

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR  
DO CICLO OTTO COM INJEÇÃO DIRETA DE  
ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO PRÉ-  
AQUECIDO**



**Leônidas Hildebrand Jr.**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Washington Celere

São Carlos  
1998

Class.	TESE-EESC
Gutt.	12738
Tombo	0009/99

31100006516

S/S 1003802

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP**

H642a Hildebrand Jr., Leônidas  
Análise do desempenho de um motor do ciclo Otto  
com injeção direta de álcool etílico hidratado  
pré-aquecido / Leônidas Hildebrand Jr. -- São  
Carlos, 1998.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São  
Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Washington Celere.

1. Motor de ciclo Otto.
2. Injeção direta.
3. Álcool etílico. I. Título.

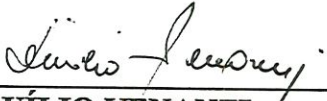


**FOLHA DE APROVAÇÃO**

Candidato: Engenheiro **LEONIDAS HILDEBRAND JÚNIOR**

Tese defendida e aprovada em 26.08.1998  
pela Comissão Julgadora:

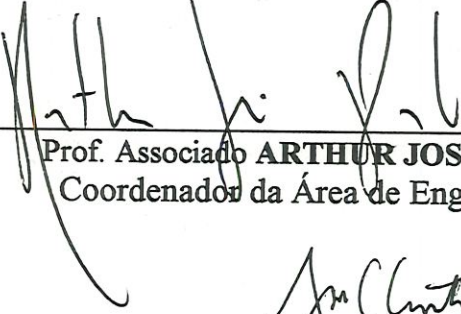
  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. **SAMUEL WASHINGTON CELERE (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Tit. **DUÍLIO VENANZI**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Tit. **HANS GEORGE ARENS**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. **SEBASTIÃO CARDOSO**  
(Universidade de Taubaté - UNITAU)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. **JAIRO AUGUSTO CAMPOS DE ARAÚJO**  
(UNESP/Campus de Jaboticabal)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica

  
\_\_\_\_\_  
**JOSE CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*Dedico este trabalho a minha esposa, Mariângela,  
aos meus filhos Ricardo e Henrique. E a Deus, que  
é fonte de toda inspiração.*

## AGRADECIMENTOS

- Ao meu orientador Samuel Washington Celere pela confiança em mim depositada, pela orientação e amizade.
- Ao Professor Doutor Antônio Moreira dos Santos, pela confiança na concessão irrestrita do Laboratório.
- Aos amigos José Roberto Bogni, Roberto Carlos Prativiera, José Francisco Torres, Roberto Lourenço e Rubens Crnkovic, funcionários do Laboratório de Motores, em especial a Zé Bogni e Roberto “Prata”, pela ajuda na montagem da bancada de experimentos.
- A todos os Professores, Secretário(as), Maragno, Cristina, Margareth, Silvana e funcionários, Reginaldo e João Pedro, do Departamento de Engenharia Mecânica, em especial, a Ana Paula Bueno Bardelotte e Elisabeth Maria Alves Alexandre, pela ajuda com o computador.
- Aos funcionários do Laboratório de Dinâmica, Cláudio, José Francisco (Xina), Suzete e Cristina.
- Ao amigo Marcelo Valente Feitosa pela grande ajuda durante a realização dos experimentos.
- A amiga Vânia Regina Velloso Silva, pelo apoio e incentivo.

- Aos amigos da Retifica de Motores Moreno, Senhor Afonso e seu filho Afonsinho pela ajuda na montagem e usinagem do motor de testes.
- Aos amigos do BB, Romeu, Ricardo e Arnaldo, que seguraram a “barra” no final deste trabalho.
- A Doutora Glaucy Ap. Perin Briganti, pelo apoio psicológico.
- Enfim, agradeço a todos aqueles que contribuíram direta e indiretamente para a elaboração deste trabalho.

“*in memoriam*”, externo o mais profundo agradecimento, ao Senhor Sérgio Venanzi, por ter consertado um fogão à álcool na minha presença, então.....

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	VII
LISTA DE TABELAS.....	IX
LISTA DE SÍMBOLOS.....	X
RESUMO .....	XII
ABSTRACT .....	XIII
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - OBJETIVO DA PESQUISA .....	9
<b>CAPITULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>10</b>
2.1 - A INJEÇÃO DIRETA.....	10
2.1.1 - <i>Motores de Carga Estratificada</i> .....	12
2.1.2 - <i>Injeção Direta de Combustível versus Carburador</i> .....	21
2.1.2.1 - <i>Manutenção da Constância da Relação Ar-Combustível</i> .....	23
2.2 - A INJEÇÃO INDIRETA DE COMBUSTÍVEL .....	25
2.2.1 - <i>Injeção Eletrônica de Combustível</i> .....	26
2.2.1.1 - Sistema de injeção Eletrônica multi-ponto (MPI) .....	29
2.2.1.1.1 - <u>Estratégias de Injeção Multi-Ponto (MPI)</u> .....	33
2.2.1.2 - Sistema de Injeção Eletrônica Monoponto (SPI).....	35
2.3 - CONSIDERAÇÕES SOBRE A POTÊNCIA E O RENDIMENTO DOS MOTORES .....	36
2.4 - CONSIDERAÇÕES SOBRE A VAPORIZAÇÃO DO COMBUSTÍVEL .....	42
2.4.1 - <i>Influência do tamanho das gotas na vaporização</i> .....	48
<b>CAPITULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>51</b>
3.1 - MATERIAIS .....	51
3.1.1 - <i>Descrição dos Equipamentos e Instalações</i> .....	54
3.1.2 - <i>Conjunto de injeção direta de álcool</i> .....	55
3.1.3 - <i>Gerador de pulsos para acionamento das VEICs</i> .....	57
3.1.3.1 - Sistema gravimétrico para medição do consumo de combustível ....	60
3.1.3.2 - Sistema de arrefecimento do motor .....	62
3.1.3.3 - Sistema de aquisição de dados computadorizados.....	63
3.2 - MÉTODOS.....	66
3.2.1 - <i>Ensaio preliminares</i> .....	66
3.2.1.1 - Determinação do conjunto de tubagens de admissão e escapamento.....	66
3.2.1.2 - Determinação da localização do conjunto de injeção no cilindro do motor .....	67



3.2.1.3 - Determinação da vazão de combustível e testes do gerador de pulsos	67
<b>3.2.2 - Determinação da fração de combustível vaporizado</b>	<b>68</b>
3.2.2.1 - Determinação da variação de temperatura do ar	72
<b>3.2.3 - Procedimento de execução dos ensaios dinamométricos</b>	<b>73</b>
<b>CAPÍTULO 4: RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>75</b>
4.1 - SISTEMA DE INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL	75
4.1.1 - <i>Variação do consumo de ar e do rendimento volumétrico em função das configurações adotadas</i>	75
4.1.2 - <i>Localização do conjunto de injeção no cilindro do motor</i>	78
4.1.3 - <i>Vazão de combustível e teste do gerador de pulsos</i>	81
4.1.4 - <i>Vaporização do combustível</i>	83
4.2 - DESEMPENHO DO MOTOR	89
<b>CAPITULO 5 - CONCLUSÃO E SUGESTÕES</b>	<b>95</b>
5.1. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	96
<b>BIBLIOGRAFIA CITADA</b>	<b>97</b>
<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA</b>	<b>103</b>



## LISTA DE FIGURAS

		pagina
Figura 2.1	Sistema de Combustão Hesselman	14
Figura 2.2	Motores de carga estratificada de produção comercial: O sistema de combustão controlada TCCS da Texaco e o sistema FM a M.A.N.	15
Figura 2.3	Concepção idealizada da combustão de carga	16
Figura 2.4	Comportamento da pulverização do combustível durante a injeção direta no tempo compressão	17
Figura 2.5	Dois modos de injeção em função da RPM e torque	19
Figura 2.6	Razões ar-combustível e combustível-ar requeridos por um motor em várias acelerações	23
Figura 2.7	Mecanismo de regulação de débito com pistões com rampa helicoidal e cremalheira	25
Figura 2.8	Montagem típica de uma válvula injetora num sistema M.P.I.	30
Figura 2.9	Sistema típico de gerenciamento eletrônico de injeção M.P.I.	31
Figura 2.10	Circuito de combustão de um sistema multi-ponto (MPI)	32
Figura 2.11	Estratégias de injeção simultânea em grupo e seqüência para sistemas de injeção multi-ponto (MPI)	34
Figura 2.12	Diagrama esquemático de um sistema S.P.I.	36
Figura 2.13	Variação da área superficial normalizada da gota de combustível em função do tempo	44
Figura 2.14	Pressão de vapor de algumas substâncias	46
Figura 2.15	Curva de evaporação ASTM para vários combustíveis	47
Figura 3.1	Diagrama esquemático de montagem dos equipamentos no motor e teste no dinamômetro	53
Figura 3.2	Corte esquemático com a nomenclatura básica das VEICs	56
Figura 3.3	Corte esquemático da instalação do porta-injetor	58
		página

Figura 3.4	Gerador de pulsos	60
Figura 3.5	Gerador de pulsos acoplado ao motor	60
Figura 3.6	Sistema de medição de consumo de combustão	62
Figura 3.7	Sistema de arrefecimento	63
Figura 3.8	Vista geral do sistema de aquisição	66
Figura 3.9	Vista geral do motor na bancada de teste	66
Figura 3.10	Sistema gravimétrico para medição de consumo de combustível	66
Figura 3.11	Representação do sistema contendo ar e gotas de combustível	70
Figura 4.1	Consumo de ar em função da rotação	77
Figura 4.2	Rendimento volumétrico em função da rotação	78
Figura 4.3	Evolução da pressão no interior do cilindro	79
Figura 4.4	Tempo de permanência das válvulas de admissão e escape	81
Figura 4.5	Tempo de abertura x RPM	82
Figura 4.6	Vazão de combustível	82
Figura 4.7	Curva de consumo de ar	83
Figura 4.8	Curvas de evolução de pressão interior do cilindro para combustível frio	84
Figura 4.9	Curvas de evolução de pressão no interior do cilindro para combustível quente	85
Figura 4.10	Curva de evolução da temperatura no interior do cilindro para combustível frio	86
Figura 4.11	Curvas de evolução da temperatura no interior do cilindro para combustível quente	87
Figura 4.12	Razão ar-vapor de combustível	89
Figura 4.13	Potência reduzida em função da rotação	91
Figura 4.14	Torque em função da rotação	91
Figura 4.15	Razão ar-combustível em função da rotação	92
Figura 4.16	Consumo de combustível em função da rotação	92
Figura 4.17	Consumo específico em função da rotação	93
Figura 4.18	Rendimento global em função da rotação	93

## LISTA DE TABELAS

		pagina
Tabela 1.1	Evolução dos limites de controle dos gases de escape	04
Tabela 1.2	Requisitos de econômica da CAFE	05
Tabela 2.1	Propriedades de alguns combustíveis	43
Tabela 3.1	Especificações do motor HMC-1.6	55
Tabela 4.1	Simbologia das configurações das tubagens	77

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a_{mb}$	=	ambiente
$a_r$	=	ar
$A$	=	área
$Q$	=	calor
$c$	=	calor específico
$L$	=	calor latente de vap.
$V_d$	=	cilindrada total do motor
$c_c$	=	com combustível
$c = 1$	=	combustível
$c_2$	=	comprimento da biela
$c_1$	=	comprimento da manivela
$R$	=	constante do ar
$\rho$	=	densidade
$DV$	=	deslocamento volumétrico
$b$	=	diâmetro do cilindro
$U$	=	energia interna
$u$	=	energia interna específica
$h$	=	entalpia específica
$X$	=	fração mássica de vapor
$AVC$	=	$m_{ar} / m_{vc}$
$m$	=	massa
$\theta$	=	posição do eixo de manivelas
$Y$	=	posição do pistão
$N_a$	=	potência de atrito
$N_e$	=	potência efetiva

$N_{co}$	=	potência efetiva observada
$N_{er}$	=	potência efetiva reduzida
$N_i$	=	potência indicada
$P$	=	pressão
$\eta_v$	=	rendimento volumétrico
$\eta_g$	=	rendimento global
$\eta_m$	=	rendimento mecânico
$\eta_t$	=	rendimento térmico
$RV$	=	rendimento volumétrico
$N$	=	rotação do motor
$_{sat}$	=	saturação
$_{sc}$	=	sem combustível
$TC$	=	taxa de compressão
$T_{ic}$	=	temp. inicial do comb.
$T_{sat}$	=	temp. média de saturação
$T$	=	temperatura
$t$	=	tempo
$W$	=	trabalho
$_{vc}$	=	vapor de combustível
$V$	=	velocidade
$V$	=	volume
$W$	=	$W/t$



## RESUMO

HILDEBRAND JR., L. *Análise do Desempenho de um Motor do Ciclo Otto com Injeção Direta de Álcool Etílico Hidratado Pré-Aquecido*. São Carlos, 1998. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O presente trabalho aborda o emprego do etanol pré-aquecido, injetado diretamente no interior dos cilindros de um motor do ciclo Otto, objetivando a obtenção de melhores níveis de rendimento térmico global em função do aumento da taxa de vaporização do combustível. Um sistema de injeção direta, utilizando válvulas eletromagnéticas de injeção de combustível foi desenvolvido e incorporado ao motor, sendo este submetido a ensaios dinamométricos. Os resultados obtidos revelam que o pré-aquecimento do etanol confinado é responsável por uma expansão isentalpica que ocorre durante o processo de injeção possibilitando um melhor aproveitamento do combustível. Também é discutido os resultados referentes a comparação entre carburação, injeção direta fria e injeção direta quente.

Palavras-chave: Motor do ciclo Otto, Injeção Direta, Etanol pré-aquecido.



## ABSTRACT

HILDEBRAND JR, L. Analysis of a Direct Injection Otto Cycle Engine using a Pre-Heated Ethyl Alcohol. São Carlos, 1998. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work pretends to describe the use of the direct injection ethyl alcohol into the interior of the cylinders of an Otto Cycle engine, with the intention of obtaining better levels of thermal efficiency. The efficiency is measured as a function of the fuel vaporization level. A direct injection fuel system, using electromagnetic fuel injection valves, was developed and incorporated into the engine. This system was submitted to dynamometric tests. The results obtained revealed that confined pre-heating of the ethyl alcohol is responsible for an isenthalpic expansion that occurs during the injection process making better use of the fuel. A comparison between carburation and hot and cold direct injection is discussed.

Key words: Otto Cycle Engine, Direct Injection, Pre-Heated Ethyl Alcohol.

## **CAPÍTULO 1**

### ***1. Introdução***

Em novembro de 1975, movido pela necessidade de produzir combustíveis alternativos e baseado na boa capacidade instalada para a produção do açúcar e do álcool, o Governo brasileiro criou o Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL). Naquela época procurava-se a substituição, em larga escala, do uso da gasolina como combustível propulsor de motores do ciclo Otto, um vez que o grande temor mundial era o fim, a curto prazo, das reservas de petróleo.

As grandes flutuações dos preços dos combustíveis derivados do petróleo faziam do Programa Nacional do Álcool uma esperança brasileira no sentido de gerar um combustível novo, limpo e renovável, com participação ativa na política de empregos e na economia de divisas para o país.

A ampliação da fronteira agrícola fez com que grandes áreas de terras agricultáveis, anteriormente ociosas, começassem a ser utilizadas para o

plântio da cana-de-açúcar, principal matéria prima para a fabricação do álcool, contudo este processo ocorreu paralelamente a produção de alimentos fazendo com que houvesse a necessidade de contratação de mão-de-obra e, com isto, a geração de novos empregos.

Há autores que atribuem ao Programa Nacional do Álcool, a libertação do país de um endividamento externo que poderia comprometer definitivamente o seu Produto Interno Bruto no final deste século.

Dentre os combustíveis renováveis, o álcool (etanol) destaca-se por ter características próximas as da gasolina, possibilitando sua utilização direta em motores convencionais do ciclo Otto, sem que haja a necessidade de grandes modificações nos mesmos (CARDOSO, 1984). Entretanto, é preciso salientar que as pesquisas realizadas com o intuito de utilizar o álcool em motores de combustão interna, quase sempre, foram estimuladas por problemas locais e temporários como guerras ou escassez de petróleo em determinadas regiões. Porém, uma vez contornados os problemas, os trabalhos em desenvolvimento para o uso do álcool eram simplesmente engavetados ou abandonados (Schweitzer & Grunder, 1963, citados por CARDOSO, 1984).

Como prova deste fato, pode-se citar o insucesso dos testes feitos na Alemanha, entre 1894 e 1897, no sentido de utilizar o álcool como combustível nos motores de ciclo Otto recém-desenvolvidos por Renault, Ford, Herbet Austin, Armand Peugeot e outros. A falta de sucesso destas pesquisas ocorreu, muito provavelmente, devido ao fato dos motores possuírem uma taxa de compressão muito baixa, em torno de 4:1. Na Primeira Guerra Mundial, em 1914, intensificaram-se as pesquisas para o uso do álcool em aviões, zepelins, explosivos e veículos de guerra em geral. No entanto, em 1918, com o final da I Guerra houve uma desaceleração nas pesquisas para o uso do álcool como combustível (CARDOSO, 1984 e ÁVILA, 1994).

Outro abandono de pesquisa se deu ao término da Segunda Guerra Mundial com o projeto “Disotto” de Julius Witzky (Schweitzer &



Grundes, citados por CARDOSO, 1984) e, mais recentemente, o Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL) que, se não foi abandonado ou arquivado, foi meramente esquecido e entregue à própria sorte, visto que a possibilidade de escassez de petróleo, a curto prazo, não está mais em evidência, além de seu preço ter se estabilizado no mercado internacional.

Entretanto, diante do problema que se configurou pelas questões ambientais, o Brasil que é o pioneiro no desenvolvimento do álcool combustível, vem sendo acossado pela opinião pública mundial, a exemplo de outros países, desde a ECO/92 para buscar alternativas energéticas limpas. Nenhum país ou povo civilizado e ecologicamente conscientizado aceita mais conviver com a poluição atmosférica, muito menos com soluções pouco sérias e não convincentes tecnologicamente. Assim, o Governo brasileiro relança o antigo PROÁLCOOL, rebatizado sob o nome de Programa Nacional de Energia Renovável.

A exemplo do antigo PROÁLCOOL, o Programa Nacional de Energia Renovável também visa a substituição da gasolina pelo álcool em grandes centros urbanos buscando, desta vez, melhor qualidade de vida, uma vez que, segundo WILLIANS & OBEL (1987), a substituição dos veículos movidos a gasolina por veículos movidos a álcool implicaria em redução da poluição em cerca de 20%.

No que diz respeito a poluição, países como EUA, Canadá, Japão e a Comunidade Européia, com o intuito de colaborarem, criaram legislações que regulamentam as emissões dos gases de exaustão dos automóveis. Normalmente os gases que são controlados pelas legislações são CO, HC e NO<sub>x</sub>.

Os requisitos de controle de emissões dos gases de exaustão começaram nos Estados Unidos (EUA) em 1966, especificamente no estado da Califórnia. Desde então o governo federal americano impôs os limites de controle para todos os estados, e os requisitos foram se tornando

progressivamente mais difíceis de serem seguidos. A Tabela 1.1 mostra a evolução dos limites de controle dos gases de exaustão. É importante dizer que estes padrões deverão ser seguidos pelo Brasil, uma vez que o país adotou a legislação americana para motores de ciclo Otto (PASSARINI, 1993).

Tabela 1.1 - Evolução dos limites de controle dos gases de escape.

ANO	Requisitos (g/mi)					
	governo federal (EPA)			CARB.		
	HC	CO	NOx	HC	CO	NOx
1968*	3,2	33,0	-			
1971*	2,2	23,0	-			
1978*	1,5	15,0	2,0	0,41	9,0	1,5
1980*	0,41	7,0	2,0			
1990**				0,41	7,0	0,4/0,7
1991***	0,41	3,4	1,0			
1993**				0,25	3,4	0,4
1994***	0,25	3,4	0,4			
1995**				0,125	3,4	0,4
1997**				0,075	3,4	0,2
*	RIBBENS-MANSUR (1982, p. 152)					
**	NISHIMURA et al (1990, p. 373)					
***	BULMER (1991, p. 18)					

Obs.: EPA: Envirolment Protection Agency =  
 Agência de Proteção do Meio Ambiente  
 CARB: Califórnia Air Resources Board =  
 Conselho de Meios Atmosféricos da Califórnia  
 fonte: (PASSARINI, 1993)

A crise do petróleo, que no Brasil fez com que surgisse o PROÁLCOOL, nos Estados Unidos, por exemplo, fez com que as autoridades se esforçassem em melhorar o consumo médio de combustível através de regulamentação governamental. O requisito do governo americano para a economia de combustível, é conhecido pelas montadoras pela sigla CAFE (Corporate Avarage Fuel Economy = Economia Média Unificada de Combustível) e, de tempos e tempos, este requisito de consumo fica cada vez



mais rigoroso e difícil de ser alcançado. A Tabela 1.2 mostra a evolução do requisito de economia da CAFE.

Tabela 1.2 - Requisitos de economia da CAFE

ano	milhas/galão (MPG)	km/l
1978*	18	7,7
1979*	19	8,1
1980*	20	8,5
1991**	27,5	11,7
1996**	20% de melhoria	
* RIBENS-MANSOUR (1982, p.152)		
** NISHIMURA et al (1990, p. 373)		

fonte: (PASSARINI, 1993)

É importante observar que o cumprimento destas normas ou requisitos envolve diretamente o desempenho do motor, ou seja, o motor deverá apresentar um baixo consumo específico, pois só assim será possível economizar combustível, emitir menor quantidade de poluentes e não perder a dirigibilidade, uma vez que o consumo específico é a quantidade de combustível necessária para gerar uma unidade de potência em uma unidade de tempo.

O consumo específico é um parâmetro que está intimamente relacionado com o rendimento global de um motor. Diminuí-lo significa aumentar o rendimento térmico e isto não é uma tarefa tão simples, visto que esta tentativa vem sendo feita há pelo menos 130 anos, desde o advento dos primeiros motores do ciclo Otto até hoje.

No começo não deve ter sido difícil saltar dos 4,65% de rendimento do motor construído por Lenoir para algo em torno de 25 a 28% de rendimento dos motores que funcionam segundo o ciclo idealizado por Alphonse Beau de Rochas, entretanto, alcançar mais do que os 33 ou 35% de



rendimento dos motores atuais tem requerido muitos esforços das fábricas e dos pesquisadores em todo o mundo.

Neste sentido, o Japão, por intermédio da Toyota, dá um passo importante lançando recentemente (1996) um novo produto no mercado. Trata-se de um motor de carga estratificada com injeção direta de gasolina.

Neste motor há 4 válvulas por cilindro, dispõe de sistema de recirculação de gases da combustão (ERG) e a estratificação da carga é proporcionada pela alta pressão de injeção, pelo formato da câmara de combustão e disposição das válvulas. Comparado com os motores convencionais, apresenta uma economia de combustível da ordem de 30% e redução nas emissões de poluentes, principalmente o NO<sub>x</sub> (óxido de nitrogênio), de 95% quando equipado com catalisadores especiais (YAMAGUCHI, 1996)

A estratificação de carga ou injeção direta de combustível, não é uma idéia nova, pois antecede até o próprio carburador como elemento formador da mistura ar-combustível. As vantagens da injeção direta consistem, principalmente, na melhor utilização do combustível e é isto que tem despertado, novamente, o interesse para sua utilização. Este melhor aproveitamento do combustível pode se resumir em quatro pontos essenciais:

- Pulverização mais fina e mais regular do combustível, assegurando uma combustão mais completa da mistura carburante;
- Distribuição estritamente igual do combustível entre os diferentes cilindros;
- Possibilidade de utilizar uma taxa de compressão mais elevada;
- Supressão das perdas de combustível fresco pelo efeito da “lavagem” dos cilindros.

Voltando para a questão do uso do álcool como combustível, o Brasil, visando promover a adaptação para a nova conjuntura energética

originada com a criação do PROÁLCOOL, através de órgãos como o Instituto de Pesquisas Tecnológicas e o Laboratório de Termodinâmica da Escola de Engenharia de São Carlos, desenvolveu inúmeras pesquisas com o intuito de promover a transformação dos motores, o que permitiu alcançar resultados bastante importantes no que diz respeito ao novo combustível: automóveis até então movidos a gasolina passaram a funcionar perfeitamente bem com o álcool (ÁVILA, 1994).

Os motores movidos a álcool etílico hidratado atingiram um nível tal de desenvolvimento, que passaram a ser mais duráveis que os consagrados motores a gasolina em razão da melhor qualidade do álcool como combustível (mais puro e mais limpo), que proporciona pouquíssimos resíduos de combustão e pequenas contaminações do óleo lubrificante, além de baixo nível de emissões de poluentes (ÁVILA, 1994).

Embora estas pesquisas tenham solucionado o problema da substituição do combustível, ainda existia o problema do alto consumo específico pelo fato do álcool possuir um poder calorífico menor quando comparado a gasolina. Desta forma, as pesquisas evoluíram no sentido de se obter motores movidos a álcool que fossem mais econômicos, em termos de consumo de combustível, mas que mantivessem ou melhorassem o seu nível de potência, ou seja, motores com maior rendimento que aquele verificado nos modelos até então existentes.

Sendo o álcool um composto único, ao invés da gasolina que é uma mistura de dezenas de hidrocarbonetos, com propriedades físicas distribuídas em larga faixa, a possibilidade de se pré-vaporizar o combustível, visando melhorar a eficiência da combustão e com isso diminuir o consumo específico, foi largamente explorada por pesquisadores como: Corsini, Celere, Venanzi, Santos, Ávila, Torres e outros.

Mesmo tendo sido positivos os resultados das pesquisas, estas contribuições nunca foram aplicadas na prática, como aconteceu com os



motores a álcool que saíram dos laboratórios e ganharam as ruas. A inviabilidade do veículo movido a álcool pre-vaporizado consiste na preparação da mistura que não seria feita por um carburador, mas sim por um estequiômetro, que dosaria a quantidade de combustível (vapor de álcool) pela quantidade de ar aspirado pelo motor.

Outro problema, não menos importante, é a questão da eficiência volumétrica, pois o espaço ocupado pelo combustível em forma de vapor, reduz a quantidade de ar que entra no cilindro. Combustíveis na fase gasosa podem requerer de 4 a 15% do volume do coletor de admissão (MAXWELL & JONES, 1995).

A proposta deste trabalho é o estudo experimental da injeção direta de álcool etílico hidratado, pré-aquecido à baixas pressões em um motor do ciclo Otto. O sistema de injeção direta de combustível foi escolhido por possibilitar um maior controle dos parâmetros envolvidos na pesquisa, além de garantir uma distribuição uniforme de combustível entre os diferentes cilindros. A utilização de baixas pressões de injeção deverá possibilitar o uso de bomba elétrica e bicos injetores convencionais, usados nos motores de injeção indireta do tipo multi-ponto, e também economizar a potência gasta para acionar uma bomba de alta pressão. Com o pré-aquecimento do combustível espera-se conseguir, durante a injeção, uma expansão isoentalpica e, com isto, um aumento da taxa de vaporização do combustível.

Espera-se com a conclusão deste trabalho trazer, de algum modo, uma contribuição para a pesquisa relacionada com motores e combustíveis alternativos renováveis, uma vez que o mesmo procura constituir a interface entre as pesquisas com álcool combustível no Brasil, e pesquisas com motores de injeção direta como os da TOYOTA, MITSUBISHI e AUDI.

### ***1.1 - Objetivo da Pesquisa***

- Desenvolver um sistema de injeção capaz de injetar álcool etílico hidratado pré-aquecido diretamente no interior do cilindro de um motor do ciclo Otto;
- Avaliar o desempenho de um motor do ciclo Otto funcionando com o sistema de injeção proposto;
- Comparar o desempenho do motor, operando com injeção direta com o desempenho do mesmo motor operando com carburador.

## **CAPITULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA**

O trabalho desenvolvido foi fundamentado em extensa pesquisa bibliográfica, no qual foram utilizados os recursos disponíveis na biblioteca da EESC-USP.

Neste capítulo, são apresentados resumos de publicações que foram examinados e criticados objetivamente visando estabelecer uma relação, ainda que indireta, com o tema do trabalho.

### ***2.1 - A Injeção Direta***

A idéia de injetar diretamente o combustível nos cilindros de um motor do ciclo Otto não é nova, e experiências neste sentido tem sido feitas destes antes da Segunda Guerra Mundial, mais precisamente na década de 30, utilizando-se para isto instalações de injeção do tipo daquelas empregadas nos motores diesel. A II Guerra acelerou o acabamento deste tipo de alimentação



por proporcionar em motores de tanques de guerra, maiores pressões médias indicadas e maiores rotações (FREIRE, 1955). No domínio da aviação, possui vantagens particularmente importantes por superar o problema de congelamento em carburadores causado pela vaporização do combustível líquido (TAYLOR, 1976).

Durante a II Guerra, alguns dispositivos de injeção foram aperfeiçoados nos dois campos, porém segundo princípios diferentes, pois os aliados davam preferência ao dispositivo injetor de combustível na tubulação de admissão, a montante dos cilindros, enquanto os alemães utilizavam instalações Bosch, nas quais o combustível era injetado diretamente nos cilindros com o auxílio de um sistema de injeção análogo ao dos motores diesel.

Desde então, Bosch prosseguiu o estudo de instalações de injeção adaptáveis às necessidades do automóvel, instalações que exigiam uma precisão extremamente alta, devido as pequenas quantidades de combustível a injetar, especialmente quando o motor girava em marcha lenta, ou em regimes próximos à marcha lenta. As primeiras instalações que ultrapassaram a fase experimental foram aquelas adotadas pelos alemães Gutbred e Goliath, que utilizaram o sistema de injeção direta em motores de dois tempos. (FREIRE, 1995 e QUEIROZ & TOMANIK, 1997)

A injeção direta em motores de dois tempos é particularmente interessante, porque permite “varrer” os cilindros com ar puro e suprime, deste modo, as inevitáveis perdas de gasolina fresca pelo escapamento, que se produzem quando a varredura ou “lavagem” é feita por uma mistura carburada. (DAISHO, 1990)

Num motor de quatro tempos de injeção direta, os injetores são calibrados de tal maneira que o combustível é introduzido no interior do cilindro com pressões de injeção da ordem de 100 a 500 bar (LENZ, 1992).



Disto resulta uma finíssima pulverização do líquido, muito mais fina e regular do que a resultante do esguicho do líquido provindo de um carburador.

A combustão em um motor é tanto mais completa quanto mais pulverizado é o combustível. Se o diâmetro das gotas é muito grande, somente sua camada superficial terá tempo de queimar durante o espaço muito curto, compreendido entre a ignição e a abertura da válvula de escapamento, sendo que uma parte do carburante é expelida sem ter produzido nenhum trabalho (FERGUSON, 1986).

O momento preciso do começo da injeção não parece ter grande importância, a menos que se trate de um motor de carga estratificada. A pulverização é tanto melhor quanto mais denso é o meio no qual o combustível é injetado (CARDOSO, 1984), o que deveria incitar a injeção o mais tarde possível durante a fase de compressão, por outro lado, a turbulência causada pelo ar fresco entrando no cilindro durante a fase de aspiração favorece a formação de uma mistura ar-combustível mais homogênea e arrefecida minimizando a possibilidade da detonação. (MITSUBISHI, 1997)

A Daimler-Benz, por exemplo, preferiu iniciar a injeção de combustível no final da fase de aspiração de ar do motor. (FREIRE, 1955)

### ***2.1.1 - Motores de Carga Estratificada***

O estudo da injeção direta de combustível em motores do ciclo Otto pode ser dividido em duas aplicações principais: injeção durante o curso de admissão e injeção durante o curso de compressão. Na primeira aplicação, a injeção direta serve de substituto para o carburador como meio de introduzir o combustível no cilindro durante o período de entrada de ar. Na segunda aplicação, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão no tempo compressão. Em ambos os casos os injetores estão localizados na

câmara de combustão e, por isso, devem ser capazes de resistir às altas temperaturas e pressões (STONE, 1993).

A carga de combustível-ar no motor do ciclo Otto, no momento da combustão, é uma mistura essencialmente homogênea e vaporizada. Com a injeção de combustível ocorrendo tarde no tempo compressão, a distribuição de combustível não é uniforme dentro da câmara, apresentando zonas de razão ar-combustível variáveis. Tal mistura é denominada de carga estratificada. Na carga estratificada, a razão ar-combustível em um ponto da câmara de combustão pode ser levemente rica enquanto ar puro pode existir em outro ponto da câmara. (OBERT, 1971)

Segundo HEYWOOD (1988), os motores de carga estratificada começaram a ser desenvolvidos a partir da década de 20, com o intuito de se construir um motor com um rendimento global maior do que aquele constatado nos motores do ciclo Otto carburados. O motor deveria combinar os melhores aspectos do ciclo Otto e do ciclo Diesel, apresentando as seguintes características:

- a) Injeção de combustível diretamente na câmara de combustão, durante o tempo de compressão para evitar o problema da detonação;
- b) A inflamação do combustível a medida que ele se mistura com o ar deve ser feita com uma vela de ignição, para obter maior controle do processo de combustão;
- c) Controle de potência feito variando-se a quantidade de combustível injetado, com o ar todo aberto para minimizar o trabalho de bombeamento.

A finalidade da carga estratificada no motor do ciclo Otto é evitar a detonação, e portanto, permitir altas razões de compressão ou combustíveis de baixo valor (ou ambos). Uma carga estratificada pode eliminar a detonação porque o gás final não é necessariamente uma mistura



combustível e, também, o tempo de aquecimento do combustível é curto porque a injeção começa tarde no curso de compressão (OBERT, 1971).

Obter cargas parciais num motor do ciclo Otto convencional sem o uso da borboleta no ar admitido, apenas restringindo o fornecimento de combustível seria impraticável, uma vez que a mistura ar-combustível admitida no cilindro seria muito pobre e não conduziria a chama através de toda a mistura. Num motor de carga estratificada, além do ar admitido não passar por uma borboleta, o combustível é injetado no ar de forma a envolver a vela de ignição com uma mistura combustível levemente rica. A vela acende esta mistura e a chama se propaga apenas na região ocupada pelo jato de combustível junto com o ar circunvizinho. Em carga parcial somente uma fração do ar contido na câmara é utilizado (KOWALEWLCZ, 1984). A Figura 2.1 mostra a configuração da injeção utilizada no motor Hesselman.

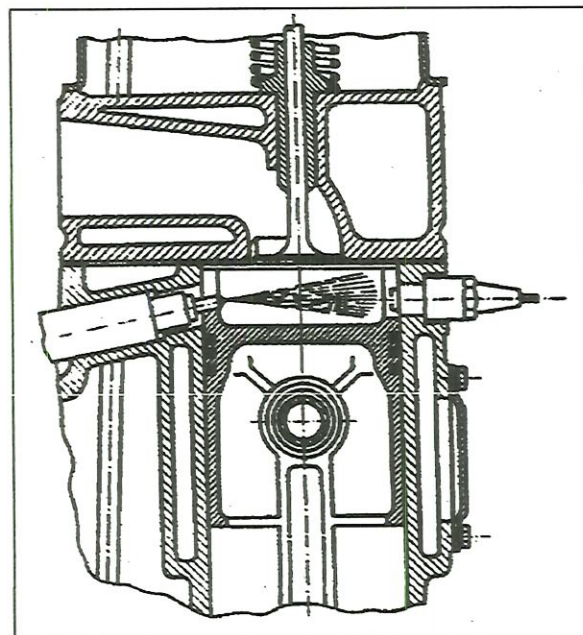


Figura 2.1 - Sistema de Combustão Hesselman.

Contemporâneos ao motor Hesselman, outros motores foram fabricados utilizando a injeção direta e a ignição provocada por centelha para serem utilizados nas mais diversas regiões e condições climáticas, dadas as suas características de multi-combustível e fácil partida a frio. Um estudo feito

por DILLSTRON (1934) mostrou que aqueles motores usavam o princípio da estratificação de carga e que a eficiência da combustão dependia da geometria da câmara de combustão, da localização dos bicos injetores e velas e ainda, a taxa de compressão ideal estava entre 14 e 15:1 (CARDOSO, 1984). A Figura 2.2 mostra a configuração da injeção usada em dois modelos de motores de carga estratificada utilizados comercialmente.

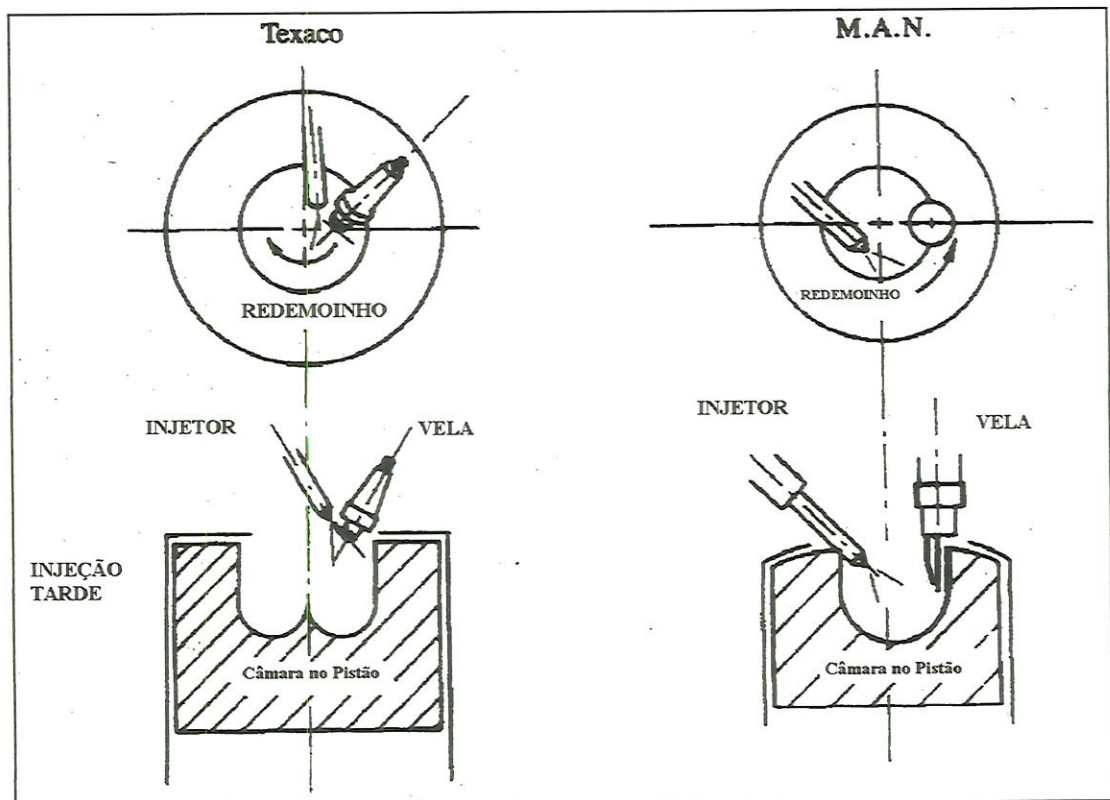


Figura 2.2 - Motores de carga estratificada de produção comercial: O sistema de combustão controlada TCCS da Texaco e o sistema FM da M.A.N.

A câmara de combustão na cabeça do pistão, tipo M.A.N., reduz sensivelmente as características Diesel do motor, tornando seu funcionamento suave e próprio para o uso em veículos (CARDOSO, 1984). O formato côncavo proporciona um alto grau de redemoinhos (SWIRL) ao ar aspirado, fundamental para uma combustão rápida e completa da mistura ar-combustível. O combustível é injetado tangencialmente e direcionado para a concavidade do pistão durante os últimos estágios da compressão. Uma



descarga elétrica de longa duração inflama o jato em desenvolvimento nas vizinhanças da vela de ignição. A partir daí, a frente de chama se expande consumindo a mistura ar-combustível até os estágios finais da combustão, que são completados durante o curso de expansão (BARBOSA, 1997). A Figura 2.3 mostra a concepção idealizada da combustão de carga estratificada nos motores TCCS Texaco e M.A.N.-FM.

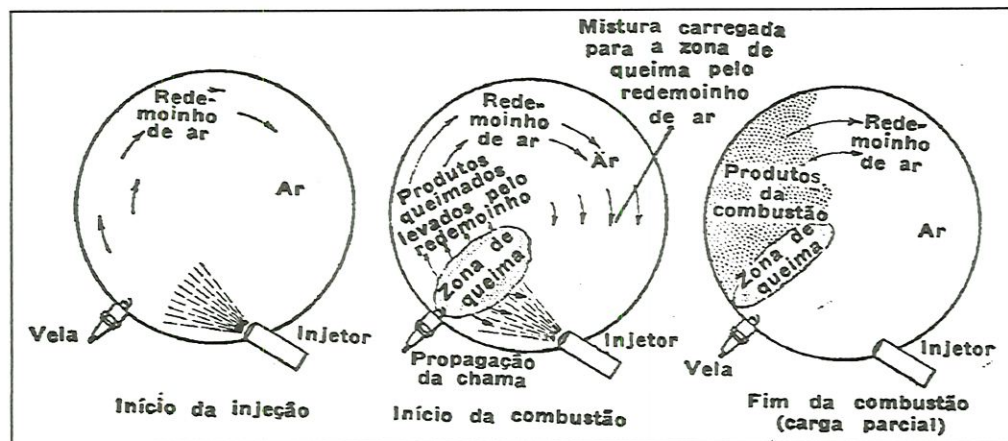


Figura 2.3 - Concepção idealizada da combustão de carga estratificada

A câmara de combustão tem sua eficiência térmica inversamente proporcional às perdas de calor que nela ocorrem, assim, câmaras esféricas são preferidas por possuírem uma menor razão área superficial interna/volume. (JOVÁJ & MÁŠLOV, 1973)

Os últimos motores de carga estratificada que entraram em produção comercial, foram lançados no mercado consumidor em 1996 pela Mitsubishi e Toyota.

O motor da Mitsubishi, também chamado de 49G93, é usado nos veículos Galant e Legnum no Japão. Trata-se de um quatro cilindros em linha, 16 válvulas e 1800 cilindradas. Com o objetivo de aumentar a elasticidade e o desempenho do motor, a Mitsubishi adotou dois modos de injeção caracterizadas por:



- Injeção tarde no tempo compressão: nesta configuração o motor opera com carga estratificada queimando misturas ar-combustível extremamente pobres da ordem de 30 a 40:1 e 35 a 55:1 quando usando o sistema de recirculação de gases de exaustão (E.G.R.). Este modo de injeção se dá sob condições normais de tráfego com velocidades até 120 km/h.
- Injeção no tempo admissão: este modo de injeção é usado quando o motor é submetido a altas cargas ou tráfego com velocidades maiores que 120 km/h, injetando o combustível desta forma ocorre uma mistura ar-combustível mais homogênea e arrefecida minimizando a possibilidade de detonação. A inflamabilidade da mistura, que possui uma razão ar-combustível de 13 a 24:1, é garantida pela alta rotação do motor e pela concavidade semi-esférica localizada na cabeça do pistão. O motor ainda possui uma tubagem de admissão que direciona o ar para a concavidade semi-esférica causando um forte escoamento reverso (“TUMBLE”) otimizando a homogeneização da mistura.

A injeção de combustível é feita a uma pressão de 50 bar para atomizar o combustível e facilitar a combustão, entretanto, o ruído causado pela alta frequência da pulsação dos bicos injetores e da bomba de combustível obrigou a colocação de uma grande placa plástica anti-ruído para minimizar o barulho. A Figura 2.4 mostra o comportamento da pulverização do combustível durante a injeção no tempo compressão.



Figura 2.4 - Comportamento da pulverização do combustível durante a injeção no tempo compressão.

A cabeça curvada com concavidade semi-esférica do pistão controla o formato da pulverização do combustível no interior da câmara de combustão sob condições de mistura pobre. Isto ajuda a manter a mistura compacta e próxima da vela de ignição, do contrário, a mistura poderia se dispersar prejudicando sua inflamabilidade. (MITSUBISHI, 1997)

O motor da Toyota, um quatro cilindros em linha, 16 válvulas e 2000 cilindradas, é um pouco mais evoluído do que o da Mitsubishi. Este motor, denominado D4, possui dois dutos de admissão separados para cada cilindro, sendo que em um deles existe uma válvula do tipo borboleta que é controlada eletronicamente e, no segundo duto encontra-se um dispositivo gerador de vórtices do tipo helicoidal. Deste modo, quando o motor está operando em regime de carga estratificada, a válvula borboleta é fechada e o ar é introduzido no motor pelo duto que possui o gerador de vórtices. Isto faz com que o ar entre no cilindro com alto grau de redemoinhos. (QUEIROZ & TOMANIK, 1997)

Segundo YAMAGUCHI (1997), a estratificação da carga é feita pela alta pressão de injeção, cerca de 80 a 120 bar, pela concavidade posicionada assimetricamente na cabeça do pistão e pela configuração geométrica do duto de admissão.

Outro aspecto importante, é o fato da Toyota empregar três modos diferentes de injeção, possibilitando ao motor operar com diferentes zonas de razão ar-combustível. Para cargas parciais e tráfego com até 100 km/h, é usado o sistema de recirculação de gases de exaustão (EGR), o motor trabalha com carga estratificada com injeção de combustível ocorrendo no tempo compressão. A razão ar-combustível neste caso encontra-se entre 25:1 e 50:1. Para plena carga ou acelerações rápidas, quando se deseja obter altas potências, o motor trabalha com mistura estequiométrica, com razão ar-combustível em torno de 12 a 15:1 e, nesta situação, a injeção de combustível



se dá durante o tempo de admissão. Entretanto, entre as zonas de carga estratificada e de mistura homogênea e estequiométrica existe uma zona de combustão que compreende misturas homogêneas porém pobres, com razão ar-combustível da ordem de 15 a 23:1.

Para que ocorra a transição entre carga estratificada e mistura homogênea numa operação contínua, a Toyota emprega um esquema, por ela denominado, de carga “semi-estratificada”, onde o combustível é injetado em duas porções, uma no tempo admissão e outra no tempo compressão (YAMAGUCHI, 1997). A Figura 2.5 mostra os dois modos de injeção em função da rotação (R.P.M.) e torque do motor.

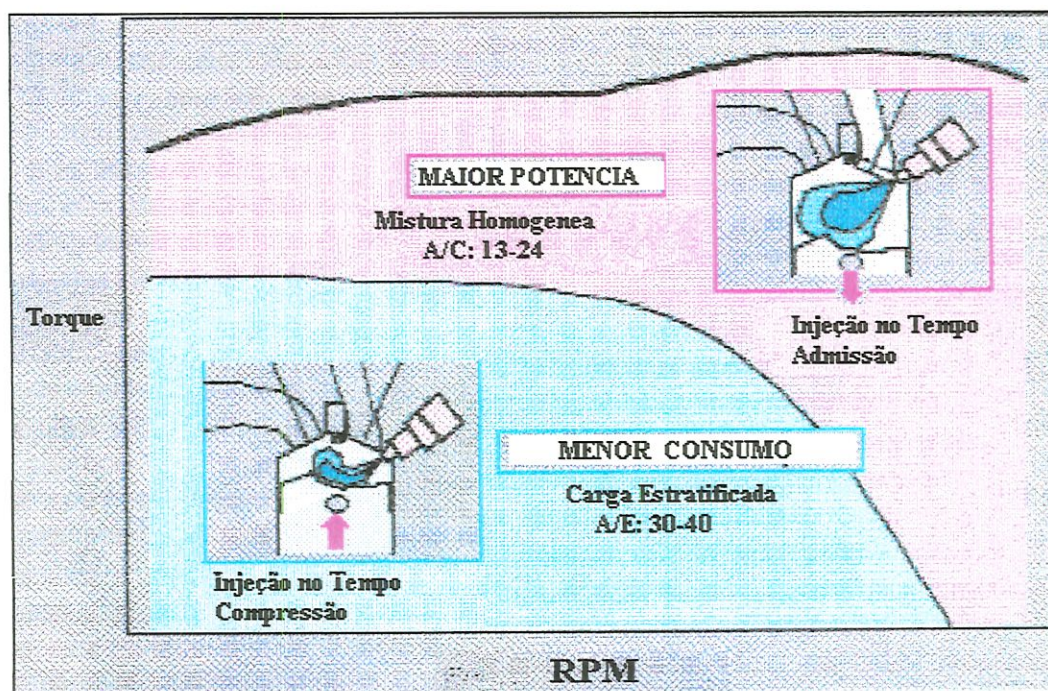


Figura 2.5 - Dois modos de injeção em função da R.P.M. e torque.

A redução do consumo de combustível é verificada mais efetivamente durante a operação no modo de carga estratificada, onde a redução do consumo pode chegar a 30% (MITSUBISHI, 1997). Operando com misturas homogêneas a redução do consumo pode ser de 0 a 15%, dependendo da condição de trabalho em que o motor se encontra. Desta forma, a Toyota optou pela colocação da válvula borboleta na tubagem de admissão, pois,

como já foi dito anteriormente, em operação com carga estratificada a válvula permanece fechada, abrindo-se gradativamente a medida que o motor requer uma quantidade maior de ar. (YAMAGUCHI, 1997)

O controle desta válvula é feito por uma unidade central de processamento que analisa parâmetros como a pressão no interior do duto de admissão. (MITSUBISHI, 1997)

A existência desta válvula é necessária para que se possa fazer com eficiência a transição entre o modo de carga estratificada e mistura homogênea. Isto possibilita manter níveis de potência e de torque mais constantes, traduzindo-se em maior conforto, dirigibilidade e economia. (YAMAGUCHI, 1997).

Comparando o princípio de funcionamento e as características dos primeiros motores de carga estratificada (motor Hesselman, nos anos 30) com os motores modernos (motores Toyota e Mitsubishi), nota-se que a evolução seguiu no sentido de produzir um motor de injeção direta que fosse capaz de operar com carga estratificada.

Esta observação procede pela colocação de uma válvula borboleta e um dispositivo gerador de vórtice na tubagem de admissão. Estes dispositivos, ainda que controlados eletronicamente, interferem no escoamento, diminuindo o rendimento volumétrico pelo aumento da perda de carga. Esta situação contraria uma das características principais de um motor de carga estratificada, que é a desobstrução total do duto de admissão visando aumentar o rendimento térmico pela minimização do trabalho de bombeamento.

No que diz respeito a tubagem de admissão, um motor com injeção direta apresenta várias vantagens quando comparado a um motor com carburador, mesmo que nela (tubagem de admissão) exista uma válvula borboleta.



### ***2.1.2 - Injeção Direta de Combustível versus Carburador***

Em um motor com carburador, o combustível é fornecido ao coletor de admissão nas formas líquida, gasosa e atomizada. Parte deste combustível, que foi vaporizado no carburador, se condensa sobre as paredes da tubulação de admissão entrando nos cilindros sob a forma de gotículas muito grossas para serem plenamente queimadas durante a combustão. Por outro lado, combustíveis como a gasolina sofrem, entre o carburador e os cilindros, uma transformação química que difere segundo o caminho mais ou menos longo a percorrer, de modo que a qualidade da mistura, que recebe cada cilindro, varia de acordo com a distância do carburador ao cilindro considerado. Como o carburador deve ter uma regulagem que possibilite a alimentação dos cilindros mais distantes com uma mistura ar-combustível próxima da estequiométrica, os cilindros mais próximos, por consequência, recebem uma mistura muito rica, e assim sendo, pouco econômica. Esta situação contribui para elevar os níveis de emissões de óxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC). (KOWALENWCZ, 1984 )

Para reduzir a condensação do combustível na tubulação de admissão, é necessário o aquecimento da mistura na saída do carburador de maneira que ela penetre nos cilindros na forma mais homogênea possível. Em geral, o calor é fornecido por uma câmara quente localizada no coletor numa posição tal que a maior parte das partículas líquidas sejam vaporizadas. Normalmente, a câmara quente localiza-se logo abaixo do carburador, seu aquecimento é conseguido através do contato desta região da tubagem de admissão com a tubagem de escapamento. (OBERT, 1971).

Sendo a quantidade de calor despreendido pela combustão constante, a temperatura dos gases em final de combustão será tanto mais elevada quanto maior for a temperatura em que a mistura não queimada é introduzida no cilindro. É precisamente a temperatura em final de combustão



que provoca a detonação, obrigando a limitação da taxa de compressão. (KOWALEWICZ, 1984)

Com a injeção direta os ricos de condensação do combustível sobre as paredes da tubulação desaparecem, pois o ar e o combustível são introduzidos diretamente no interior dos cilindros à temperatura ambiente. É por esta razão que motores com injeção direta podem funcionar com uma taxa de compressão mais alta e, com isto, elevar o rendimento térmico do motor. (FREIRE, 1955)

Do ponto de vista da potência específica, a injeção apresenta também indiscutíveis vantagens em relação ao sistema com carburador. Em um motor com carburador, a tubagem de admissão, necessariamente, deve ter uma seção transversal suficientemente estreita para que a velocidade do escoamento da mistura carburada seja alta o suficiente para assegurar a manutenção do combustível em suspensão no ar. Esta limitação da seção de passagem dos gases aliada ao aquecimento da mistura, que reduz sua densidade, prejudicam o enchimento dos cilindros em altas rotações, diminuindo, com isto, a eficiência volumétrica. A menor seção de passagem, entretanto, se encontra sempre no carburador, no lugar do difusor. (TAYLOR, 1977).

Finalmente, para assegurar um bom enchimento dos cilindros em altas rotações, é-se obrigado a alongar a duração da admissão, abrindo-se a válvula antes do ponto morto superior e mantendo-a aberta até depois do ponto morto inferior. Há, pois, um período durante o qual a válvula de admissão já está aberta enquanto que a válvula de escapamento ainda não está fechada (cruzamento de válvulas). Este período é tanto mais longo quanto mais se procura obter uma potência específica elevada. Assim, os gases deixando o cilindro tem tendência a arrastar com eles uma certa quantidade de ar fresco que, em um motor com carburador, já se encontra misturado com o combustível (PENIDO FILHO, 1983)

Embora a perda de gás fresco, resultante deste processo, seja muito menos importante do que em um motor de dois tempos, ela não é, entretanto, insignificante, podendo chegar a uma redução de consumo da ordem de 10%.(FREIRE, 1955)

### 2.1.2.1 - Manutenção da Constância da Relação Ar-Combustível

Para que uma mistura ar-gasolina possa sofrer ignição por uma centelha, sua proporção deve estar em torno de 15 partes de ar para 1 parte de combustível. Os carburadores modernos asseguram automaticamente, com boa aproximação, a manutenção desta proporção em quase todos os regimes. A Figura 2.6 mostra as razões ar-combustível e combustível-ar requeridos por um motor em vários regimes.

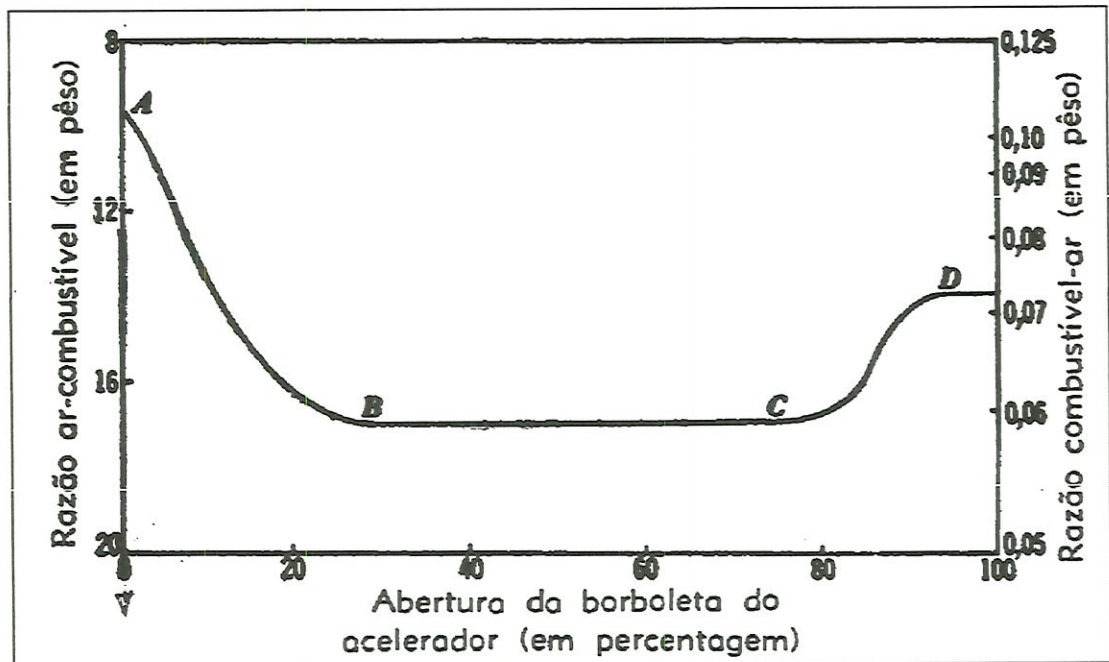


Figura 2.6 - Razões ar-combustível e combustível-ar requeridos por um motor em várias acelerações.

Nota-se, pela Figura 2.6, que para um regime de rotação baixa (marcha lenta), quando a borboleta está parcialmente fechada, a mistura é rica proporcionando um alto consumo específico. Esta situação ocorre porque



quando a borboleta está próxima da sua posição fechada, a pressão no coletor de admissão é menor que a pressão atmosférica, enquanto que a pressão no interior do cilindro no final do curso de exaustão tem um valor próximo da pressão atmosférica. Quando a válvula de admissão se abre, parte dos gases de descarga penetram no coletor de admissão diluindo a mistura fresca. Para superar os efeitos enfraquecedores dos gases inertes de descarga o carburador deve fornecer uma mistura rica (excesso de combustível) (OBERT, 1971).

A medida que a borboleta se abre e a rotação do motor aumenta, a interferência da diluição pelo gás de descarga é reduzida ao mínimo. Assim, a mistura pode ser empobrecida para proporcionar redução no consumo de combustível. O espaço que compreende as aberturas de borboleta entre 25 e 75% é chamado de zona de economia, por possibilitar a operação do motor com razão ar-combustível próxima da estequiométrica (SANTOS, 1998).

A partir de 75% de abertura da borboleta, presume-se que a potência máxima seja requerida, portanto um sistema suplementar de fornecimento de combustível é ativado, fazendo com que o consumo específico volte a crescer. (SANTOS, 1998).

Quando o combustível é injetado mecanicamente, torna-se necessário um sistema que faça variar simultaneamente o peso ar aspirado e o peso do combustível injetado.

Tal como em um motor com carburador, o pedal do acelerador comanda uma borboleta permitindo fazer variar a seção de passagem do ar aspirado pelo motor. As variações da abertura desta borboleta fazem variar a pressão no interior do duto de admissão. Para controlar a vazão da bomba injetora, a tubagem de admissão é conectada por um tubo a uma câmara ajustada ao corpo da bomba e fechado por um diafragma, sendo este impulsionado por uma mola. Este diafragma comanda uma cremalheira que faz variar o consumo da bomba. Esta variação de consumo é obtida, como em uma bomba injetora de motor Diesel, fazendo-se girar os pistões sobre eles mesmos

e estes comportando uma rampa helicoidal. Quando a pressão no duto de admissão é próxima da atmosférica (Borboleta aberta), a mola empurra a cremalheira até o fim, o que corresponde ao débito máximo da bomba. Por outro lado, quando o motor esta em marcha lenta (borboleta fechada), a pressão na tubulação de admissão é muito menor que a atmosférica e isto faz com que a membrana do diafragma comprima a mola que age sobre ela, arrastando a cremalheira de regulagem, reduzindo o consumo da bomba (FREIRE, 1955). A Figura 2.7 mostra o mecanismo de regulagem de débito com pistões com rampa helicoidal e cremalheira.

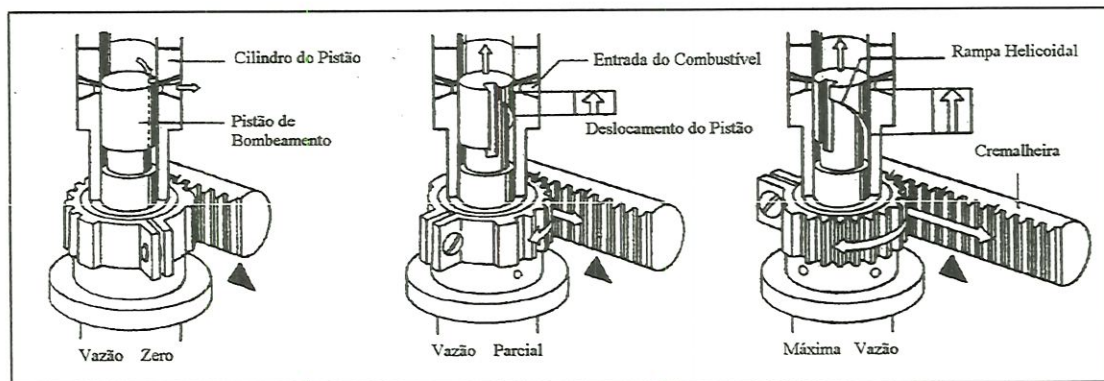


Figura 2.7 - Mecanismo de Regulagem de Débito com Pistões com Rampa Helicoidal e Cremalheira.

Outro sistema controlador de mistura ar-combustível consiste em controlar a cremalheira dosadora de combustível através de um sistema de alavancas acionado pelo pedal do acelerador. Este sistema de alavancas é responsável pelo sincronismo entre a abertura da borboleta e o acionamento da cremalheira.

## 2.2 - A Injeção Indireta de Combustível

O sistema de injeção indireta em múltiplos pontos, ou seja, um bico injetor para cada cilindro, é sucessor da injeção direta de combustível em motores do ciclo Otto. O estudo, neste sentido, começou em 1952 quando a



Daimler-Benz modificou seu sistema de injeção direta para indireta no coletor visando solucionar o problema da diluição do óleo lubrificante pela gasolina. Mais tarde, em 1957, a Bendix e a GM, simultaneamente, e a American Bosh, em 1958, publicaram outros trabalhos com injeção indireta de combustível. A Bendix em particular, foi a primeira a empregar um modulador eletrônico para controlar a pulsação de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível (VEICS). Estas válvulas ou injetores, localizados no coletor de admissão, injetavam o combustível diretamente no pé da válvula de admissão com uma pressão de injeção bem inferior quando comparada àquela empregada para a injeção direta. (PASSARINI, 1993)

### ***2.2.1 - Injeção Eletrônica de Combustível***

Os sistemas de injeção eletrônica de combustível foram desenvolvidos com o objetivo de melhorar algumas características de desempenho do motor, tais como: potência, consumo específico de combustível, nível de emissões de poluentes e dirigibilidade. Vários sensores colocados estrategicamente no motor, informam constantemente a ECU (Electronic Control Unit = Unidade Eletrônica de Controle) sobre as condições de operação do motor. Estas informações são processadas pela ECU que gera um sinal de comando que excita as VEICs e, desta forma, injeta a quantidade necessária de combustível requerida pelo motor nas diversas condições de operação (BOSH, 1984).

Segundo PROBST (1995), além de controlar a quantidade exata de combustível em todas as condições de operação do motor, a ECU possui ainda outras funções não menos importantes como:

- Corte de combustível durante a desaceleração ;
- Corte de combustível em velocidades excessivas;

- Manutenção da razão ar-combustível para mistura estequiométrica;
- Controle da recirculação dos gases de exaustão;
- Diagnóstico de falhas;
- Operação em situação de emergência.

O corte de combustível durante a desaceleração está muito mais relacionado com a dirigibilidade do que com o consumo de combustível. Esta operação acontece quando o motor está em regime de altas rotações, porém com a borboleta do acelerador totalmente fechada. Nestas condições, a ECU cessa o fornecimento de combustível e o motor funciona, eficientemente, como freio motor, além de reduzir ao máximo o desperdício de combustível. O fornecimento de combustível só é restabelecido quando a rotação do motor cai a um nível pré-calibrado. (MIZUTANI, 1992).

Em casos de velocidades excessivas do motor, que podem danificar ou comprometer sua vida útil, quando a borboleta está totalmente aberta e a rotação atinge um limite predeterminado de segurança, a ECU também reconhece esta condição e corta o fornecimento de combustível para o motor, restabelecendo a injeção somente quando a rotação do motor cair abaixo deste limite (PROBST, 1995; RIBBENS, 1993 e MIZUTANI, 1992).

A manutenção da razão ar-combustível próxima da estequiométrica numa injeção eletrônica de combustível, além de permitir maior economia de combustível, ajuda a manter o bom funcionamento do conversor catalítico. Entretanto, para que isto seja possível, é necessário um sistema de retroalimentação com sensor lambda, onde a E.C.U. se torna parte de um circuito de controle de malha fechada (RIBBENS, 1993; PROBST, 1995 e VOLKSWAGEN, 1991).

O sensor de oxigênio (lambda) informa constantemente a ECU o título da mistura ar-combustível que está sendo queimada no motor através do teor de oxigênio dos gases de exaustão. Quando a mistura está



demasiadamente rica, a E.C.U. corrige a mistura reduzindo o pulso de injeção. Caso contrário, quando a mistura está muito pobre, a ECU aumenta o pulso de injeção enriquecendo a mistura para aproximá-la da razão estequiométrica (VOLKSWAGEN, 1992 e LENZ, 1992).

Quando o motor é submetido a acelerações rápidas, desacelerações, partida a frio, fase de aquecimento e em regime de plena carga, a E.C.U. pode desativar o circuito de malha fechada com o sensor lambda e operar em modo de circuito de malha aberta. (VOLKSWAGEN, 1992 e LENZ, 1992).

Em velocidade de cruzeiro com rotação constante, o motor opera com misturas estequiométricas ou levemente pobres fazendo com que a câmara de combustível atinja altas temperaturas. As emissões de óxidos de nitrogênio (NOx) estão relacionadas com a alta temperatura da combustão, desta forma, as emissões podem ser reduzidas diminuindo-se as temperaturas máximas do ciclo. Em países como Japão e Estados Unidos, uma técnica muito utilizada com esta finalidade, consiste em recircular uma parcela dos gases da combustão diluindo-a na mistura fresca admitida (BARBOSA, 1997).

A recirculação dos gases de exaustão (EGR) pode comprometer seriamente a dirigibilidade, especialmente em regimes de marcha lenta, durante a partida a frio e em baixas velocidades, onde a fração de gases residuais diluídos na mistura fresca é mais significativa (RIBBENS, 1993 e LENZ, 1994).

O processo de recirculação dos gases de exaustão (EGR) também é gerenciado pela ECU mediante o controle de uma válvula, reduzindo substancialmente as emissões de Oxido de nitrogênio (NOx), porém sem comprometer a dirigibilidade do motor (PROBST, 1995; LENZ, 1994 e RIBBENS, 1993).

Uma outra função importante desempenhada pela ECU num sistema de injeção eletrônica, é a capacidade de detectar e armazenar em sua

memória códigos de diagnóstico de falhas dos componentes. Esta função facilita bastante a identificação de anomalias no sistema de injeção, pois os códigos podem ser recuperados e lidos facilmente por intermédio de ferramentas especiais de diagnóstico denominadas “SCANNER”. Quando a falha detectada é corrigida a ECU apaga, automaticamente, o código correspondente a falha (FIAT, 1993).

Da mesma forma que ECU reconhece e armazena em sua memória os códigos correspondente às falhas, ela também é programada para assumir valores padrão, simulando o funcionamento normal dos componentes avariados. Esta função permite operar o motor em situação de emergência e conduzir o veículo até uma oficina especializada onde o problema será solucionando (VOLKSWAGEN, 1993 e CHEVROLET, 1991).

#### *2.2.1.1 - Sistema de injeção Eletrônica multi-ponto (MPI)*

Neste sistema, existe um injetor de combustível para cada cilindro do motor, os quais são colocados imediatamente a montante da válvula de admissão e, por está razão, o ar penetra na tubulação de admissão separadamente do combustível. Está configuração permite uma melhor distribuição do combustível aos cilindros por evitar os efeitos prejudiciais da condensação do combustível nas paredes do coletor de admissão. Da mesma forma, o projeto do coletor pode ser otimizado, podendo o mesmo ser desenhado para cargas máximas do motor (PASSARINI, 1993).

A Figura 2.8 mostra a montagem típica de uma válvula injetora num sistema de injeção multi-ponto (MPI).



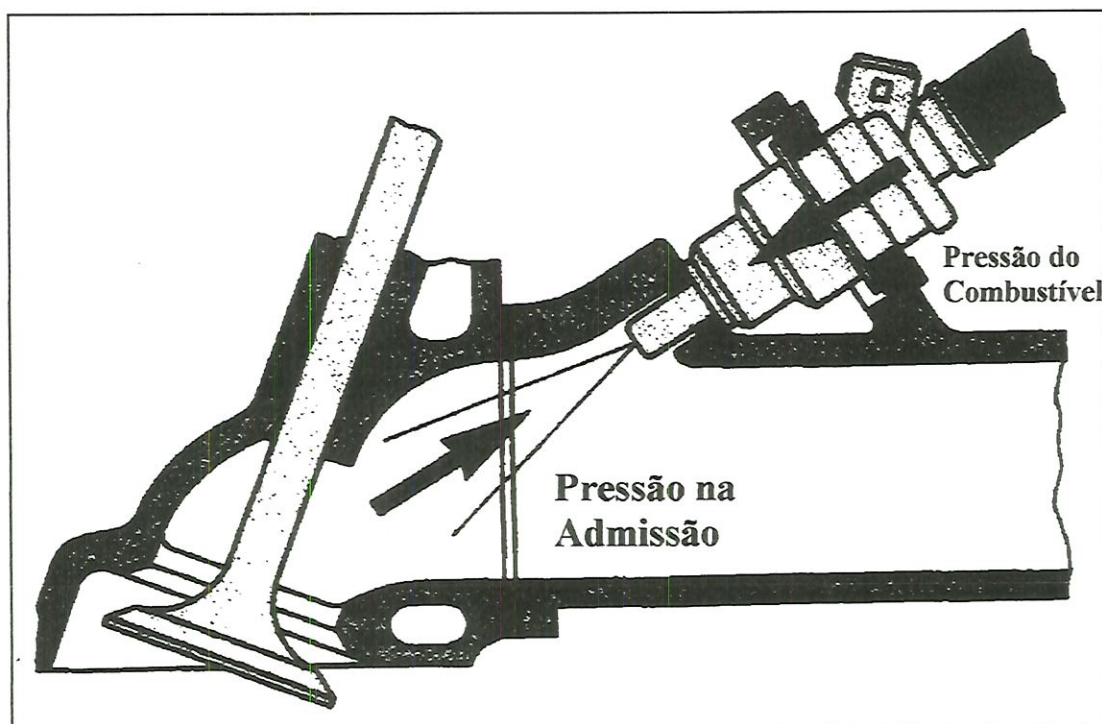


Figura 2.8 - Montagem Típica de uma Válvula Injetora num Sistema M.P.I.

A colocação da válvula deve ser feita de modo que o jato de combustível molhe o mínimo possível as paredes do coletor e ainda, ofereça a menor resistência possível ao fluxo de ar durante o curso de admissão. (PROBST, 1995).

Os sistemas de injeção multi-ponto MPI são bastante precisos no que diz respeito ao controle do motor, por isso proporcionam ótimas respostas nos regimes transientes. A Figura 2.9 mostra um diagrama esquemático da E.C.U. numa injeção M.P.I, com indicação das principais variáveis de entrada.

A E.C.U. recebe continuamente, através dos sensores, informações como: massa de ar admitido pelo motor, rotação, posição angular da borboleta, temperatura, etc. Estes sinais permitem a E.C.U conhecer as condições de operação do motor e portanto, definir a quantidade de combustível que deve ser injetado em função das condições reinantes (PROBST, 1995 ).

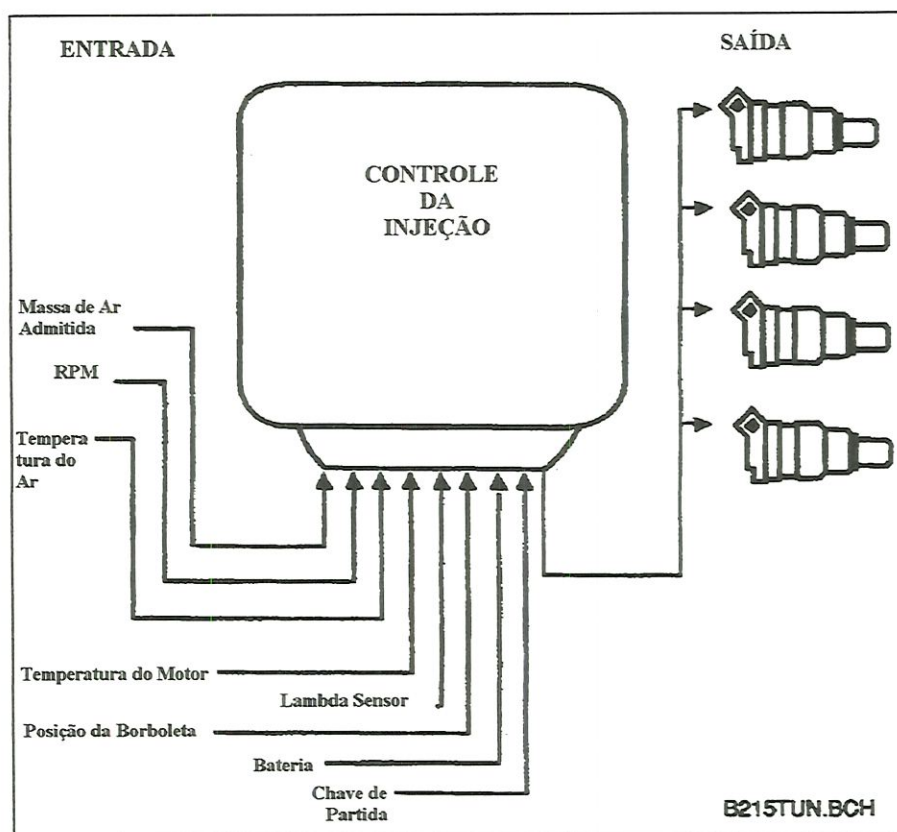


Figura 2.9 - Sistema Típico de Gerenciamento Eletrônico de Injeção M.P.I.

A injeção do combustível no sistema M.P.I. é feita através de pulsos elétricos que excita, ou aciona, as válvulas eletromagnéticas de injeção. Como a área do orifício por onde passa o combustível é fixa, a quantidade de combustível varia em função do tempo em que a válvula injetora (VEIC) permanece aberta. Para que a quantidade de combustível injetado aumente, mais ou menos, linearmente com a duração do período de abertura do injetor, a diferença de pressão entre a linha de fornecimento de combustível e a tubulação de admissão deve permanecer constante, (FERGUSON, 1986).

A duração do período de abertura da VEIC é dado pelo tempo básico de injeção e pelo tempo de injeção complementar ou de enriquecimento de mistura.

O tempo básico de injeção estabelece a razão ar-combustível estequiométrica para qualquer regime de operação do motor. Este tempo é

determinado pela E.C.U em função da quantidade de ar admitida e a rotação do motor (BOSCH, 1996 e PROBST, 1995)

O tempo de injeção complementar é estabelecido em função dos requisitos de misturas para os diferentes regimes e condições de operação do motor. Para a determinação deste tempo, a E.C.U., deve conhecer e processar dados como: temperatura do motor, posição angular da borboleta, rotação do motor e quantidade de ar admitido. (BOSCH, 1996 e FERGUSON, 1986).

Conhecendo a posição angular do eixo de manivelas, a E.C.U controla o sinal de comando para os injetores em função de uma estratégia de injeção pré-definida ( LENZ, 1992 ).

O circuito de alimentação de combustível de um sistema MPI é mostrado na Figura 2.10.

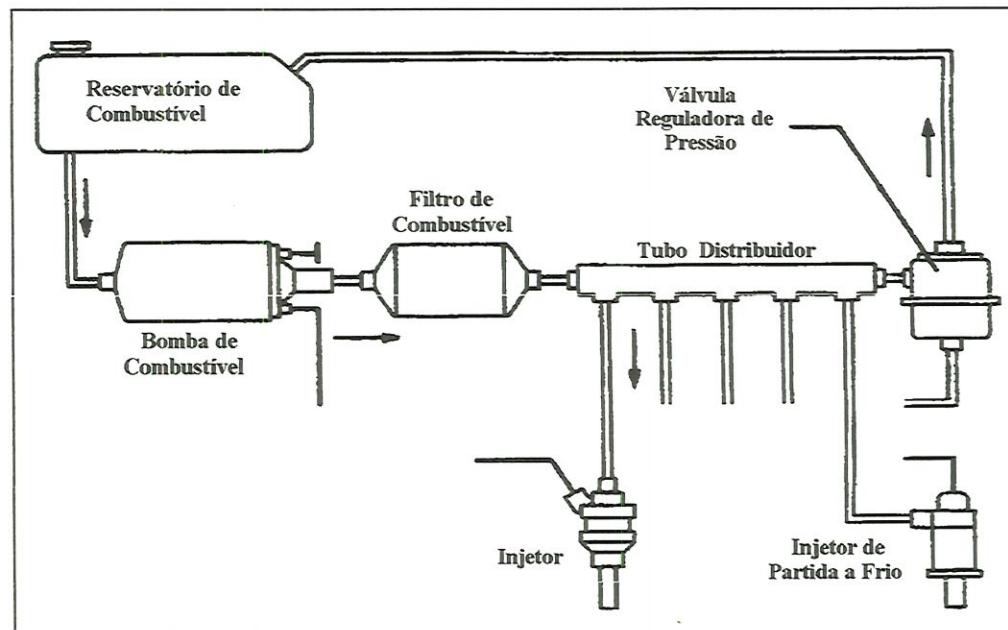


Figura 2.10 - Circuito de combustível de um sistema multi-ponto (MPI).

Este circuito é representativo para a maioria dos sistemas MPI empregados nos veículos de fabricação nacional. Nele, o combustível é enviado sob pressão do tanque para o tubo de distribuição com auxílio de uma bomba elétrica. A pressão máxima de bombeamento é controlada por uma válvula de alívio situada no interior da câmara cilíndrica que também abriga uma válvula de retenção, um motor elétrico e, fixada no eixo do rotor do motor



elétrico, a bomba de roletes. Todo este conjunto trabalha imerso no combustível, que arrefece e lubrifica os componentes da bomba. (FERGUSON, 1986 e PROBST, 1995)

O tubo de distribuição recebe e armazena o combustível sob pressão e o distribui igualmente a todas as válvulas injetoras. Além de posicionar e fixar as VEICs, o tubo de distribuição também abriga a válvula reguladora de pressão, responsável por manter constante o gradiente de pressão entre a linha de alimentação de combustível e o coletor de admissão. (PROBST, 1995 e VOLKSWAGEN, 1996)

Para evitar a formação de vapor de combustível na linha de alimentação e no tubo distribuidor, a válvula reguladora de pressão é pré-calibrada para suportar uma pressão um pouco menor do que a pressão de bombeamento possibilitando, desta maneira, algum retorno de combustível ao tanque. A válvula reguladora de pressão é constituída, basicamente, por um diafragma e uma mola de compressão, enquanto a mola regula a quantidade de combustível que retorna ao tanque, a manutenção do gradiente de pressão é feita por uma tomada de pressão no coletor de admissão. (BOSCH, 1996 e PROBST, 1995)

#### 2.2.1.1.1 - Estratégias de Injeção Multi-Ponto (MPI)

Os sistemas de injeção eletrônica multi-ponto, por possuírem uma válvula injetora por cilindro, podem fornecer o combustível ao motor de três modos diferentes. Os modos ou estratégias de injeção são:

- Injeção simultânea;
- Injeção em grupo;
- Injeção seqüencial.

A Figura 2.11 mostra as estratégias de injeção para sistemas de injeção multi-ponto (MPI).

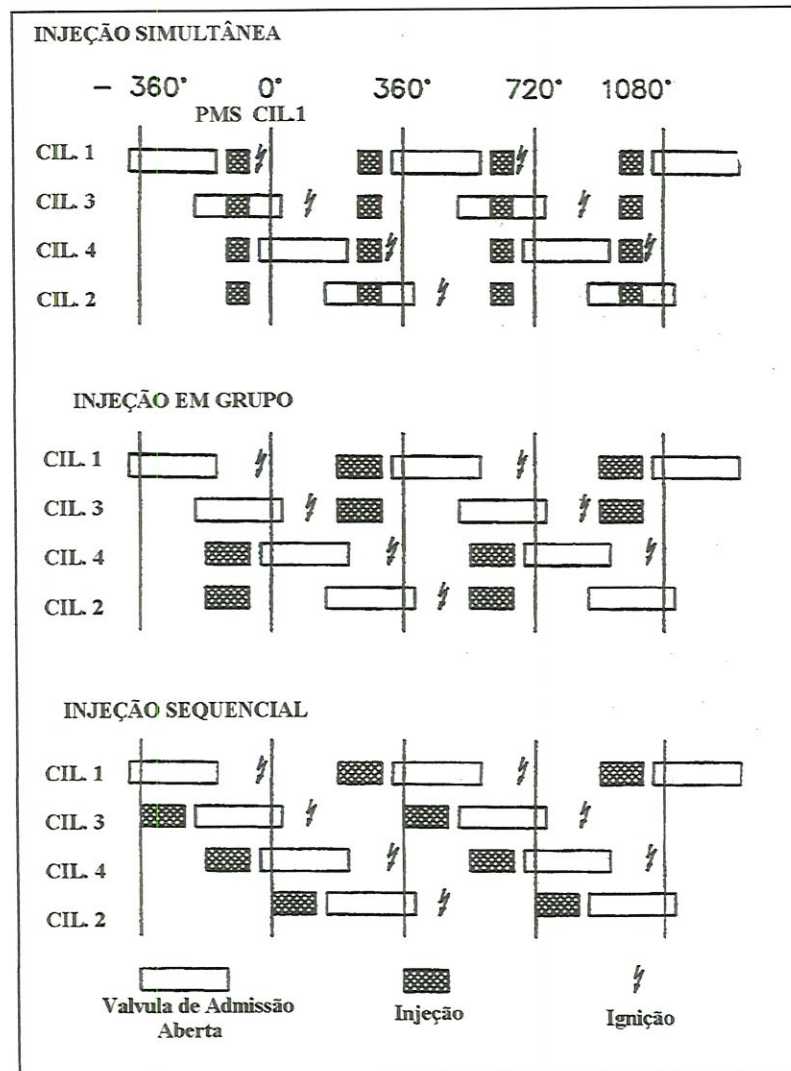


Figura 2.11 - Estratégias de Injeção Simultânea, em Grupo e Sequencial para Sistemas de Injeção Multi-Ponto (MPI)

Na estratégia de injeção simultânea, a E.C.U. recebe o sinal de disparo uma vez a cada revolução do eixo de manivelas, portanto, há dois períodos de injeção por ciclo. Como as VEICs estão conectadas em paralelo, a injeção de combustível é feita de forma simultânea, independentemente do tempo em que se encontra o pistão no interior do cilindro. Para resolver o problema causado pela dupla injeção por ciclo, somente a metade da quantidade de combustível requerida pelo motor é fornecida em cada período

de injeção. Neste modo de injeção, as condições de formação de mistura são diferentes para cada cilindro. (LENZ, 1992 e BOSCH, 1996)

Na injeção em grupo ocorre um período de injeção por revolução do eixo de manivelas. Entretanto, como os injetores estão divididos em grupos, metade deles fornece a quantidade total de combustível requerida pelo motor em uma revolução do eixo de manivelas, enquanto que a outra metade dos injetores é acionada na revolução seguinte (LENZ, 1992).

Na estratégia de injeção seqüencial, o período de injeção está sincronizado com o curso de admissão. Deste modo, cada injetor tem o seu próprio período de injeção e o combustível requerido pelo motor é fornecido integralmente. Neste modo de injeção cada cilindro recebe a mesma quantidade e qualidade de mistura ar-combustível. (VOLKSWAGEN, 1992 e LENZ, 1992)

#### *2.2.1.2 - Sistema de Injeção Eletrônica Monoponto (SPI)*

Este sistema caracteriza-se por possuir somente uma válvula eletromagnética de injeção de combustível (VEIC). Como nos sistemas MPI, os sistemas SPI são controlados por uma E.C.U. que recebe continuamente informações através de sensores sobre as condições de operação do motor. As principais informações são a quantidade de ar admitida pelo motor e a quantidade de oxigênio nos gases de exaustão. Com estas informações, a E.C.U. tem condições de determinar com alta acuracidade a quantidade de combustível a ser injetada pela VEIC, que fica localizada a montante da borboleta de aceleração. A VEIC libera o combustível na forma de um jato cônico oco, de modo que o combustível possa passar pela fenda entre a borboleta e a garganta do coletor. (PASSARINI, 1993). A Figura 2.12 mostra esquematicamente um sistema S.P.I. genérico.



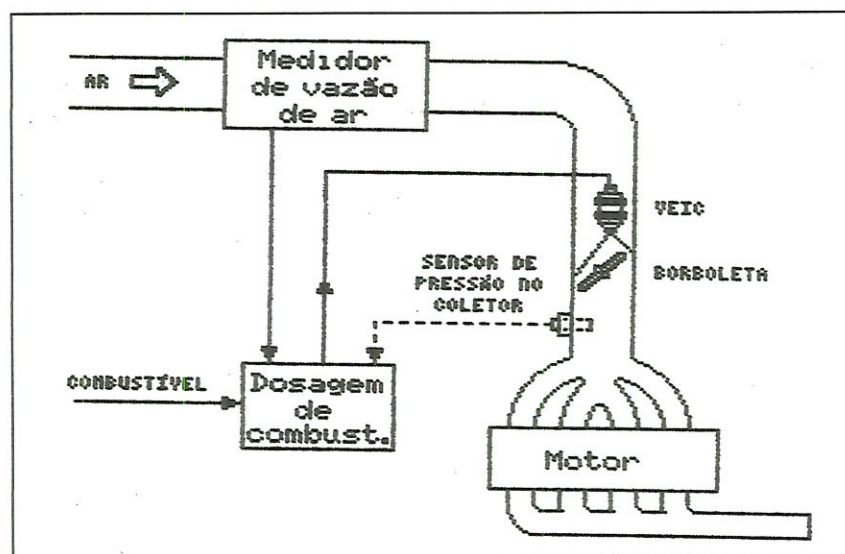


Figura 2.12 - Diagrama Esquemático de um sistema S.P.I.

Algumas limitações encontradas no sistema de carburação convencional também podem ser observadas, ainda que em menor grau, no sistema S.P.I., tais como: distribuição do combustível, principalmente em regime de plena carga, e comportamento dinâmico da mistura, particularmente durante a fase de aquecimento do motor, devido a condensação parcial do combustível nas paredes do coletor de admissão. (BOWLER, 1980 e LENZ, 1992). Por outro lado, o sistema S.P.I. retroalimentado com as informações do sensor lambda, apresenta desempenho, em todos os sentidos, superior aos carburadores eletrônicos, perdendo apenas para os sistemas M.P.I. (PASSARINI, 1993)

### ***2.3 - Considerações sobre a Potência e o Rendimento dos Motores***

O conhecimento da Potência, trabalho realizado na unidade de tempo, tem importância fundamental na análise do desempenho de um motor. A potência é inversamente proporcional ao tempo e, portanto, diretamente proporcional à velocidade, ou seja, um trabalho realizado com maior rapidez

desenvolve maior potência do que o mesmo trabalho realizado mais lentamente.

Em ensaios dinamométricos, realizados com o objetivo de avaliar o desempenho de motores pela verificação da curva de potência, curva de momento de força (torque) e consumo específico de combustível, é comum a utilização de diferentes terminologias para designar as potências desenvolvidas por um motor. As diferentes designações da potência dependem exclusivamente da parte do motor onde ela é aplicada ou medida, desta forma, pode-se considerar como as mais importantes para o caso em questão, a Potência efetiva, a Potência indicada e a Potência de atrito.

A potência efetiva ( $N_e$ ), é a potência obtida no eixo, no caso de motores de automóveis é a potência que se obtém no eixo primário, medida no prolongamento da árvore de manivelas, ou seja, é a potência que efetivamente se transmite para os órgãos de transmissão do veículo. A potência efetiva é medida normalmente por um dinamômetro, por isso, seu valor não é fornecido diretamente, uma vez que o dinamômetro fornece os valores do conjugado (Torque) e a rotação do motor (RPM).

A potência efetiva ( $N_e$ ) recebe a designação de potência efetiva observada ( $N_{eo}$ ) quando calculada com os dados observados diretamente na balança e no contagiros durante ensaios dinamométricos em um laboratório num dado local, portanto seu valor, para efeito de comparação, somente é válido para aquele laboratório e nas mesmas condições ambientais.

Potência efetiva reduzida ( $N_{er}$ ) é a potência efetiva observada porém corrigida para condições padrão de ensaios. Estas condições ambientais padrão, são definidas por normas regulamentadoras tais como: ABNT, SAE DIN, CUNA. Esta potência é calculada quando se pretende comparar os resultados de um ensaio realizado em um determinado laboratório com os resultados de um ensaio realizado em outro local, ou repetir o mesmo ensaio no mesmo laboratório sob condições atmosféricas diferentes.



Potência indicada ( $N_i$ ) é a potência disponível na cabeça do pistão quando este se encontra no ponto morto superior (PMS) no tempo compressão. O valor da potência indicada é obtido de maneira indireta, ou seja, por intermédio da pressão exercida pelos gases sobre a cabeça de pistão.

A pressão também denominada pressão indicada, é medida por um dispositivo adaptado no cabeçote do motor chamado indicador de diagrama, que registra em um diagrama todas as pressões ocorridas durante o ciclo motor. Como a pressão varia para cada posição do pistão ao longo do seu curso, adota-se um valor médio desta pressão, daí a designação de pressão média indicada ( $P_{mi}$ ).

Potência de atrito ( $N_a$ ) é a potência perdida no atrito. Nos motores de combustão interna existe um trabalho proveniente do atrito causado pela ação do pistão ao deslizar na superfície dos cilindros, assim como os atritos dos mancais, etc. O trabalho de atrito atua contra o trabalho positivo realizado pela força de expansão dos gases na cabeça do pistão.

Um dos métodos para se obter a potência de atrito ( $N_a$ ) experimentalmente, e com razoável aproximação, é empregar um dinamômetro elétrico para fazer o acionamento do motor. O sistema de ignição do motor é desligado e a potência de atrito será considerada como sendo igual a potência consumida pelo dinamômetro para acioná-lo.

Do que foi exposto acima, conclui-se que a potência indicada ( $N_i$ ) - potência de atrito ( $N_a$ ) = potência efetiva ( $N_e$ ). Desta forma, pode-se afirmar que a aptidão que tem um motor para converter mais ou menos potência indicada ( $N_i$ ) em potência efetiva ( $N_e$ ) determina o seu rendimento mecânico, ou seja, quanto menor o atrito, maior será o rendimento mecânico.

Desta consideração decorre naturalmente que:

$$\text{Rendimento Mecânico } (\eta_m) = \frac{\text{Potencia efetiva } (N_e)}{\text{Potencia indicada } (N_i)}$$



O agente fornecedor de energia para um motor é a mistura ar-combustível, que na reação de oxidação, libera o calor de combustão. Este calor é proporcional ao poder calorífico inferior (PCI) do combustível queimado. Entretanto, as irreversibilidades dos processos em um motor real impedem que toda a energia disponível no combustível seja integralmente transformada em trabalho útil. A eficiência com que um motor transforma calor em trabalho, determina o seu rendimento térmico.

$$\text{Rendimento Térmico } (\eta_t) = \frac{\text{Trabalho}}{\text{Calor recebido}}$$

Também se define o rendimento térmico como sendo a relação entre a energia, proveniente da combustão da mistura ar-combustível, que produziu trabalho e a energia total contida na mistura ar-combustível, que foi inflamada dentro do cilindro em cada ciclo do motor.

$$\text{Rendimento Térmico } (\eta_t) = \frac{\text{Energia aproveitada de cada grama de combustível}}{\text{Energia contida em cada grama de combustível}}$$

A simples aplicação da relação acima pode causar ambigüidade na avaliação do rendimento térmico de um motor, pois o numerador da relação é proveniente do diagrama indicado e, portanto, a potência calculada, a partir da pressão média indicada ( $P_{mi}$ ), é a potência indicada ( $N_i$ ). Para esta situação, dá-se a designação de rendimento termodinâmico. (PENIDO FILHO, 1983)

Utilizando a potência efetiva observada ( $N_{eo}$ ) e relacionando-a com a taxa de fornecimento de calor liberado na combustão, obtêm-se o rendimento térmico global ( $\eta_g$ ).

$$\eta_g = \frac{\text{Neo}}{(Q_c \cdot \text{PCI})} = \frac{1}{q_0 \cdot \text{PCI}}$$

onde:

Neo = Potência efetiva observada, Kw

$Q_c$  = Consumo horário de combustível, Kg/h

PCI = Poder calorífico inferior do combustível, Kcal/ Kg

$Q_c/\text{Neo} = q_0$  = Consumo específico de combustível, Kg/Kwh

Nota-se que para calcular o rendimento térmico global utiliza-se o consumo específico de combustível. Este parâmetro mostra quão eficientemente um motor está transformando combustível em trabalho, além de todas as variáveis envolvidas serem medidas em unidades padrão: tempo, potência, peso. (OBERT, 1971)

O rendimento térmico global ( $\eta_g$ ) de um motor de combustão interna em regime de plena carga varia entre 20%, para pequenos motores a gasolina, e até pouco mais de 50% para motores diesel de baixa rotação. (PLINT & MATYR, 1995)

Valores típicos das perdas energéticas em um motor do ciclo Otto são: 30 % para os gases de exaustão, 25% para o fluido de arrefecimento, 7% para vencer o atrito, 8% para o acionamento de componentes auxiliares e 3% por radiação e condução. A energia restante, 27% corresponde ao trabalho útil (GIACOSA, 1964)

De um modo geral, rendimento é sinônimo de perfeição mecânica. Segundo CELERE (1981), o estudo mecânico, físico e químico do problema indica que o desempenho, em termos de potência e rendimento, de um motor do ciclo Otto é influenciado por:

- Dimensões e formato da câmara de combustão;
- Número de cilindros;
- Taxa de compressão volumétrica;
- Propriedades do combustível empregado;
- Processo utilizado para a formação da mistura ar-combustível e condições da mistura no momento da ignição.

Num motor do ciclo Otto a potência no eixo ( $N_e$ ) é proporcional à descarga de ar que alimenta as câmaras de combustão. O ar aspirado pelo motor fornece o oxigênio que se constitui num dos elementos básicos da reação de oxidação do combustível no interior do motor. Para se obter maior potência de um motor se faz necessário queimar uma parcela maior de combustível e, conseqüentemente, mais ar deve ser aspirado. Nos motores de ciclo Otto atuais, a quantidade de ar disponível no cilindro do motor para a combustão depende, em grande parte, das características da mistura ar-combustível, das propriedades do combustível, da pressão e temperatura no coletor de admissão e da rotação do motor (RPM). (MAXWELL & JONES, 1995).

Desta forma, o rendimento térmico global ( $\eta_g$ ) será influenciado pelo rendimento volumétrico do motor, que é definido como sendo a relação entre a massa de ar efetivamente admitida no cilindro no curso de aspiração e a massa de ar que, nas condições de pressão e temperatura do ambiente, seria necessária para ocupar o mesmo volume (OBERT, 1971). A expressão matemática para motores de quatro tempos é:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}.a}{\rho_a.Vd.N}$$

onde:

$\eta_v$  = rendimento volumétrico (adm)

$\dot{m}.a$  = massa de ar aspirado pelo motor (Kg/min)



$N$  = rotação do motor (RPM)

$V_d$  = cilindrada total ( $m^3$ )

$\rho_a$  = densidade do ar na temperatura e pressão do ambiente ( $kg/m^3$ )

## ***2.4 - Considerações sobre a vaporização do combustível***

O processo de combustão em um motor de ignição por centelha será tanto melhor quanto maior for o teor de combustível vaporizado contido na mistura ar-combustível (PENIDO FILHO, 1983).

PIKE et alli (1993) em seus estudos de partida a frio nos motores de ignição por centelha movidos a metanol, associam a ignição da mistura ar-combustível a três fatores:

- A combustão é iniciada pela ocorrência de uma centelha no espaço entre os eletrodos da vela de ignição, onde uma mistura inflamável deve estar presente para iniciar o núcleo da chama.
- Ainda que o núcleo da chama seja produzido, a sua propagação através da mistura ar-vapor de combustível pode ser inibida por perdas de calor com possível extinção da chama, ou a chama pode se propagar lentamente através da mistura, principalmente se esta é pobre em combustível;
- A estabilização de uma mistura que tenha uma razão ar-vapor de combustível satisfatória para o surgimento e propagação da chama depende de vários fatores, sendo que a volatilidade do combustível parece ser o mais importante.

A Tabela 2.1 mostra as principais propriedades de alguns combustíveis:

Tabela 2.1 - Propriedades de alguns combustíveis

	gasolin a 100 octanas	gasolin a comum	n-heptano	álcool etílico	álcool metílico
densidade a 15,5° C (g/l)	0,724	0,733	0,691	0,794	0,796
calor latente de vaporização a 1,0 atm (kcal/Kg)	70	70	76	190,74	243,80
calor total para vaporização completa a (Kcal/Kg) 1,0 atm e 0° C	135	138	135	255	307
razão ar-combustível estequiométrica (kg/Kg)	14,8	14,8	15,15	8,97	6,45
temperatura limite de ignição espontânea (° C)	429	280	250	460	500
limite de inflamabilidade do vapor no ar a 1,0 atm	-	-	1,0 - 6,0	3,56 - 18,0	6,72 - 36,5
Composição	(C <sub>8</sub> H <sub>17</sub> )	(C <sub>8</sub> H <sub>17</sub> )	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> O H	CH <sub>3</sub> O H
Massa Molecular	114	114	100	46,05	32,03

Fonte: (SPIERS, 1952)

Quanto às propriedades anti-detonantes, o álcool metílico seguido do álcool etílico e da gasolina de 100 octanas apresentam as temperaturas de limite de ignição espontânea mais altas, permitindo assim maiores taxas de compressão volumétricas. Tal característica será acentuada ainda mais no sistema de mistura por carburador, pelo alto calor total dos álcoois, que permitirão um abaixamento maior da temperatura final da mistura com um conseqüente rebaixamento da temperatura final de compressão. Tal situação, apesar de influir negativamente na homogeneidade da mistura e condição de partida a frio, é responsável pela diminuição do trabalho de compressão da mistura (CELERE, 1981).

SETHURAMAN et alli (1994) explicam que a baixa vaporização se deve ao fato de que tanto o etanol quanto o metanol apresentam, em relação à gasolina, uma baixa volatilidade, uma baixa taxa de vaporização e um alto calor latente de vaporização.

GUTHEIL (1985) compara as características de vaporização do metanol (CH<sub>3</sub>OH) e etanol (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) com n-heptano (C<sub>7</sub>H<sub>16</sub>) e n-octano

( $C_8H_{18}$ ), e sua análise teórica indicou que a vaporização dos hidrocarbonetos estudados é mais rápida apesar de suas maiores temperaturas de ebulição. Ainda que o metanol e etanol sejam mais voláteis que o n-octano e n-heptano, vaporizam mais lentamente devido à maior quantidade de calor necessário ao processo, associado diretamente a estrutura de suas moléculas, conforme mostram as Figuras 2.13 e 2.14.

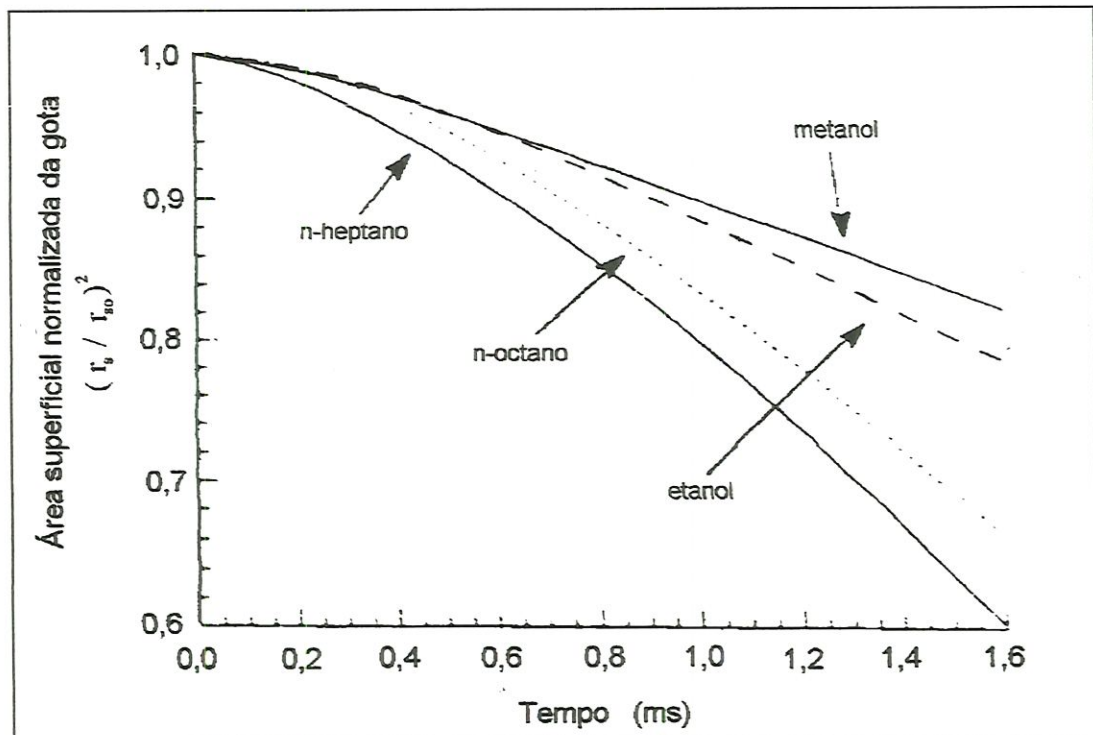


Figura 2.13 - Variação da área superficial normalizada da gota de combustível em função do tempo.

FONTE: (GUTHEIL, 1985)

Pela análise das curvas de pressão de vapor em função da temperatura da Figura 2.14 extraído de OBERT (1968), pode-se confirmar que o álcool metílico e o álcool etílico são mais voláteis que o n-heptano e n-octano.

Quanto a gasolina, cuja a fórmula química é  $C_8H_{17}$ , por analogia, deveria possuir características de evaporação intermediárias entre o n-heptano e n-octano, porém por ser formada por diversos hidrocarbonetos de diferentes massas moleculares e diferentes volatilidades apresenta um comportamento



diferente, o qual pode ser explicado observando-se a FIGURA 2.15. Desta forma, a fórmula química  $C_8H_{17}$  é apenas representativa de sua composição média (POPURI & BATA, 1993).

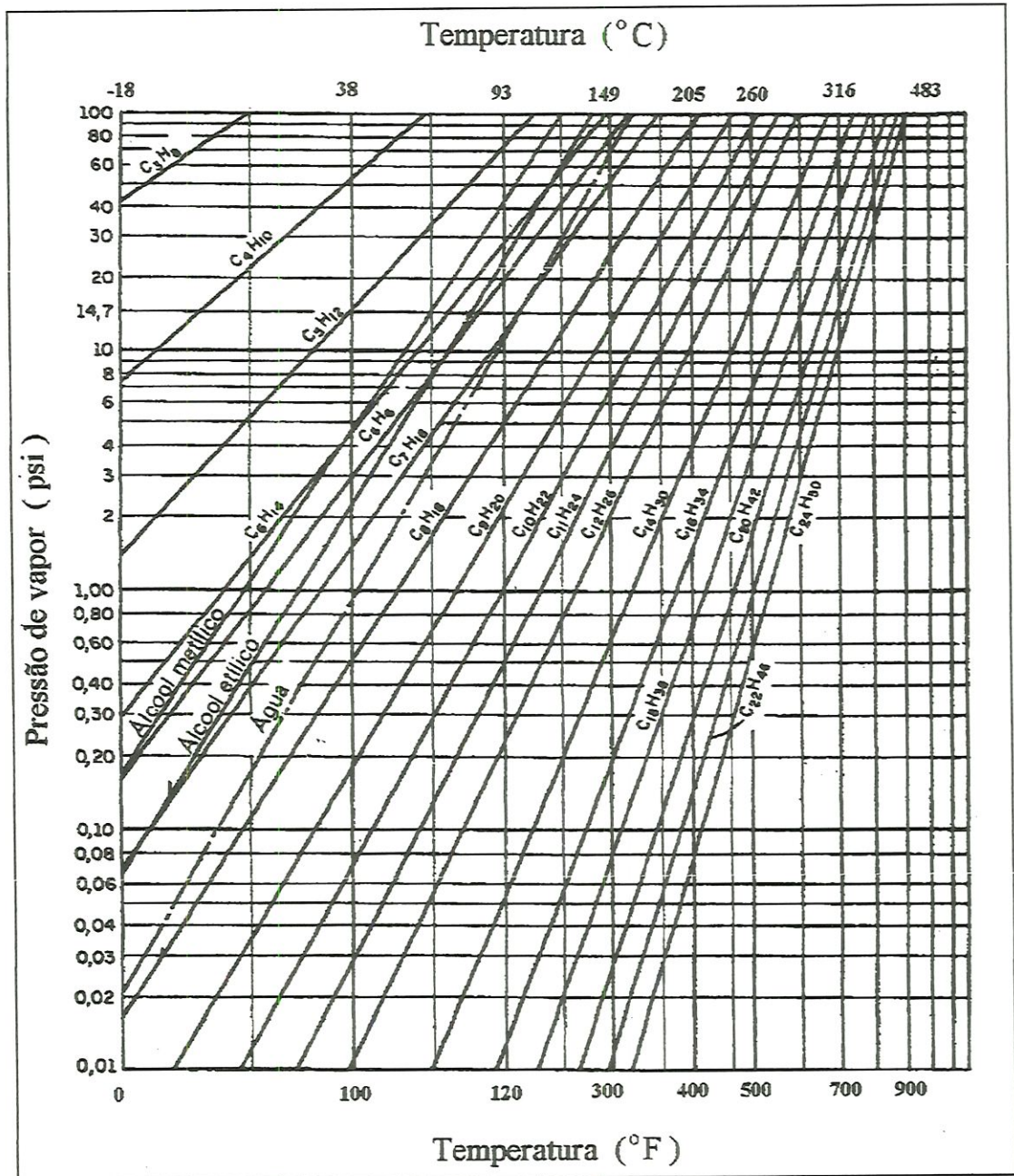


Figura 2.14 - Pressão de vapor de algumas substâncias  
 FONTE: OBERT, (1968)

A Figura 2.15, extraída de OBERT (1968), mostra que para uma temperatura em torno de 70° C houve a vaporização de aproximadamente 20% da gasolina de verão, porém, para etanol, nesta temperatura, não houve vaporização. Já para uma temperatura de 90° C, enquanto todo o álcool foi vaporizado, apenas 35% da gasolina vaporizou, tal fato se deve a composição dos combustíveis analisados. O álcool é uma substância pura, logo sua curva de destilação é uma linha reta com temperatura constante e bem definida. No caso da gasolina, a curva de destilação é obtida pelas diferentes temperaturas de evaporação dos diversos hidrocarbonetos que a compõem. Observa-se claramente que estes vaporizam-se desde 40° C até 210° C, logo, o início da combustão, assim como a estabilização de uma mistura ar-vapor de combustível são facilitado pela evaporação de seus componentes mais leves, os quais evaporam à temperaturas mais baixas (LICHTY, 1967).

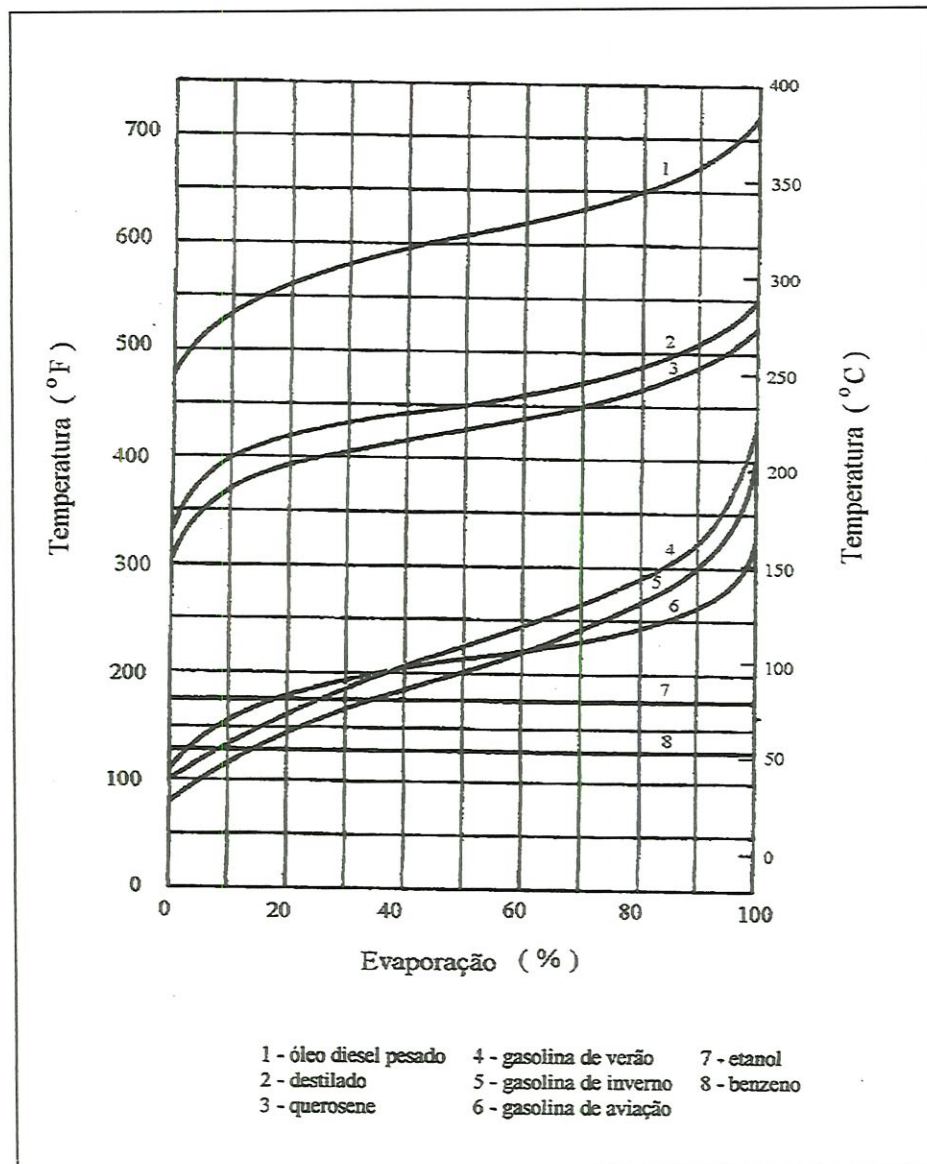


Figura 2.15 - Curva de evaporação ASTM para vários combustíveis.  
fonte: (OBERT, 1968)

A formação de uma mistura inflamável tem início na transferência de energias do ambiente para o jato de combustível lançado na tubulação de admissão ou mesmo no interior do cilindro. CHIN et alli (1984) estudaram o comportamento de um “spray” líquido em ambiente contendo ar quente e concluíram que durante a injeção a taxa de vaporização inicial é bastante baixa, uma vez que a maioria do calor transferido do ar circunvizinho para a gota é utilizado no seu aquecimento (calor sensível). Conforme a temperatura do líquido aumenta, a concentração de vapor na superfície da gota



aumenta e então a maior parte do calor transferido do meio para a gota passa a ser utilizado para a sua vaporização.

#### ***2.4.1 - Influência do tamanho das gotas na vaporização***

Pesquisas realizadas com “sprays” de combustível e também com gotas isoladas, indicaram que a vaporização está diretamente relacionada ao tamanho das gotículas; pois quanto menores as gotas, menor será o tempo necessário para o seu aquecimento, implicando assim em uma evaporação mais rápida.

LIU et alli (1984) estudaram o comportamento de uma gota de combustível durante o período de admissão e compressão, e propuseram um modelo para o seu processo de aquecimento e vaporização. O modelo baseia-se em uma descrição termodinâmica do processo em função da taxa de variação da temperatura e pressão do ambiente ao qual está submetida a gota.

Um importante fato verificado por LIU et alli (1984) e também por CHIN et alli (1984), foi o efeito compensatório da temperatura e pressão no processo de mudança de fase da gota, ou seja, durante a compressão, enquanto o aumento da temperatura do gás tende a aumentar a vaporização, o simultâneo aumento da pressão tende a retardar o processo. Contudo, a simulação de seu modelo, usando isoctano, demonstrou que, durante o estágio de compressão, o aumento da taxa de vaporização, devido ao aumento da temperatura no interior do cilindro, possui um efeito mais forte que a diminuição da taxa de vaporização provocada pelo simultâneo aumento de pressão.

LAW et alli (1987) estudaram, através de experimentos, a vaporização de uma gotícula simples de álcool no ar com vários graus de umidade, ficando constatado que a vaporização de metanol e etanol em

ambiente úmido era acompanhada por condensação simultânea de vapor d'água na superfície das gotículas de qualquer um dos álcoois.

Com essa condensação, a liberação de calor que se verificava permitia elevar a taxa de vaporização inicial do álcool; com a continuação do processo, as gotículas tornavam-se mais concentradas com água e a taxa de vaporização decrescia. Deste modo, observou-se que a maior parte do álcool era vaporizada rapidamente, porém, o tempo de existência das gotículas era maior, devido à presença da umidade do ar.

LAW et alli (1987) detectaram, também, que a condensação da umidade do ar basicamente não ocorria para álcoois mais pesados que o etanol, e para líquidos imiscíveis na água .

Por apresentarem alto calor latente de vaporização, o metanol e o etanol são relativamente depreciados como combustíveis frente aos hidrocarbonetos convencionais, dada a sua dificuldade para rápida gaseificação e conseqüente mistura e ignição. Do ponto de vista prático., a liberação de calor adicional, pela condensação de água constatada nas pesquisas, poderia melhorar a taxa de vaporização desses álcoois ; a água condensada no processo de vaporização seria transformada em vapor durante a combustão, quer seja de metanol ou etanol, abaixando a temperatura de chama e, possivelmente, diminuindo o teor de poluentes inerentes às queimas a altas temperaturas, como os óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>).

DANIS et alli (1988) investigaram os efeitos do tamanho das gotas e da taxa de equivalência ( relação entre a razão combustível /ar usada e a razão estequiométrica ) na ignição de n-heptano monodisperso e de metanol pulverizado em ambientes à pressão atmosférica, usando um sistema de ignição a centelha por descargas capacitivas.

Através de experimentos, foi observada a mínima energia de ignição, para os combustíveis totalmente vaporizados, encontrando-se, para ambos, a taxa de equivalência de 0.55 como limite de ignição a misturas



pobres; o ponto ótimo de ignição para n-heptano pré-vaporizado se achava na faixa de 1.5 a 2.0; a avaliação do metanol ficou prejudicada para misturas ricas pois o combustível freqüentemente se condensava.

Quanto ao efeito do diâmetro das gotas em conjunto com a taxa de equivalência, DANIS et alli (1988) descobriram que a energia de ignição caía com a diminuição do diâmetro de gotas devido ao aumento da área superficial do combustível na zona de ignição; para um dado tamanho de gotas, a energia de ignição diminuía com o aumento de taxa de equivalência em função do crescimento do volume total de combustível na zona de ignição, aproximando-se de um mínimo na faixa de misturas ricas, já que a ignição dependia da taxa de equivalência da massa de gás entre as gotas que, por sua vez decorria da volatilidade e do tamanho das mesmas.

Comparando-se os dois combustíveis, ficou evidenciado que a energia de ignição do n-heptano pulverizado era entre um terço e um quinto da energia necessária ao metanol pulverizado, para um mesmo diâmetro de gota e razão de equivalência; isso acontece pelo fato do calor latente de vaporização do metanol ser aproximadamente três vezes maior que do n-heptano.

O limite de ignição para misturas pobres com taxa de equivalência de 0,55 era possível graças à criação de regiões de massa gasosa, na proporção estequiométrica, entre as gotas que se evaporam, permitindo a extensão dos limites de inflamabilidade.

Para o n-heptano, analisando-se o diâmetro de gotas e a taxa de equivalência, verificou-se que o tamanho ótimo era de 10 $\mu$ m a 30  $\mu$ m, o que se tornava mais evidente nos casos de misturas pobres, com taxa de equivalência menor que 0,8; para um dado combustível e determinada taxa de equivalência, DANIS et alli (1988) concluíram que o melhor tamanho de gotas era aquele que produzia, na zona gasosa entre elas, a taxa de equivalência mais favorável à ignição, e cuja dependência se ligava diretamente à volatilidade do combustível e à sua taxa de equivalência previamente estabelecida.





## **CAPITULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS**

Sendo a exatidão das observações ou dados coletados, bem como a eficiência do método utilizado os principais elementos para a elaboração de um estudo experimental, este capítulo tem como finalidade apresentar uma descrição completa e concisa da metodologia e equipamentos utilizados com a intenção de permitir ao leitor compreender e interpretar os resultados, bem como a reprodução do estudo ou a utilização do método por outros pesquisadores.

### ***3.1 - Materiais***

O sistema de injeção direta de álcool etílico hidratado pré-aquecido desenvolvido neste trabalho, foi incorporado e testado num motor de quatro cilindros e quatro tempos de aspiração natural. O diagrama da Figura 3.1 apresenta esquematicamente o motor de testes instalado no dinamômetro com os principais dispositivos utilizados para o controle e medição dos parâmetros de interesse.

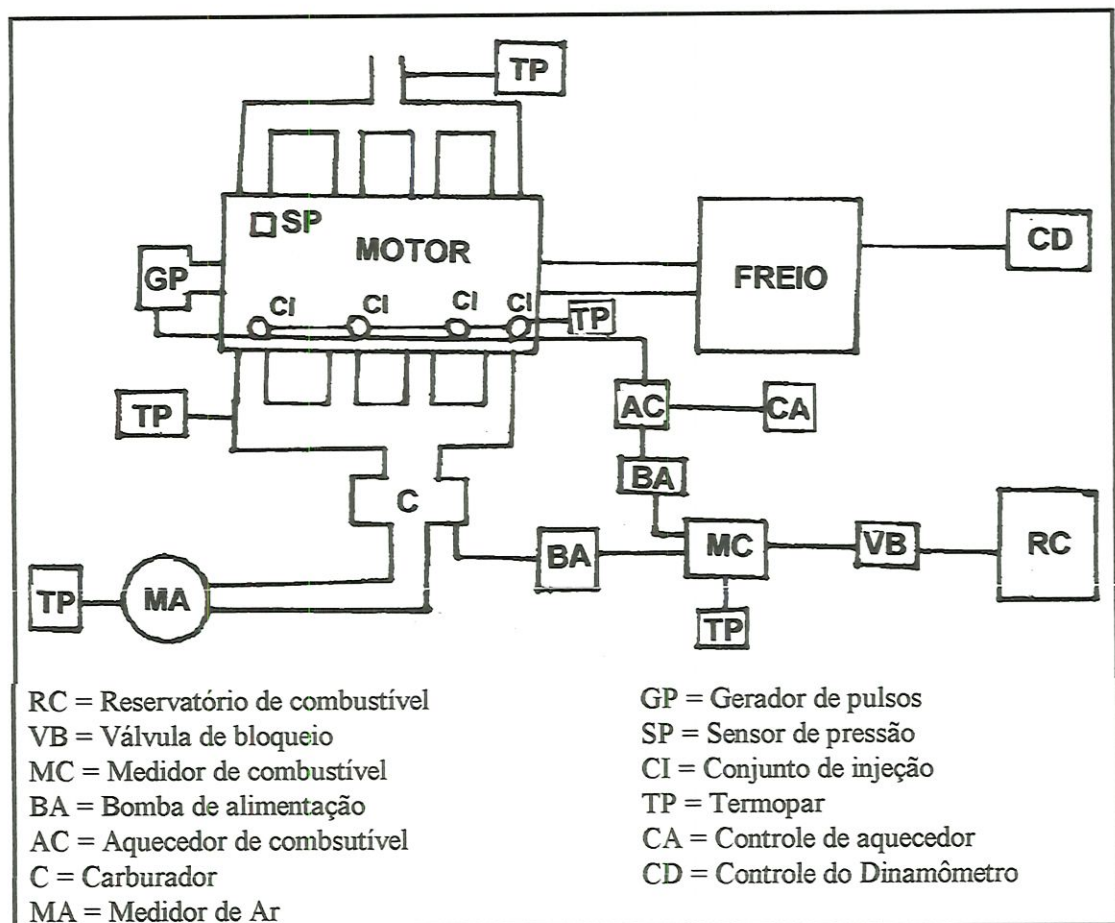


Figura 3.1 - Diagrama esquemático de montagem dos equipamentos no motor e teste no Dinamômetro.

No diagrama apresentado na Figura 3.1 a seguinte simbologia é adotada:

RC = Reservatório de combustível com capacidade para armazenar 20 litros. Este reservatório tem a função de abastecer o medidor de combustível (MC)

VB = Válvula de bloqueio; composta de um solenóide eletromagnético cuja a função é impedir que o combustível flua para o medidor de combustível (MC) enquanto se efetua a operação de medida de consumo.

MC = Medidor de combustível; mede gravimetricamente o consumo de combustível. É composto por uma balança analógica equipada com

sensores foto elétricos para partir e parar um cronômetro digital com resolução de centésimos de segundos.

BA = Bomba de alimentação; são utilizadas duas bombas, uma de baixa pressão (cerca de 1,5 Bar), para fornecer combustível para o carburador (C) quando motor era operado com este sistema e alimentação, e outra, com pressão de trabalho em torno de 8 Bar, para fornecer combustível para os bicos injetores (BI)

AC = Aquecedor de combustível; composto por uma resistência elétrica envolvida por um tubo de cobre por onde passa o combustível. O controle da temperatura é feito através de um varivolt (CA) que regula o fornecimento de energia elétrica para a resistência.

CA = Controle do aquecedor, varivolt.

CI = Conjunto de injeção; constituído por um porta injetor e um bico injetor do tipo válvula eletromagnética injetora de combustível (VEIC)

CD = Controle do dinamômetro; composto de uma unidade eletrônica que controla a carga (Freio) aplicada ao eixo do motor juntamente com a sua rotação.

MA = medidor de consumo de ar do motor; composto por um tambor de amortecimento com orifício calibrado, Termopar e manômetro diferencial inclinado de coluna d'água..

C = carburador tipo venturi fixo de fluxo descendente de corpo duplo.

SP = Sensor de Pressão piezoelétrico AVL.

TP = Medidor de temperatura tipo termopar de ferro-constatam para gases de exaustão e cobre-constatam para ar de admissão, combustível e líquido de arrefecimento.

GP = Gerador de pulsos, projetado e construído para acionar os bicos injetores (VEICS) de maneira seqüencial e com um tempo de abertura conhecido.



O freio utilizado para os ensaios dinamométricos foi um dinamômetro corrente de Foucault, modelo W70 da marca SHENCK devidamente instalado no Laboratório de Motores.

O motor escolhido para receber os componentes, projetados e fabricados ou mesmo adaptados em laboratório, visando a injeção direta de álcool etílico hidratado pré-aquecido, é um motor Volkswagen que funcionava segundo o ciclo diesel originalmente e que, depois das modificações, passou a operar pelo ciclo Otto. As características do motor original são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Especificações do Motor HMC-1.6

tipo de motor	4 tempos
número de cilindros	4
disposição dos cilindros	verticais em linha
árvore de comando de válvulas	no cabeçote
refrigeração	líquida
cilindrada	1588 cm <sup>3</sup>
diâmetro do pistão	76,5 mm
curso do pistão	86,4 mm
razão de compressão	23,5:1
injetores	DN OSD
nº de orifícios de injeção	1
ângulo do jato	0°
pressão de injeção	130 kgf/cm <sup>2</sup>
bomba injetora	Bosch tipo EP/M60
ordem de injeção	1 - 3 - 4 - 2

Fonte: CARDOSO (1984)

### 3.1.1 - Descrição dos Equipamentos e Instalações

Para a realização do estudo experimental do motor funcionando com injeção direta de álcool, houve a necessidade de desenvolver e/ou incorporar à bancada dinamométrica, além da instrumentação e equipamentos já existentes no Laboratório, os seguintes equipamentos:

- Conjunto de injeção direta de álcool;
- Gerador de pulsos para acionamento dos bicos injetores (VEICs);
- Sistema gravimétrico para medição do consumo de combustível;
- Sistema de arrefecimento do motor;
- Sistema de aquisição de dados computadorizado.

### 3.1.2 - Conjunto de injeção direta de álcool

O sistema de alimentação tipo injeção direta proposto neste trabalho, caracteriza-se por utilizar as mesmas válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível (VEICs) de um sistema convencional de injeção indireta do tipo multi-ponto.

Basicamente todas as VEICs utilizam o mesmo princípio de funcionamento, ou seja, o funcionamento da válvula solenóide. Para facilitar o entendimento, a Figura 3.2 mostra o corte esquemático de uma VEIC com a nomenclatura usual.

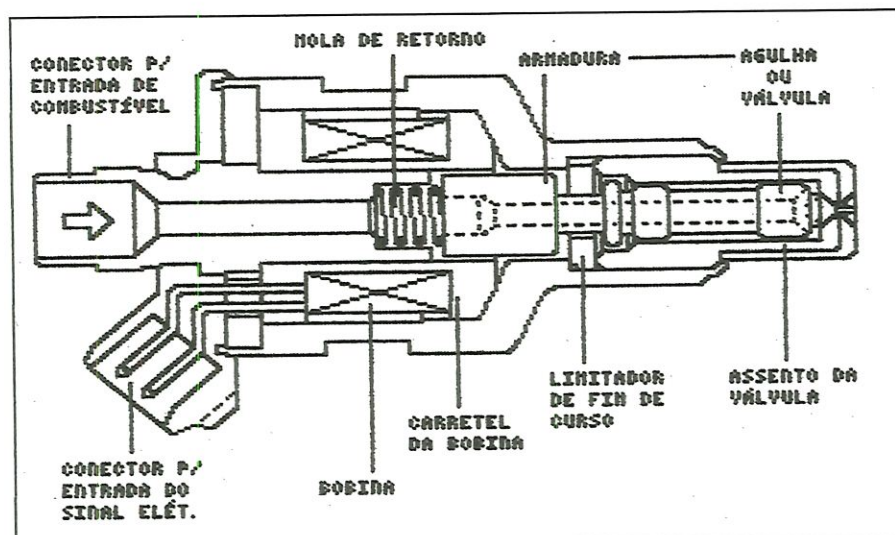


Figura 3.2 - Corte esquemático com a nomenclatura básica das VEICs.

No estado de repouso o conjunto válvula-armadura é posicionado contra o assento da válvula pela mola de retorno e a própria

pressão do combustível. Nesta condição a passagem de combustível está fechada e a quantidade de combustível liberada pela VEIC é zero. Com a excitação, pelo circuito de potência, a bobina é energizada, e o conjunto válvula-armadura é deslocado no sentido de fechar o circuito magnético abrindo uma passagem para o combustível fluir entre a válvula e o seu assento. O combustível então está liberado porque a pressão dentro da válvula é superior àquela no exterior. A pulverização ou atomização é feita de acordo com o desenho do orifício dosador.

É importante observar que, pelo fato da VEIC possuir um orifício dosador e operar com pressão de fornecimento de combustível constante, a vazão ou dosagem de combustível é correspondente ao tempo em que a válvula permanece aberta.

O conjunto de injeção direta de álcool, além das VEICs, também utiliza a bomba de fornecimento de combustível e o tubo distribuidor convencionais de acordo com a Figura 2.10, na página 32. A bomba utilizada neste conjunto equipa o sistema de injeção multi-ponto do veículo Tempra, fabricado pela FIAT, por possibilitar pressões de até 8 Bar. O tubo distribuidor e as VEICs são equipamentos da injeção multi-ponto do veículo Santana fabricado pela Volkswagen.

Para promover a adaptação das VEICs para um sistema de injeção direta houve a necessidade de se construir, no Laboratório, porta-injetores. Os porta-injetores são as peças que ligam o interior do cilindro ao meio externo, e ainda alojam as VEICs de modo a garantir uma perfeita vedação tanto da pressão do interior do cilindro para fora, quanto da água de arrefecimento para fora do motor e para dentro do cilindro. A Figura 3.3 mostra em corte esquemático os detalhes construtivos e a colocação do porta-injetor no motor.



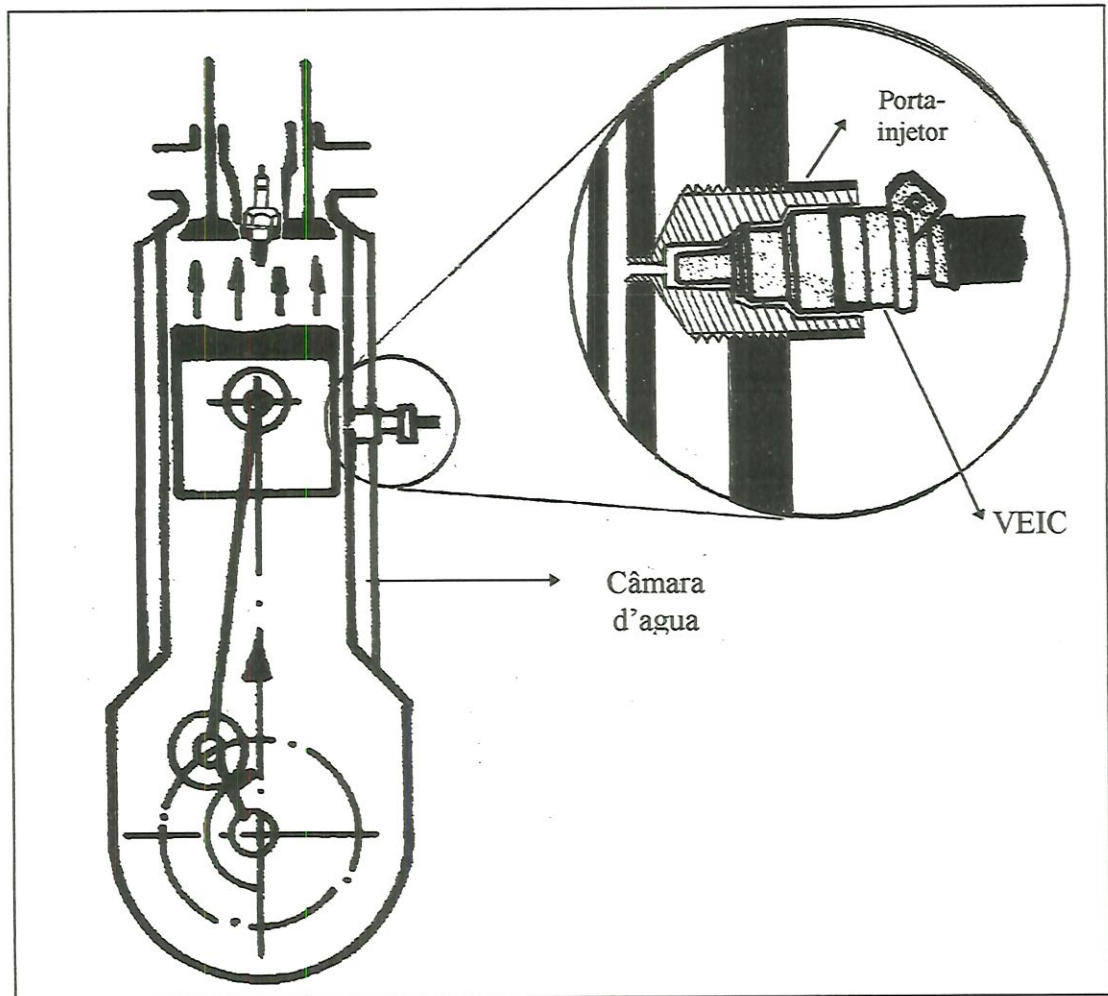


Figura 3.3 - Corte esquemático da instalação do porta-injetor

### 3.1.3 - Gerador de pulsos para acionamento das VEICs

Os motores do ciclo Otto atuais, principalmente aqueles equipados com injeção eletrônica de combustível multi-ponto, são gerenciados por sistemas de controle integrados, os quais incorporam as funções de controle da injeção de combustível, controle do avanço da centelha, controle do nível de detonação, controle da marcha lenta, controle das emissões de poluentes, controle da recirculação de gases de exaustão, etc. Todos estes controles são feitos pela unidade de controle eletrônico (ECU), (PROBST, 1995; RIBBENS, 1993 e LENZ, 1992).

De acordo com MIZUTANI (1992), os sistemas de controle integrados possibilitam ao motor operar com um alto nível de desempenho, otimizando as curvas de potência e torque, reduzindo o consumo de combustível e, por consequência, as emissões de poluentes.

Nota-se que a ECU possui uma função vital no sistema, entretanto, embora seja capaz de armazenar e analisar dados e informações para emitir um sinal de saída ou de controle, ela o faz de maneira comparativa, ou seja, a ECU é uma peça que vem pré-programada pelo fabricante, portanto, não computa e ainda não permite que se modifique a sua programação, assim como os valores de referência contidos em seu banco de memórias.

Desta forma, para acionar as VEICs, houve a necessidade de se construir um equipamento que fosse capaz de gerar pulsos segundo a estratégia de injeção seqüencial e que permitisse variar a localização deste pulso em relação à posição do eixo de manivelas.

O “tamanho” deste pulso, ou a sua duração foi determinada em função da posição do pistão e da pressão reinante no interior do cilindro, uma vez que a intenção era injetar o combustível após o fechamento das válvulas de admissão no tempo compressão até o momento em que a pressão no interior do cilindro atingisse o valor da pressão de injeção. A Figura 3.4 mostra o gerador de pulsos com alguns detalhes construtivos.

Os valores de pressão e as posições do eixo de manivelas e do pistão foram determinados experimentalmente, e serão mostrados mais adiante no item ensaios preliminares.

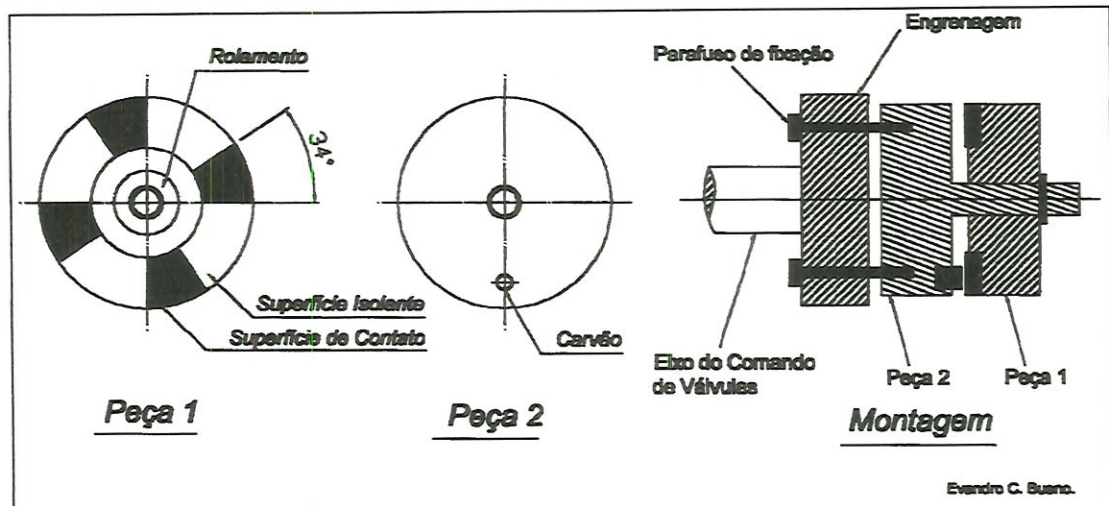


Figura 3.4 - Gerador de pulsos

A placa do gerador de pulsos que contém o carvão é afixada no eixo do comando de válvulas, e a placa que possui os contatos fica parada com cada contato conectado ao pólo negativo da respectiva VEIC. O pólo positivo da VEIC é ligado diretamente no pólo positivo da bateria. Ao girar, o carvão passando pelo contato, promove o aterramento da VEIC fechando o circuito e com isto acionando a VEIC enquanto durar o contato.

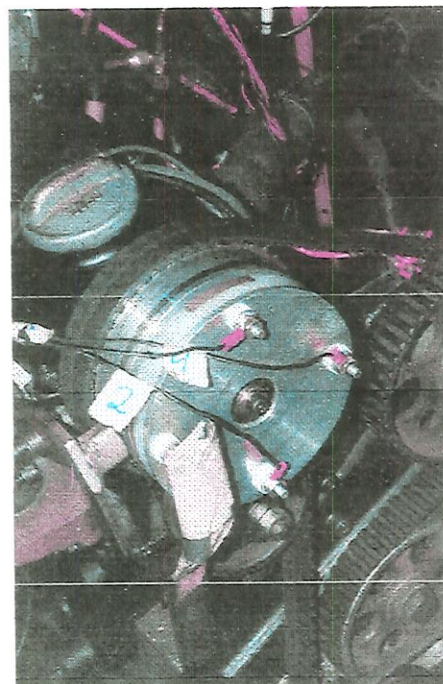


Figura 3.5 - Gerador de pulso acoplado ao motor



### *3.1.3.1 - Sistema gravimétrico para medição do consumo de combustível*

Sendo o consumo específico de combustível um dos elementos básicos para a análise do desempenho de motores, por estabelecer um parâmetro de comparação da capacidade de transformação da energia química do combustível em energia mecânica disponível no eixo entre um motor e outro, torna-se necessário a determinação do consumo de combustível com a maior precisão e acuracidade possíveis.

O consumo de combustível pode ser medido em base volumétrica ou mássica. Embora seja um método mais simples, a determinação do consumo em base volumétrica não é totalmente aceita pelas sociedades e normas existentes por obter a massa de combustível consumido de maneira indireta, ou seja, obtêm-se a massa ou peso pelo valor da densidade. Desta forma, optou-se por determinar o consumo de combustível através da medição direta da massa do combustível consumido no motor de testes.

A Figura 3.6, mostra o sistema gravimétrico para a medição de combustível desenvolvido neste trabalho, além de permitir descrever seu princípio de funcionamento.

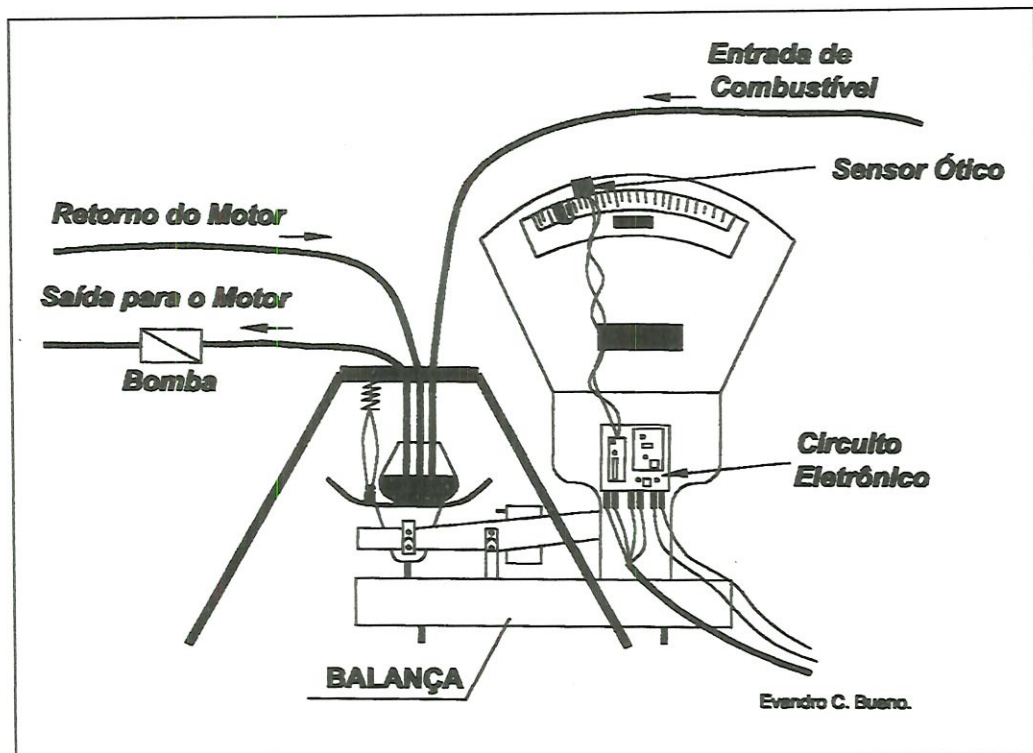


Figura 3.6 - Sistema de medição de consumo de combustível

O sistema de medição gravimétrico foi inserido na linha de fornecimento de combustível entre o reservatório e a bomba de alimentação. Quando a válvula de bloqueio está aberta, o combustível flui do reservatório para o recipiente de vidro localizado sobre o prato da balança, fazendo o ponteiro da balança caminhar para o lado à montante do sensor fotoelétrico. Uma vez fechada a válvula de bloqueio, o motor passa a consumir o combustível contido no recipiente de vidro e, desta forma, o ponteiro da balança aproximar-se-á do sensor fotoelétrico. No instante em que o ponteiro corta o feixe luminoso do sensor, o circuito eletrônico dispara um cronômetro digital e neste momento é colocado sobre o prato da balança um peso padrão. A colocação deste peso faz com que o ponteiro caminhe novamente para o lado a montante do sensor e, uma vez que o consumo do combustível do recipiente continua, o ponteiro vai se aproximar do sensor novamente. Quando o feixe luminoso é cortado pela segunda vez, o cronômetro é parado automaticamente pelo circuito eletrônico e o tempo registrado é



correspondente ao consumo de uma massa de combustível igual àquela do peso padrão colocado na balança.

É importante salientar que, para uma maior acuracidade da medida, tanto a entrada do combustível no recipiente de vidro, quanto a saída do combustível para a bomba de alimentação são feitas por cima do recipiente de modo que as tubulações entrem em contato somente com o combustível, não interferindo no mecanismo da balança.

### 3.1.3.2 - Sistema de arrefecimento do motor

As temperaturas nos motores arrefecidos a líquido devem ser medidas na entrada e saída do motor, e mantidas dentro da especificação do fabricante. Como o motor utilizado tinha como especificação do fabricante a temperatura de trabalho igual a  $80^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ , construiu-se no laboratório um sistema de arrefecimento que possibilitava a manutenção desta temperatura de forma automática. A Figura 3.7 mostra o sistema de arrefecimento.

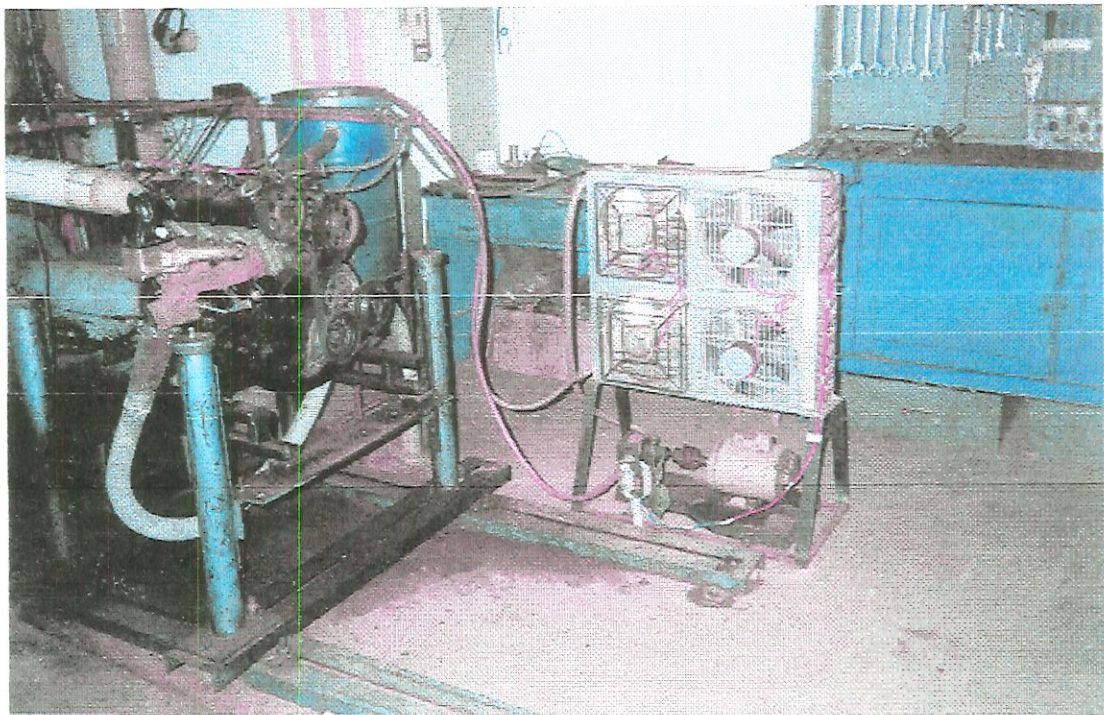


Figura 3.7 - Sistema de Arrefecimento



O sistema de arrefecimento é composto por um reservatório de 50 litros de água conectado à bomba d'água do motor. Este reservatório também está ligado a um trocador de calor, equipado com quatro ventiladores elétricos, por intermédio de uma bomba acionada por um motor elétrico.

Quando a temperatura da água no reservatório atinge 83° C, um termostato liga a bomba juntamente com os ventiladores fazendo a temperatura baixar 77° C, quando, então, a bomba e os ventiladores são desligados.

### *3.1.3.3 - Sistema de aquisição de dados computadorizados*

Para o monitoramento das temperaturas foi utilizado um sistema de aquisição de dados STRAWBERRY TREE, responsável pela conversão dos sinais dos termopares. O sistema é uma ferramenta versátil, potente e de fácil utilização, que possui como característica principal a alta rejeição a ruídos. Utiliza um pacote computacional aplicativo WORKBENCH, que permite o tratamento do sinal medido através de diversas funções matemáticas. Além disso, permite a seleção do tipo de termopar a ser monitorado sem necessidade de uma compensação através de banho térmico, ou seja, o próprio sistema realiza eletronicamente a compensação da junção fria e a linearização do sinal.

O sistema de aquisição de dados (Temperaturas) montado para este trabalho era composto por um microcomputador, uma placa AD-STRAWBERRY TREE 12 bits de 16 canais e um terminal de compensação T-21 STRAWBERRY TREE de 8 canais.

Embora a placa AD-STRAWBERRY TREE tenha capacidade de monitorar dados de pressão, neste caso, não foi possível a sua utilização devido a baixa frequência de aquisição.

Para o monitoramento da evolução da pressão no interior do cilindro, com o motor em funcionamento, foi utilizada uma placa AD/DA de 12 bits da NATIONAL INSTRUMENTS modelo SCXI - 1200 equipada com banco de filtros Anti-Aliasing, também da NATIONAL INSTRUMENTS, modelo SCXI- 1141, o pacote computacional aplicativo é o LABVIEW. Este sistema de aquisição foi preferido por permitir uma frequência de aquisição de até 100 Khz, e funcionar ligado em série com o osciloscópio e o amplificador de carga do sensor piezoelétrico AVL. (Figura 3.8)

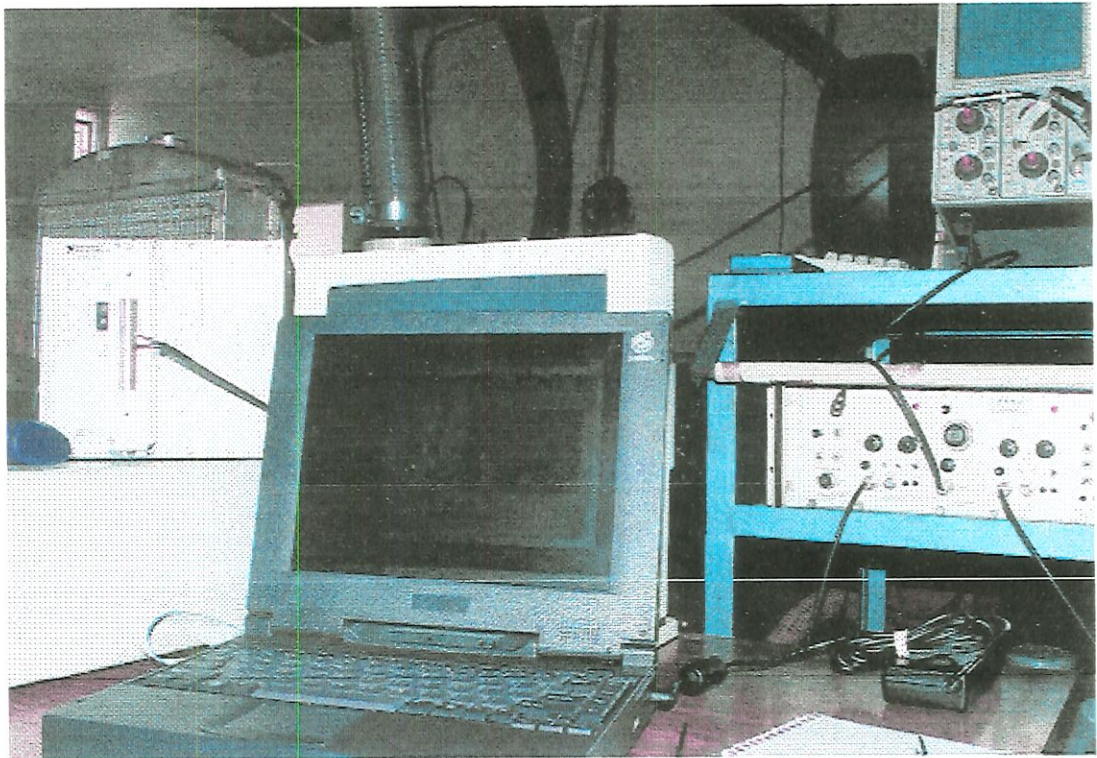


Figura 3.8 - Vista geral do sistema de aquisição.

As Figuras 3.9 e 3.10 mostram o motor instalado no dinamômetro, juntamente com o sistema gravimétrico para medição de consumo de combustível.



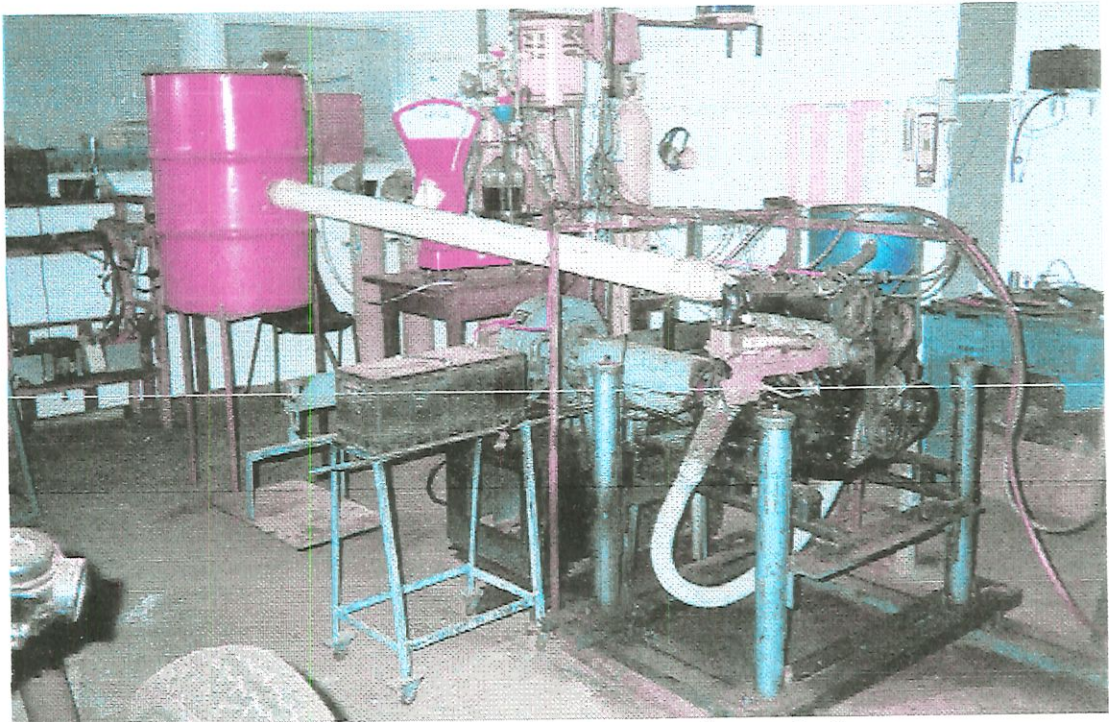


Figura 3.9 - Vista geral do motor na bancada de teste



Figura 3.10 - Sistema gravimétrico para medição de consumo de combustível



## **3.2 - Métodos**

Antes da execução dos ensaios dinamométricos visando o levantamento de dados para avaliar o motor funcionando com injeção direta de álcool, foram realizados ensaios preliminares onde foram levantados vários parâmetros relativos à pesquisa.

### **3.2.1 - Ensaio preliminares**

O fato do motor de testes funcionar originalmente, segundo o ciclo Diesel teve fundamental importância para a realização dos ensaios preliminares, foi possível testar e avaliar, no próprio motor, os componentes responsáveis pelo novo sistema de alimentação.

#### **3.2.1.1 - Determinação do conjunto de tubagens de admissão e escapamento.**

Sendo a eficiência volumétrica um dos parâmetros de importância primordial quando se deseja aumentar o rendimento de um motor, determinou-se, experimentalmente, dentre as muitas tubagens de admissão e escapamento existentes no mercado, o conjunto que menos interferisse no processo de admissão do motor.

O procedimento experimental utilizado foi o de determinar o consumo de ar do motor, por intermédio de medidor de vazão de orifícios calibrados, nas rotações de 1000 RPM a 4000 RPM com incremento de 500 RPM.

### 3.2.1.2 - *Determinação da localização do conjunto de injeção no cilindro do motor*

Como a pressão de injeção foi estipulada em 6 Bar e o conjunto de injeção não previa a utilização de válvula de retenção nem sistema de arrefecimento adicional, o sistema deveria ser colocado numa situação onde a pressão no interior do cilindro fosse menor que 6 Bar no momento inicial da injeção, e ainda apresentasse as válvulas de admissão fechadas, já no tempo compressão.

Conheceu-se, por intermédio de um sensor de pressão (AVL) estrategicamente inserido no cabeçote do motor e um osciloscópio, a evolução da pressão no interior do cilindro durante o tempo compressão. Entretanto, como a pressão e a temperatura são bastante aumentadas pela ignição e combustão da mistura ar-combustível, preocupou-se em determinar uma localização para o conjunto de injeção onde a pressão no interior do cilindro não ultrapassasse a casa dos 10 Bar no tempo expansão.

A duração do pulso foi determinada em função do ângulo do eixo de manivelas onde as válvulas se encontravam fechadas, da distância do conjunto de injeção com relação ao topo do cilindro e do limite de inflamabilidade da mistura ar-combustível.

### 3.2.1.3 - *Determinação da vazão de combustível e testes do gerador de pulsos*

O gerador de pulsos mostrado na Figura 3.4 da página 60, foi construído segundo os parâmetros determinados no item 3.2.1.2.

O teste do gerador de pulsos assim como a determinação da vazão de combustível proporcionada por ele quando acionando as VEICs, forma feitos primeiramente em um torno.

O ensaio foi feito montando-se o sistema de injeção completo fora do motor e, com um torno acionava-se o gerador de pulsos que, por sua

vez, acionava as VEICs que estavam ligados em paralelo com um osciloscópio. Através do osciloscópio pôde-se conhecer a duração do pulso em função de diferentes rotações. A vazão de combustível foi medida com o sistema gravimétrico de medição.

### ***3.2.2 - Determinação da fração de combustível vaporizado***

Para um motor trabalhando em uma condição de regime, na qual as suas partes já estejam devidamente aquecidas, o combustível começa a vaporizar-se a partir do instante em que é misturado com o ar na tubulação de admissão (no caso de um motor carburado), porém quando se trata de um motor com injeção direta, e essa injeção ocorrendo cedo no tempo compressão, pode-se considerar que a vaporização acontecerá apenas durante o estágio de compressão. Essa vaporização ocorrerá devido às trocas de calor entre o ar aquecido pelo trabalho de compressão e o combustível ainda na fase líquida.

Analisando-se o sistema formado por ar e gotículas de combustível, limitado pelas paredes do cilindro e cabeça do pistão, durante um instante do estágio de compressão, (representado pelo deslocamento angular do eixo de manivelas de  $\theta$  até  $\theta + \Delta\theta$ ), tem-se:



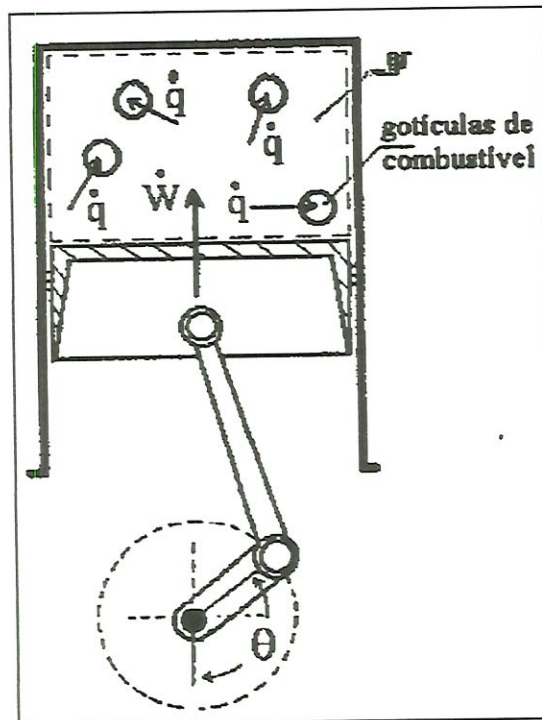


Figura 3.11 - Representação do sistema contendo ar e gotas de combustível

Aplicando-se a equação de conservação de energia a um sistema que contenha todas as gotículas de combustível do interior do cilindro:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \iint_A h \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot \partial A = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V u \cdot \rho \cdot \partial V \quad (1)$$

Porém, como a análise é feita sobre um sistema fechado, a massa que atravessa as fronteiras é nula, logo:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t} \quad (2)$$

Integrando-se de uma condição 1 (ângulo  $\theta$ ) até a condição 2 (ângulo  $\theta + \Delta\theta$ ), temos :

$${}_1Q_2 - {}_1W_2 = U_2 - U_1 \quad (3)$$

Para o sistema líquido,  ${}_1W_2$  refere-se à expansão das fronteiras do combustível ao mudar de fase. Admitindo-se que o processo ocorra quase estaticamente para variações de  $\theta$  muito pequenas:

$${}_1W_2 = \int_1^2 P \partial V = P_2 V_2 - P_1 V_1 \quad (4)$$

logo

$${}_1Q_2 = m \cdot \Delta h \quad (5)$$

A variação de entalpia do líquido, nesse caso, deve considerar um termo referente ao seu aquecimento até a temperatura de saturação, e um termo referente à sua vaporização (CHIN et alli, 1984). Sendo assim, considerando-se que a massa de combustível aquecida é a mesma que deverá vaporizar-se, e que a massa de vapor produzida não recebe energia até a vaporização completa do combustível:

$$Q = m_c \cdot \Delta h_c = (c_c \cdot \Delta T_c + L) m_{vc} \quad (6)$$

Como o líquido inicialmente está a uma temperatura  $T_{ic}$ , e sua temperatura final nunca será superior à temperatura de saturação,  $T_{sat}$ , pode-se escrever a Equação (6) como:

$$Q_{vc} = c_c \cdot (T_{sat} - T_{ic}) \cdot m_{vc} + L \cdot m_{vc} \quad (7)$$

Utilizando-se a Equação (5) em um sistema que contenha todo o ar do interior do cilindro:

$$Q_{ar} = m_{ar} \cdot \Delta h_{ar} = m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar} \quad (8)$$

O termo  $\Delta T_{ar}$ , representa a diferença de temperatura observada no interior do cilindro, para um determinado ângulo  $\theta$  e condição de funcionamento do motor, entre dois tipos de carga admitida: cilindro contendo no seu interior apenas ar e cilindro contendo ar e combustível. A medição das respectivas temperaturas, para o ângulo  $\theta$ , indicará que, devido ao aquecimento e vaporização de uma massa  $m_c$  de combustível, houve uma queda de temperatura entre os dois tipos de carga admitida. Sendo assim, o calor perdido pelo ar, em módulo, é igual ao absorvido pelo combustível:

$$Q_{ar} = Q_{vc} \quad (9)$$

A fração de combustível vaporizado, por definição, é a razão entre a massa de vapor de combustível produzida pela massa de combustível admitido:

$$X = \frac{m_{vc}}{m_c} \quad (10)$$

Logo, a partir das Equações (7) a (10), determina-se a equação representativa da fração de combustível vaporizado no interior do cilindro, para uma determinada posição angular do eixo de manivelas (Equação (11)). A temperatura de saturação do combustível é substituída por um valor médio  $(\overline{T_{sat}})$ , entre a temperatura de saturação ao início e ao final do estágio de compressão, isso para facilidade de cálculos.



$$X(\theta) = \frac{m_{\text{ar}} \cdot c_{\text{ar}} \cdot \Delta T_{\text{ar}}}{m_c [L + c_c (\bar{T}_{\text{sat}} - T_{\text{ic}})]} \quad (11)$$

### 3.2.2.1 - Determinação da variação de temperatura do ar

A determinação da diferença de temperatura observada entre a mistura formada apenas por ar e mistura formada por ar e combustível, no interior do cilindro, para uma mesma condição de operação e numa mesma posição angular do eixo de manivelas,  $\theta$ , é realizada através de medições de pressão no interior do cilindro para os respectivos tipos de mistura.

Pela aplicação da equação de estado dos gases, determina-se as respectivas temperaturas no interior do cilindro, para um certo valor de  $\theta$ .

$$\Delta T_{\text{ar}} = T_{\text{sc}} - T_{\text{cc}} \quad (12)$$

$$T_{\text{sc}} = \frac{P_{\text{sc}} \cdot V}{m \cdot R} \quad (13)$$

$$T_{\text{cc}} = \frac{P_{\text{cc}} \cdot V}{m \cdot R} \quad (14)$$

Nas Equações (13) e (14), R representa a constante do ar ( $R = 0,287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$ ). Na Equação (14), a qual representa a temperatura de uma mistura de ar e combustível, admite-se que o fluido operante (gás) seja formado apenas por ar.

O volume do cilindro é determinado por análise geométrica do conjunto formado pelo pistão, biela e manivela:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot b^2 \cdot y + \frac{DV}{TC - 1} \quad (15)$$

$$y = c_1(1 - \cos\theta) + c_2 \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{c_1}{c}\right)^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (16)$$

Onde  $y$  representa a distância desde o ponto morto superior até a cabeça do pistão.

A medição de pressões no interior do cilindro é mais adequada que a de temperaturas, visto que os transdutores piezelétricos possuem uma velocidade de resposta muito maior que os termopares.

Desta forma, para o levantamento das curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, um transdutor piezoelétrico foi colocado no lugar da vela de ignição, uma vez que a Equação (11) só tem validade enquanto não houver combustão da mistura.

As medidas de pressão foram tomadas segundo os métodos estabelecidos por NAKAJIMA et alli (1978).

### ***3.2.3 - Procedimento de execução dos ensaios dinamométricos.***

Os ensaios dinamométricos foram realizados com base nos procedimentos estabelecidos na norma ABNT 5484, e sempre com idéia de se confrontar o comportamento do motor quando movido a álcool injetado quente, movido a álcool injetado frio e movido a álcool via carburador.

Fazendo o motor funcionar aguardava-se o momento do mesmo entrar em regime, o que era observado quando a temperatura dos gases de

exaustão se estabilizava, passava-se então , a coleta de dados necessários à análise do comportamento do motor.

Como as condições determinadas nos itens 3.2.1.2 e 3.2.1.3, na página 67, não permitiam que o motor operasse numa rotação acima de 2500 RPM, a quantidade de ar admitida teve de ser controlada pela borboleta do carburador. Para que fosse possível estabelecer um parâmetro de comparação, a pressão no interior da tubagem de admissão foi medida em cada rotação de ensaio e mantida constante em todos os ensaios.

A temperatura do ar no interior da tubagem de admissão e a temperatura dos gases de exaustão foram medidas em cada rotação de ensaio.

O ponto de ignição foi ajustado em cada rotação de ensaio para a condição de melhor torque observado.



## **CAPÍTULO 4: RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Como a proposição inicial do trabalho era desenvolver um sistema capaz de injetar o combustível diretamente no interior do cilindro do motor para, depois, avaliar o seu desempenho, primeiramente serão apresentados e discutidos os resultados referentes ao sistema de injeção direta, prosseguindo com os resultados referentes ao desempenho do motor e comparações.

### ***4.1 - Sistema de injeção direta de combustível***

#### ***4.1.1 - Variação do consumo de ar e do rendimento volumétrico em função das configurações adotadas.***

Os resultados dos experimentos são apresentados com base na simbologia descrita na Tabela 4.1 que especifica as configurações de tubagens de admissão e escapamento. A análise dos resultados é feita em seguida à apresentação dos mesmos.

Tabela 4.1 - Simbologia das configurações das tubagens.

Nº	Configuração	Simbologia
1	Admissão Dupla Escape Simples	AD-ES
2	Admissão e escape Simples Tubo de Escapamento desligado	AES-TD
3	Admissão Dupla e Escape Duplo	AD-ED
4	Admissão Simples e escape Duplo	AS-ED
5	Admissão Simples e Escape Simples	AS-ES

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram, respectivamente, as curvas de consumo de ar e o rendimento volumétrico em função da rotação do motor para cinco diferentes configurações de tubagens de admissão e escape, uma vez que um dos benefícios causados pela injeção direta de combustível é a independência na escolha do conduto de admissão.

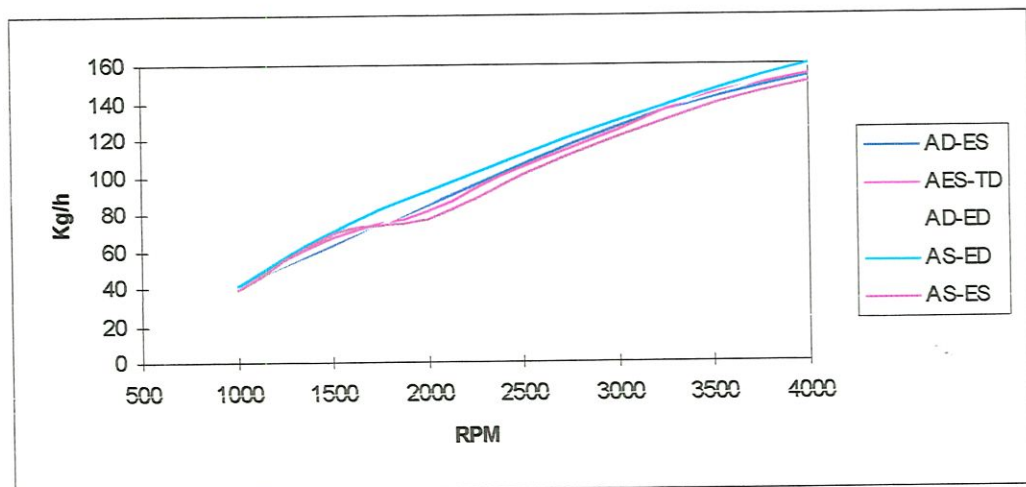


Figura 4.1 - Consumo de ar em função da rotação.

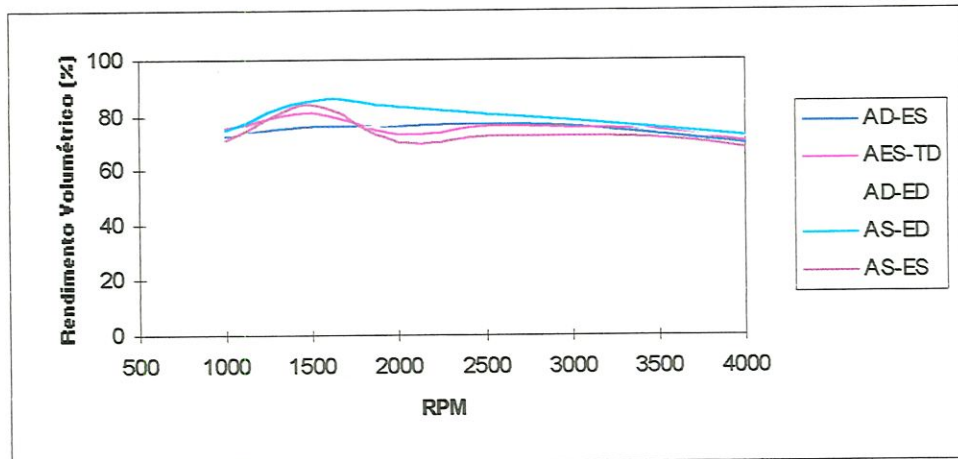


Figura 4.2 - Rendimento volumétrico em função da rotação.

Observou-se que quando o motor operava a 1000 RPM não houve uma variação extremamente significativa do consumo de ar. Isto é explicado pela baixa velocidade de escoamento na tubagem de admissão, e, com isso, não há o benefício causado pelo efeito RAM que é o aproveitamento da inércia do gás no sistema de admissão quando a válvula de admissão está fechando. Ao contrário, o que se tem é a ocorrência de um fluxo reverso causado pelo atraso do fechamento da válvula de admissão. Este fenômeno é evidenciado observando-se o rendimento volumétrico a 1000 RPM nas configurações de tubagens de admissão e escape simples com tubo de escapamento desligado, e tubagem de admissão simples com tubagem de escapamento duplo.

Nos regimes de 1500 a 4000 RPM, com exceção da configuração tubagens de admissão e escape simples com tubo de escapamento desligado, houve coerência dos resultados com a literatura. A oscilação do rendimento volumétrico na configuração acima se deu, muito provavelmente, pelos efeitos das ondas de pressão causadas pelo escoamento pulsante do processo de exaustão de cada cilindro. Estas ondas de pressão de cada cilindro transmitidas e refletidas no sistema de exaustão, podem interagir com os outros cilindros do motor podendo melhorar ou inibir o processo de renovação



de carga. Quando há uma melhora no processo de carregamento denomina-se o fenômeno de “Turning”.

Também observou-se que o sistema de exaustão influenciava muito mais o consumo de ar do que as variações de Tubagens de admissão, desta forma, ficou evidenciado o uso da configuração da tubagem de admissão simples com tubagem de escapamento duplo para os ensaios dinamométricos do motor funcionando com injeção direta de álcool.

#### 4.1.2 - Localização do conjunto de injeção no cilindro do motor.

A Figura 4.3 mostra a evolução da pressão no tempo compressão e sem ignição, no interior do cilindro em função da posição angular do eixo de manivelas.

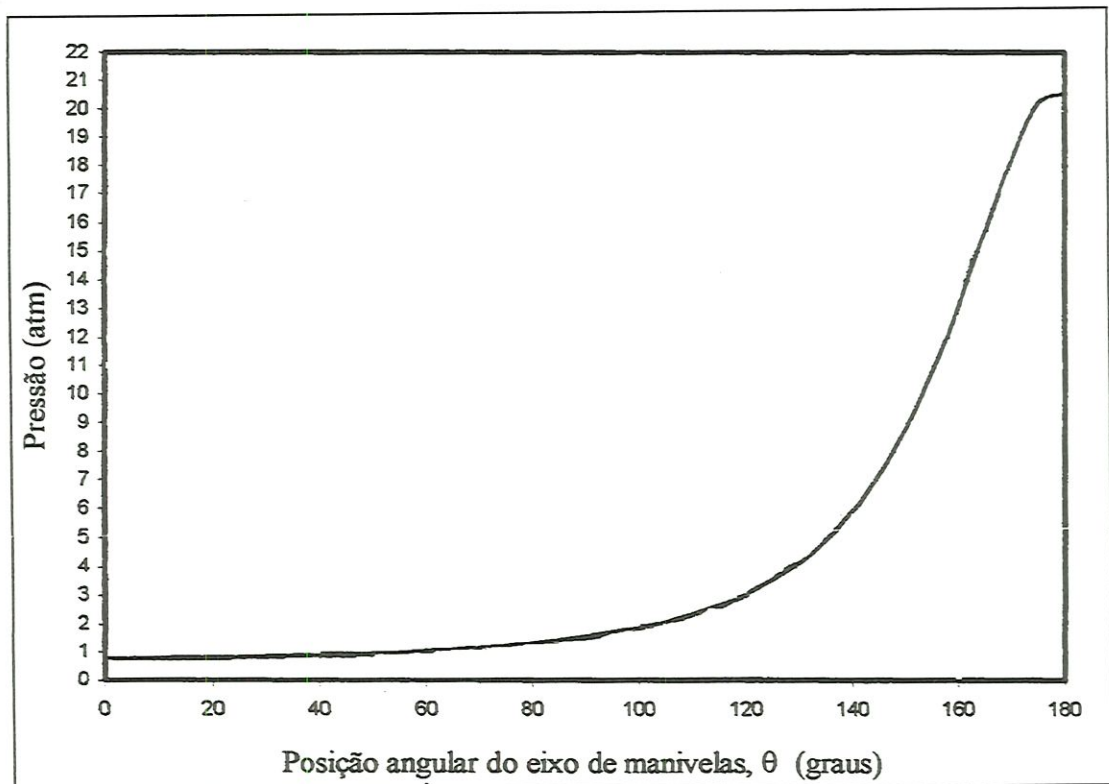


Figura 4.3 - Evolução da pressão no interior do cilindro.

Como a pressão de injeção foi fixada em 6 Bar, nota-se pela Figura 4.3, que o conjunto de injeção poderia ser inserido no cilindro do motor até o ponto em que o pistão atingisse a posição equivalente a 139 graus do eixo de manivelas, assumindo-se que 0 grau é o ponto morto inferior. Entretanto, se o conjunto de injeção fosse inserido neste ponto as VEICs ficariam expostas à temperaturas e pressões muito elevada provenientes da combustão da mistura ar-combustível. Desta forma, para evitar o problema acima citado, lançou-se mão da seguinte fórmula empírica, extraída de PENIDO FILHO (1983), para se chegar à pressão de combustão.

$$P_{\text{comb}} = 7 \times \text{T.C.} - 3 \quad (\text{Kg/cm}^2)$$

onde:

T.C. = Taxa de compressão

Como esta pressão atua na cabeça do pistão quando este se encontra no ponto morto superior, o volume acima do pistão que contém esta pressão é igual ao volume da câmara de combustão. Então, pela equação  $P.V^k = \text{constante}$ , escrita na forma  $P_1 \times V_1^k = P_2 \times V_2^k$ , calcula-se o volume acima do pistão para uma pressão de 10 Bar, onde:

$P_1$  = Pressão de combustão

$V_1$  = Volume da câmara de combustão

$P_2$  = Pressão de 10 Bar

$V_2$  = Volume acima do pistão

$$K = \frac{c_p}{c_v}$$

Conhecendo-se o volume acima do pistão para a pressão de 10 Bar, determinou-se a distância entre a posição do conjunto de injeção e o topo do cilindro.

Desta forma, conclui-se que o processo de injeção terminaria impreterivelmente, quando o topo do pistão estivesse a 42 mm do topo do cilindro, o que corresponde a posição angular de 80 graus antes do ponto morto superior do eixo de manivelas.

Quanto a duração do pulso elétrico responsável pelo acionamento das VEICs, a Figura 4.4 mostra o tempo de permanência das válvulas do motor de testes em função da posição angular do eixo de manivelas.

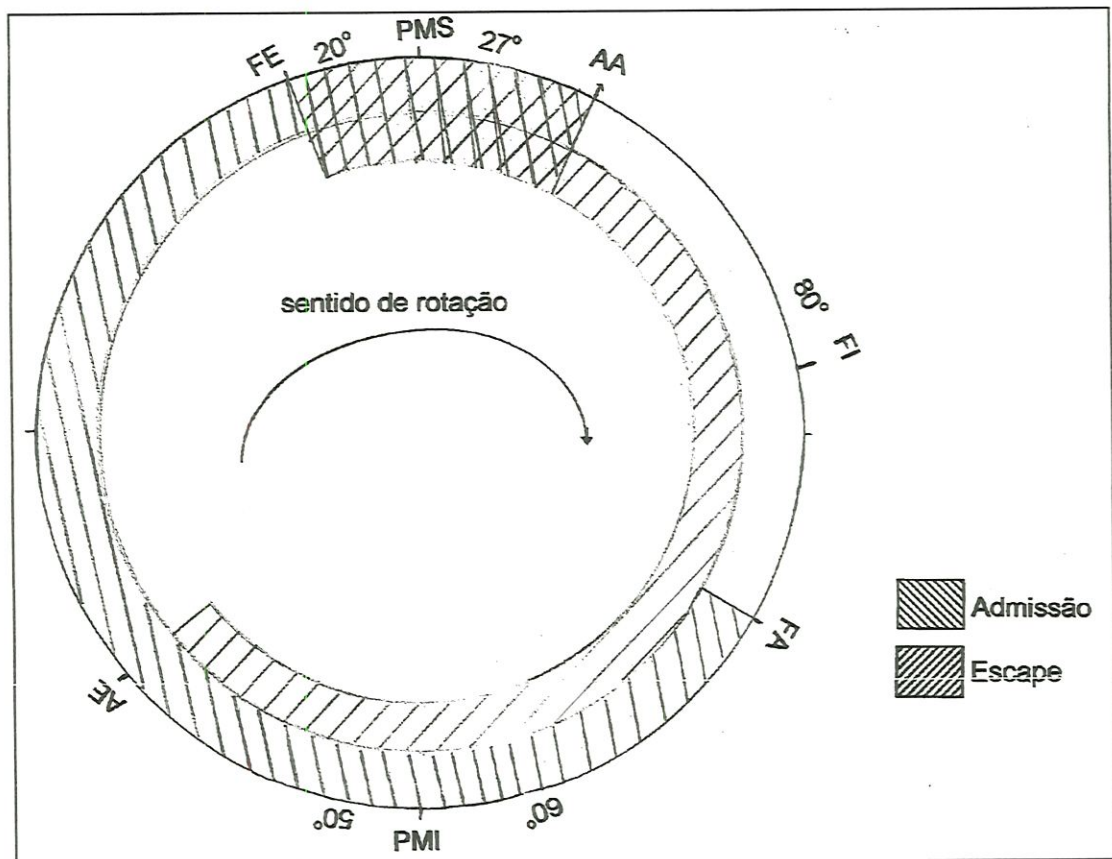


Figura 4.4 - tempo de permanência das válvulas de admissão e escape.

Pela Figura 4.4 determina-se que o processo de injeção tem início 32 graus do ponto morto inferior e termina a 80 graus antes do ponto morto superior, ambos no tempo compressão, totalizando um período de injeção equivalente a 68 graus de deslocamento angular do eixo de manivelas.



Como o gerador de pulsos é acoplado ao eixo do comando de válvulas, o pulso elétrico deve durar o equivalente a 34 graus de deslocamento angular deste último eixo.

#### 4.1.3 - Vazão de combustível e teste do gerador de pulsos .

A Figura 4.5 mostra o tempo de abertura da VEICs em função da rotação.

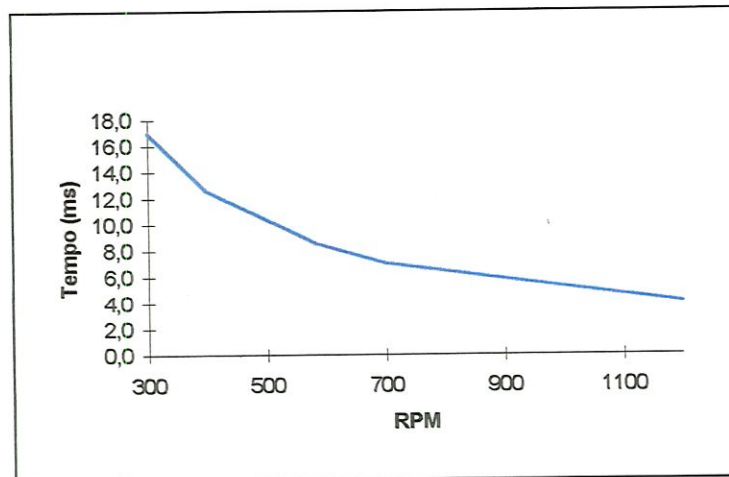


Figura 4.5 - Tempo de abertura x RPM

A Figura 4.6 mostra a vazão mássica horária em função da rotação para quatro VEICs .

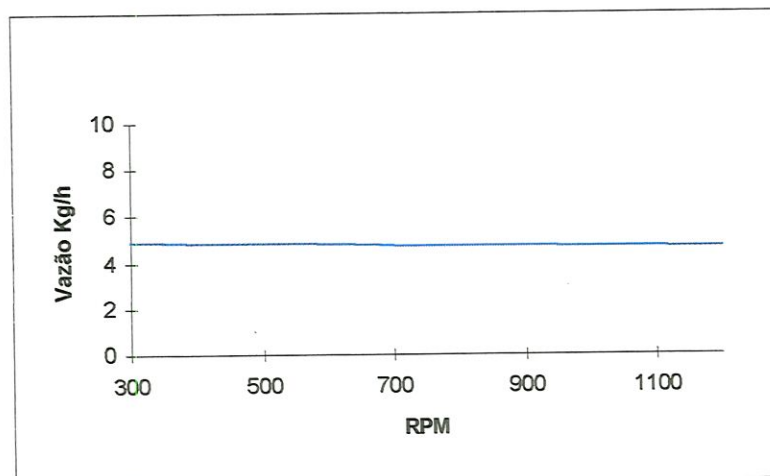


Figura 4.6 - Vazão de Combustível

Como a VEIC possui vazão constante à pressão constante, o fornecimento de combustível é o mesmo para qualquer rotação, já que o gerador de pulsos possui uma placa de contato de tamanho fixo e referente a 34 graus de deslocamento angular do eixo do comando de válvulas. Entretanto, pela Figura 4.6, nota-se que acontece uma pequena queda no fornecimento de combustível causada tanto pela imperfeição do contato entre a placa e o carvão, que com o aumento da rotação aumenta visivelmente a formação de arco voltaico, quanto pelo tempo de abertura da VEIC que é em média 1 ms. Em rotações mais baixas este problema não é tão pronunciado, porém quando há a diminuição do tempo de duração do pulso em função do aumento da rotação, o efeito do tempo de abertura começa a ser significativo podendo chegar a 15%, como é o caso do pulso de 4 ms que corresponde a 1200 RPM do eixo do comando de válvulas.

A Figura 4.7 apresenta a curva de consumo de ar do motor funcionando a plena carga, para rotações de 1000 a 4000 RPM.

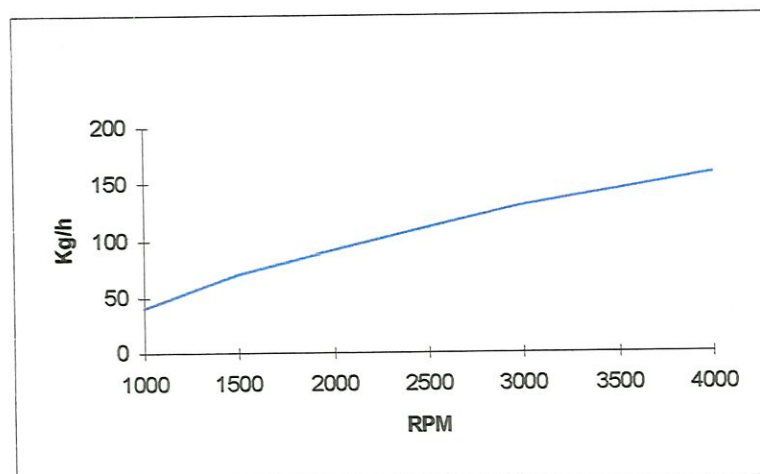


Figura 4.7 - Curva de consumo de ar

Pela Figura 4.7, pela média do fornecimento de combustível da Figura 4.6, pelo limite de inflamabilidade do álcool etílico hidratado (3,56:1 a 18,00:1) e sabendo-se que há a possibilidade de se controlar a vazão de ar pela

borboleta do carburador, conclui-se que o motor poderá funcionar sendo alimentado pelas VEICs acionadas pelo gerador de pulsos.

#### 4.1.4 - Vaporização do combustível

A Figura 4.8 apresenta as curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, obtidas através da medição da pressão dos gases para três condições distintas, são elas:

- Seco; motor em regime, funcionando com três cilindros; estando o cilindro em análise comprimindo apenas ar.
- Injeção fria; o cilindro em análise comprime uma mistura ar-combustível, sendo que o combustível é injetado no cilindro à temperatura ambiente através do bico injetor.
- Carburador; o cilindro em análise, nesta situação, comprime uma mistura cujo o combustível é proveniente do carburador à temperatura ambiente.

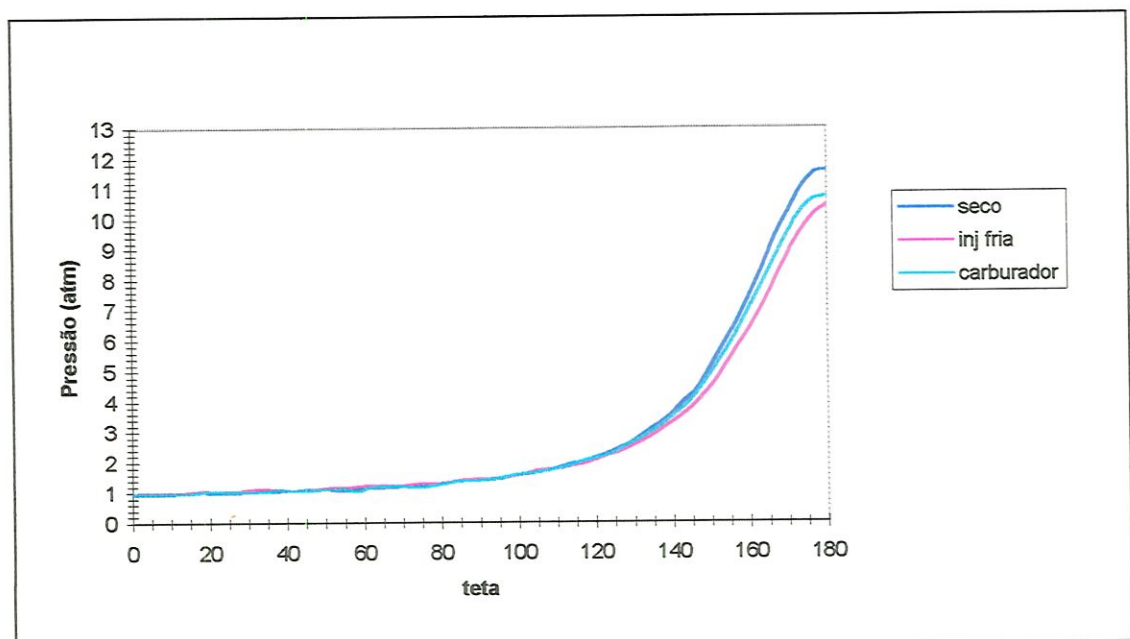


Figura 4.8 - Curvas de evolução de pressão interior do cilindro para combustível frio.



Nota-se que até, aproximadamente, 120 graus do eixo de manivelas não houve variação de pressão entre as curvas, porém a partir de 130 graus verifica-se uma queda de pressão nas curvas representativas da condição com combustível em relação à condição seco. Essa diferença cresce com o aumento da pressão no interior do cilindro, e representa a diminuição da temperatura provocada pelo combustível líquido que retira calor dos gases para vaporiza-se.

A Figura 4.9 apresenta as curvas de evolução de pressão no interior do cilindro para a condição seco e para a condição injeção quente, onde o cilindro em análise comprime uma mistura ar-combustível, sendo o combustível injetado com a temperatura de saturação para a pressão na qual se encontra confinado.

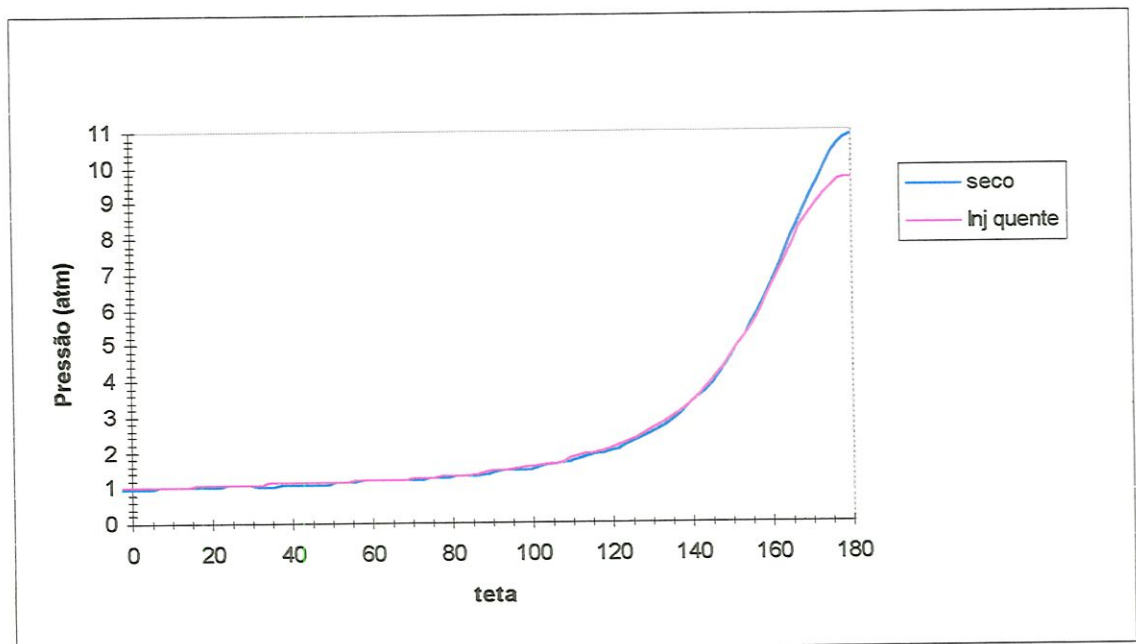


Figura 4.9 - Curvas de evolução de pressão no interior do cilindro para combustível quente.

Diferente da Figura 4.8, pela Figura 4.9 nota-se que a variação de pressão entre as curvas ocorreu bem mais tarde, quando relacionada com o deslocamento angular do eixo de manivelas.

A partir das Equações (13) e (14), dos valores de pressão e da massa de ar admitida pelo cilindro que foram obtidos experimentalmente, pode-se determinar a temperatura dos gases no interior do cilindro para a várias condições de funcionamento.

As Figuras 4.10 e 4.11 apresentam a evolução da temperatura no interior do cilindro durante o estágio de compressão para as condições de combustível frio e combustível quente respectivamente.

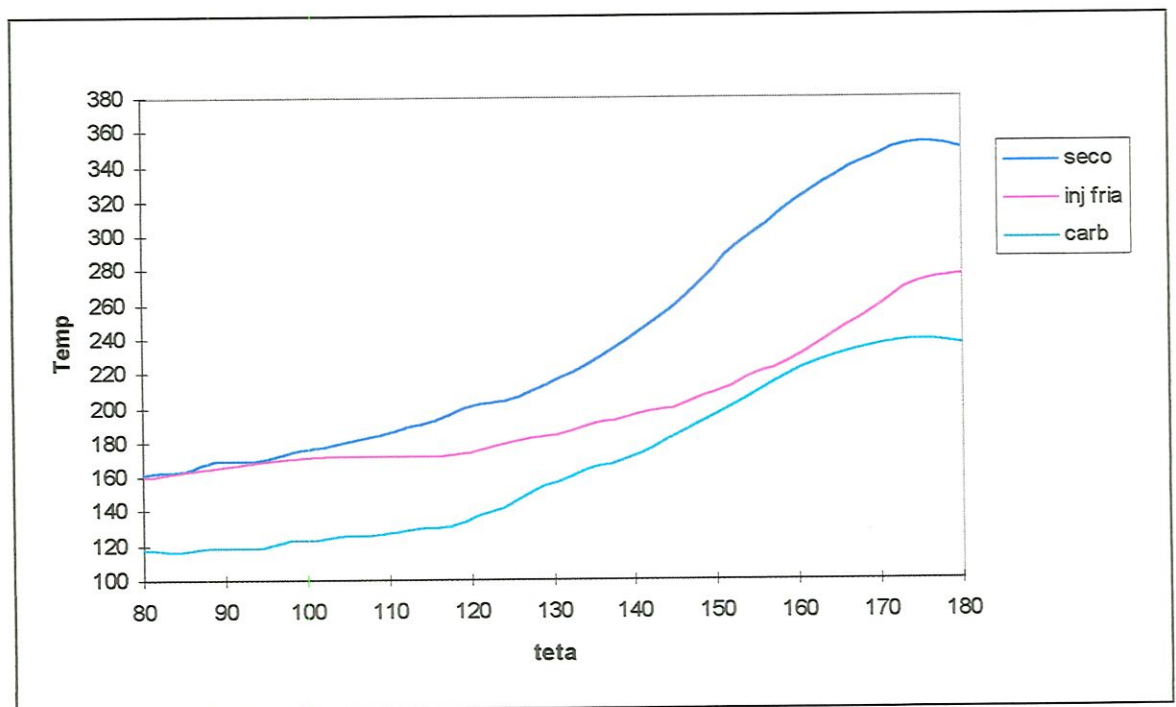


Figura 4.10 - Curvas de evolução da temperatura no interior do cilindro para combustível frio.

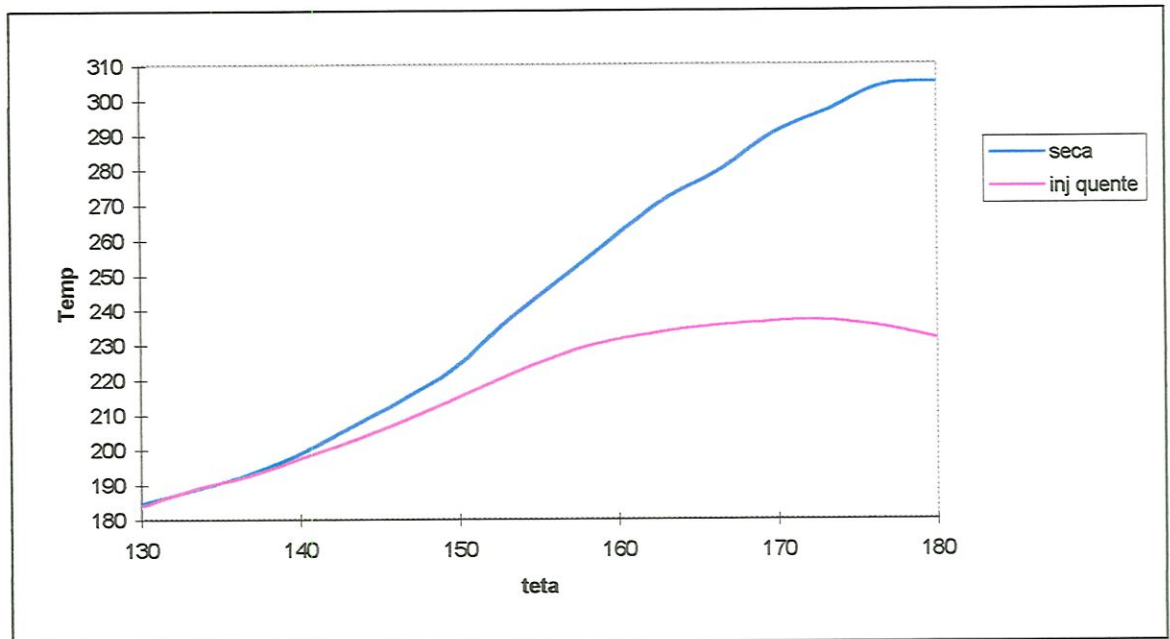


Figura 4.11 - Curvas de evolução da temperatura no interior do cilindro para combustível quente.

Pela análise da Figura 4.10, nota-se que a diferença de temperatura para a condição carburador existe desde antes de 80 graus de deslocamento angular do eixo de manivelas até o final da compressão, majorando-se a partir de 135 graus. Tal ocorrência se explica pelo fato de que sendo o combustível proveniente do carburador, a sua vaporização tem início ainda na tubulação de admissão, chegando ao cilindro já com 22% de todo o combustível fornecido em forma de vapor.

Para a condição de injeção fria percebe-se a diferença de temperatura a partir de 100 graus de deslocamento do eixo de manivelas, ou seja, 20 graus após ter terminado o processo de injeção. Tal situação tem explicação na análise da Equação (11), pois o termo referente ao aquecimento sensível do combustível ( $c_C \cdot (\bar{T}_{\text{sat}} - T_i)$ ) é aproximadamente três vezes menor que o termo referente à mudança de fase (L). Desta forma, pode-se dizer que desde o início da injeção até 100 graus de deslocamento angular do eixo de manivelas o combustível aquece-se, mudando de fase a partir daí.



Para a condição carburador, 33% do combustível líquido restante vaporizam-se de 135 graus do eixo de manivelas até o final do estágio de compressão, totalizando 48% de todo combustível fornecido. Enquanto que para a condição de injeção fria, 37% de todo o combustível fornecido vaporizou-se de 100 graus do eixo de manivelas até o final da compressão.

O fato de se ter mudança de fase do combustível na tubulação de admissão explica a menor diferença de pressão entre a condição carburador e seco (Figura 4.8), mesmo ocorrendo uma vaporização maior do combustível quando relacionado com a condição de injeção fria.

A Figura 4.11 mostra que a curva da evolução da temperatura para a condição de injeção quente apresenta um comportamento parecido, no que diz respeito a diferença de temperaturas, com o da mesma curva para a condição carburador, ou seja, a diferença de temperatura entre a condição seco e condição de injeção quente começa a ser percebida a partir de 135 graus.

Esta característica tem sua explicação no fato de, estando o combustível aquecido e confirmado sob pressão, haver uma expansão isoentalpica, responsável pela vaporização de 19% do combustível fornecido, durante o processo de injeção. Desta forma, somente a parcela restante do combustível fornecido terá que retirar calor do meio para vaporizar-se, fazendo-o desde 135 graus do eixo de manivelas até o final da compressão.

Para a condição de injeção quente tem-se no final da compressão um total de 57% de vapor de combustível.

Embora o tempo para a vaporização do combustível seja o mesmo da condição carburador (135-180 graus do eixo de manivelas), na condição de injeção quente houve a vaporização de uma quantidade maior de combustível. Fato este, explicado pela menor quantidade de calor sensível utilizado no processo de vaporização, uma vez que o combustível já se encontra aquecido.

A Figura 4.12 apresenta a razão ar-vapor de combustível em função do deslocamento angular do eixo de manivelas para as três condições de fornecimento de combustível ao motor.

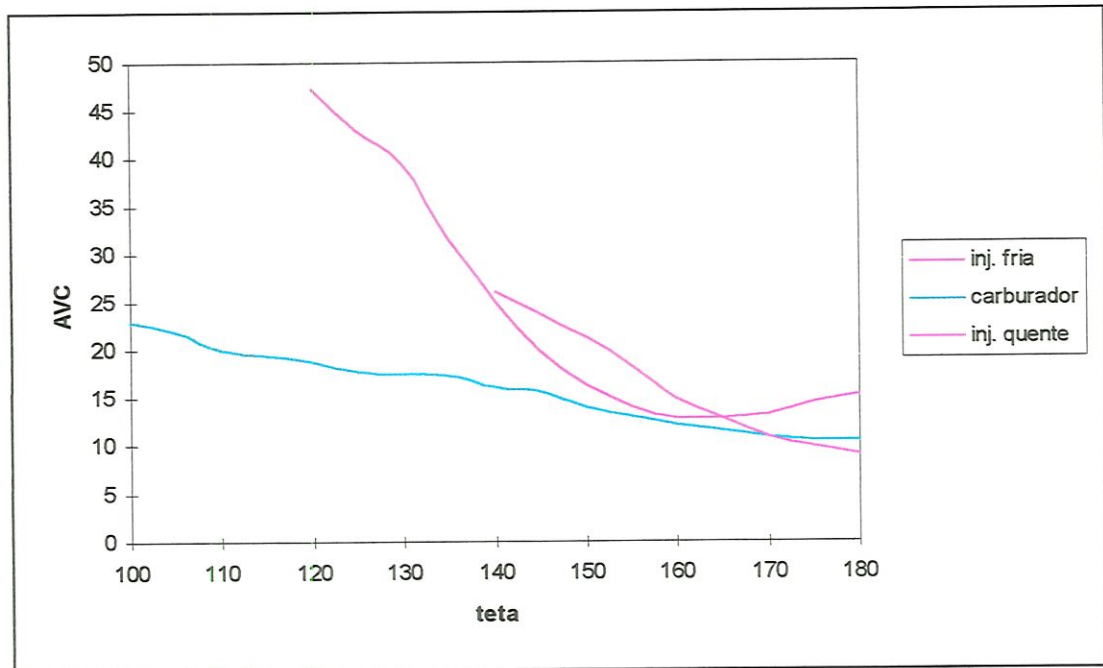


Figura 4.12 - Razão ar-vapor de combustível

Nota-se pela Figura 4.12 que o comportamento das curvas para as condições de injeção quente e carburador esta bastante coerente com as análises feitas através das Figuras 4.10 e 4.11.

Como nos dois casos houve uma vaporização inicial, as curvas se apresentam mais inclinadas na direção onde os ângulos do eixo de manivelas são menores, enquanto que para a condição de injeção fria a curva se apresenta bem mais vertical, indicando que para pequenos ângulos não há a mudança de fase de combustível.

É importante lembrar que, mesmo ocorrendo vaporização do combustível na tubulação de admissão, para o caso da condição carburador, somente ocorrerá ignição da mistura a partir de 135 graus do eixo de manivelas, pois é neste ponto que a mistura entra no limite de inflamabilidade, ainda assim com valores muito próximos do limite superior, ou seja, numa

região onde a pouca quantidade de vapor de combustível na mistura facilmente causaria condições para a extinção da chama.

Observa-se que nas condições de injeção quente e fria, as curvas adentram na faixa de inflamabilidade mais tarde, contudo tal situação ocorre de maneira mais perpendicular, fazendo com que as curvas se aprofundem na faixa de inflamabilidade mais rapidamente.

Embora os resultados até agora obtidos estejam cercados de coerência, a comprovação viria mais tarde, por ocasião dos ensaios dinamométricos.

Para o levantamento da curva de potência do motor procurou-se o ponto de ignição que fornecesse o maior torque observado e, como consequência desta procura, obteve-se o ponto de 25 graus APMS para condição carburador, 20 graus APMS para injeção fria e 15 graus APMS para injeção quente.

Nota-se na Figura 4.12, que esses pontos de ignição ocorrem quando as curvas atingem uma razão ar-vapor de combustível em torno de 12,8:1.

## ***4.2 - Desempenho do Motor***

Uma vez feito os ensaios preliminares onde foram levantados os parâmetros referentes ao sistema de injeção, testados os equipamentos, convertido o motor para funcionar segundo o ciclo Otto, os experimentos para a avaliação do motor funcionando com injeção direta de álcool etílico pré-aquecido finalmente puderam ser realizados.

As curvas apresentadas nas Figuras 4.13 a 4.18 permitem visualizar o desempenho do motor de testes funcionando com injeção direta de álcool “frio”, injeção direta de álcool “quente” e álcool fornecido por carburador.



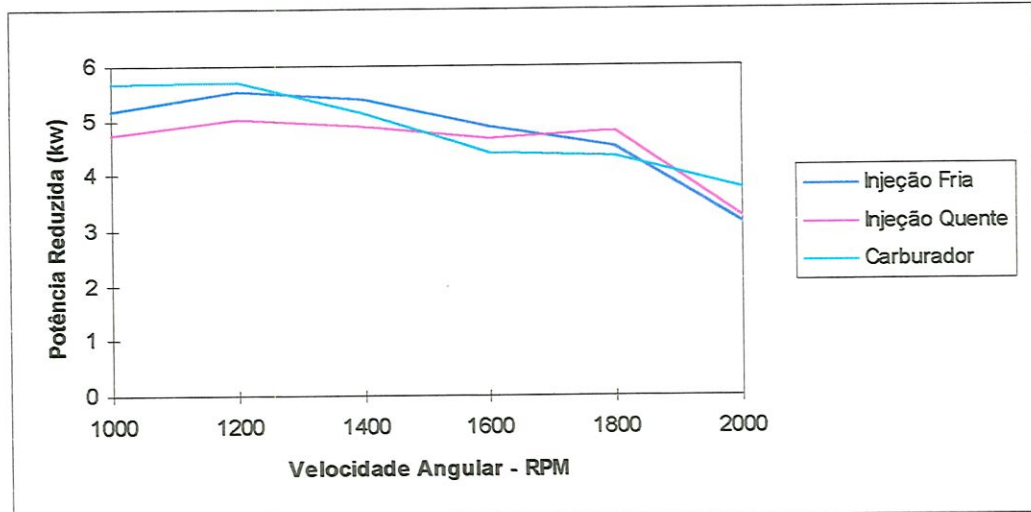


Figura 4.13 - Potência reduzida em função da rotação

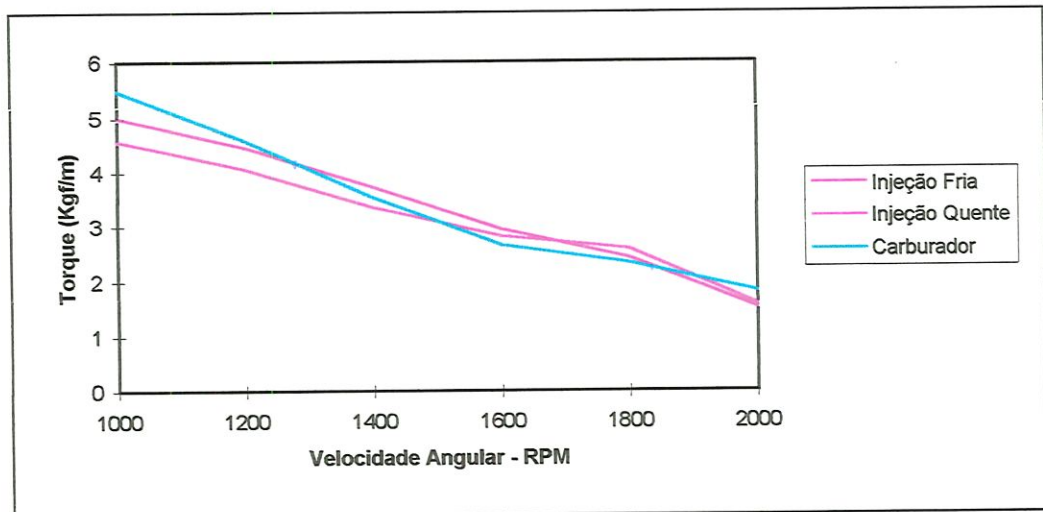


Figura 4.14 - Torque em função da rotação

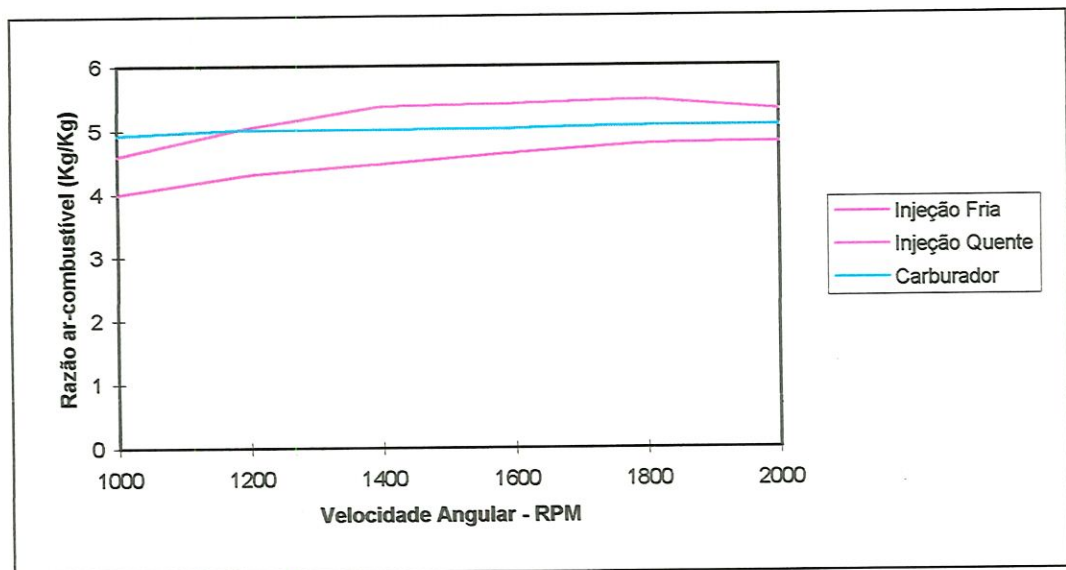


Figura 4.15 - Razão ar-combustível em função da rotação

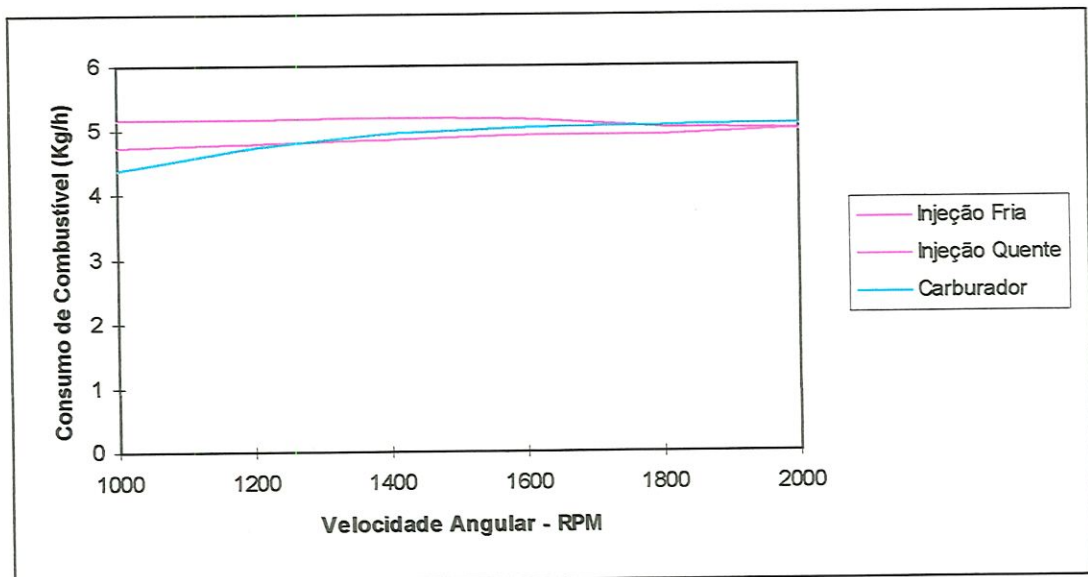


Figura 4.16 - Consumo de combustível em função da rotação

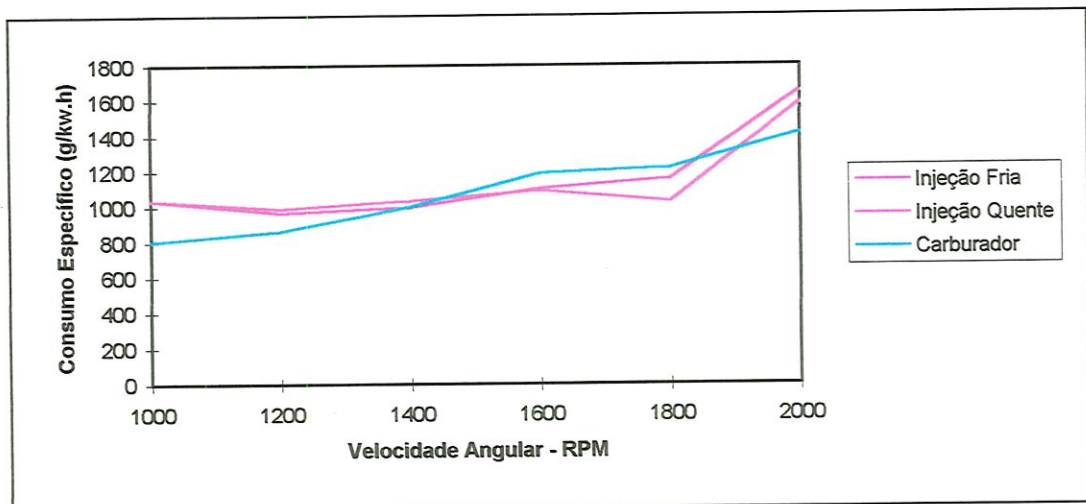


Figura 4.17 - Consumo específico em função da rotação

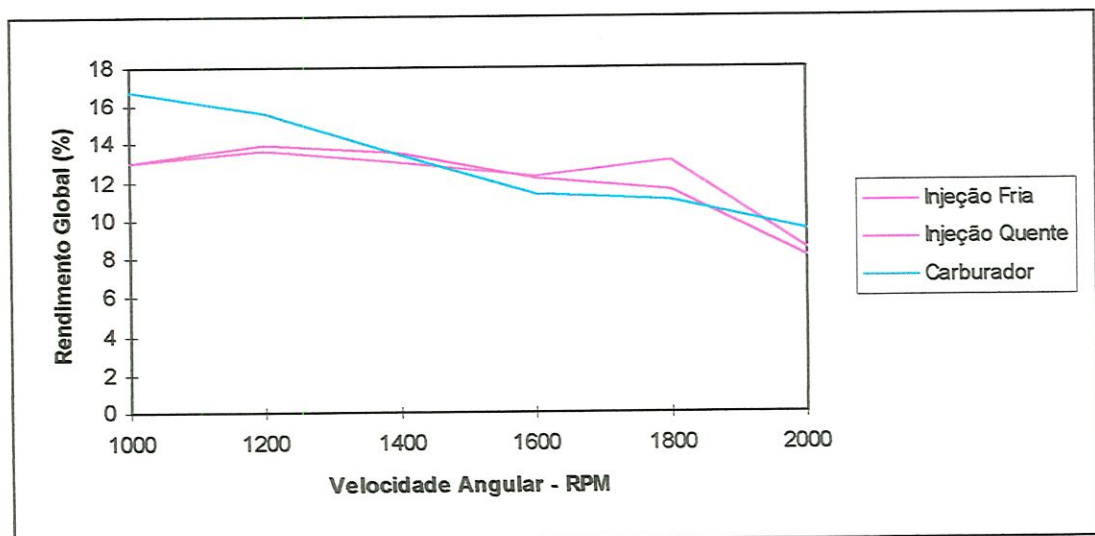


Figura 4.18 - Rendimento global em função da rotação

No regime de operação estabelecido pelo sistema de injeção direta governado pelo gerador de pulsos, o motor, funcionando com injeção direta, apresentou uma queda de potência e torque nos regimes de 1000 e 1200 RPM em relação à operação com carburador.

A quantidade de combustível fornecido por um carburador é determinada pela velocidade do escoamento de ar que passa pelo venturi, ou



seja, a quantidade de combustível é proporcional a quantidade de ar. Este efeito possibilita uma razão ar-combustível constante ou uma proporcionalidade mantida dentro de limites estreitos que são prescritos pelo projeto do carburador.

Nota-se pela Figura 4.15 que a razão ar-combustível, quando o motor funcionava alimentado pelo carburador, se mantinha constante para os vários regimes de rotação, enquanto que, quando o motor funcionava com injeção direta, a razão ar-combustível aumentava em função do aumento da rotação.

Ainda pela Figura 4.15, percebe-se que a razão ar-combustível caracteriza uma mistura extremamente rica para os três tipos de alimentação e para todos os regimes de rotação do motor. Entretanto, analisando-se as Figuras 4.17 e 4.18 nota-se que houve pouco aproveitamento da energia fornecida pelo combustível nos regimes de 1000, 1200 e 2000 RPM para o motor funcionando com injeção direta. Em contrapartida, com a alimentação do motor feita pelo carburador, a queda de potência, torque e rendimento global aconteceu nos regimes de 1400, 1600 e 1800 RPM, justamente nos regimes onde o consumo horário de combustível se iguala, ou até ultrapassa, o consumo horário de combustível do motor funcionando com injeção direta, conforme mostra a Figura 4.16.

Como a combustão no motor depende da obtenção de uma mistura homogênea de ar e vapor de combustível, pode-se atribuir a queda de potência e torque aliada ao baixo rendimento global e alto consumo específico, nos regimes de 1000 e 1200 RPM, ao excesso de combustível líquido injetado no interior do cilindro. Quanto ao regime de 2000 RPM, a mesma situação ocorreu, muito provavelmente, pelo pouco tempo que o sistema de injeção direta propicia para a formação e homogeneização da mistura ar-vapor de combustível.

De certa forma este comportamento era esperado, pois a configuração geométrica da câmara de combustão assim como o desenho da cabeça do pistão, conforme apresentados na literatura, foram negligenciados por ocasião da transformação do motor por não fazer parte do escopo deste trabalho.

## CAPITULO 5 - CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Os resultados obtidos experimentalmente foram substanciais, correspondendo totalmente às expectativas e alcançando os objetivos traçados anteriormente à experimentação.

A partir dos resultados obtidos pode-se estabelecer as seguintes conclusões:

- a) O sistema de injeção direta desenvolvido neste trabalho para injetar álcool hidratado pré-aquecido à baixas pressões no interior do cilindro, funcionou perfeitamente, ainda que ditando as condições de regime do motor.
- b) A principal limitação do sistema de injeção consistia no não controle da duração do pulso elétrico que acionava as VEICs, impossibilitando a operação do motor em regime de plena carga.
- c) O gerador de pulsos funcionou perfeitamente, possibilitando resultados confiáveis no que diz respeito ao fornecimento de combustível, porém não permitindo operações em regime transiente.
- d) O aquecimento do combustível provoca um aumento na taxa de vaporização devido a expansão isoentalpica ocorrida no processo de injeção.



- e) É perfeitamente realizável a alimentação de motores do ciclo Otto através de injeção direta à baixas pressões utilizando a localização do sistema de injeção apresentado neste trabalho.

Enfim, os resultados obtidos neste trabalho, muito mais do que as conclusões acima citadas, mostram a existência de uma perspectiva de aumento de rendimento global do motor utilizando esta técnica de injeção.

Esta perspectiva deve ser encarada como um fomento para a pesquisa na área de motores, pois somente através da continuidade das pesquisas nesse campo, será possível vislumbrar o estabelecimento de um novo sistema de alimentação para motores do ciclo Otto que permita, utilizando o álcool como combustível, os mesmos níveis de consumo providos pela gasolina.

### ***5.1. Sugestões para futuros trabalhos***

Para futuros trabalhos com injeção direta de combustíveis à baixa pressões sugere-se:

- a) Um estudo aprofundado da configuração geométrica da câmara de combustão e cabeça do pistão, visando um maior aproveitamento da energia do combustível.
- b) Um estudo do melhor ponto para se iniciar a injeção, visando uma maior homogeneidade da mistura ar combustível.
- c) Projeto e construção de um gerador de pulsos eletro-eletrônico capaz de equacionar parâmetros e não apenas compará-los, com é o caso da ECU nos sistemas de injeção eletrônica.
- d) Desenvolver porta injetores que possibilitem o aproveitamento da pulverização do combustível causada pelo bico injetor.

## **BIBLIOGRAFIA CITADA**

- ÁVILA, M.T. (1994). Estudo de motor de combustão interna do ciclo OTTO, movido a etanol previamente vaporizado. São Carlos, Dissertação de Mestrado. EESC-USP. 160 p.
- BARBOSA, C.R.F. (1997). Desempenho de um motor de ignição por centelha a bi-combustível com injeção direta de gás natural. São Carlos, Tese de Doutorado. EESC-USP. 197p.
- BOSCH, R. (1984). Gasoline Injection: A progress report. *Automotive Engineer*, London, V. 9, n. 1, p. 41-48.
- BOSCH. (1996). Sistema de injeção eletrônica de combustível - LE-jetronic. Apostila Técnica. 17p.
- BOWLER, L. L. (1980). Throttle body fuel injection (TBI) - An integrated engine control system. Paper SAE 800164. 13p.

- CARDOSO, S. (1984). Análise do desempenho de motores com injeção assistidos por centelha. São Carlos, Tese de Doutorado. EESC-USP. 90 p.
- CELERE, S.W. (1981). Desempenho de Motor de Ignição por Centelha com Álcool Pré-Evaporado. São Carlos, tese de Doutorado (EESC-USP). 152p.
- CHEVROLET. (1991). Sistema eletrônico de injeção de combustível - EFI. Manual de Serviço. 203p.
- CHIN, S.J. ; DURRANT, R. ; LEFEBVRE, A.H. (1984). The Interdependence of Spray Characteristics and Evaporation History of Fuel Sprays. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of ASM, V. 108, p. 639-644, Jul.
- DAISHO, Y. (1990). Performance and exhaust emissions of a stroke spark-ignition engine with a direct-injection system. JSAE Review. V.11, n. 4, p. 16-22, out.
- DANIS, M.L. ; NAMER, I. ; CERNANSKY, N.P. (1988). Droplet Size Equivalence Ratio Effects on Spark Ignition of Monodisperse n-Heptane and Methanol Sprays Combustion and Flame, v. 74, p. 285-294.
- FERGUSON, C.R. (1986) Internal combustion engines - Applied thermosciences. Singapore. Wiley & Sons. 546p.
- FIAT. (1993). Ignição e injeção eletrônica de combustível - Tempra 16v. Manual de Serviço. 30p.
- FREIRE, A.C. (1955). A injeção direta. Revista de Automóveis. v. 2, n. 21, p. 13-15.
- GIACOSA, D. 1964. Motores Endotermicos. Barcelona, Hoepli Editorial Cientifico-Medica. 722 p.



- GUTHEIL, E. (1985). Numerical Analysis of the Autoignition of Methanol, Ethanol, n-Heptane and n-Octane Sprays with Detailed Chemistry. *Combustion Science and Technology*, v. 105, p.265-278.
- HEYWOOD, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York. MacGraw-Hill International. 930p.
- KOWALEWICZ, A. (1984). *Combustion systems - Of high-speed piston I.C. engines*. Warszawa. Elsevier. 366p.
- LAW, C. K.; XIONG, T.Y. ; WANG, C.H. (1987). Alcohol droplet vaporization in humid air. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 30, n.7. p. 1435-1443.
- LENZ, H.P. (1992) *Mixture formation in spark-ignition engines*. New York. Springer-Verlag-Wien/SAE. 400p.
- LENZ, H.P. (1994). *Emissions, air quality and effects of exhaust gas constituents*. Warrendale. SAE SP-1046. 97p.
- LICHTY, L.C. (1967). *Combustion Engine Processes*. New York, MacGraw-Hill.
- LIU, X.Q. ; WANG, C.H. LAW, C.K. (1984). Simulation of Fuel Droplet Gasification in SI Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power- Transactions of ASME*, v. 106, p.849-853, Oct.
- MAXWELL, T.T.; JONES, J.C. (1995) *Alternative fuels - Emissions, economics and performance*. Warrendale. SAE R-143. 327p.
- MITSUBISHI (1997) <http://web1.mitsubishi.motors.co.jp/inter/technology/GDI>
- MIZUTANI, S. (1992). *Car electronics*. Nippondenso. 280 p.

- NAKAJIMA, Y. et.al. (1978). The influence of Fuel Characteristics on Vaporization in S.I. Engine Cylinder During Craking at Low Temperatur. Society of Automotive Engineers, Warrendale, SAE paper n. 780612.
- OBERT, E.F. (1971). Motores de Combustão Interna. Trad. por Luiz Carraro. Porto Alegre. Globo. 618p.
- OBERT, F. E. (1968). Internal Combustion Engines. 3<sup>a</sup> ed., Pensylvania, International Textbook.
- PASSARINI, L.C. (1993). Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível: Uma Nova Proposta. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP.
- PENIDO FILHO, P. (1981). Álcool combustível - Obtenção e aplicações nos motores. São Paulo. Nobel. 256p.
- PIKE. M.S. ; GUGLIELMELLO, T.J.; HODGSON, J.W. (1993). Development of a Cold-Start Device for Methanol-Fuelled Engines. Society of Automotive Engineers, Warrendale, SAE paper n. 932772.
- PLINT, M.; MARTYR, A. (1995). Engine testing - Theory and practice. Manchester. Elsevier. 295p.
- POPURI, S.S.S. ; BATA, M.R. (1993). A performance Study of Isso-Butanol-Metanol and Etanol-Gasoline Blends Using a Single Cylinder Engine. Society of Automotive Engineers, Warrendale, SAE paper n. 932772.
- PROBST, C.P. (1995). Bosch fuel injection & engine management. Massachusetts. SAE. 216p.
- QUEIROZ, C.; TOMANIK, E. (1997). Gosoline Direct Injection Engines. A Bibliographical Review. Society of Automotive Engineers, São Paulo, SAE. n. 973113.



- RIBBENS, W.B. (1993). Understanding automotive electronics. 4<sup>a</sup>. ed. Indianópolis. SAMS. 392p.
- SANTOS, A.M. (1998). Apostila de Motores.
- SETHURAMAN, R. et. al. (1994). Submerged Electric Arc Decomposition of Methanol for Cold-Starting Methanol-Fueled Engines. Journal of Energy Resources and Technology-Transactions of ASME, v. 116, p. 155-160, Jun.
- SPIERS, H.M. (1952). Technical Data on Fuel. The British National Committee, 5.ed., London.
- STONE, R. (1993). Introduction to internal combustion engines. 2<sup>a</sup>. ed. Warrendale. SAE R-129. 569p.
- TAYLOR, F.C. (1976). Análise de Motores de Combustão Interna. v. 2., São Paulo.
- TAYLOR, F.C. (1977). The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. v. 1, 2 ed. Massachusetts, MIT.
- VOLKSWAGEN, (1991). Controle de Emissões de Poluentes, Apostila de Treinamento e Assistência Técnica. 34 p.
- VOLKSWAGEN, (1992). Sistema de Injeção Eletrônica CFI. Apostila de Treinamento e Assistência Técnica. 32 p.
- VOLKSWAGEN, (1993). Sistema de Injeção Eletrônica. EFI-Digital. Apostila de Treinamento e Assistência Técnica.
- VOLKSWAGEN, (1996). Sistema de Injeção Motronic - MPFI 9.0. Apostila de Treinamento e Assistência Técnica.



WILLIAMS, B.; OBEL, M. (1987). Air Quality Concerns Bouy Hopes for U.S. Makers of Alcohol Fules. *Oil & Gas Journal*, p. 13-16, Feb.

YAMAGUCHI, J. (1996). Toyota Radies Direct-Injection Gasoline Engine for Production. *Automotive Engineering*, V. 104, n. 11, p. 74-76.

YAMAGUCHI, J. (1997). Direct-injection gasoline engine for Toyota *Automotive Engineering*. V. 105, n.5.

## **BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1985). NBR 5484 - Motores alternativos de combustão interna de ignição por pressão (diesel) ou de ignição por centelha (Otto) de velocidade angular variável - Método de ensaio. Rio de Janeiro.

ÁVILA, M. T.; SANTOS, A.M. (1993). Uso do etanol pré-vaporizado em motores de ignição por centelha. In: Congresso Internacional da Tecnologia da Mobilidade - SAE Brasil, 2, São Paulo. Paper SAE 93163. 4p.

AZIPIAZU, M.N.; BUSTAMANTE, C.; MORQUILLAS, J.M. (1990). Effect Of Air Preheating On Automotive Emissions. *Water, Air and Soil Pollution*, v. 51, p. 231-237, Jun.

BORCHARDT, I. G.; ÁLVARO, F.G. (1979). *Termometria termoelétrica - Termopares*. Porto Alegre. Sagra 79p.

- CERVEIRA Jr., M.P. 1956. A Potência e o Rendimento dos Motores. Revista de Automóveis. V. 2, n. 30, p. 40-46.
- COMPANHIA DE TECNOLOGIA DE SANEAMENTO AMBIENTAL. (1995). Legislação Federal, Estadual e Municipal. Programa de controle da controle da poluição do ar por veículos automotivos. (Série documentos).
- COVERDILL, R.E.; KIRWAN, J.E.; BRANDON, L.E.; PETERS, J.E. (1989). The effects of throttle body injection on fuel/air distribution in a spark ignition engine. Combustion Science and Technology, London, V. 66., p. 189-198.
- FEITOSA, M. V., (1998). Estudo da Partida a Frio em Motores Movidos a Etanol, São Carlos. 150p. Dissertação de Mestrado Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo/ Exemplar de Defesa.
- FERGUSON, C.R. (1986). Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. New York, John Wiley.
- FONTES, F.A.O. (1986). Influência do pré aquecimento do combustível no desempenho de motor de ignição por centelha convencional para álcool etílico hidratado. Natal. Dissertação de Mestrado. UFRN.
- GOERING, C. E.; SCHRADER, G. W. (1988). Effects of ethanol proof engine performance. Trans. ASAE, 31 (4) 1059-1062.
- GO-POWER SYSTEMS. Operation and installation of the M-500 air-fuel meter. Palo Alto, California. (Catálogo Técnico).
- JOVÁJ, M.S.; MÁŠLOV, G.S. (1973). Motores de Automovil. Moscú, Mir.
- KONO, S. (1995) Study of the stratified charge and stable combustion in DI gasoline engines. JSAE Review, V.16, n. 4, p. 363-368, out.



- KUO, K.K.K (1986). Principles of Combustion. New York, Jonh Wiley.
- MATHIAS, E.; SHOSHMA, Y. (1993). Injeção eletrônica digital single point G7.3 para motores a álcool. Paper SAE 931681. 10p.
- MERCEDEZ-BENZ. (1989). Os veículos comerciais e o meio ambiente. Diretoria de Desenvolvimento e Engenharia Experimental-GEM/EET. 25p., mai.
- MORETTI, J. FILHO (1982). Redação de Dissertações e Teses. Piracicaba, Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz. 70p.
- OHYAMA, Y, ; FUJIEDA, M. 1985. Analysis of mixture transport delay in fuel supply for carbureted emgine. Bull JSME, Takaba Katuta City Ibaraki Ken. , 28 (243): 2034-2040.
- OHYAMA, Y.; UENO, S.; YANAGISAWA, S. (1996). Powertrain Control System for Lean Combustion Engine. Hitachi Ver., 35 (3): 141-144.
- PENIDO FILHO, P. (1983). Os motores de combustão interna. V. 1 e 2. Belo Horizonte. Lemi. 699p.
- REID, R.C.; SMITH, J. M. (1951). Thermodynamics properties of ethil alcohol. Chemical Engineering Proggess, v. 43, n.8, Aug.
- SANTOS, A.M. (1986). Contribuições ao uso de combustíveis aditivados em motores de ignição por compressão. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP. 106p.
- SCHWEITZER, P.H.; GRUNDER, L.J. (1963) Hybrid Engines, SAE Transactions, v.71, p. 541-562.

- SILVA, F.M. (1995). Sistema de alimentação de motores com duplo combustível - metano e diesel. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP. 121p.
- TAYLOR, C. F. (1971). *Análise de Motores de Combustão Interna*. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda. Vol. 1: 558 p.; vol. 2.: 531 p.
- TORRES, J.F. (1986). Desempenho de motores de ciclo diesel convertidos para ciclo Otto, visando a utilização de álcool etílico hidratado como combustível alternativo. São Carlos. Dissertação de Mestrado. EESC-USP. 105p.
- URUSHIHARA, T. (1996). Effects of swirl and tumble motion on fuel vapor behavior and mixture stratification in lean burn engine. *JSAE Review*, V.17, n. 3, p.239-244, jul.
- VENANZI, D. (1972). Contribuição à técnica do emprego de álcool etílico em motores de ciclo Otto. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP. 202p.
- XIAOFU, C. (1988). State of the art of reserarch into methanol fuels for automotive engines in China. *Int. J. Veh. Des.* 9 (6): 632-640.

# **A N E X O S**



**DADOS NUMÉRICOS QUE  
GERAM OS GRÁFICOS  
PARA COMPARAÇÃO  
ENTRE CONDIÇÃO SECO,  
INJEÇÃO QUENTE**

teta	P seco	Volts
-540	10,88	0,994
-536,635514	10,8	0,986
-533,271028	10,36	0,942
-529,906542	9,68	0,874
-526,542056	8,8	0,786
-523,17757	7,85	0,691
-519,813084	6,95	0,601
-516,448598	6,09	0,515
-513,084112	5,33	0,439
-509,719626	4,65	0,371
-506,35514	4,06	0,312
-502,990654	3,6	0,266
-499,626168	3,23	0,229
-496,261682	2,87	0,193
-492,897196	2,58	0,164
-489,53271	2,36	0,142
-486,168224	2,19	0,125
-482,803738	1,99	0,105
-479,439252	1,82	0,088
-476,074766	1,7	0,076
-472,71028	1,55	0,061
-469,345794	1,48	0,054
-465,981308	1,43	0,049
-462,616822	1,36	0,042
-459,252336	1,28	0,034
-455,88785	1,26	0,032
-452,523364	1,18	0,024
-449,158879	1,16	0,022
-445,794393	1,14	0,02
-442,429907	1,06	0,012
-439,065421	1,04	0,01
-435,700935	1,04	0,01
-432,336449	1,01	0,007
-428,971963	0,96	0,002
-425,607477	0,94	0
-422,242991	0,94	0
-418,878505	0,94	0
-415,514019	0,94	0
-412,149533	0,94	0
-408,785047	0,94	0
-405,420561	0,94	0
-402,056075	0,94	0
-398,691589	0,94	0
-395,327103	0,94	0
-391,962617	0,94	0
-388,598131	0,94	0
-385,233645	0,94	0
-381,869159	0,94	0
-378,504673	0,96	0,002
-375,140187	1,04	0,01
-371,775701	1,09	0,015
-368,411215	1,14	0,02
-365,046729	1,18	0,024
-361,682243	1,21	0,027
-358,317757	1,31	0,037

Teta inj que	P inj quente	Volts
-540	9,63	0,869
-536,4	9,63	0,869
-532,8	9,36	0,842
-529,2	8,78	0,784
-525,6	8	0,706
-522	7,17	0,623
-518,4	6,36	0,542
-514,8	5,53	0,459
-511,2	4,87	0,393
-507,6	4,31	0,337
-504	3,8	0,286
-500,4	3,36	0,242
-496,8	2,97	0,203
-493,2	2,67	0,173
-489,6	2,43	0,149
-486	2,23	0,129
-482,4	2,06	0,112
-478,8	1,87	0,093
-475,2	1,77	0,083
-471,6	1,65	0,071
-468	1,57	0,063
-464,4	1,53	0,059
-460,8	1,45	0,051
-457,2	1,4	0,046
-453,6	1,36	0,042
-450	1,33	0,039
-446,4	1,23	0,029
-442,8	1,21	0,027
-439,2	1,16	0,022
-435,6	1,16	0,022
-432	1,16	0,022
-428,4	1,11	0,017
-424,8	1,09	0,015
-421,2	1,06	0,012
-417,6	1,09	0,015
-414	1,06	0,012
-410,4	1,04	0,01
-406,8	1,01	0,007
-403,2	1,01	0,007
-399,6	1,01	0,007
-396	0,99	0,005
-392,4	0,99	0,005
-388,8	1,01	0,007
-385,2	1,06	0,012
-381,6	1,06	0,012
-378	1,06	0,012
-374,4	1,11	0,017
-370,8	1,16	0,022
-367,2	1,21	0,027
-363,6	1,26	0,032
-360	1,31	0,037
-356,4	1,33	0,039
-352,8	1,38	0,044
-349,2	1,43	0,049
-345,6	1,48	0,054



-354,953271	1,36	0,042
-351,588785	1,48	0,054
-348,224299	1,53	0,059
-344,859813	1,53	0,059
-341,495327	1,55	0,061
-338,130841	1,6	0,066
-334,766355	1,6	0,066
-331,401869	1,62	0,068
-328,037383	1,57	0,063
-324,672897	1,62	0,068
-321,308411	1,6	0,066
-317,943925	1,62	0,068
-314,579439	1,57	0,063
-311,214953	1,57	0,063
-307,850467	1,6	0,066
-304,485981	1,6	0,066
-301,121495	1,57	0,063
-297,757009	1,55	0,061
-294,392523	1,55	0,061
-291,028037	1,55	0,061
-287,663551	1,6	0,066
-284,299065	1,62	0,068
-280,934579	1,62	0,068
-277,570093	1,65	0,071
-274,205607	1,67	0,073
-270,841121	1,7	0,076
-267,476636	1,67	0,073
-264,11215	1,67	0,073
-260,747664	1,67	0,073
-257,383178	1,65	0,071
-254,018692	1,7	0,076
-250,654206	1,67	0,073
-247,28972	1,65	0,071
-243,925234	1,7	0,076
-240,560748	1,7	0,076
-237,196262	1,75	0,081
-233,831776	1,72	0,078
-230,46729	1,72	0,078
-227,102804	1,67	0,073
-223,738318	1,7	0,076
-220,373832	1,67	0,073
-217,009346	1,67	0,073
-213,64486	1,62	0,068
-210,280374	1,62	0,068
-206,915888	1,62	0,068
-203,551402	1,65	0,071
-200,186916	1,62	0,068
-196,82243	1,6	0,066
-193,457944	1,65	0,071
-190,093458	1,7	0,076
-186,728972	1,67	0,073
-183,364486	1,6	0,066
-180	1,55	0,061
-176,635514	1,4	0,046
-173,271028	1,28	0,034
-169,906542	1,14	0,02

-342	1,6	0,066
-338,4	1,6	0,066
-334,8	1,62	0,068
-331,2	1,7	0,076
-327,6	1,7	0,076
-324	1,67	0,073
-320,4	1,65	0,071
-316,8	1,65	0,071
-313,2	1,67	0,073
-309,6	1,7	0,076
-306	1,7	0,076
-302,4	1,67	0,073
-298,8	1,7	0,076
-295,2	1,7	0,076
-291,6	1,7	0,076
-288	1,7	0,076
-284,4	1,75	0,081
-280,8	1,77	0,083
-277,2	1,77	0,083
-273,6	1,79	0,085
-270	1,77	0,083
-266,4	1,75	0,081
-262,8	1,79	0,085
-259,2	1,82	0,088
-255,6	1,79	0,085
-252	1,77	0,083
-248,4	1,72	0,078
-244,8	1,72	0,078
-241,2	1,75	0,081
-237,6	1,77	0,083
-234	1,75	0,081
-230,4	1,77	0,083
-226,8	1,82	0,088
-223,2	1,82	0,088
-219,6	1,84	0,09
-216	1,82	0,088
-212,4	1,87	0,093
-208,8	1,84	0,09
-205,2	1,84	0,09
-201,6	1,82	0,088
-198	1,75	0,081
-194,4	1,75	0,081
-190,8	1,75	0,081
-187,2	1,72	0,078
-183,6	1,67	0,073
-180	1,62	0,068
-176,4	1,5	0,056
-172,8	1,36	0,042
-169,2	1,16	0,022
-165,6	1,01	0,007
-162	1,01	0,007
-158,4	0,96	0,002
-154,8	0,96	0,002
-151,2	0,99	0,005
-147,6	1,04	0,01
-144	1,01	0,007



-166,542056	1,06	0,012
-163,17757	0,94	0
-159,813084	0,96	0,002
-156,448598	0,94	0
-153,084112	0,94	0
-149,719626	0,94	0
-146,35514	0,94	0
-142,990654	0,96	0,002
-139,626168	0,96	0,002
-136,261682	0,96	0,002
-132,897196	0,94	0
-129,53271	0,94	0
-126,168224	0,94	0
-122,803738	0,94	0
-119,439252	0,94	0
-116,074766	0,94	0
-112,71028	0,94	0
-109,345794	0,94	0
-105,981308	0,94	0
-102,616822	0,94	0
-99,2523364	0,94	0
-95,8878505	0,94	0
-92,5233645	0,94	0
-89,1588785	0,94	0
-85,7943925	0,94	0
-82,4299065	0,94	0
-79,0654206	0,94	0
-75,7009346	0,94	0
-72,3364486	0,94	0
-68,9719626	0,94	0
-65,6074766	0,94	0
-62,2429907	0,94	0
-58,8785047	0,94	0
-55,5140187	0,94	0
-52,1495327	0,94	0
-48,7850467	0,94	0
-45,4205607	0,94	0
-42,0560748	0,94	0
-38,6915888	0,94	0
-35,3271028	0,94	0
-31,9626168	0,94	0
-28,5981308	0,94	0
-25,2336449	0,94	0
-21,8691589	0,94	0
-18,5046729	0,94	0
-15,1401869	0,94	0
-11,7757009	0,94	0
-8,41121495	0,94	0
-5,04672897	0,96	0,002
-1,68224299	0,96	0,002
1,68224299	0,94	0
5,04672897	0,94	0
8,41121495	0,99	0,005
11,7757009	0,99	0,005
15,1401869	1,01	0,007
18,5046729	1,01	0,007

-140,4	1,06	0,012
-136,8	1,11	0,017
-133,2	1,09	0,015
-129,6	1,04	0,01
-126	1,01	0,007
-122,4	1,01	0,007
-118,8	0,99	0,005
-115,2	0,99	0,005
-111,6	1,04	0,01
-108	1,01	0,007
-104,4	1,04	0,01
-100,8	1,06	0,012
-97,2	1,04	0,01
-93,6	1,01	0,007
-90	0,99	0,005
-86,4	1,04	0,01
-82,8	1,01	0,007
-79,2	1,04	0,01
-75,6	0,99	0,005
-72	0,99	0,005
-68,4	1,01	0,007
-64,8	1,01	0,007
-61,2	1,01	0,007
-57,6	0,99	0,005
-54	0,99	0,005
-50,4	0,96	0,002
-46,8	0,99	0,005
-43,2	0,96	0,002
-39,6	0,96	0,002
-36	0,99	0,005
-32,4	0,94	0
-28,8	1,01	0,007
-25,2	0,99	0,005
-21,6	0,96	0,002
-18	0,99	0,005
-14,4	1,01	0,007
-10,8	1,01	0,007
-7,2	0,96	0,002
-3,6	0,99	0,005
1,4841E-12	0,99	0,005
3,6	0,99	0,005
7,2	1,01	0,007
10,8	1,04	0,01
14,4	1,01	0,007
18	1,06	0,012
21,6	1,09	0,015
25,2	1,06	0,012
28,8	1,06	0,012
32,4	1,09	0,015
36	1,11	0,017
39,6	1,11	0,017
43,2	1,14	0,02
46,8	1,11	0,017
50,4	1,11	0,017
54	1,14	0,02
57,6	1,21	0,027





**DADOS NUMÉRICOS QUE  
GERAM OS GRÁFICOS  
PARA COMPARAÇÃO  
ENTRE CONDIÇÃO SECO,  
INJEÇÃO FRIA E  
CARBURADOR**



teta	P seco	Volts
-540	11,56	1,062
-536,619718	11,29	1,035
-533,239437	10,71	0,977
-529,859155	9,85	0,891
-526,478873	8,85	0,791
-523,098592	7,87	0,693
-519,71831	6,9	0,596
-516,338028	6,02	0,508
-512,957746	5,29	0,435
-509,577465	4,58	0,364
-506,197183	4,04	0,31
-502,816901	3,58	0,264
-499,43662	3,19	0,225
-496,056338	2,87	0,193
-492,676056	2,58	0,164
-489,295775	2,31	0,137
-485,915493	2,09	0,115
-482,535211	1,94	0,1
-479,15493	1,82	0,088
-475,774648	1,7	0,076
-472,394366	1,62	0,068
-469,014085	1,5	0,056
-465,633803	1,45	0,051
-462,253521	1,36	0,042
-458,873239	1,26	0,032
-455,492958	1,21	0,027
-452,112676	1,18	0,024
-448,732394	1,16	0,022
-445,352113	1,16	0,022
-441,971831	1,11	0,017
-438,591549	1,06	0,012
-435,211268	1,01	0,007
-431,830986	1,01	0,007
-428,450704	0,99	0,005
-425,070423	0,99	0,005
-421,690141	0,96	0,002
-418,309859	0,94	0
-414,929577	0,94	0

teta	P inj fria	Volts
-540	10,44	0,95
-536,470588	10,29	0,935
-532,941176	9,83	0,889
-529,411765	9,09	0,815
-525,882353	8,19	0,725
-522,352941	7,34	0,64
-518,823529	6,48	0,554
-515,294118	5,68	0,474
-511,764706	4,97	0,403
-508,235294	4,33	0,339
-504,705882	3,82	0,288
-501,176471	3,43	0,249
-497,647059	3,06	0,212
-494,117647	2,75	0,181
-490,588235	2,45	0,151
-487,058824	2,26	0,132
-483,529412	2,09	0,115
-480	1,99	0,105
-476,470588	1,84	0,09
-472,941176	1,72	0,078
-469,411765	1,65	0,071
-465,882353	1,55	0,061
-462,352941	1,48	0,054
-458,823529	1,4	0,046
-455,294118	1,33	0,039
-451,764706	1,28	0,034
-448,235294	1,28	0,034
-444,705882	1,23	0,029
-441,176471	1,21	0,027
-437,647059	1,16	0,022
-434,117647	1,14	0,02
-430,588235	1,14	0,02
-427,058824	1,11	0,017
-423,529412	1,09	0,015
-420	1,01	0,007
-416,470588	1,01	0,007
-412,941176	0,99	0,005
-409,411765	0,99	0,005

teta	P carb	Volts
-540	10,68	0,974
-536,712329	10,63	0,969
-533,424658	10,31	0,937
-530,136986	9,75	0,881
-526,849315	9	0,806
-523,561644	8,12	0,718
-520,273973	7,26	0,632
-516,986301	6,43	0,549
-513,69863	5,68	0,474
-510,410959	5,04	0,41
-507,123288	4,43	0,349
-503,835616	3,92	0,298
-500,547945	3,48	0,254
-497,260274	3,16	0,222
-493,972603	2,84	0,19
-490,684932	2,58	0,164
-487,39726	2,33	0,139
-484,109589	2,14	0,12
-480,821918	2,01	0,107
-477,534247	1,89	0,095
-474,246575	1,77	0,083
-470,958904	1,67	0,073
-467,671233	1,55	0,061
-464,383562	1,48	0,054
-461,09589	1,43	0,049
-457,808219	1,38	0,044
-454,520548	1,31	0,037
-451,232877	1,28	0,034
-447,945205	1,26	0,032
-444,657534	1,21	0,027
-441,369863	1,14	0,02
-438,082192	1,14	0,02
-434,794521	1,09	0,015
-431,506849	1,11	0,017
-428,219178	1,11	0,017
-424,931507	1,04	0,01
-421,643836	0,96	0,002
-418,356164	0,96	0,002



teta	P seco	Volts
-411,549296	0,94	0
-408,169014	0,94	0
-404,788732	0,94	0
-401,408451	0,94	0
-398,028169	0,94	0
-394,647887	0,94	0
-391,267606	0,94	0
-387,887324	0,94	0
-384,507042	0,94	0
-381,126761	0,99	0,005
-377,746479	1,06	0,012
-374,366197	1,06	0,012
-370,985915	1,11	0,017
-367,605634	1,18	0,024
-364,225352	1,23	0,029
-360,84507	1,31	0,037
-357,464789	1,36	0,042
-354,084507	1,4	0,046
-350,704225	1,43	0,049
-347,323944	1,45	0,051
-343,943662	1,48	0,054
-340,56338	1,5	0,056
-337,183099	1,55	0,061
-333,802817	1,57	0,063
-330,422535	1,65	0,071
-327,042254	1,62	0,068
-323,661972	1,62	0,068
-320,28169	1,62	0,068
-316,901408	1,62	0,068
-313,521127	1,65	0,071
-310,140845	1,62	0,068
-306,760563	1,6	0,066
-303,380282	1,6	0,066
-300	1,57	0,063
-296,619718	1,6	0,066
-293,239437	1,6	0,066
-289,859155	1,55	0,061
-286,478873	1,6	0,066
-283,098592	1,6	0,066

teta	P inj fria	Volts
-405,882353	0,99	0,005
-402,352941	0,99	0,005
-398,823529	1,01	0,007
-395,294118	1,01	0,007
-391,764706	1,01	0,007
-388,235294	0,96	0,002
-384,705882	1,04	0,01
-381,176471	1,06	0,012
-377,647059	1,11	0,017
-374,117647	1,11	0,017
-370,588235	1,14	0,02
-367,058824	1,16	0,022
-363,529412	1,23	0,029
-360	1,33	0,039
-356,470588	1,38	0,044
-352,941176	1,43	0,049
-349,411765	1,48	0,054
-345,882353	1,48	0,054
-342,352941	1,53	0,059
-338,823529	1,55	0,061
-335,294118	1,57	0,063
-331,764706	1,6	0,066
-328,235294	1,65	0,071
-324,705882	1,67	0,073
-321,176471	1,65	0,071
-317,647059	1,62	0,068
-314,117647	1,62	0,068
-310,588235	1,65	0,071
-307,058824	1,67	0,073
-303,529412	1,67	0,073
-300	1,67	0,073
-296,470588	1,7	0,076
-292,941176	1,72	0,078
-289,411765	1,72	0,078
-285,882353	1,75	0,081
-282,352941	1,77	0,083
-278,823529	1,79	0,085
-275,294118	1,84	0,09
-271,764706	1,79	0,085

teta	P carb	Volts
-415,068493	0,99	0,005
-411,780822	0,99	0,005
-408,493151	0,99	0,005
-405,205479	0,96	0,002
-401,917808	0,99	0,005
-398,630137	0,99	0,005
-395,342466	0,96	0,002
-392,054795	0,94	0
-388,767123	0,96	0,002
-385,479452	0,96	0,002
-382,191781	0,96	0,002
-378,90411	1,01	0,007
-375,616438	1,04	0,01
-372,328767	1,09	0,015
-369,041096	1,16	0,022
-365,753425	1,23	0,029
-362,465753	1,26	0,032
-359,178082	1,31	0,037
-355,890411	1,33	0,039
-352,60274	1,4	0,046
-349,315068	1,4	0,046
-346,027397	1,48	0,054
-342,739726	1,53	0,059
-339,452055	1,57	0,063
-336,164384	1,62	0,068
-332,876712	1,6	0,066
-329,589041	1,65	0,071
-326,30137	1,6	0,066
-323,013699	1,62	0,068
-319,726027	1,62	0,068
-316,438356	1,62	0,068
-313,150685	1,6	0,066
-309,863014	1,53	0,059
-306,575342	1,55	0,061
-303,287671	1,55	0,061
-300	1,57	0,063
-296,712329	1,57	0,063
-293,424658	1,57	0,063
-290,136986	1,6	0,066



teta	P seco	Volts
-279,71831	1,62	0,068
-276,338028	1,57	0,063
-272,957746	1,6	0,066
-269,577465	1,6	0,066
-266,197183	1,62	0,068
-262,816901	1,65	0,071
-259,43662	1,62	0,068
-256,056338	1,62	0,068
-252,676056	1,67	0,073
-249,295775	1,7	0,076
-245,915493	1,7	0,076
-242,535211	1,72	0,078
-239,15493	1,72	0,078
-235,774648	1,7	0,076
-232,394366	1,72	0,078
-229,014085	1,72	0,078
-225,633803	1,7	0,076
-222,253521	1,7	0,076
-218,873239	1,67	0,073
-215,492958	1,67	0,073
-212,112676	1,67	0,073
-208,732394	1,6	0,066
-205,352113	1,53	0,059
-201,971831	1,55	0,061
-198,591549	1,6	0,066
-195,211268	1,57	0,063
-191,830986	1,55	0,061
-188,450704	1,53	0,059
-185,070423	1,5	0,056
-181,690141	1,53	0,059
-178,309859	1,43	0,049
-174,929577	1,26	0,032
-171,549296	1,11	0,017
-168,169014	1,09	0,015
-164,788732	0,94	0
-161,408451	0,94	0
-158,028169	0,94	0
-154,647887	0,94	0
-151,267606	0,94	0

teta	P inj fria	Volts
-268,235294	1,75	0,081
-264,705882	1,77	0,083
-261,176471	1,75	0,081
-257,647059	1,77	0,083
-254,117647	1,75	0,081
-250,588235	1,75	0,081
-247,058824	1,7	0,076
-243,529412	1,72	0,078
-240	1,75	0,081
-236,470588	1,72	0,078
-232,941176	1,72	0,078
-229,411765	1,77	0,083
-225,882353	1,79	0,085
-222,352941	1,82	0,088
-218,823529	1,82	0,088
-215,294118	1,79	0,085
-211,764706	1,82	0,088
-208,235294	1,84	0,09
-204,705882	1,84	0,09
-201,176471	1,72	0,078
-197,647059	1,72	0,078
-194,117647	1,67	0,073
-190,588235	1,7	0,076
-187,058824	1,67	0,073
-183,529412	1,67	0,073
-180	1,62	0,068
-176,470588	1,55	0,061
-172,941176	1,43	0,049
-169,411765	1,23	0,029
-165,882353	1,04	0,01
-162,352941	0,94	0
-158,823529	0,99	0,005
-155,294118	1,01	0,007
-151,764706	0,94	0
-148,235294	0,96	0,002
-144,705882	0,99	0,005
-141,176471	1,04	0,01
-137,647059	1,06	0,012
-134,117647	1,04	0,01

teta	P carb	Volts
-286,849315	1,6	0,066
-283,561644	1,6	0,066
-280,273973	1,57	0,063
-276,986301	1,57	0,063
-273,69863	1,62	0,068
-270,410959	1,65	0,071
-267,123288	1,65	0,071
-263,835616	1,62	0,068
-260,547945	1,6	0,066
-257,260274	1,62	0,068
-253,972603	1,67	0,073
-250,684932	1,65	0,071
-247,39726	1,65	0,071
-244,109589	1,7	0,076
-240,821918	1,7	0,076
-237,534247	1,7	0,076
-234,246575	1,75	0,081
-230,958904	1,72	0,078
-227,671233	1,75	0,081
-224,383562	1,75	0,081
-221,09589	1,72	0,078
-217,808219	1,7	0,076
-214,520548	1,67	0,073
-211,232877	1,67	0,073
-207,945205	1,67	0,073
-204,657534	1,7	0,076
-201,369863	1,62	0,068
-198,082192	1,7	0,076
-194,794521	1,7	0,076
-191,506849	1,72	0,078
-188,219178	1,7	0,076
-184,931507	1,67	0,073
-181,643836	1,62	0,068
-178,356164	1,53	0,059
-175,068493	1,43	0,049
-171,780822	1,26	0,032
-168,493151	1,06	0,012
-165,205479	0,94	0
-161,917808	0,94	0



teta	P seco	Volts
-147,887324	0,94	0
-144,507042	0,94	0
-141,126761	0,94	0
-137,746479	0,94	0
-134,366197	0,94	0
-130,985915	0,94	0
-127,605634	0,94	0
-124,225352	0,94	0
-120,84507	0,94	0
-117,464789	0,94	0
-114,084507	0,94	0
-110,704225	0,94	0
-107,323944	0,94	0
-103,943662	0,94	0
-100,56338	0,94	0
-97,1830986	0,94	0
-93,8028169	0,94	0
-90,4225352	0,94	0
-87,0422535	0,94	0
-83,6619718	0,94	0
-80,2816901	0,94	0
-76,9014085	0,94	0
-73,5211268	0,94	0
-70,1408451	0,94	0
-66,7605634	0,94	0
-63,3802817	0,94	0
-60	0,94	0
-56,6197183	0,94	0
-53,2394366	0,94	0
-49,8591549	0,94	0
-46,4788732	0,94	0
-43,0985915	0,94	0
-39,7183099	0,94	0
-36,3380282	0,94	0
-32,9577465	0,94	0
-29,5774648	0,94	0
-26,1971831	0,94	0
-22,8169014	0,94	0
-19,4366197	0,94	0

teta	P inj fria	Volts
-130,588235	1,04	0,01
-127,058824	1,04	0,01
-123,529412	1,01	0,007
-120	1,01	0,007
-116,470588	0,99	0,005
-112,941176	0,96	0,002
-109,411765	0,96	0,002
-105,882353	1,01	0,007
-102,352941	1,01	0,007
-98,8235294	1,01	0,007
-95,2941176	0,99	0,005
-91,7647059	1,01	0,007
-88,2352941	1,04	0,01
-84,7058824	0,99	0,005
-81,1764706	1,01	0,007
-77,6470588	0,96	0,002
-74,1176471	0,96	0,002
-70,5882353	0,96	0,002
-67,0588235	0,96	0,002
-63,5294118	0,94	0
-60	0,94	0
-56,4705882	0,94	0
-52,9411765	0,96	0,002
-49,4117647	0,94	0
-45,8823529	0,96	0,002
-42,3529412	0,94	0
-38,8235294	0,94	0
-35,2941176	0,96	0,002
-31,7647059	0,94	0
-28,2352941	0,94	0
-24,7058824	0,94	0
-21,1764706	0,94	0
-17,6470588	0,96	0,002
-14,1176471	0,99	0,005
-10,5882353	0,94	0
-7,05882353	0,96	0,002
-3,52941176	0,96	0,002
-2,0268E-12	0,96	0,002
3,52941176	0,99	0,005

teta	P carb	Volts
-158,630137	0,94	0
-155,342466	0,94	0
-152,054795	0,94	0
-148,767123	0,94	0
-145,479452	0,94	0
-142,191781	1,01	0,007
-138,90411	0,96	0,002
-135,616438	0,96	0,002
-132,328767	0,94	0
-129,041096	0,94	0
-125,753425	0,94	0
-122,465753	0,94	0
-119,178082	0,94	0
-115,890411	0,94	0
-112,60274	0,94	0
-109,315068	0,94	0
-106,027397	0,94	0
-102,739726	0,94	0
-99,4520548	0,94	0
-96,1643836	0,94	0
-92,8767123	0,96	0,002
-89,5890411	0,94	0
-86,3013699	0,94	0
-83,0136986	0,94	0
-79,7260274	0,94	0
-76,4383562	0,96	0,002
-73,1506849	0,94	0
-69,8630137	0,94	0
-66,5753425	0,94	0
-63,2876712	0,94	0
-60	0,94	0
-56,7123288	0,94	0
-53,4246575	0,94	0
-50,1369863	0,94	0
-46,8493151	0,94	0
-43,5616438	0,96	0,002
-40,2739726	0,94	0
-36,9863014	0,94	0
-33,6986301	0,94	0



teta	P seco	Volts
-16,056338	0,94	0
-12,6760563	0,94	0
-9,29577465	0,94	0
-5,91549296	0,94	0
-2,53521127	0,94	0
0,84507042	0,94	0
4,22535211	0,94	0
7,6056338	0,94	0
10,9859155	0,96	0,002
14,3661972	0,99	0,005
17,7464789	1,04	0,01
21,1267606	0,99	0,005
24,5070423	0,99	0,005
27,8873239	1,01	0,007
31,2676056	1,06	0,012
34,6478873	1,04	0,01
38,028169	1,06	0,012
41,4084507	1,06	0,012
44,7887324	1,09	0,015
48,1690141	1,09	0,015
51,5492958	1,09	0,015
54,9295775	1,06	0,012
58,3098592	1,11	0,017
61,6901408	1,14	0,02
65,0704225	1,16	0,022
68,4507042	1,18	0,024
71,8309859	1,21	0,027
75,2112676	1,23	0,029
78,5915493	1,26	0,032
81,971831	1,33	0,039
85,3521127	1,36	0,042
88,7323944	1,38	0,044
92,1126761	1,4	0,046
95,4929577	1,45	0,051
98,8732394	1,53	0,059
102,253521	1,6	0,066
105,633803	1,67	0,073
109,014085	1,75	0,081
112,394366	1,87	0,093

teta	P inj fria	Volts
7,05882353	0,99	0,005
10,5882353	0,99	0,005
14,1176471	1,01	0,007
17,6470588	1,06	0,012
21,1764706	1,04	0,01
24,7058824	1,04	0,01
28,2352941	1,06	0,012
31,7647059	1,11	0,017
35,2941176	1,11	0,017
38,8235294	1,09	0,015
42,3529412	1,06	0,012
45,8823529	1,06	0,012
49,4117647	1,14	0,02
52,9411765	1,16	0,022
56,4705882	1,16	0,022
60	1,21	0,027
63,5294118	1,23	0,029
67,0588235	1,21	0,027
70,5882353	1,23	0,029
74,1176471	1,28	0,034
77,6470588	1,28	0,034
81,1764706	1,31	0,037
84,7058824	1,38	0,044
88,2352941	1,43	0,049
91,7647059	1,43	0,049
95,2941176	1,48	0,054
98,8235294	1,53	0,059
102,352941	1,62	0,068
105,882353	1,72	0,078
109,411765	1,75	0,081
112,941176	1,82	0,088
116,470588	1,92	0,098
120	2,06	0,112
123,529412	2,23	0,129
127,058824	2,38	0,144
130,588235	2,58	0,164
134,117647	2,82	0,188
137,647059	3,14	0,22
141,176471	3,43	0,249

teta	P carb	Volts
-30,4109589	0,94	0
-27,1232877	0,94	0
-23,8356164	0,94	0
-20,5479452	0,94	0
-17,260274	0,94	0
-13,9726027	0,94	0
-10,6849315	0,96	0,002
-7,39726027	0,96	0,002
-4,10958904	0,96	0,002
-0,82191781	0,96	0,002
2,46575342	0,96	0,002
5,75342466	0,96	0,002
9,04109589	0,96	0,002
12,3287671	0,96	0,002
15,6164384	0,99	0,005
18,9041096	1,04	0,01
22,1917808	1,04	0,01
25,4794521	1,01	0,007
28,7671233	1,01	0,007
32,0547945	1,04	0,01
35,3424658	1,06	0,012
38,630137	1,09	0,015
41,9178082	1,06	0,012
45,2054795	1,06	0,012
48,4931507	1,09	0,015
51,7808219	1,09	0,015
55,0684932	1,11	0,017
58,3561644	1,04	0,01
61,6438356	1,16	0,022
64,9315068	1,18	0,024
68,2191781	1,23	0,029
71,5068493	1,18	0,024
74,7945205	1,16	0,022
78,0821918	1,23	0,029
81,369863	1,28	0,034
84,6575342	1,36	0,042
87,9452055	1,36	0,042
91,2328767	1,4	0,046
94,5205479	1,45	0,051





**PORCENTAGEM DE COMBUSTÍVEL VAPORIZADO  
PARA A INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL AQUECIDO**

$\theta$	$\Delta T$	$X_{CIL}$	$X_T$	AVC
140	1°	0,006	0,195	26,1
145	5°	0,03	0,214	23,8
150	9°	0,06	0,239	21,3
155	18°	0,11	0,279	18,2
160	30°	0,19	0,344	14,8
165	41°	0,26	0,400	12,7
170	55°	0,35	0,473	10,8
175	65°	0,41	0,522	9,8
180	74°	0,47	0,571	8,9

**PORCENTAGEM DE COMBUSTÍVEL VAPORIZADO  
PARA A INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL À  
TEMPERATURA AMBIENTE**

$\theta$	$\Delta T$	$X_T$	AVC
100	5°	0,02	236,5
105	8°	0,03	157,7
110	13°	0,05	94,6
115	20°	0,08	59,1
120	26°	0,11	43,0
125	25°	0,10	47,3
130	30°	0,12	39,4
135	37°	0,15	31,5
140	46°	0,19	24,9
145	59°	0,24	19,7
150	72°	0,29	16,3
155	82°	0,34	13,9
160	90°	0,37	12,8
165	90°	0,37	12,8
170	87°	0,36	13,1
175	80°	0,33	14,3
180	75°	0,31	15,2

**PORCENTAGEM DE COMBUSTÍVEL VAPORIZADO  
PARA COMBUSTÍVEL FORNECIDO PELO  
CARBURADOR**

$\theta$	$\Delta T$	$X_T$	AVC
100	52°	0,22	22,9
105	55°	0,23	21,9
110	58°	0,25	20,1
115	61°	0,26	19,4
120	65°	0,27	18,7
125	60°	0,25	20,1
130	60°	0,25	20,1
135	60°	0,25	20,1
140	70°	0,29	17,4
145	75°	0,31	16,2
150	85°	0,36	14,0
155	92°	0,39	12,9
160	100°	0,42	12,0
165	105°	0,44	11,4
170	110°	0,46	10,9
175	115°	0,48	10,5
180	115°	0,48	10,5



$\theta$	inj. fria	carburador	inj. quente
100	236,5	22,9	
105	157,7	21,9	
110	94,6	20,1	
115		19,4	
120	47,3	18,7	
125	43,0	17,8	
130	39,4	17,5	
135	31,5	17,2	
140	24,9	16,0	26,1
145	19,7	15,6	23,8
150	16,3	14,0	21,3
155	13,9	12,9	18,2
160	12,8	12,0	14,8
165	12,8	11,4	12,7
170	13,1	10,9	10,8
175	14,3	10,5	9,8
180	15,2	10,5	8,9

**DADOS NUMÉRICOS QUE  
GERAM OS GRÁFICOS DE  
DESEMPENHO DO MOTOR**

### CONSUMO DE AR (Kg/h)

RPM	AD-ES	AES-TD	AD-ED	AS-ED	AS-ES
1000	40,00	41,54	40,40	41,27	39,00
1500	62,85	67,16	61,82	70,81	69,65
2000	84,21	80,75	85,00	91,86	77,28
2500	105,64	104,82	112,05	111,00	100,46
3000	126,31	124,23	130,60	130,14	120,55
3500	141,62	143,64	142,96	145,79	138,71
4000	153,11	154,50	158,42	160,00	150,69



## RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (%)

RPM	AD-ES	AES-TD	AD-ED	AS-ED	AS-ES
1000	72,50	75,30	73,20	74,80	70,70
1500	75,90	81,10	74,70	85,60	84,00
2000	76,30	73,20	77,00	83,20	70,00
2500	76,60	76,00	81,20	80,50	72,80
3000	76,30	75,10	78,90	78,60	72,80
3500	73,30	74,40	74,00	75,50	71,80
4000	69,40	70,00	71,80	72,50	68,30

**SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO: INJEÇÃO  
COMBUSTÍVEL: ÁLCOOL**

Patm – 703 mmHg UR = 62% FC = 0,872

TBS – 17,1° C

TBU – 13,0° C

RPM	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Momento de força (torque) (kgfm)	4,99	4,45	3,72	2,94	2,42	1,52
Potência efetiva observada (kw)	4,99	5,34	5,21	4,70	4,36	3,04
Potência efetiva reduzida (kw)	5,17	5,54	5,40	4,87	4,52	3,15
Ponto de Ignição (graus APMS)	20°	20°	20°	20°	20°	20°
<b>Dados de Consumo</b>						
Consumo de combustível (kg/h)	5,15	5,15	5,18	5,17	5,03	5,02
Consumo específico (g/hw.h)	1.032	964	995	1.100	1.154	1.651
Consumo de ar (kg/h)	20,56	22,15	23,13	23,92	24,02	24,12
Razão ar-combustível (kg/kg)	3,99:1	4,30:1	4,46:1	4,63:1	4,77:1	4,80:1
<b>Temperaturas</b>						
Ar admitido (° C)	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0
Ar na tubagem de admissão (° C)	52,0	53,5	53,5	53,0	52,0	50,0
Gases de exaustão (° C)	290	320	340	355	355	360
Combustível (° C)	29	29	29	29	29	29
<b>Pressões</b>						
Pressão na tubagem de admissão (cm.Hg)	19	25	30	35	39	43
Pressão no medidor de ar (polegada H <sub>2</sub> O)	0,95	1,10	1,20	1,28	1,30	1,32
<b>Rendimentos</b>						
Rendimento volumétrico (%)	37,3	33,4	29,9	27,1	24,2	21,8
Rendimento global (%)	13,0	13,9	13,5	12,2	11,6	8,1

**SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO: CARBURAÇÃO**  
**COMBUSTÍVEL: ÁLCOOL**

Patm – 702 mmHg UR = 74% FC = 0,859  
 TBS – 20,4° C – 68,7° F P<sub>parcial</sub> = h = 13,4 mmHg  
 TBU – 17,2° C – 63,0° F

RPM	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Momento de força (torque) (kgfm)	5,47	4,58	3,54	2,65	2,32	1,81
Potência efetiva observada (kw)	5,47	5,50	4,96	4,25	4,18	3,62
Potência efetiva reduzida (kw)	5,67	5,70	5,14	4,40	4,33	3,75
Ponto de Ignição (graus APMS)	25°	25°	25°	25°	25°	25°
<b>Dados de Consumo</b>						
Consumo de combustível (kg/h)	4,39	4,74	4,94	5,04	5,08	5,11
Consumo específico (g/hw.h)	803	861	997	1.186	1.216	1.412
Consumo de ar (kg/h)	21,62	23,76	24,74	25,32	25,71	25,90
Razão ar-combustível (kg/kg)	4,92:1	5,01:1	5,00:1	5,02:1	5,06:1	5,07:1
<b>Temperaturas</b>						
Ar admitido (° C)	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4
Ar na tubagem de admissão (° C)	12,5	10,0	8,0	8,5	6,5	6,0
Gases de exaustão (° C)	280	300	300	350	350	320
Combustível (° C)	22	22	22	22	22	22
<b>Pressões</b>						
Pressão na tubagem de admissão (cm.Hg)	17	23	30	34	39	41
Pressão no medidor de ar (polegada H <sub>2</sub> O)	1,08	1,30	1,42	1,48	1,52	1,54
<b>Rendimentos</b>						
Rendimento volumétrico (%)	39,2	35,9	32,0	28,7	25,9	23,5
Rendimento global (%)	16,7	15,6	13,4	11,3	11,0	9,5



**SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO: INJEÇÃO  
COMBUSTÍVEL: ÁLCOOL AQUECIDO**

Patm – 701 mmHg – 27,6 Ral Hg      FC = 0,873  
TBS – 16,5° C – 61,7° F      UR = 57%  
TBU – 11,2° C – 52,2° F

RPM	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Momento de força (torque) (kgfm)	4,57	4,05	3,35	2,81	2,58	1,58
Potência efetiva observada (kw)	4,57	4,86	4,70	4,50	4,64	3,16
Potência efetiva reduzida (kw)	4,73	5,03	4,87	4,66	4,81	3,27
Ponto de Ignição (graus APMS)	15°	15°	15°	15°	15°	15°
<b>Dados de Consumo</b>						
Consumo de combustível (kg/h)	4,73	4,79	4,84	4,90	4,92	5,00
Consumo específico (g/hw.h)	1.035	985	1.030	1.089	1.023	1.582
Consumo de ar (kg/h)	21,69	24,15	25,93	26,49	26,88	26,49
Razão ar-combustível (kg/kg)	4,59:1	5,04:1	5,36:1	5,40:1	5,46:1	5,30:1
<b>Temperaturas</b>						
Ar admitido (° C)	18	18	18	18	18	18
Ar na tubagem de admissão (° C)	50,0	56,2	56,8	57,2	53,2	45,0
Gases de exaustão (° C)	270	380	430	450	420	420
Combustível (° C)	130,5	130,5	130,5	130,5	130,5	130,5
<b>Pressões</b>						
Pressão na tubagem de admissão (cm.Hg)	17	22	27	33	37	41
Pressão no medidor de ar (polegada H <sub>2</sub> O)	1,06	1,30	1,48	1,56	1,60	1,56
<b>Rendimentos</b>						
Rendimento volumétrico (%)	39,3	36,5	33,6	30,0	27,0	24,0
Rendimento global (%)	13,0	13,6	13,0	12,3	13,1	8,5