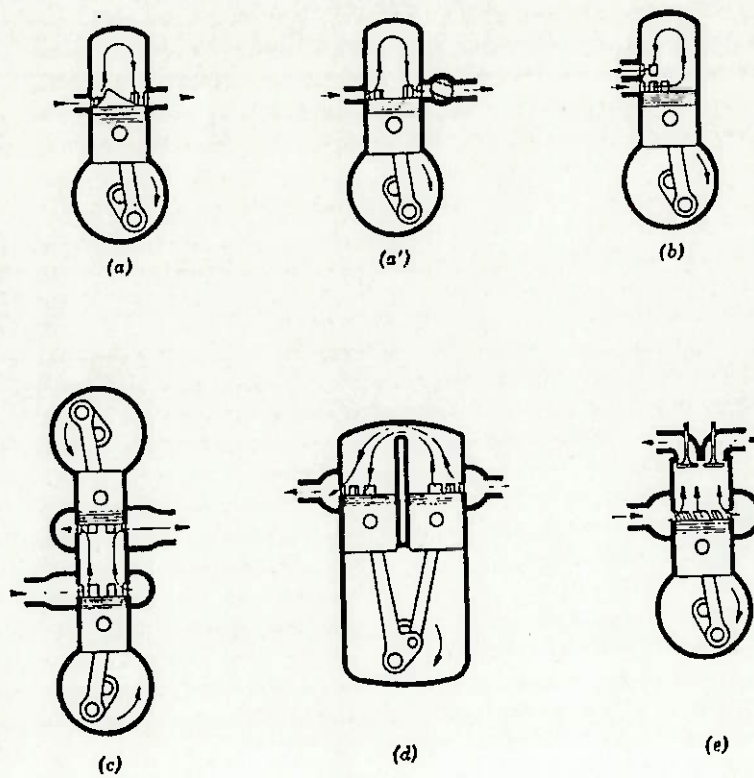


Fig. 8.1.1

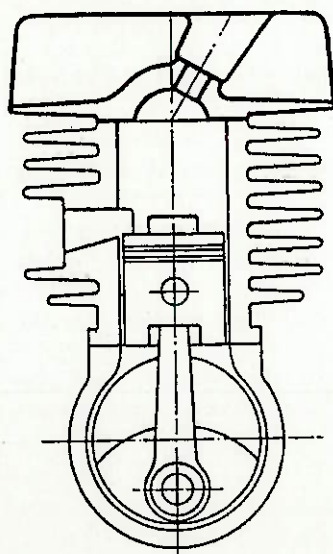


Fig. 8.1.2

Fig. 8.1.4

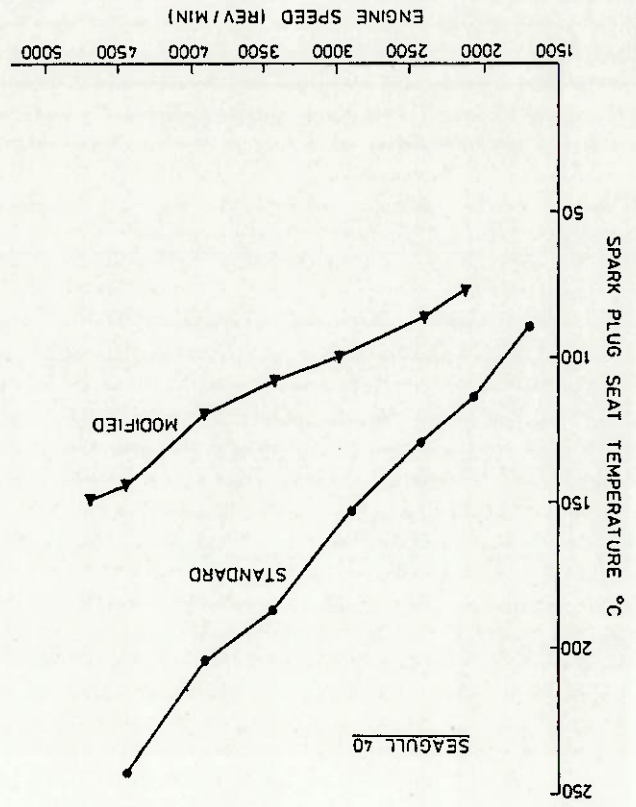


Fig. 8.1.5

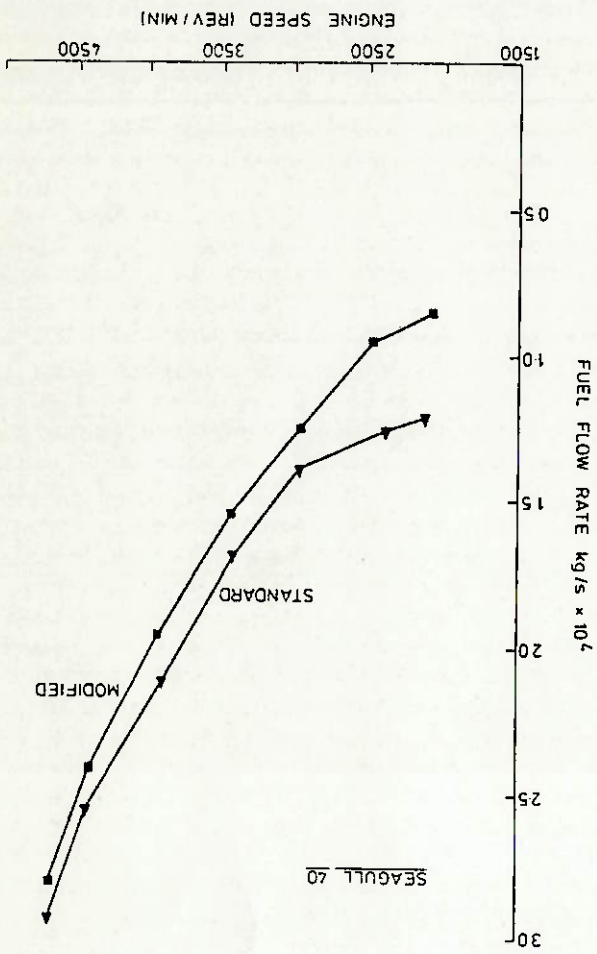


Fig. 8.2.1

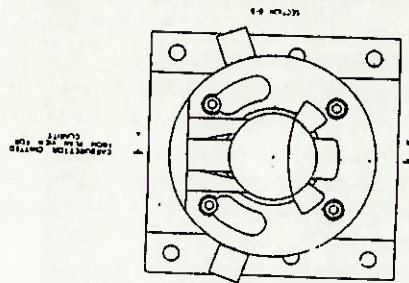
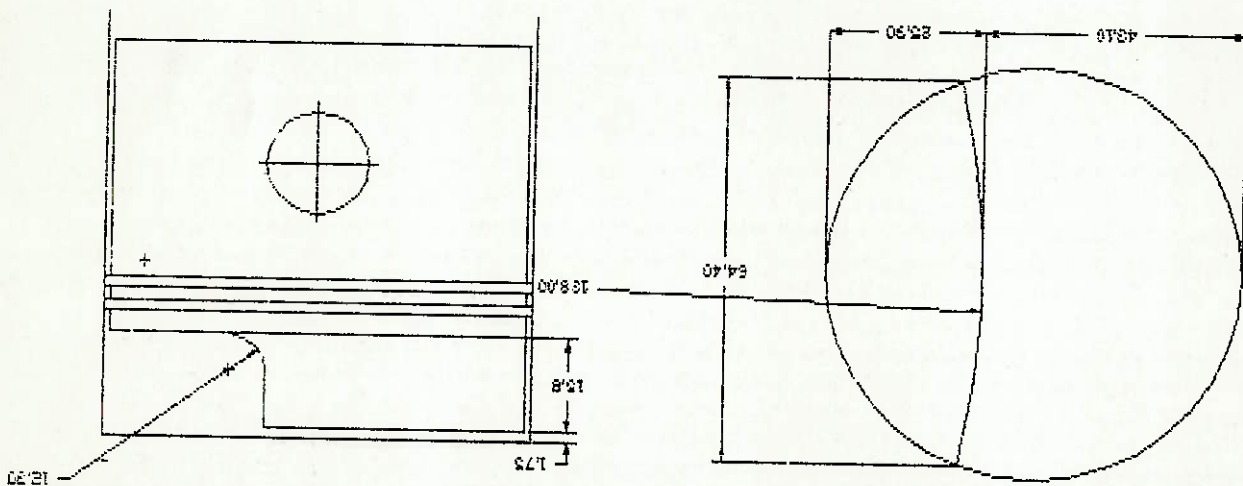


Fig. 8.1.6



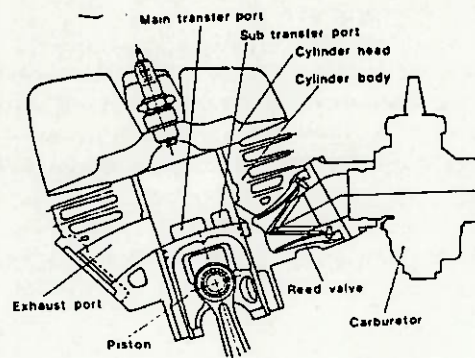


Fig. 8.4.1

9 - SISTEMAS AUXILIARES

9.1 - Sistema de Alimentação

Neste item serão discutidos rapidamente alguns aspectos relacionados ao sistema de alimentação convencional de um motor de 2 tempos.

O sistema de alimentação é responsável pela preparação da mistura ar-combustível em todas as rotações do motor, seja em regime permanente ou transitório. Desempenho, consumo, emissões, estabilidade operacional, estão desta forma, diretamente ligados ao projeto do sistema.

No sistema convencional, o carburador é responsável pela dosagem correta do combustível e posterior vaporização. O princípio fundamental de funcionamento pode ser visto na figura 9.1.1.

O combustível proveniente do tanque penetra na câmara de nível constante. A seguir é enviado a câmara de mistura, sendo dosado por orifícios calibrados. No final do tubo misturador é aspirado pela corrente de ar que escoia com velocidade elevada e baixa pressão (devido ao difusor sub-sônico). Na formação da mistura o combustível deve vaporizar de modo a deixa-la homogênea.

O controle do fluxo no difusor é feito por um cilindro (agulha), com movimento perpendicular ao do escoamento, de forma a variar a área da seção. Maiores

rotações correspondem a uma área maior de escoamento, e conseqüentemente maior fluxo de mistura.

Para uma primeira aproximação, e realização de testes de bancada podem ser especificados dois carburadores Mikuni de 34 mm. A divisão do sistema de alimentação é desejável pelo fato do cárter estar dividido em dois compartimentos de compressão, devido a movimentação (defasada em 180°) dos pistões.

9.2 - Sistema de Ignição

O trabalho do sistema de ignição deve ser sempre conjunto com o sistema de alimentação, de modo a tornar a combustão mais eficiente, rápida e homogênea.

Com a utilização de um carburador convencional, é compatível a utilização de um sistema de ignição convencional transistorizada, constituída pelos seguintes componentes:

- Bateria: 12 V
- Chave de contato
- Bobina: 12 - 25.000 V

- Distribuidor: Como nos motores de 2 tempos o ciclo se completa em 360° , e na ignição transistorizada não há necessidade de regulagens internas no distribuidor, seria interessante o acoplamento do eixo do distribuidor diretamente ao eixo do motor, do lado oposto ao sistema de embreagem. Desta forma simplifica-se o

projeto e não é necessário a utilização de eixos auxiliares. A curva de avanço será obtida pela combinação dos mecanismos mecânico (centrifugo) e pneumático, devendo ser determinada em testes de dinamômetro após a construção do protótipo, embora já se saiba que ela deve estar situada na faixa de 21 a 24°.

- Cabos de Velas: Resistivos (5 k Ohm)
- Módulo Eletrônico: Controla o momento da ignição de acordo com o sinal enviado, pelo distribuidor.
- Velas: Devem ser escolhidas de forma a minimizar os efeitos da queima conjunta do óleo lubrificante.

Um desenho do sistema pode ser visto na figura 9.2.1, observando que o gerador de pulsos escolhido é do tipo indutivo (Fig. 9.2.2).

9.3 - Sistema de Lubrificação

Sendo a lavagem realizada por bombeamento no cárter, as opções para a escolha do sistema de lubrificação ficam restritas. A adição de óleo 2 tempos a mistura combustível, nestes casos, é tida como a única opção possível.

A mistura, adicionada de óleo, fica responsável pela lubrificação de toda a parte inferior do motor (mancais principais, mancais da biela, parte inferior do cilindro, etc), e também do pistão e paredes dos

cilindros. Esta forma de lubrificação contribui para o processo de refrigeração (convecção forçada), pois estabelece um fluxo próximo aos componentes.

Por não ser um sistema de lubrificação eficiente, uma vez que o filme de óleo formado é fino, se torna desaconselhável a utilização de mancais de deslizamento, de maior atrito e portanto maior geração de calor. Nestes casos tem-se adotado mancais de rolamento em todas as partes deslizantes: pino do pistão-biela, mancais de biela e mancais principais.

As cargas, predominantemente na direção radial, levam a utilização de rolamentos de agulhas, que apresentam a vantagem de possuir reduzida espessura ($d_2 - d_1$).

No parte superior da biela, o espaço disponível é bastante reduzido, podendo-se utilizar o próprio pino do pistão (com tratamento de endurecimento superficial - cementação - e posterior usinagem para reduzir os desvios de cilindricidade) como pista de rolamento interna. No lado da biela pode ser utilizada uma pista externa, evitando processos de tratamento superficial e usinagem posterior; embora em diversos motores seja utilizada a biela como pista externa.

Nos mancais inferiores (biela e principais) duas soluções podem ser adotadas: divisão do virabrequim (Fig. 9.3.1) ou divisão do rolamento (Fig. 9.3.2).

A solução escolhida (Fig. 9.3.2) leva em consideração a facilidade no processo de fabricação do virabrequim, mas deve se ter especial atenção na união das metades das pistas, que deve ser feita de maneira gradual e suave, ocupando cerca de 30° do giro do mancal correspondente, evitando ruídos e desgaste prematuro.

A quantidade de óleo adicionada a mistura deve ser proporcional a carga e a rotação do motor, geralmente varia de 1:20 até 1:100.

Este sistema de lubrificação apresenta as seguintes desvantagens:

- Consumo elevado de óleo.
- Carbonização do motor.
- Emissões de HC.
- Prejudica o processo de combustão.

A solução deste problemas só pode ser obtida com a mudança do sistema de alimentação, como será visto no Capítulo 10.

9.4 - Sistema de Refrigeração

Aproximadamente 45% da energia liberada pela combustão é perdida na forma de calor. O atrito dos componentes com movimento relativo (principalmente pistões e camisas) também é responsável pela geração de calor.

Esta energia é dissipada pelas três formas de transmissão de calor:

- Condução: Transferência de calor por meio do movimento molecular. Predomina na estrutura (bloco) do motor.

- Radiação: Transmissão de calor através do espaço. Cerca de 5 % do calor transmitido é por este processo, principalmente nos gases de combustão e escapamento.

- Convecção: Transmissão de calor através de fluídos em movimento. Nos motores a maior parte do calor é perdida por convecção forçada.

A quantidade de calor rejeitada pelo motor é de difícil determinação, devido aos seguintes aspectos:

- Geometria irregular (e variável) dos componentes.

- Diferentes formas de transmissão de calor.

- Parte do calor é gerado por atrito.

- A geração de calor não se dá em regime permanente, dependendo da carga e velocidade angular do motor.

- Variação da condutibilidade térmica dos componentes.

Este problema deve ser tratado com simplificações apropriadas e consulta a publicações de resultados experimentais.

Um desenho dos principais componentes do sistema de refrigeração pode ser visto na figura 9.4.1. Trata-se de um motor de 4 tempos, embora não existam grandes diferenças para um sistema a ser utilizado em motores de 2 tempos.

- Radiador: Permite a troca de calor do líquido refrigerante com o ar. Para aumentar a taxa de rejeição de calor são utilizados ventiladores. Na figura o ventilador está ligado de forma permanente ao eixo do motor. Uma solução mais adequada é a utilização de ventiladores elétricos, controlados por termostato. Este será o tipo escolhido para o projeto. O capacidade estimada de líquido refrigerante no sistema é de 4 litros.

- Válvula Termostática: Controla o fluxo do líquido de refrigeração de forma a homogeneizar a temperatura no motor.

- Bomba de Água: Acionada pela correia trapezoidal, fornece a pressão necessária para o fluxo do líquido no sistema.

- Cavidades de Refrigeração do Bloco: Os cilindros são envoltos por camisas, onde circula o líquido de refrigeração.

- Cavidades de Refrigeração no Cabeçote: Por ser uma região sujeita a grande carga térmica o cabeçote deve ser corretamente refrigerado.

CAPITULO 9 - FIGURAS

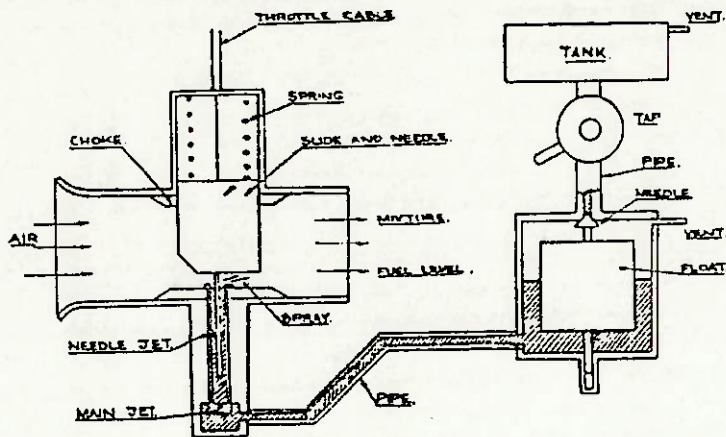


Fig. 9.1.1

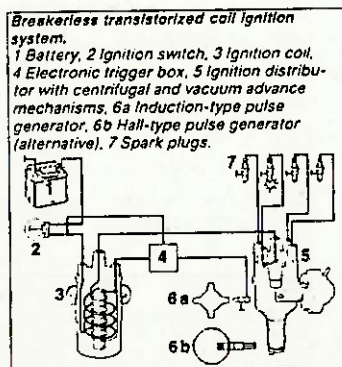


Fig. 9.2.1

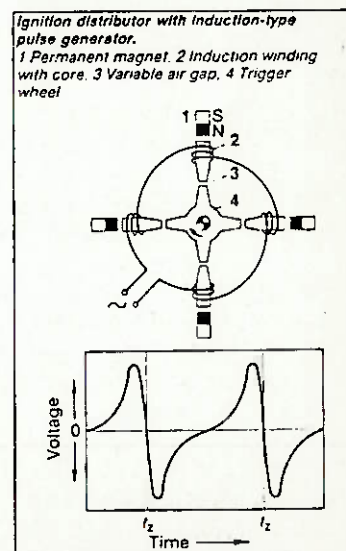


Fig. 9.2.2

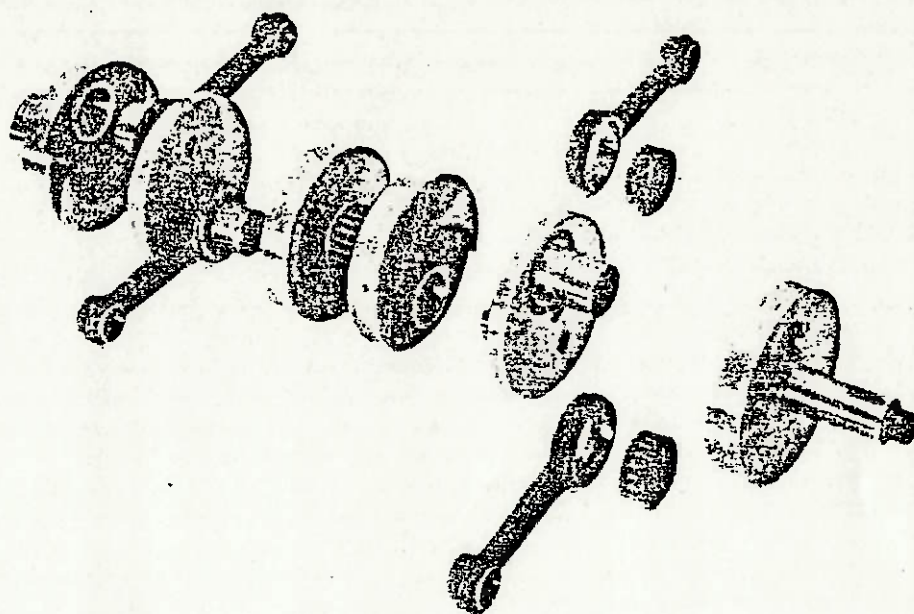


Fig. 9.3.1

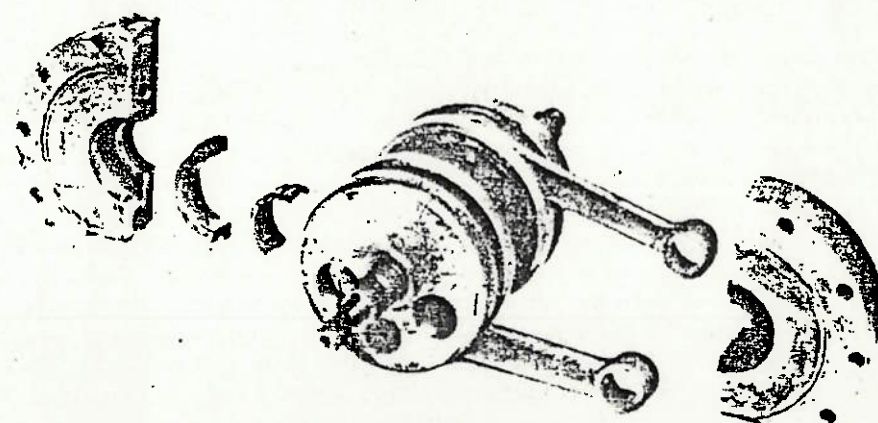


Fig. 9.3.2

10 - ESTUDO DA INJEÇÃO ELETRÔNICA

As soluções obtidas no Capítulo anterior foram baseadas em um motor de 2 tempos convencional, ou seja, são idéias que vem sendo adotadas e testadas desde que este tipo de motor começou a se desenvolver.

Por não utilizar qualquer tipo de sistema de controle eletrônico, várias das soluções obtidas apresentam desvantagens em relação ao ciclo de 4 tempos, restringindo o campo de atuação dos motores de 2 tempos, como discutido no Capítulo 3.

A injeção eletrônica de combustível, quando utilizada em motores de 2 tempos, elimina a maioria destas desvantagens, possibilitando a utilização deste tipo de motor em outros segmentos.

Na figura 10.1 pode-se observar o desenvolvimento dos sistemas de alimentação para motores de combustão interna.

Pode-se afirmar que para ser utilizado em automóveis, os motores de 2 tempos devem necessariamente serem dotados de sistemas de injeção eletrônica de combustível, como única solução para atender a legislação de emissões, consumo de combustível e torque em baixas rotações, e principalmente resolver o problema do curto-

circuito de mistura, onde em determinados regimes de rotações, se perde até 40% do combustível admitido.

Os sistemas de injeção de combustível em desenvolvimento para motores de 2 tempos, podem ser divididos em dois grupos principais:

1 - Sistemas de Média Pressão (30-100 bar): A injeção do combustível ocorre após o fechamento da janela de escapamento. São utilizadas bombas injetoras semelhantes as encontradas em motores de ciclo Diesel, embora o bico injetor possa utilizar um controle eletrônico (por solenóide), responsável pela dosagem do combustível, e tempo total de injeção.

2 - Sistemas de Baixa Pressão (3 bar): A injeção do combustível ocorre ao mesmo tempo em que a janela de escapamento está fechando. É bastante semelhante aos sistemas de injeção eletrônica multi-ponto utilizada nos motores de 4 tempos, sendo a pressão fornecida por uma bomba elétrica.

A utilização de sistemas de injeção eletrônica em motores de 2 tempos, pode resultar na redução em até 40% no consumo específico, como pode ser visto na figura 10.2.

Para a escolha técnica do sistema de injeção, deve-se considerar os seguintes aspectos:

1 - *Tipo de Injeção*: Escolha entre o sistema de média pressão ou baixa pressão. No primeiro, a

desvantagem reside na necessidade de utilizar um mecanismo em separado para fornecer a pressão ao combustível (Fig. 10.3), enquanto que no segundo caso pode ocorrer curto-circuito de mistura, embora em pequenas quantidades; e as possibilidades de regulação são menores uma vez que a injeção de combustível deve ocorrer enquanto a pressão no cilindro é baixa.

Para o projeto foi escolhido um sistema de injeção eletrônica de média pressão, com bomba de pistão (desenvolvida originalmente para motores de ciclo Diesel).

2 - Localização do Bico Injetor: A geometria do topo do pistão, e o modo pela qual é feita a lavagem, restringem as possibilidades de escolha da localização do bico injetor. Para bicos trabalhando com pressões elevadas tem-se adotado a localização no cabeçote. A mesma parece adequada para as características do projeto, permitindo que o jato atinja maior parte do cilindro, enquanto que o pistão ao subir, provoca um movimento de rotação na mistura deixando-a homogênea, e dirigindo-a em direção a vela de ignição.

Como a câmara de combustão é quase que totalmente formada pela cavidade no pistão, o bico injetor não deve estar centralizado, mas sim localizado na parte do cabeçote correspondente ao rebaixo do pistão. A forma do bico injetor pode ser vista na figura 10.4.

3 - *Número e Ângulo dos Jatos*: O formato do bocal do bico injetor e a direção do fluxo no interior do mesmo, determinam as características do jato. Na figura 10.5 podem ser vistos diferentes tipos de bicos injetores e as propriedades dos jatos correspondentes.

Na figura 10.6 podem ser vistas fotografias de vários bicos injetores e as características dos jatos:

Fig. 10.6.a - 1 bocal (0.6 mm)
15° de dispersão
250 mm de penetração

Fig. 10.6.b - 9 bocais (0.2 mm)
- 30° de dispersão
- 200 mm de penetração

Fig. 10.6.c - 16 bocais (0.2 mm)
- 60° de dispersão
- 150 mm de penetração

Fig. 10.6.d - 1 bocal (0.6 mm - Swirl)
- 30° de dispersão
- 100 mm de penetração

Nota-se que o jato com movimento de rotação (Fig. 10.6.d) é sem dúvida o que apresenta melhores características de mistura do combustível com o ar, permitindo a formação de uma mistura mais homogênea. Por estas características será a forma de bico injetor escolhido.

4 - *Tempo de Injeção e Penetração do Jato*: Na rotação máxima do motor, dadas as características geométricas do mecanismo biela-manivela, pode-se estimar os seguintes tempos disponíveis para os processos:

Escapamento e Indução	180°	5 ms
Injeção	25°	0.7 ms
Mistura e Vaporização	60°	1.7 ms

O posicionamento da janela de escapamento é elevado (90°), logo o processo de injeção deve iniciar logo que a mesma é fechada, extendendo-se até 65° APMS. A completa homogeneização e vaporização da mistura deve ocorrer em 1.7 ms, correspondendo a 60° do virabrequim. Assim 5 ° APMS a mistura já esta completamente pronta para a combustão. A ignição ocorre na faixa de 21-24° APMS, e a pressão máxima na câmara de combustão ocorre 10° DPMS. Como estes processos não são isolados, pode-se concluir que a solução está adequada para uma primeira aproximação, sendo que os números finais devem ser obtidos em testes de dinamômetro.

Outro fator importante é a penetração do jato. A figura 10.7 mostra a mesma em função do tempo. Para o valor de 0.7 ms obtém-se 35 mm, muito próximo do valor 35,10 mm obtido pela soma da metade do curso do pistão (33.35 mm) com a folga do topo do pistão (quando no PMS) com o cabeçote (1.75 mm). Novamente o equacionamento parece encaminhado.

CAPITULO 10 - FIGURAS

EVOLUTION OF GASOLINE FUEL INJECTION

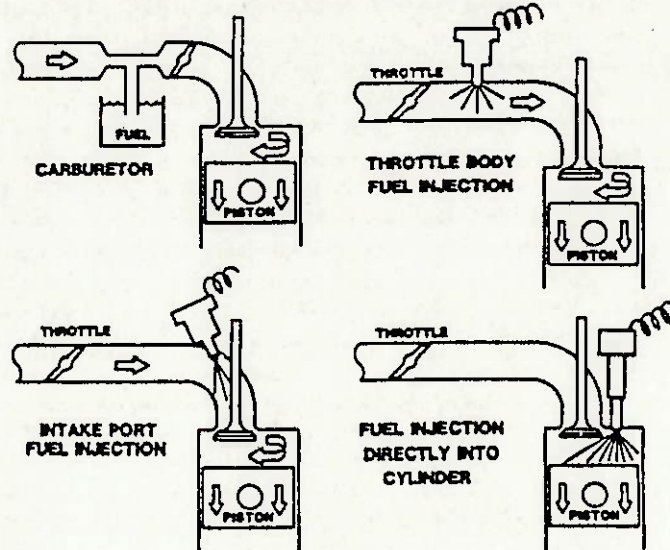


Fig. 10.1

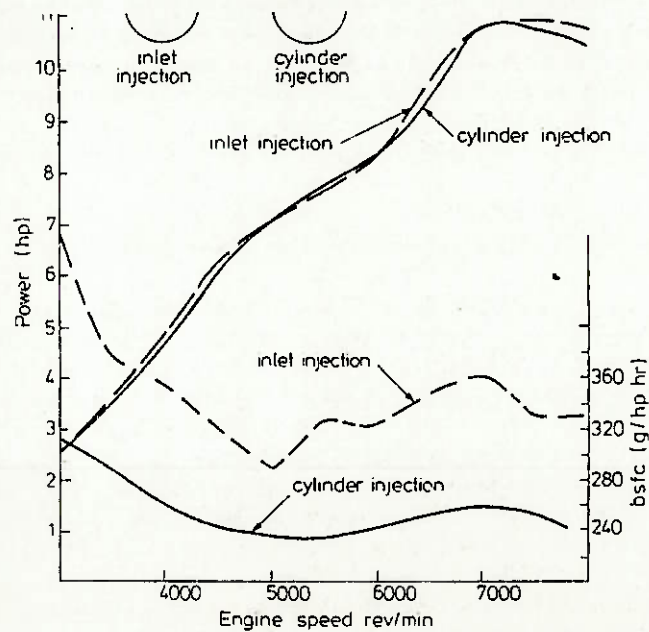


Fig. 10.2

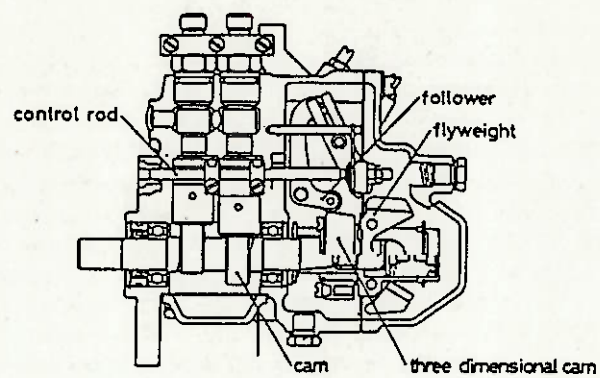
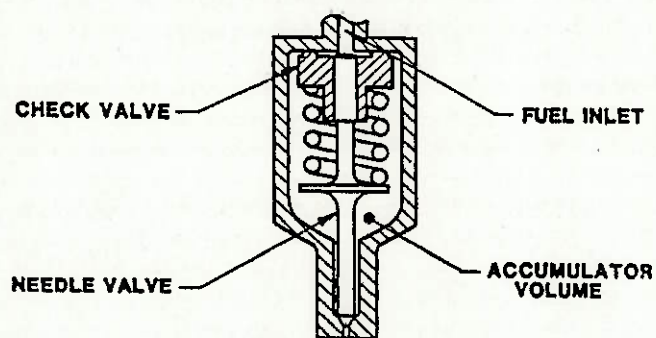


Fig. 10.3



ACCUMULATOR NOZZLE

Fig. 10.4

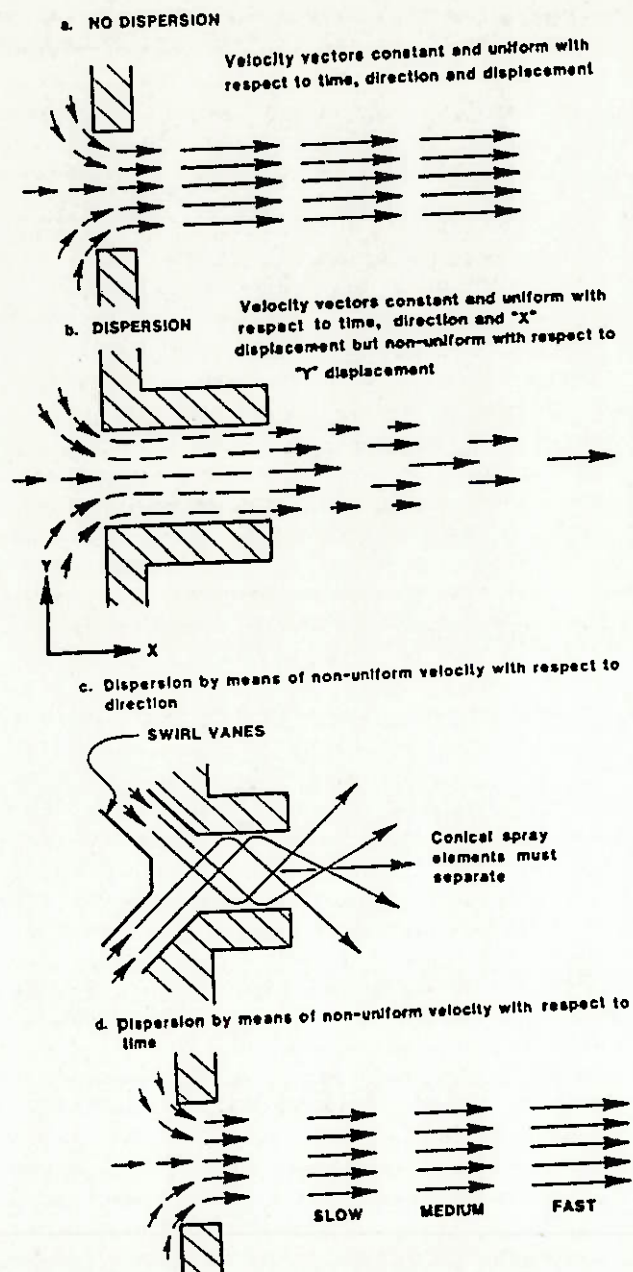


Fig. 10.5

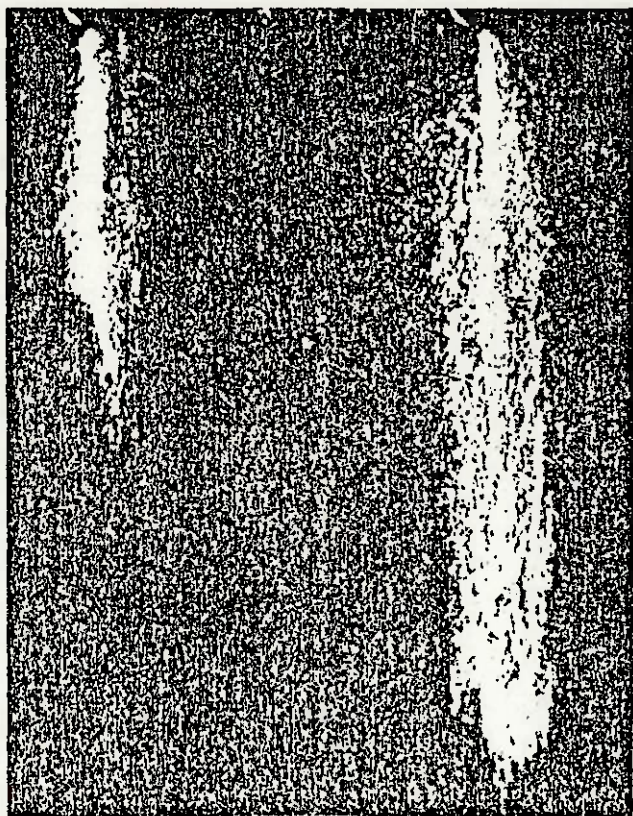


Fig. 10.6.a

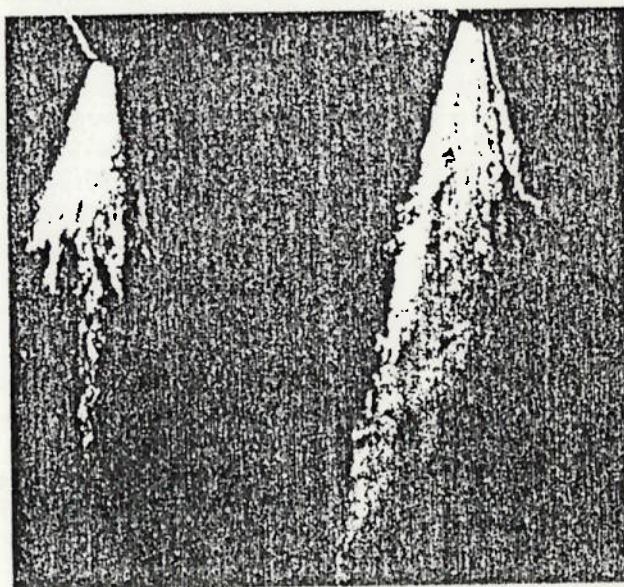


Fig. 10.6.b

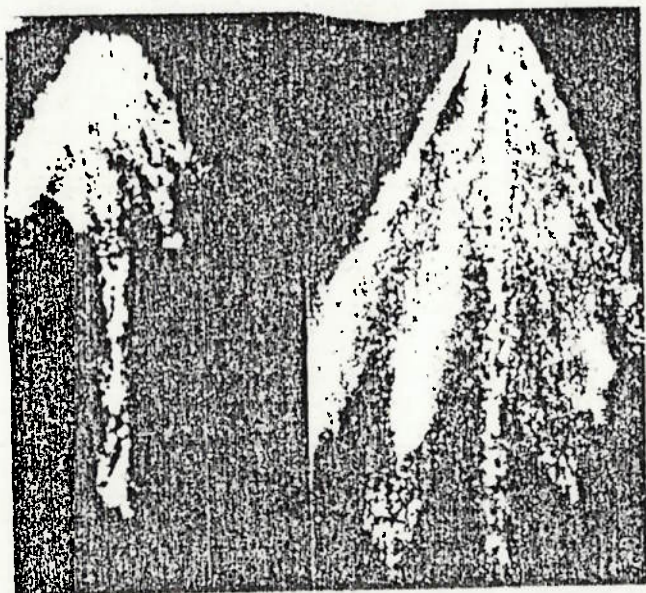


Fig. 10.6.c

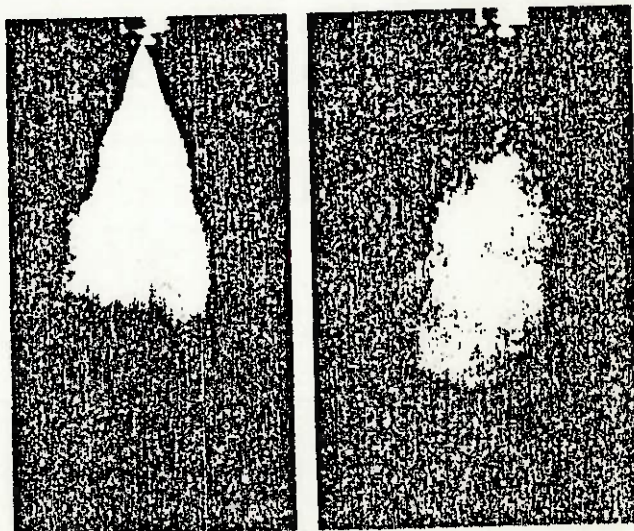
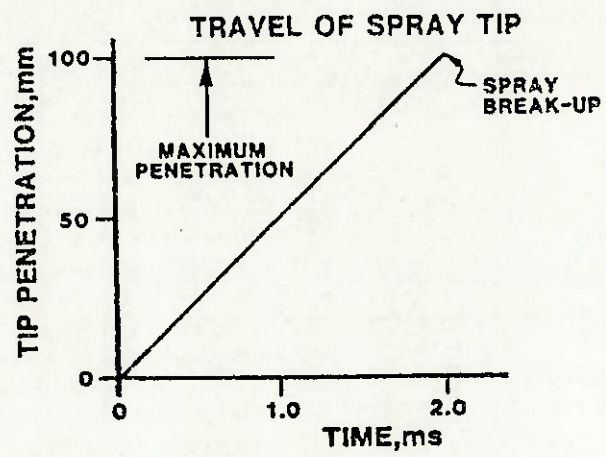


Fig. 10.6.d



Fig, 10.7

11 - CONCLUSÕES

Após a leitura do texto acima, algumas conclusões de caráter geral podem ser feitas:

1 - Nos motores de 2 tempos, quando dotados de sistemas de injeção eletrônica, ignição mapeada. e compressores (ou turbo-compressores) é possível a eliminação de vários problemas apresentados pelos motores de 2 tempos convencionais, tais como: alto consumo de combustível e óleo lubrificante, emissões (HC) e instabilidade e baixo torque em marcha lenta. Eliminadas (ou minimizadas) estas desvantagens, o motor de 2 tempos passa a ser viável em aplicações automotivas.

Neste sentido tem sido feitos grandes esforços, principalmente nos últimos 10 anos. Vários fabricantes de automóveis (Toyota, GM, Subaru) apresentaram recentemente motores de 2 tempos para automóveis, sempre utilizando as inovações tecnológicas citadas no início deste parágrafo.

O resultado mais recente é a construção na Inglaterra de 25 protótipos do modelo Ford Fiesta, equipados com um motor de 2 tempos, desenvolvido em conjunto com a empresa australiana Orbital. Os protótipos devem chegar ao número de 60 unidades, para em seguida, passar a fase de comercialização, prevista para 93/94.

2 - Os motores de 2 tempos desenvolvidos recentemente, apresentam-se como uma solução viável para suprir a necessidade de motores potentes, compactos e leves. Permitindo desta forma, melhorias no veículo, principalmente na aerodinâmica e espaço interno.

3 - O projeto proposto é plenamente viável do ponto de vista técnico, ou seja, todas as soluções propostas se encontram desenvolvidas e testadas do ponto de vista tecnológico, devendo ser feito apenas um trabalho de adaptação para as características do projeto.

Como conclusões de caráter mais específico podem ser mencionadas:

1 - O programa de simulação utilizado calcula com erro inferior a 10% o volume necessário para que o motor desenvolva a potência requerida.

2 - Para motores de ignição por centelha, razões de compressão acima de 12:1, não são aconselháveis para motores onde a durabilidade seja um fator importante. Os ganhos de eficiência do ciclo são pequenos, principalmente quando comparados ao aumento no nível esforços internos.

3 - Motores de 2 tempos, embora mais simples mecanicamente, são bastante complexos quando estudados sob o ponto de vista termodinâmico e da mecânica dos fluidos. Fato que decorre do modo como é processada troca de gases (lavagem).

4 - O processo de lavagem é parte mais crítica de todo o ciclo, e vários esforços tem sido feitos para eliminar a fração de gás residual, e o curto-circuito da mistura.

5 - Devido as características próprias, já comentadas, os motores de 2 tempos predominam em alguns segmentos, tais como: moto-serras, motores de popa, modelos, ciclo-motores e motocicletas de baixa cilindrada.

6 - A forma do pistão escolhida (e conseqüentemente a disposição das janelas), é bastante adequada para utilização em motores em linha, permitindo uma proximidade maior entre os cilindros, reduzindo o comprimento final do motor.

12 - BIBLIOGRAFIA

- 1 - VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E.
Fundamentos da Termodinâmica Clássica
Edgard Blücher Ltda. 1976
- 2 - TAYLOR, C. F.
Análise dos Motores de Combustão Interna
Edgard Blücher Ltda, 1988
- 3 - ARKHANGELLSKY, V., KHOVAKH, M., STEPANOV, Y., TRUSOV, V., VIKHERT, M., VOINOV, A.
Motor Vehicle Engines
Mir Publishers. Moscow, 1979
- 4 - KOLCHIN, A., DEMIDOV, V.
Design of Automotive Engines
Mir Publishers. Moscow, 1984
- 5 - AUTOMOTIVE HANDBOOK
2nd Edition
Robert Bosch GmbH, 1986
- 6 - LUCHESSI, D.
Corso de Tecnica Automobilistica
Vol 1 - Il Motore
Ulrico Hoepli, Milano, Itália
- 7 - BACON, R.
Two-Stroke - Ports for Power
Lodgemark Press Ltd, 1976
- 8 - BACON, R.
Two-Stroke - Exhaust Systems
Lodgemark Press Ltd, 1968
- 9 - BACON, R.
Two-Stroke - Carburation and Ignition
Lodgemark Press Ltd, 1984
- 10 - BOSSAGLIA, C.
Two-Stroke - High Performance Engine
Design & Tuning
Lodgemark Press Ltd, 1972
- 11 - BLAIR, G. P., DOUGLAS, R.
Fuel Injection of a Two- Stroke Cycle
Spark Ignition Engine

SAE PAPER 820952

- 12 - NUTI, M.
Direct Fuel Injection: An Opportunity for
Two-Stroke SI Engines in Road Vehicle Use
SAE PAPER 860170
- 13 - BECK, N. J., JOHNSON, W. P., BARKHIMER, R.
L., PATTERSON, S. H.
Electronic Fuel Injection for Two-Stroke
Cycle Gasoline Engines
SAE PAPER 861242
- 14 - SATO, T., NAKAYAMA, M.
Gasoline Direct Injection for a Loop-
Scavenged Two-Stroke Cycle Engine
SAE PAPER 871690
- 15 - BLAIR, G. P., HOUSTON, R. A. R., MCMULLAN,
R. K., STEELE, N., WILLIAMSON, S. M.
A New Piston Design for a Cross-Scavenged
Two-Stroke Cycle Engine with Improved
Scavenging and Combustion Characteristics
SAE PAPER 841096
- 16 - NOMURA, K., HIRANO, S., GOTOH, T.,
MOTOYAMA, Y.
Improvement of Fuel Consumption with
Variable Exhaust Port Timing in a Two-
Stroke Gasoline Engine
SAE PAPER 850183
- 17 - AUTOMOTIVE ENGINEER
Vol. 99, No. 7, July 1992
- 18 - ASIMOV, M.
Introduction to Design
Prentice-Hall Series in Engineering
Design, 1964
- 19 - MADUREIRA, O. M.
PMC-475 - Metodologia do Projeto
(Apostilas do Curso), 1990
- 20 - WOOD, S.
Turbo Pascal - Guia do Usuário
McGraw-Hill, 1989
- 21 - O'BRIEN, S. K.
Turbo Pascal 5.5
Borland-Osborne/Mc-Graw-Hill, 1989

- 22 - JUVINALL, R. C.
Fundamentals of Machine Component Design
John Wiley & Sons, 1983
- 23 - ZAMPESE, B.
Dimensionamento
Grêmio Politécnico, 1986
- 24 - BEER, F. P., JOHNSTON, E. R.
Resistência dos Materiais
McGraw Hill, 1982
- 25 - SKF - CATALOGO GERAL
Catálogo 3200 PB
1985
- 26 - INA - CATALOGO DE MEDIDAS
BR 302
1971

APENDICE 1

EXEMPLOS DE SIMULAÇÃO DO PROGRAMA

Na utilização do programa de simulação para motores de 2 tempos ou de 4 tempos, foi utilizada uma nomenclatura que difere em alguns aspectos, daquela adotada durante o trabalho:

1 - Combustível

MM - *Massa Molecular do Combustível*: [g/mol]

PC - *Poder Calorífico do Combustível*: [MJ/kg]

Mar - *Ar Teórico de Combustão*: [kg ar/kg comb.]

Marc - *Ar Teórico de Combustão Corrigido*: Definido pela relação: $Marc = Mar \cdot Alfa$ [kg ar/kg comb]

Alfa - *Coefficiente de Excesso de Ar*: É um dado de entrada do programa. Se $Alfa < 1$ a mistura tem excesso de combustível. Se $Alfa > 1$ considera-se a mistura como pobre (excesso de ar). Em muitos textos é representado por λ . [1]

Cei - *Consumo Específico Indicado*: Consumo do motor tendo como base a potência desenvolvida no topo de pistão. [g/kW.h]

Ce - *Consumo Específico Efetivo*: Considera as perdas internas. Obtido dividindo-se o *Cei* pelo rendimento mecânico do motor. [g/kW.h]

2 - Cálculos Estequiométricos

N_1 - *Mistura Fresca*: Moles de mistura que participam da combustão de 1 kg. de combustível. [moles]

Total - Soma dos produtos da combustão de 1 kg de combustível. [moles]

3 - Parâmetros Gerais do Ciclo

P_a - *Pressão no Final da Admissão*: [MPa]

P_{comp} - *Pressão no Final da Combustão*: [MPa]

P_{comb} - *Pressão no Final da Combustão*: [MPa]

P_{exp} - *Pressão no Final da Expansão*: [MPa]

P_{cic} - *Pressão Média do Ciclo*: [MPa]

T_a - *Temperatura no Final da Admissão*: [K]

T_{comp} - *Temperatura no Final da Compressão*: [K]

T_{comb} - *Temperatura no Final da Combustão*: [K]

T_{exp} - *Temperatura no Final da Expansão*: [K]

: H_1 - *Calor Perdido Devido a Combustão Incompleta*: Quando Alfa é menor que a unidade, a mistura não consegue ser completamente queimada, e parte do calor gerado é utilizado para aquecer esta fração de mistura parcialmente queimada. [kJ/kmol]

U_{comp} - *Energia Interna no Final da Compressão*: Para gás perfeito é considerada somente função da temperatura. [kJ/kmol]

U_{comb} - *Energia Interna no Final da Combustão*: Vale as mesmas simplificações. [kJ/kmol]

Ures - *Energia Interna Residual*: Devido a lavagem não ser perfeita, gases queimados residuais permanecem no cilindro, diminuindo a eficiência do ciclo.
[kJ/kmol]

4 - Eficiências

Nvol - *Eficiência Volumétrica*: Razão entre a quantidade de mistura que penetrou no cilindro e aquela que preencheria totalmente o volume disponível á mesma temperatura. [1]

Nmec - *Eficiência Mecânica*: Relaciona as perdas mecânicas no motor (forças de atrito e inércia que se opõe a aceleração do pistão e demais componentes móveis).
[1]

Nind - *Eficiência Indicada*: Eficiência da transformação da energia no topo do pistão. [1]

Nefet - *Eficiência Efetiva*: Eficiência global do motor. Obtida pelo produto da eficiência indicada pela eficiência mecânica. [1]

5 - Dimensões Principais

Pot - *Potência Máxima*: Dado de entrada. [CV]

N - *Rotação de Potência Máxima*: Dado de entrada. [rpm]

Vtot - *Volume Total Deslocado*: Resultado principal do programa. [1]

Vcil - *Volume do Cilindro*: Volume total dividido
pelo número de cilindros do motor. [1]

Diam - *Diâmetro do Cilindro*: [mm]

Curso - *Curso do Pistão*: [mm]

TC - *Taxa de Compressão*: [1]

i - *Número de Cilindros*:

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: VW 1600 Ar (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coefficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 227.3 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 304.0 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.22 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 4.92 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.91 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 352 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 698 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2675 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1649 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 9561 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 71628 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11202 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.72
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.75
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.36
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.27

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 60 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 4600 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.567 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.392 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 85.21 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 68.72 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 7.5
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: VW AP600 (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....CeI	= 219.9 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 290.2 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.37 MPa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 5.49 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.94 MPa

Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 347 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 710 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2695 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1626 K

Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 9839 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72287 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11535 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.76
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.37
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.28

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 80 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5800 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.570 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.392 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 79.37 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 79.37 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 8.2
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: VW AP600 (Alcool)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 46
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 27 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 332.4 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 431.1 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.332 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.043 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.065 kmol
	N2 = 0.245 kmol
	TOTAL = 0.354 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 2.29 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 8.46 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.39 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 1.06 MPa

Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 335 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 780 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2716 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1496 K

Calor Perdido (Comb.Incompleta)Hl	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 11500 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72976 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 13879 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.77
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.40
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.31

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 80 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5800 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.483 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.371 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 77.87 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 77.87 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 12.0
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: VW AP800 (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 212.0 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 281.1 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.58 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 6.24 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.99 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 342 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 725 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2718 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1600 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao...Ucomp	= 10198 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 73035 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11966 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.75
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.39
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.29

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 90 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5600 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.758 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.439 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 80.45 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 86.50 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 9.1
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: VW AP800 (Alcool)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....	MM	= 46
Poder Calorifico Combustivel.....	PC	= 27 MJ/kg
Ar Teorico.....	Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....	Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....	Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....	Cei	= 332.4 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....	Ce	= 431.1 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....	N1	= 0.332 kmol
Produtos.....	NCO	= 0.000 kmol
	NCO2	= 0.043 kmol
	NH2	= 0.000 kmol
	NH2O	= 0.065 kmol
	N2	= 0.245 kmol
	TOTAL	= 0.354 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....	Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....	Pcomp	= 2.29 MPa
Pressao no Final da Combustao.....	Pcomb	= 8.46 MPa
Pressao no Final da Expansao.....	Pexp	= 0.39 MPa
Pressao Media do Ciclo.....	Pcic	= 1.06 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....	Ta	= 335 K
Temperatura no Final da Compressao....	Tcomp	= 780 K
Temperatura no Final da Combustao....	Tcomb	= 2716 K
Temperatura no Final da Expansao.....	Texp	= 1496 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)	H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao...	Ucomp	= 11500 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...	Ucomb	= 72976 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....	Ures	= 13879 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....	Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....	Nmec	= 0.77
Eficiencia Indicada.....	Nind	= 0.40
Eficiencia Efetiva.....	Nefet	= 0.31

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....	Pot	= 90 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....	N	= 5600 Rpm
Volume Total Deslocado.....	Vtot	= 1.728 l
Volume do Cilindro.....	Vcil	= 0.432 l
Diametro do Cilindro.....	Diam.	= 79.99 mm
Curso do Pistao.....	Curso	= 86.01 mm
Taxa de Compressao.....	TC	= 12.0
Numero de Cilindros.....	i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: AE600 (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 212.8 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 282.5 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.55 MPa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 6.16 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.98 MPa

Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 343 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 723 K
Temperatura no Final da Combustao...Tcomb	= 2715 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1603 K

Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 10158 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72956 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11918 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.75
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.38
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.29

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 76 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5600 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.493 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.373 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 75.92 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 82.52 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 9.0
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: UNO 1.6R (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 218.9 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 288.5 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.40 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 5.58 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.95 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 347 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 712 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2698 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1623 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 9879 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72375 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11583 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.76
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.37
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.28

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 82 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5700 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 1.626 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.406 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 87.19 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 68.12 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 8.3
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: TEMPRA 2.0 (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 215.3 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 287.2 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.49 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 5.91 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.97 MPa

Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 344 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 718 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2708 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1611 K

Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 10038 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72714 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 11774 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.75
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.38
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.28

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 99 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5250 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 2.114 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.529 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 85.55 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 91.99 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 8.7
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: MONZA 2.0 - Injecao - (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 211.3 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 279.6 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.60 MPa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 6.32 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.99 MPa

Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 342 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 727 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2720 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1597 K

Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 10238 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 73113 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 12014 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.76
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.39
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.29

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 110 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5600 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 2.136 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.534 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 87.95 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 87.95 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 9.2
Numero de Cilindros.....i	= 4

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: OMEGA 3.0 - Injecao - (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 211.3 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 279.6 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.60 MPa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 6.32 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.40 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.99 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 342 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 727 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2720 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1597 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 10238 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 73113 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 12014 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.73
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.76
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.39
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.29

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 165 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5800 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 3.093 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.516 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 96.31 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 70.81 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 9.2
Numero de Cilindros.....i	= 6

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: PROJETO (Gasolina)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 114
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 44 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 15.26 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 212.9 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 287.5 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.531 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.070 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.079 kmol
	N2 = 0.412 kmol
	TOTAL = 0.562 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 1.55 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 5.92 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.39 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 0.93 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 354 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 748 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2703 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1595 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 10742 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72567 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 12620 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.70
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.74
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.38
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.28

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 50 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5800 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 0.507 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.254 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 68.16 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 69.55 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 9.0
Numero de Cilindros.....i	= 2

PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE MOTORES

Motor Tipo: PROJETO (Alcool)

1 - COMBUSTIVEL:

Massa Molecular do Combustivel.....MM	= 46
Poder Calorifico Combustivel.....PC	= 27 MJ/kg
Ar Teorico.....Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Ar Teorico Corrigido.....Mar	= 9.07 Kg ar/Kg comb.
Coeficiente de Excesso de Ar.....Alfa	= 1.00
Consumo Especifico Indicado.....Cei	= 332.3 g/Kwh
Consumo Especifico Efetivo.....Ce	= 435.8 g/Kwh

2 - CALCULOS ESTEQUIOMETRICOS:

Mistura Fresca.....N1	= 0.332 kmol
Produtos.....NCO	= 0.000 kmol
	NCO2 = 0.043 kmol
	NH2 = 0.000 kmol
	NH2O = 0.065 kmol
	N2 = 0.245 kmol
	TOTAL = 0.354 kmol

3 - PARAMETROS GERAIS DO CICLO:

Pressao no Final da Admissao.....Pa	= 0.08 MPa
Pressao no Final da Compressao.....Pcomp	= 2.29 Mpa
Pressao no Final da Combustao.....Pcomb	= 8.24 MPa
Pressao no Final da Expansao.....Pexp	= 0.38 MPa
Pressao Media do Ciclo.....Pcic	= 1.02 MPa
Temperatura no Final da Admissao.....Ta	= 342 K
Temperatura no Final da Compressao...Tcomp	= 797 K
Temperatura no Final da Combustao....Tcomb	= 2706 K
Temperatura no Final da Expansao.....Texp	= 1490 K
Calor Perdido (Comb.Incompleta)H1	= 0 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Compressao..Ucomp	= 11919 KJ/kmol
Energia Int. no Final da Combustao...Ucomb	= 72639 KJ/kmol
Energia Int. Residual.....Ures	= 14400 KJ/Kmol

4 - EFICIENCIA:

Eficiencia Volumetrica.....Nvol	= 0.71
Eficiencia Mecanica.....Nmec	= 0.76
Eficiencia Indicada.....Nind	= 0.40
Eficiencia Efetiva.....Nefet	= 0.31

5 - DIMENSOES PRINCIPAIS:

Potencia Maxima.....Pot	= 50 CV
Rotacao de Potencia Maxima.....N	= 5800 Rpm
Volume Total Deslocado.....Vtot	= 0.485 l
Volume do Cilindro.....Vcil	= 0.243 l
Diametro do Cilindro.....Diam.	= 67.16 mm
Curso do Pistao.....Curso	= 68.53 mm
Taxa de Compressao.....TC	= 12.0
Numero de Cilindros.....i	= 2

APENDICE 2

MATRIZ DE SOLUÇÕES

TABELA DE NOTAS E PESOS

GRAFICO: PONTO DE EQUILIBRIO

4.4.1 - Matriz de Soluções

FUNÇÕES	ALTERNATIVAS		
Combust.	GASOLINA	ALCOOL	-----
Aliment.	CARBURADOR	INH. JANELA	INH. CILIND.
Ignição	CONVENCIONAL	ELETRÔNICA	MAPEADA
Refrig.	A AR	LIQUIDA	-----
IDispos.	OPOSTOS	EM LINHA	-----

A partir da MATRIZ DE SOLUÇÕES pode-se montar a TABELA DE PESOS

4.4.2 - Tabela de Notas e Pesos

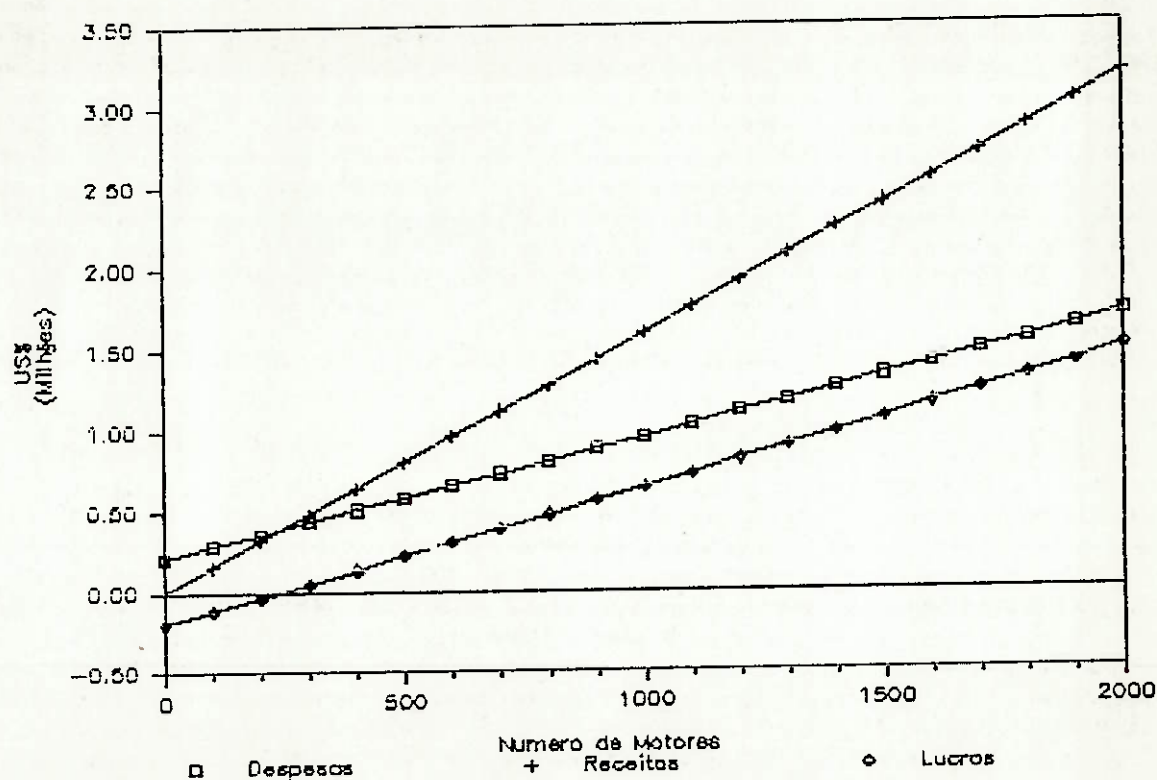
	Emissões	Consumo	Desemp.	Barido	Confiab.	Barab.	Exat.	Costo	MÉDIA
Alimentação									
Carburador	3	5	5	5	5	6	3	9	4.9
Inj. Janela	6	7	7	6	9	9	9	6	7.2
Inj. Cilind	9	10	10	6	8	8	9	4	8.3
Combustível									
Gasolina	6	7	6	7	6	6	6	6	6.3
Alcool	8	6	7	6	7	6	7	5	6.6
Ignição									
Convenc.	3	6	5	5	3	5	4	9	4.8
Eletrônica	6	7	6	6	6	7	8	7	6.4
Mapeada	9	8	9	6	7	8	8	3	8.7
Refrigeração									
A Ar	3	4	4	5	8	8	8	7	5.7
Líquida	8	7	7	8	6	6	6	5	7.7
Disposição									
Opostos	7	7	7	6	6	7	6	6	6.2
Em Linha	7	7	7	6	6	7	8	8	6.4

Calculo do Ponto de Equilibrio na Producao de Motores

Despesas US\$ 206.000 + 750.X

Receitas US\$ 1600.X

Motores	Despesas	Receitas	Lucro
0	206000	0	-206000
100	281000	160000	-121000
200	356000	320000	-36000
300	431000	480000	49000
400	506000	640000	134000
500	581000	800000	219000
700	731000	1120000	389000
1000	956000	1600000	644000
1200	1106000	1920000	814000
1500	1331000	2400000	1069000
2000	1706000	3200000	1494000



APENDICE 3

**TABELA CINEMATICA E DINAMICA
GRAFICOS**

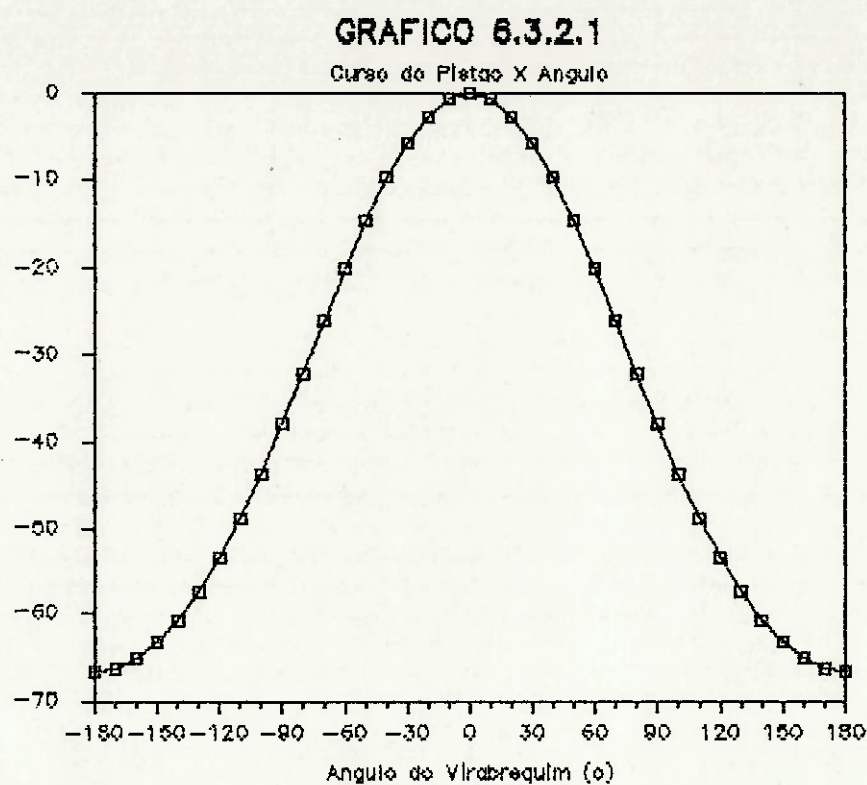
TABELA CINEMATICA E DINAMICA DO MOTOR

Parametros
 1 - Relacao $C_p/2Lcr$ 0,278
 2 - Raio Virab. ($C_p/2$) 33,35 mm
 3 - Vel. Angular Maxima 607 rad/s

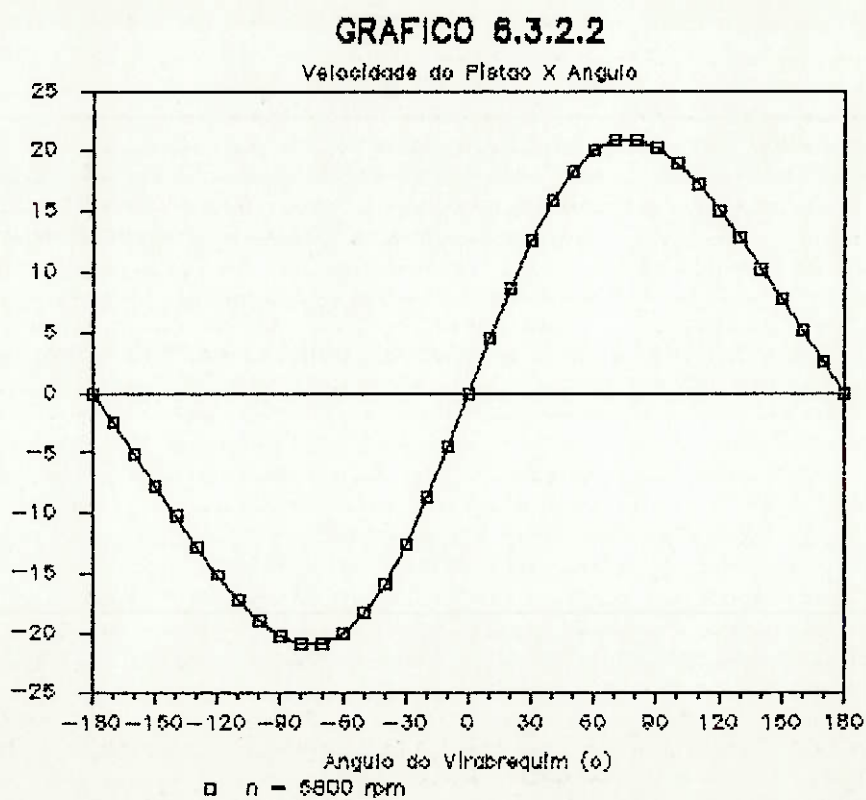
Angulo	C_p	V_p	ap	pj	pg	p	pn	ps	pk	pt	Mtc1	Mtc2	Mt
-180	-66,70	0,00	-8872	1,40	0,100	1,50	0,00	1,50	1,50	0,00	0,00	0,00	0,00
-170	-66,33	-2,55	-8891	1,40	0,000	1,40	0,07	1,40	1,37	0,31	38,57	154,05	192,61
-160	-65,23	-5,11	-8930	1,41	0,000	1,41	0,13	1,41	1,27	0,61	75,72	186,96	262,68
-150	-63,39	-7,68	-8934	1,41	-0,100	1,31	0,18	1,32	1,04	0,81	101,30	182,75	284,05
-140	-60,81	-10,24	-8820	1,39	-0,100	1,28	0,23	1,31	0,84	1,01	125,62	177,96	303,58
-130	-57,51	-12,74	-8492	1,34	-0,100	1,24	0,27	1,27	0,59	1,12	139,70	209,02	348,72
-120	-53,50	-15,09	-7852	1,24	0,000	1,24	0,31	1,27	0,35	1,22	152,57	234,77	387,34
-110	-48,85	-17,21	-6820	1,07	0,050	1,12	0,30	1,16	0,10	1,16	144,56	250,99	386,56
-100	-43,64	-18,97	-5344	0,84	0,070	0,91	0,26	0,95	0,10	0,94	117,47	266,82	384,29
-90	-37,99	-20,24	-3416	0,54	0,100	0,64	0,18	0,66	0,18	0,64	79,52	279,03	358,55
-80	-32,05	-20,90	-1076	0,17	0,200	0,37	0,05	0,38	0,17	0,35	43,12	273,24	316,36
-70	-26,04	-20,83	1586	-0,25	0,300	0,05	0,01	0,05	0,03	0,04	5,32	261,23	266,55
-60	-20,15	-19,97	4436	-0,70	0,400	-0,30	-0,07	-0,31	-0,21	-0,22	-27,59	234,63	207,04
-50	-14,63	-18,28	7305	-1,15	0,500	-0,65	-0,14	-0,67	-0,53	-0,41	-50,73	198,00	147,28
-40	-9,72	-15,78	10006	-1,57	0,600	-0,97	-0,18	-0,99	-0,86	-0,49	-61,15	156,07	94,92
-30	-5,63	-12,56	12350	-1,94	0,800	-1,14	-0,16	-1,16	-1,07	-0,43	-54,03	99,48	45,46
-20	-2,55	-8,73	14164	-2,23	1,100	-1,13	-0,11	-1,13	-1,10	-0,28	-35,49	63,02	27,53
-10	-0,65	-4,48	15311	-2,41	1,700	-0,71	-0,03	-0,71	-0,70	-0,09	-11,15	28,27	17,12
0	0,00	0,00	15704	-2,47	4,000	1,53	0,00	1,53	1,53	0,00	0,00	0,00	0,00
10	-0,65	4,48	15311	-2,41	8,000	5,59	0,27	5,60	5,46	1,24	154,05	38,57	192,61
20	-2,55	8,73	14164	-2,23	5,700	3,47	0,33	3,49	3,15	1,50	186,96	75,72	262,68
30	-5,63	12,56	12350	-1,94	4,300	2,36	0,33	2,38	1,67	1,47	182,75	101,30	284,05
40	-9,72	15,78	10006	-1,57	3,400	1,83	0,33	1,85	1,18	1,43	177,96	125,62	303,58
50	-14,63	18,28	7305	-1,15	3,000	1,85	0,40	1,89	0,88	1,68	209,02	139,70	348,72
60	-20,15	19,97	4436	-0,70	2,600	1,90	0,47	1,96	0,54	1,88	234,77	152,57	387,34
70	-26,04	20,83	1586	-0,25	2,200	1,95	0,53	2,02	0,17	2,01	250,99	144,56	386,56
80	-32,05	20,90	1076	0,17	1,900	2,07	0,59	2,15	0,22	2,14	266,82	117,47	384,29
90	-37,99	20,24	3416	0,54	1,700	2,24	0,65	2,33	0,65	2,24	279,03	79,52	358,55
100	-43,64	18,97	5344	0,84	1,500	2,34	0,66	2,43	1,06	2,19	273,24	43,12	316,36
110	-48,85	17,21	6820	1,07	1,400	2,47	0,67	2,56	1,47	2,09	261,23	5,32	266,55
120	-53,50	15,09	7852	1,24	1,300	2,54	0,63	2,61	1,81	1,88	234,63	5,32	266,55
130	-57,51	12,74	8492	1,34	1,200	2,54	0,55	2,60	2,05	1,59	198,00	-50,73	207,04
140	-60,81	10,24	8820	1,39	1,100	2,49	0,45	2,53	2,20	1,25	156,07	-61,15	147,28
150	-63,39	7,68	8934	1,41	0,700	2,11	0,30	2,13	1,97	0,80	99,48	-54,03	94,92
160	-65,23	5,11	8930	1,41	0,600	2,01	0,19	2,02	1,95	0,51	63,02	-35,49	45,46
170	-66,33	2,55	8891	1,40	0,400	1,80	0,09	1,80	1,79	0,23	28,27	-11,15	17,12
180	-66,70	0,00	-8872	1,40	0,100	1,50	0,00	1,50	1,50	0,00	0,00	0,00	0,00

C_p : Curcao do pistao (mm)
 V_p : Velocidade do pistao (m/s)
 ap : Aceleracao do pistao (m/s²)
 pj : Forcas de inercia alternativas/Area do pistao (MPa)
 pg : Pressao especifica do gas (MPa)
 p : Pressao especifica resultante (MPa)
 ps : Forca ao longo da biela/Area do pistao (MPa)
 pt : Forca atuante no raio do virabrequim/Area do pistao (MPa)
 pk : Forca tangente ao raio do virabrequim/Area do pistao (MPa)
 $Mtc1$: Momento total relativo ao cilindro 1 (N.m)
 $Mtc2$: Momento total relativo ao cilindro 2 (N.m)
 Mt : Momento resultante no eixo (N.m)

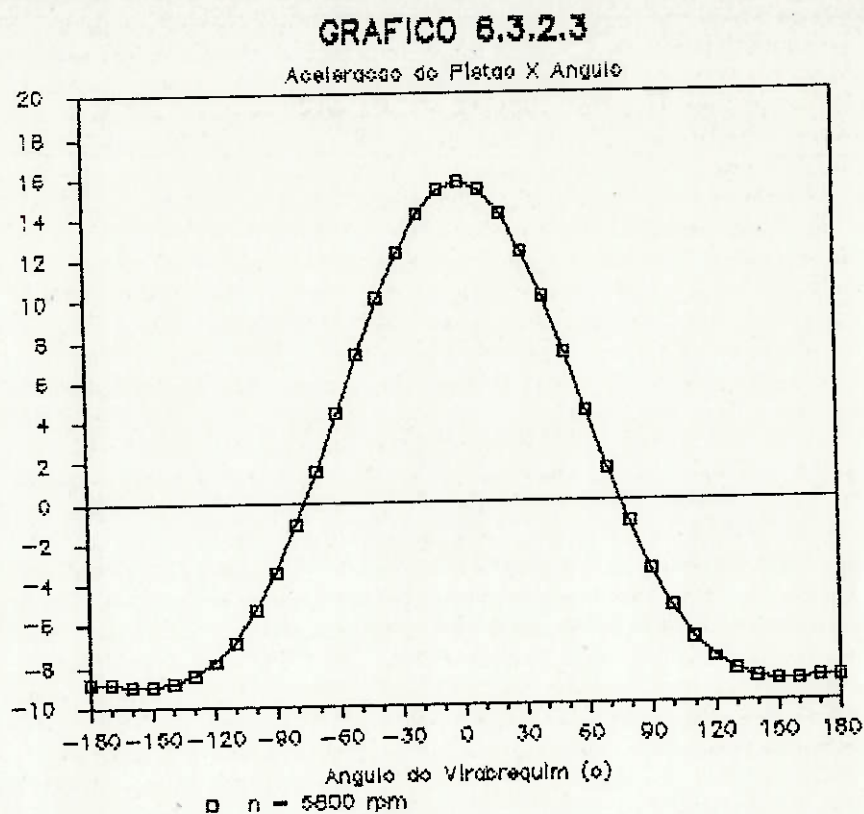
Curso do Pistão (mm)



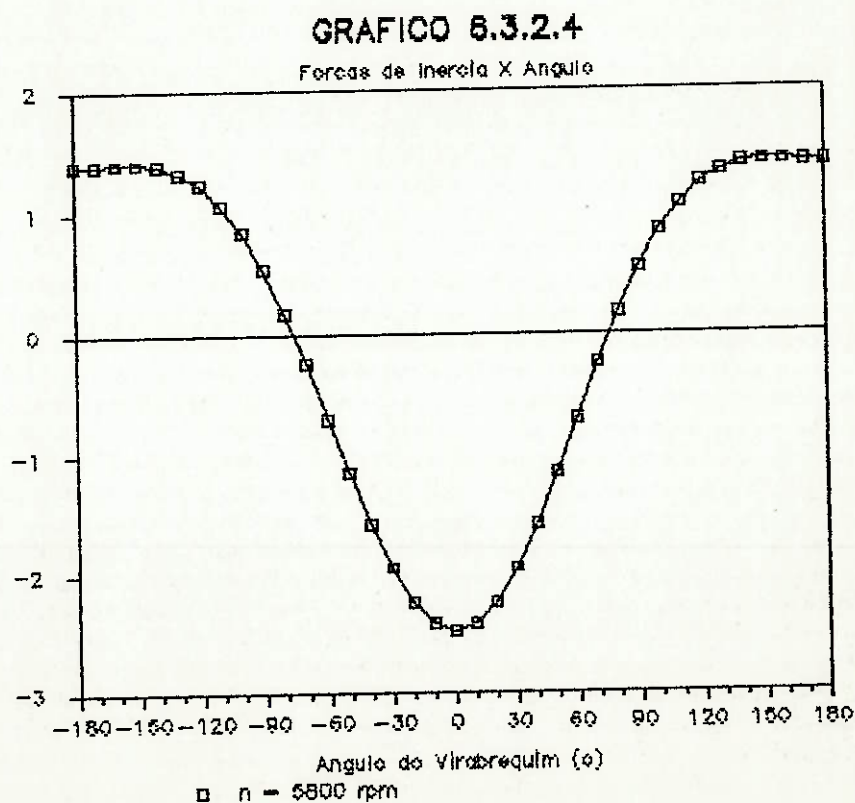
Veloc. do Pistão (m/s)



Aceleração (m/s^2)
(Thousands)



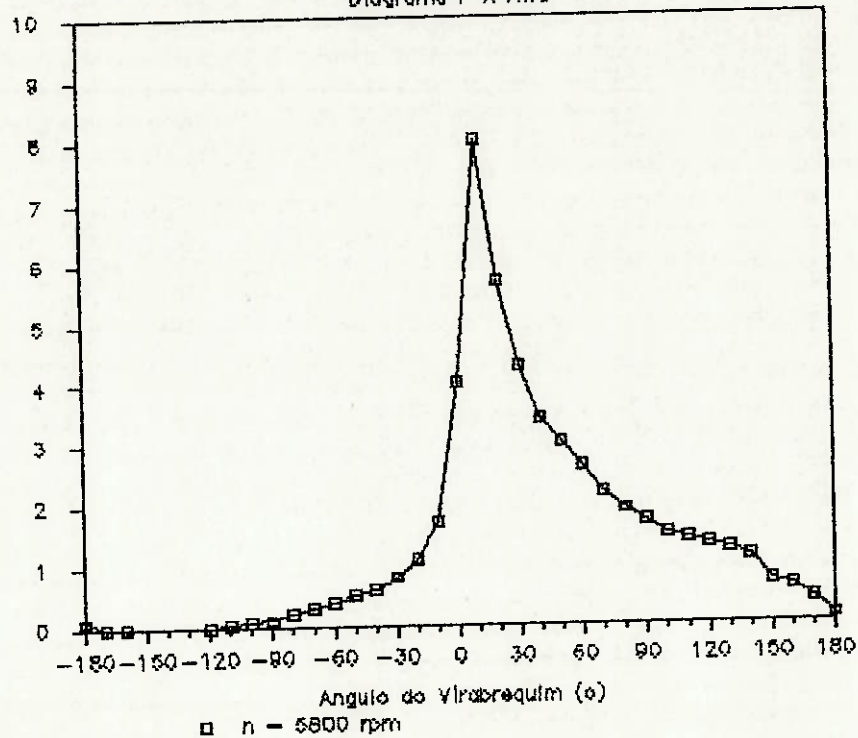
F. Inércia/ A_p (MPa)



Pressão do Gás (MPa)

GRAFICO 6.3.2.5

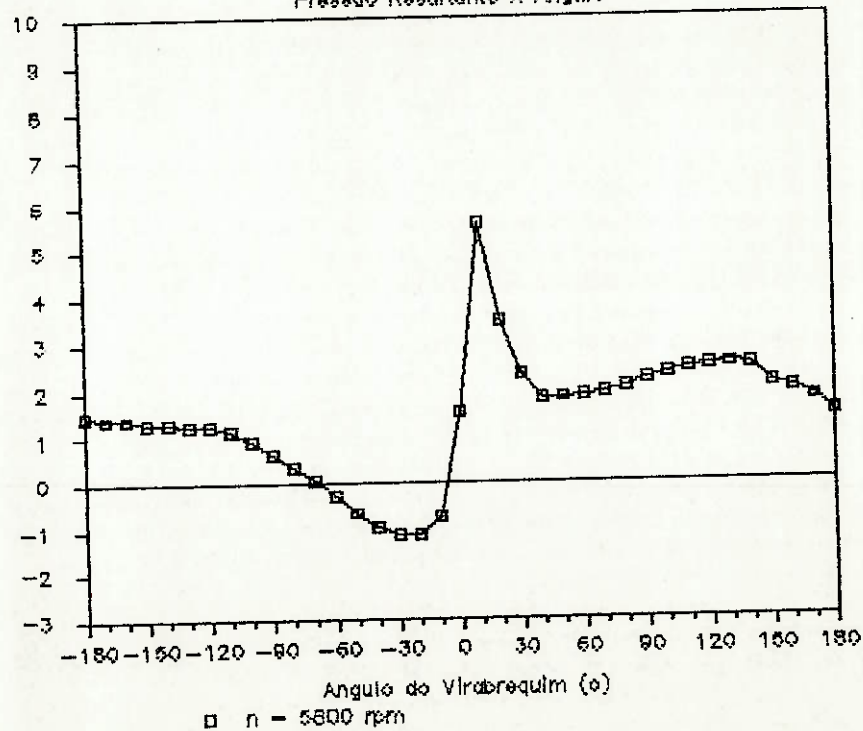
Diagrama P X Alfa



Pressão Res. (MPa)

GRAFICO 6.3.2.6

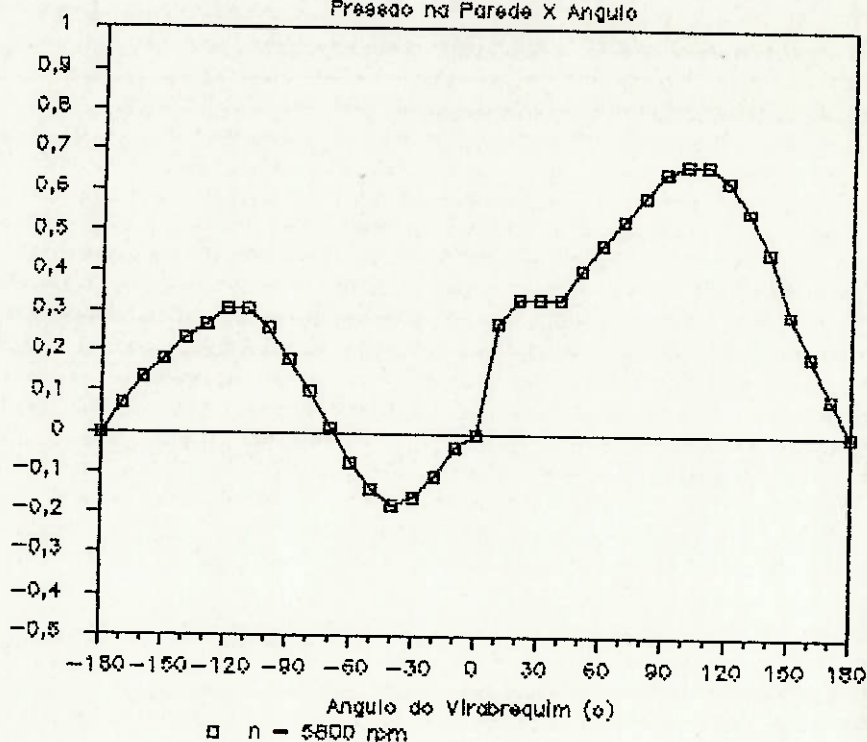
Pressão Resultante X Angulo



Pressão Parede (MPa)

GRAFICO 8.3.2.7

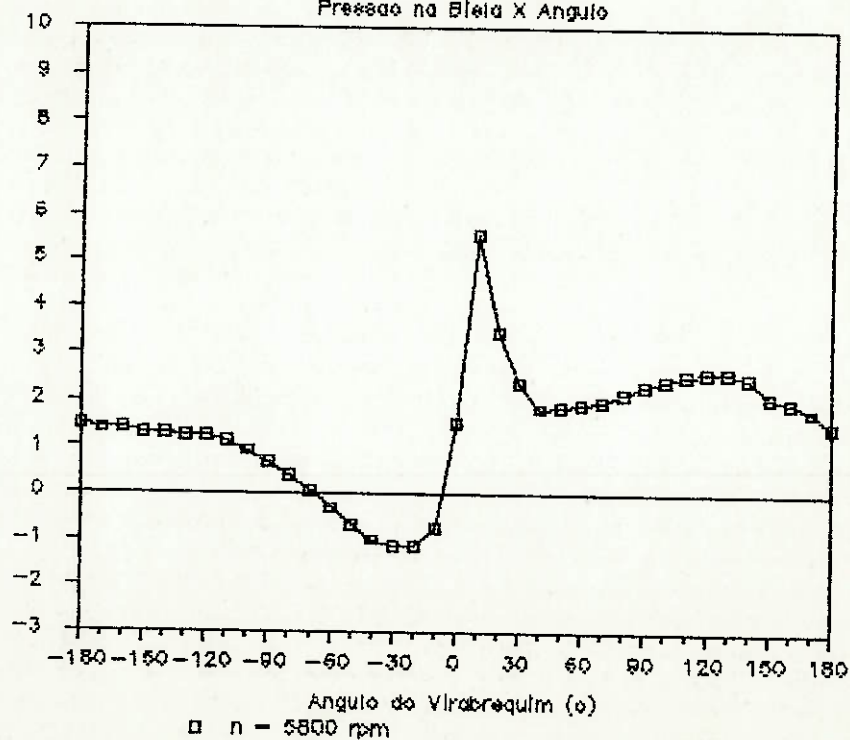
Pressão na Parede X Angulo



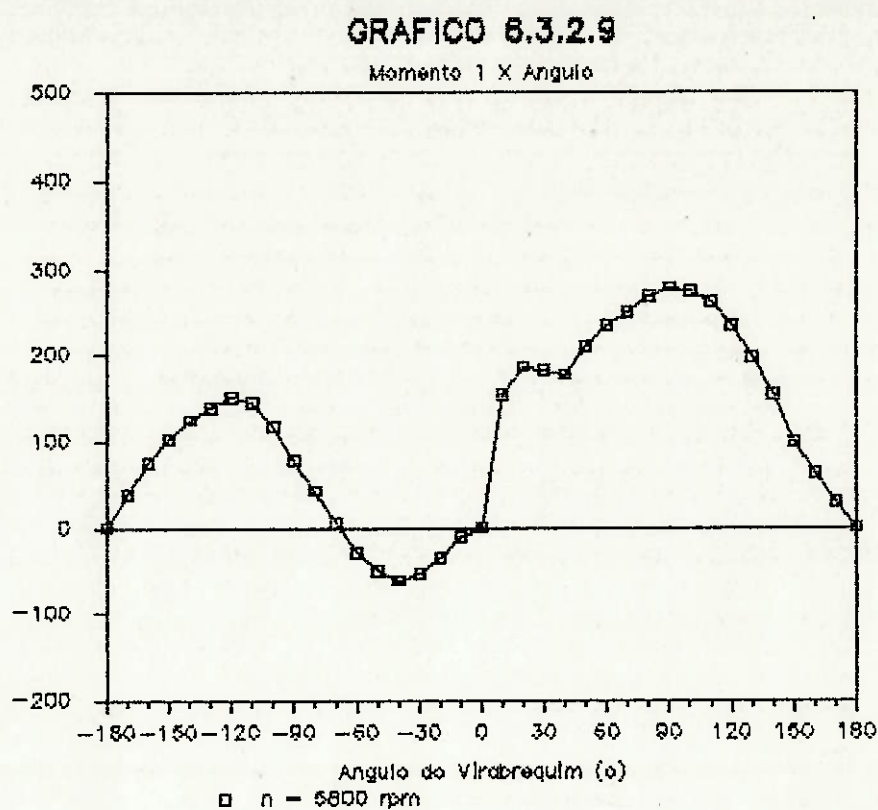
Força na Biela / Ap (MPa)

GRAFICO 8.3.2.8

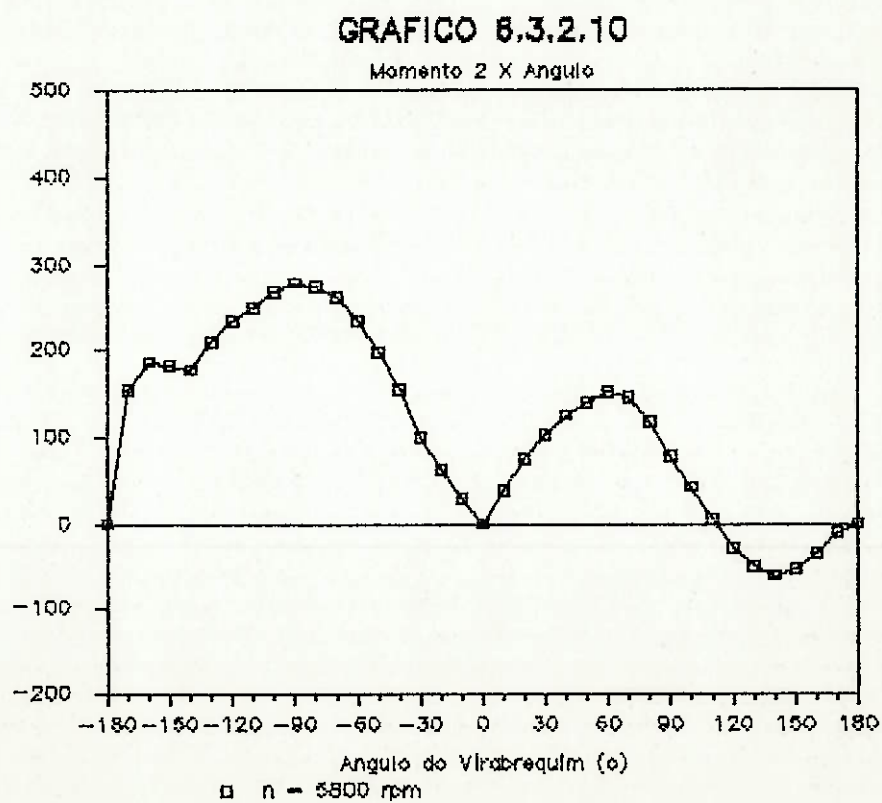
Pressão na Biela X Angulo



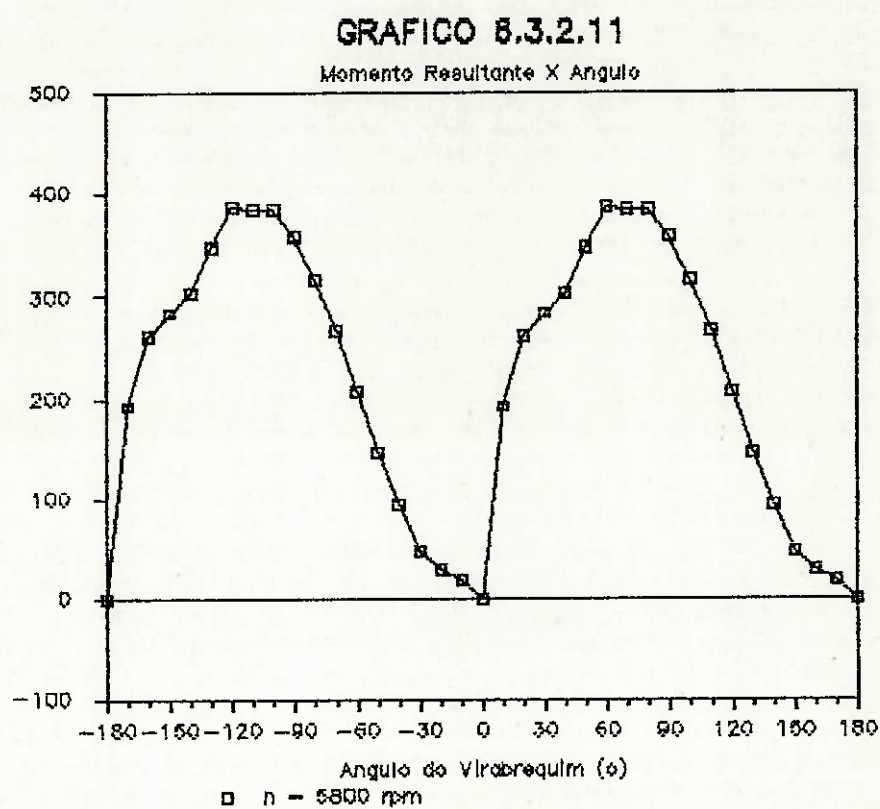
Momento Cil. 1 (N.m)



Momento Cil. 2 (N.m)



Momento Result. (N.m)



APENDICE 4

TABELAS DE DIMENSIONAMENTO

Description	Carburettor engines	Diesel engines
Piston crown thickness δ	$(0.05-0.10) D$	$(0.12-0.20) D$
Piston height H	$(0.8-1.3) D$	$(1.0-1.7) D$
Height of piston top part h_1	$(0.45-0.75) D$	$(0.6-1.0) D$
Piston skirt height h_s	$(0.6-0.8) D$	$(0.6-1.1) D$
Boss diameter d_0	$(0.3-0.5) D$	$(0.3-0.5) D$
Distance between boss end faces b	$(0.3-0.5) D$	$(0.3-0.5) D$
Thickness of skirt wall δ_s , mm	1.5-4.5	2.0-5.0
Thickness of piston crown wall s	$(0.05-0.10) D$	$(0.05-0.10) D$
Distance to the first piston groove e	$(0.06-0.12) D$	$(0.11-0.20) D$
Thickness of the first piston ring land h_l	$(0.03-0.05) D$	$(0.04-0.07) D$
Radial thickness of piston ring t		
compression ring	$(0.040-0.045) D$	$(0.040-0.045) D$
oil control ring	$(0.038-0.043) D$	$(0.038-0.043) D$
Piston ring width a , mm	2-4	3-5
Difference between free gap and compressed gap of piston ring Δ_0	$(2.5-4.0) t$	$(3.2-4.0) t$
Radial clearance of ring in piston groove Δt , mm		
compression ring	0.70-0.95	0.70-0.95
oil control ring	0.9-1.1	0.9-1.1
Piston inner diameter d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Number of oil holes in piston n_0	6-12	6-12
Oil passage diameter d_0	$(0.3-0.5) a$	$(0.3-0.5) a$
Pin outer diameter d_p	$(0.22-0.28) D$	$(0.30-0.38) D$
Pin inner diameter d_l	$(0.65-0.75) d_p$	$(0.50-0.70) d_p$
Pin length l_p		
retained pin	$(0.88-0.93) D$	$(0.88-0.93) D$
floating pin	$(0.78-0.88) D$	$(0.80-0.90) D$
Connecting rod bushing length $l_{c,r}$		
retained pin	$(0.28-0.32) D$	$(0.28-0.32) D$
floating pin	$(0.33-0.45) D$	$(0.33-0.45) D$

Tab. 7.3.1

Description	Carburettor engines	Diesel engines
Inner diameter of small end d		
w/o bushing	$d \approx d_p$	$d \approx d_p$
with bushing	$(1.10-1.25) d_p$	$(1.10-1.25) d_p$
Outer diameter of end d_e	$(1.25-1.65) d_p$	$(1.3-1.7) d_p$
Length of small end $l_{s,e}$		
retained pin	$(0.28-0.32) B$	$(0.28-0.32) B$
floating pin	$(0.33-0.45) B$	$(0.33-0.45) B$
Minimum radial thickness of end wall h_e	$(0.16-0.27) d_p$	$(0.16-0.27) d_p$
Radial thickness of bushing wall s_b	$(0.055-0.085) d_p$	$(0.070-0.085) d_p$

Tab. 7.4.1

Dimensions of big end	Variation limits
Crank pin diameter $d_{c.p}$	$(0.56-0.75) B$
Shell wall thickness t_{sh}	
thin-walled	$(0.03-0.05) d_{c.p}$
thick-walled	$0.1 d_{c.p}$
Distance between connecting-rod bolts c_b	$(1.30-1.75) d_{c.p}$
Big end length $l_{b.e}$	$(0.45-0.95) d_{c.p}$

Tab. 7.4.2

Dimensions of connecting rod section	Carburettor engines	Diesel engines
$h_{sh} \text{ min}$	$(0.50-0.55) d_e$	$(0.50-0.55) d_e$
h_{sh}	$(1.2-1.4) h_{sh} \text{ min}$	$(1.2-1.4) h_{sh} \text{ min}$
b_{sh}	$(0.50-0.60) h_{sh}$	$(0.55-0.75) h_{sh}$
$a_{sh} \approx t_{sh}$	$(2.5-4.0) \text{ mm}$	$(4.0-7.5) \text{ mm}$

Tab. 7.4.3

Dimensione	Per motori a benzina mm	Per motori Diesel veloci mm
(a) Diametro dei perni di banco	$0,65-0,75 D$	$0,75-0,82 D$
(b) Diametro dei perni di manovella	$0,55-0,65 D$	$0,65-0,75 D$
(c) Lunghezza dei perni di manovella	$0,40-0,45 D$	$0,42-0,45 D$
(d) Lunghezza dei perni di banco	$0,45-0,55 D$	$0,40-0,45 D$
(e) Distanza tra i perni di manovella, secondo l'asse dell'albero	$1,20-1,30 D$	$1,35-1,50 D$
(f) Spessore delle manovelle	$0,25-0,30 D$	$0,30-0,35 D$
(g) Lunghezza totale delle manovelle	$1,10-1,20 S$	$1,10-1,15 S$
(h) Larghezza delle manovelle	$0,75-0,85 D$	$0,95-1,05 D$

Tab. 7.5.1

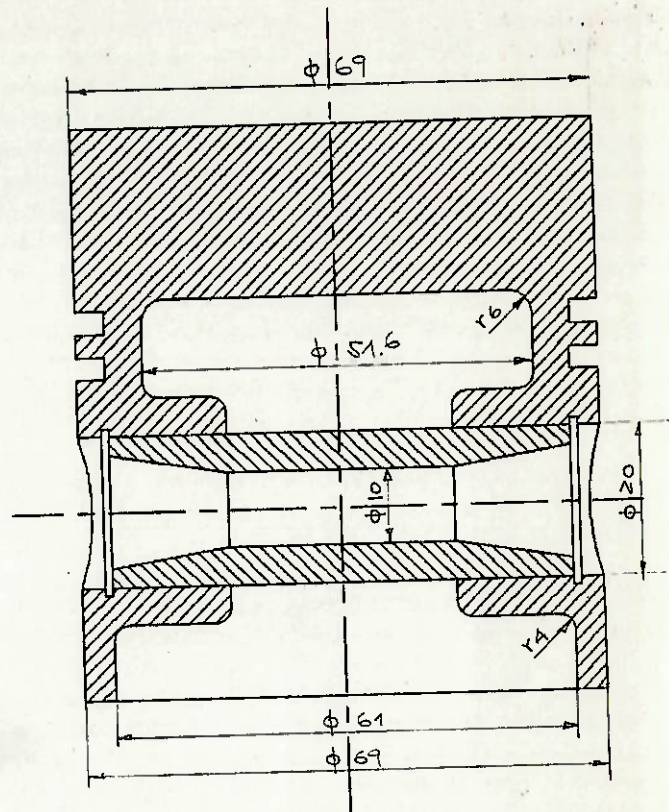
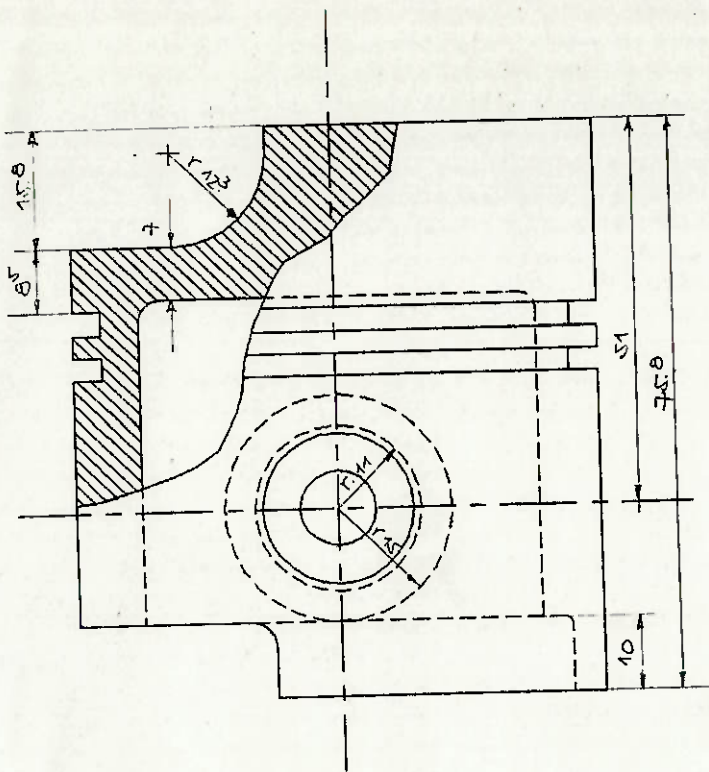
APENDICE 5

DESENHO DO PISTAO

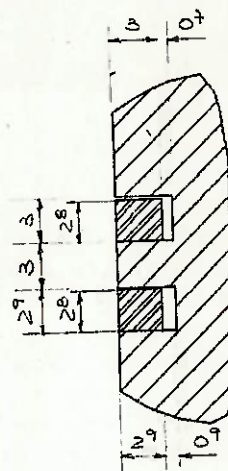
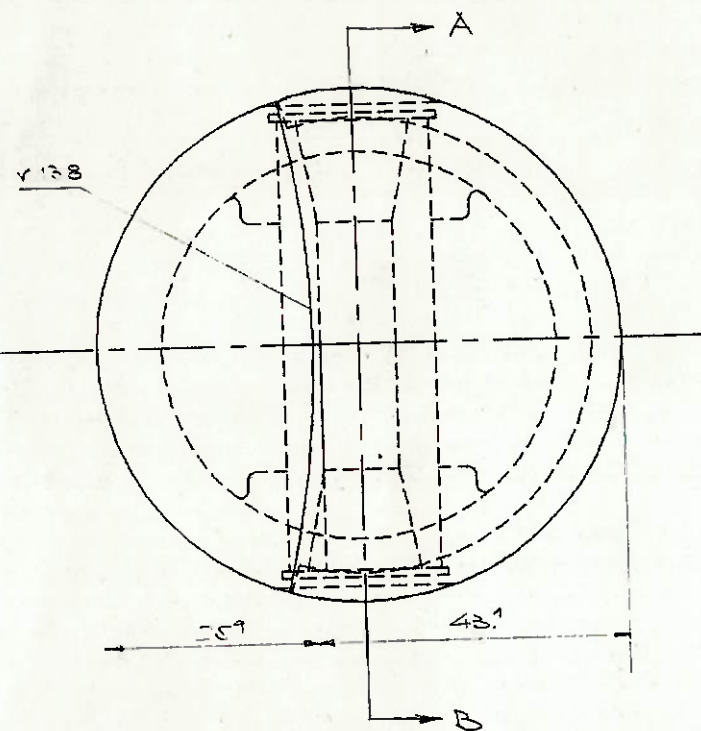
DESENHO DA BIKLA

DESENHO DO VIRABREQUIM

DESENHO DE CONJUNTO



CORTE AB



Escala 2:1

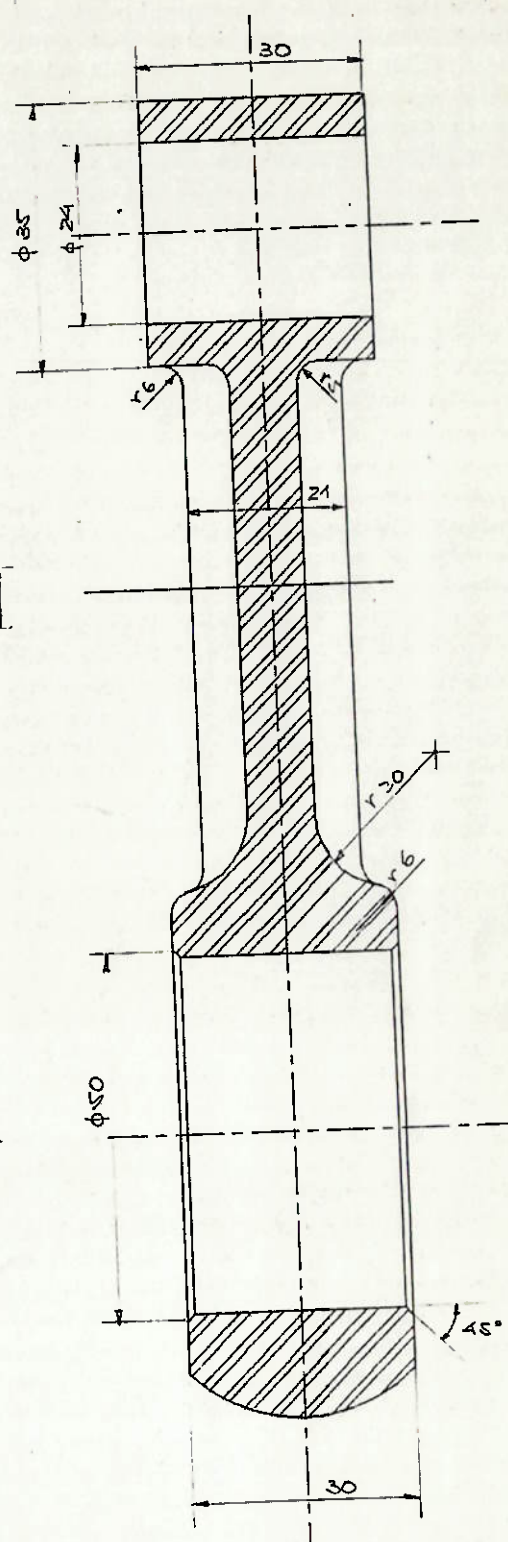
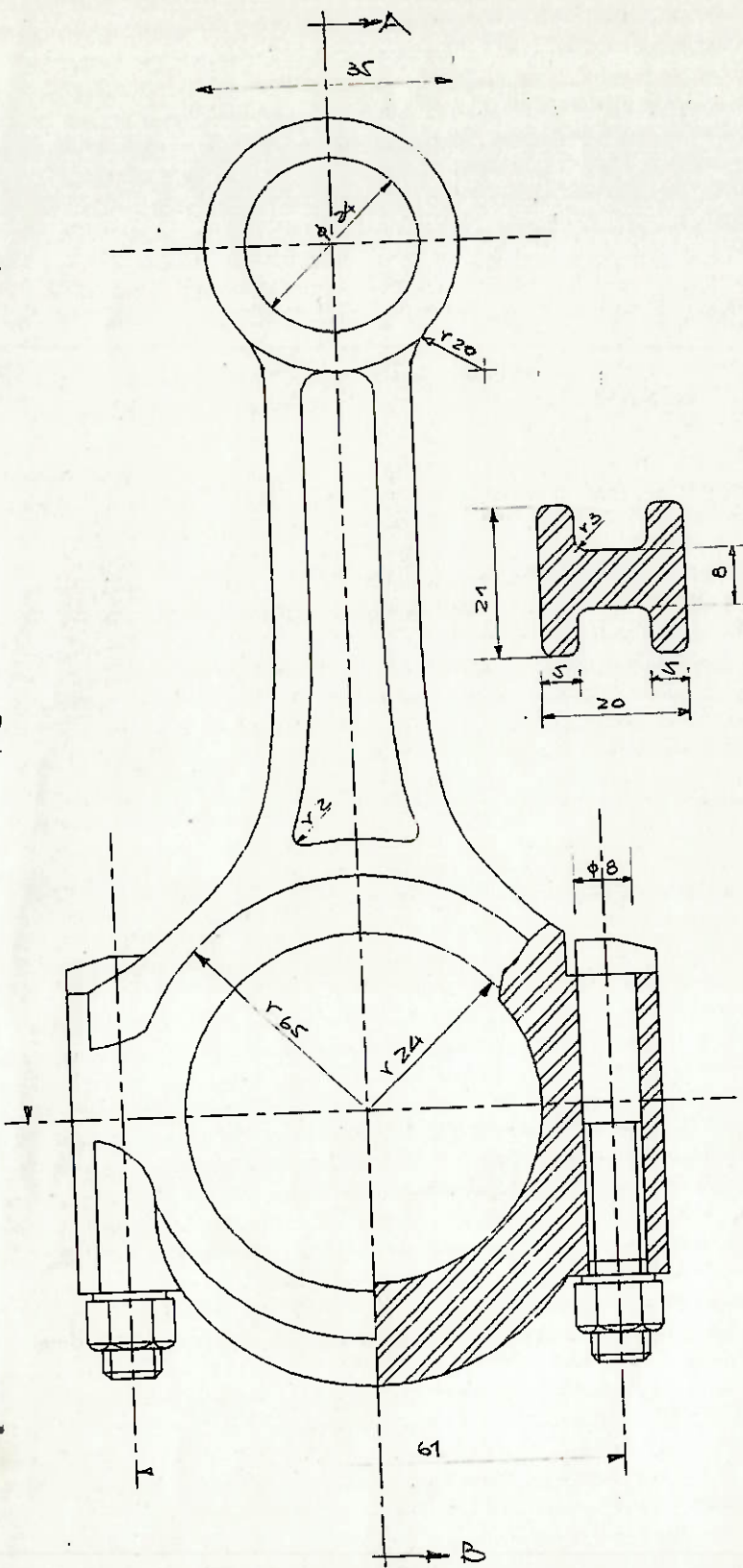
TOLERANCIA GERAL: ± 0.05 MM

MATERIAL:

PISTAO: AL-SI SAE 334

PINO : ACO SAE 3140

08/12/92	Luis Otavio de Oliveira Penteado	
1:1	PISTAO E PINO	PMC - 581 EPUSP

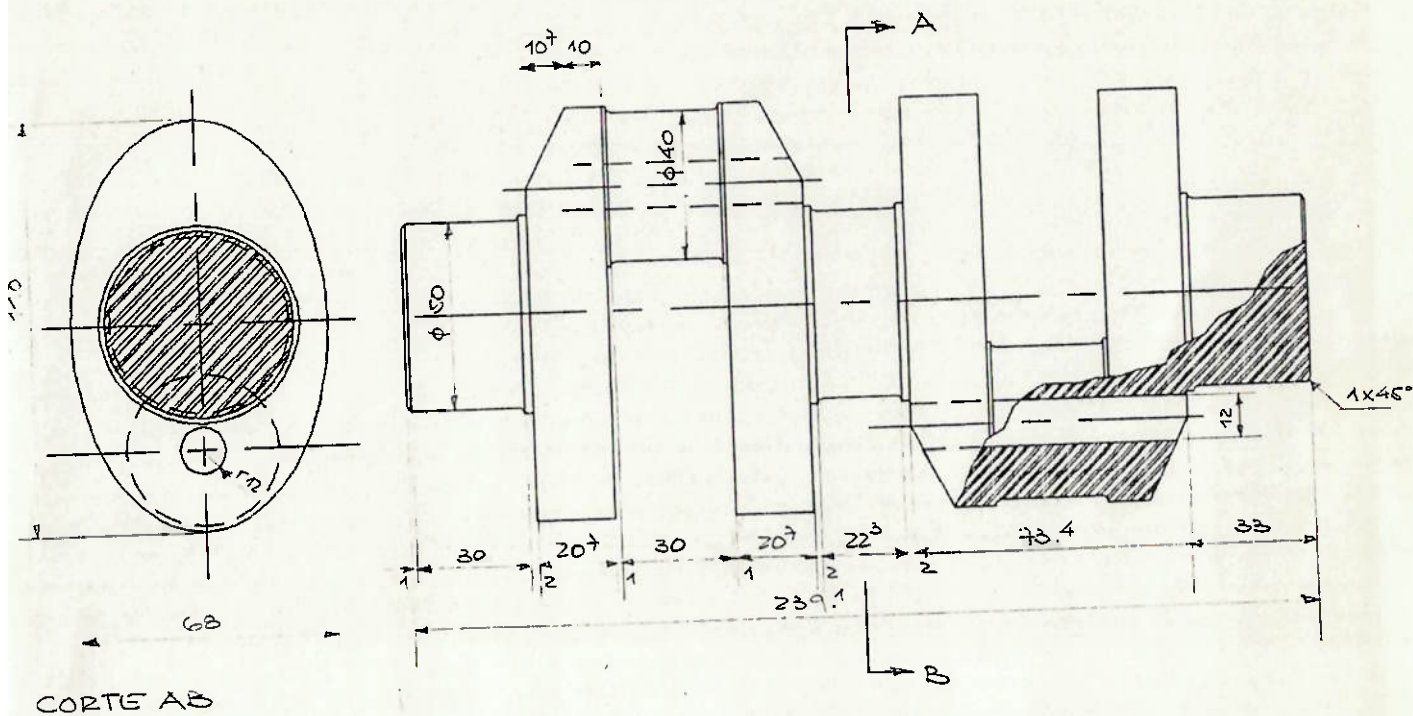


CORTE AB

TOLERANCIA GERAL: ± 0.05 mm

MATERIAL: ACO SAE 6150 FORJADO

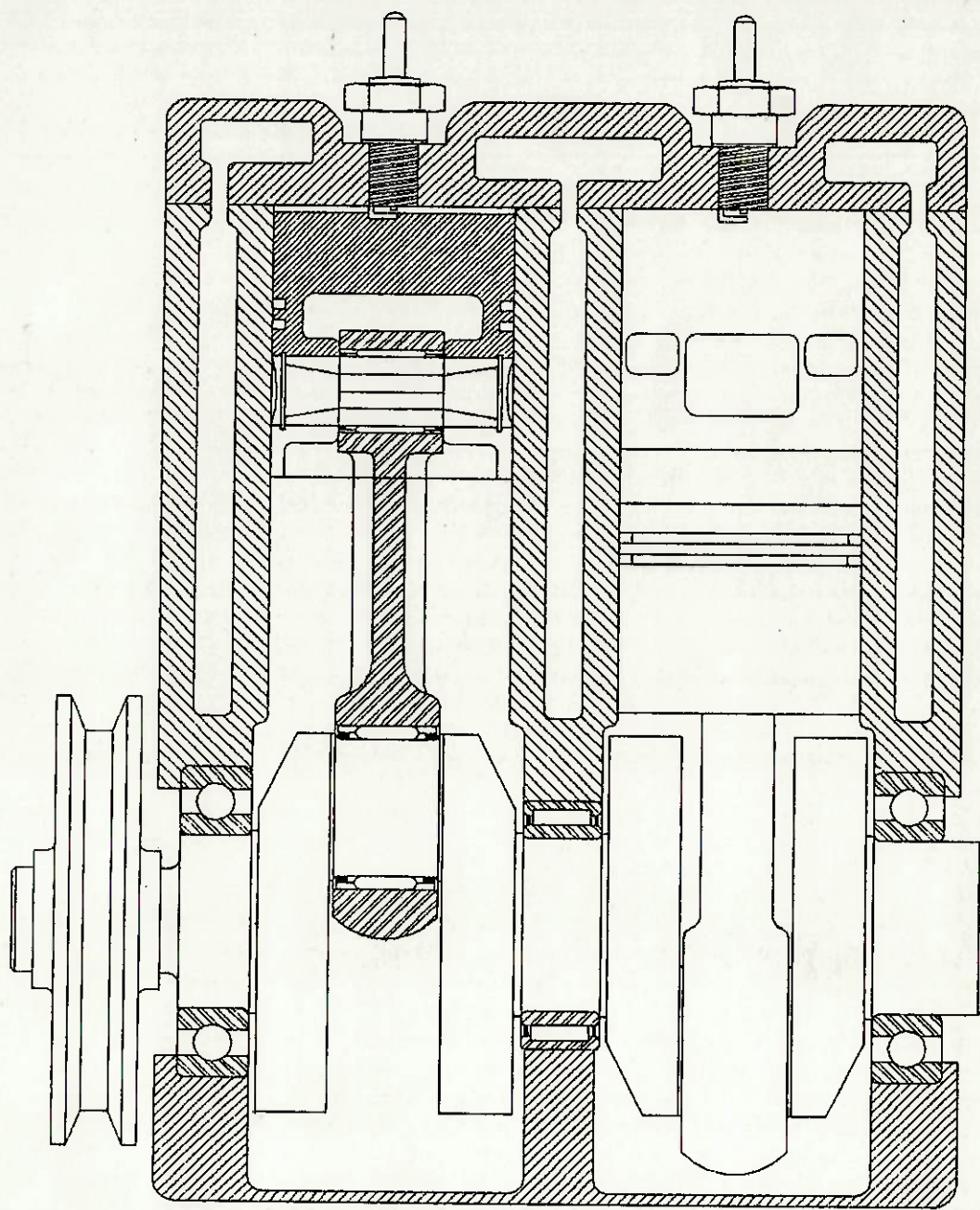
08/12/92	Luis Otavio de Oliveira Penteado	
1:1	BIELA	PMC - 581 EPUSP



TOLERANCIA GERAL: ± 0.05 mm
ARREDONDAMENTO: R1.5

MATERIAL: ACO SAE 4130
NORMALIZADO

08/12/92	Luis Otavio de Oliveira Penteado	PMC - 581
1:2	VIRABREQUIM	EPUSP



08/12/92	Luis Otavio de Oliveira Penteado	
1:2	CONJUNTO	PMC - 581 EPUSP

APENDICE 6

INDICE DE REFERENCIA DAS FIGURAS

As figuras utilizadas neste texto foram obtidas nas seguintes referências:

Capítulo 2

2.1.1 a, b, c, d,	Ref. 10
2.1.2 a, b,	Ref. 5
2.1.3 a, b	Ref. 5

Capítulo 3

3.1.1	Ref. 12
3.1.2	Ref. 17

Capítulo 6

6.1.1	Ref. 4
6.2..2.1	Ref. 4
6.2.3.1	Ref. 4
6.2.5.1	Ref. 4
6.3.1	Ref. 4
6.3.2	Ref. 4
6.3.3	Ref. 4
6.3.4	Ref. 4
6.4.2.1.1 a	Ref. 10
6.4.2.1.1 b	Ref. 6

Capítulo 7

7.1.1	Ref. 2
7.3.1	Ref. 4
7.5.1	Ref. 6

Capítulo 8

8.1.1	Ref. 2
8.1.2	Ref. 10
8.1.3	Ref. 15
8.1.4	Ref. 15
8.1.5	Ref. 15
8.1.6	Ref. 15

8.2.1	Ref. 15
8.4.1	Ref. 16

Capítulo 9

9.1.1	Ref. 9
9.2.1	Ref. 5
9.2.2	Ref. 5
9.3.1	Ref. 10
9.3.2	Ref. 10
9.4.1	Ref. 5

Capítulo 10

10.1	Ref. 13
10.2	Ref. 13
10.3	Ref. 13
10.4	Ref. 13
10.5	Ref. 13
10.6	Ref. 13
10.7	Ref. 13