

Francisco José Alves

**PRODUÇÃO E FORNECIMENTO DE VAPOR DE ETANOL
PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA OPERANDO
COM COMBUSTÍVEL PRÉ-VAPORIZADO**

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

Área de concentração: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Josmar Dawilson Pagliuso

São Carlos
2007

REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO DESTA DISSERTAÇÃO, TOTAL OU PARCIALMENTE, É PERMITIDA PARA PROPÓSITOS DE PESQUISA E ESTUDO, DESDE QUE A FONTE SEJA CITADA.

A versão original desta Dissertação de mestrado, no seu idioma original (Português do Brasil), em Inglês ou em outros para os quais venha a ser traduzida um dia, podem ser requisitadas em formato PDF enviando um e-mail para o autor: laranjatomate@yahoo.com.br

Ficha catalográfica preparada pelo Serviço de Tratamento da Informação da biblioteca da EESC-USP:

A474p Alves, Francisco José

Produção e fornecimento de vapor para um motor de combustão interna que opera-
ndo com combustível pré-vaporizado. / Francisco José Alves; orientador Josmar
Dawilson Pagliuso. – São Carlos-SP, Brasil, 2007.

Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-graduação, área de concentração em
Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo.

1. Combustíveis gasosos. 2. Energia renovável. 3. Injeção e combustível. I. Título

Agradecimentos*

A Deus, pela vida e pela saúde.

A meus pais, pela dedicação na criação e pelo investimento na oportunidade de estudo.

Ao Prof. Josmar pela disposição para me orientar.

Aos demais professores do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos e ao Prof. Paulo Greco (Aeronáutica) pelos esclarecimentos eventualmente prestados.

Aos colegas de trabalho pelo companheirismo. Em especial a Sandro e Hélio pelo apoio técnico sem o qual não seria possível realizar o trabalho.

À Oficina Mecânica Auto Modelo e às indústrias KGM e Netgás, fornecedoras de kits para conversão para gás natural, pelas informações e assistência técnica prestadas.

Ao Grupo Virgolino Oliveira S/A Açúcar e Álcool, pelo combustível gentilmente doado.

Ao Laboratório de Desenvolvimento da Química do Aguardente (LDQA) do IQSC-USP, pela análise de espectroscopia de absorção de massa.

À oficina do Instituto de Física de São Carlos (IFSC-USP) pelo uso do jato de areia e pela confecção das janelas de vidro.

Aos desenvolvedores dos softwares livres (Linux, GIMP, Inkscape, OpenOffice, L^AT_EX, Window Maker) que foram usados na realização do presente estudo.

*Este trabalho teve suporte financeiro da CAPES.

Sumário

Lista de Figuras	8
Lista de Tabelas	9
Lista de Símbolos	10
Resumo	13
Resumé	15
Resúmen	17
Abstract	19
1 Introdução	21
2 Revisão Bibliográfica	25
2.1 Preocupação com a poluição do ar	25
2.2 Desenvolvimento do motor movido a etanol hidratado	29
2.3 Vantagens físicas da queima de combustíveis gasosos	35
2.4 Ebulação em superfícies externas ou <i>pool boiling</i>	37
3 Materiais e métodos	41
3.1 Motor	41
3.2 Produção de vapor	41
3.2.1 Cálculo da área de troca térmica	43
3.2.2 Perdas de carga	46
3.3 Injeção de combustível	47
3.3.1 Outros acessórios	48
3.3.2 Adaptações na válvula gaveta	51
3.3.3 Dispositivo de sucção ou Venturi	52

3.3.4	Resposta do sistema a variações na demanda de combustível	54
3.3.5	Controle da pressão de vapor	57
3.4	Outros aparelhos experimentais	58
3.5	Configuração da bancada	59
4	Resultados experimentais	63
4.1	Sistema original de injeção	63
4.2	Álcool vaporizado	63
4.3	Discussão	70
4.3.1	Marcha lenta	70
4.3.2	Regimes intermediários	71
4.3.3	Regimes de máxima potência	84
4.4	Aquecimento transitório	85
5	Conclusões	91
6	Sugestões para trabalhos futuros	93
Referências		96
A	Glossário	103
B	Fórmulas utilizadas	105
B.1	Polinômio interpolador	105
B.2	Cálculo dos demais parâmetros	107
C	Dados coletados	111
C.1	Aquecimento do motor	111
C.2	Ensaios dinamométricos	115
D	Desenhos técnicos	123

Lista de Figuras

2.1	Ciclo Otto com diferentes tempos de combustão e refrigeração do cilindro durante a fase de compressão.	32
2.2	Simulação numérica do rendimento termodinâmico em função do avanço da centelha e do tempo de combustão.	33
2.3	Atraso de ignição para diversos combustíveis.	36
2.4	Influência da pressão e da temperatura na flamabilidade	37
2.5	Ebulição de água a 1 atm em superfície externa lisa Ni-Cr.	38
2.6	Calor transmitido na ebulição de diversos fluidos em função do superaquecimento.	40
3.1	Diagrama elétrico do retardador de sinal utilizado.	51
3.2	Relação entre pressão, entalpia, entropia, volume específico e temperatura de saturação para etanol.	56
3.3	Diagrama elétrico do regulador de velocidade da ventoinha.	58
3.4	Diagrama elétrico do ignorador de sinal.	60
3.5	Disposição dos equipamentos.	62
4.1	Emissões - 2000rpm e 23%	74
4.2	Torque - 2000rpm e 23%	74
4.3	Emissões específicas - 2000rpm e 23%	75
4.4	Emissões - 2000rpm e 453%	75
4.5	Torque - 2000rpm e 45%	76
4.6	Emissões específicas - 2000rpm e 45%	76
4.7	Emissões - 3000rpm e 23%	77
4.8	Torque - 3000rpm e 23%	77
4.9	Emissões específicas - 3000rpm e 23%	78
4.10	Emissões - 3000rpm e 45%	78
4.11	Torque - 3000rpm e 45%	79
4.12	Emissões específicas - 3000rpm e 45%	79
4.13	Emissões - 4000rpm e 23%	80

4.14 Torque - 4000rpm e 23%	80
4.15 Emissões específicas - 4000rpm e 23%	81
4.16 Emissões - 4000rpm e 45%	81
4.17 Torque - 4000rpm e 45%	82
4.18 Emissões específicas - 4000rpm e 45%	82
4.19 Aquecimento da água e do óleo lubrificante, com a válvula termostática instalada.	88
4.20 Aquecimento da água e do óleo lubrificante, sem a válvula termostática instalada.	88
4.21 Evolução da pressão do etanol na caldeira, com e sem válvula termostática.	89
B.1 Planilha eletrônica usada para interpolação de propriedades do etanol saturado.	106

Lista de Tabelas

2.1	Emissões médias em veículos leves novos desde 1980.	26
2.2	Limite de emissão de poluentes para veículos leves de passeio	27
2.3	Limites estabelecidos para motocicletas pelo Promot	27
2.4	Calor latente e poder calorífico de alguns combustíveis	34
4.1	Produtos de combustão em base seca, com sistema de injeção original.	64
4.2	Produção/consumo específico com alimentação original	64
4.3	Demais parâmetros calculados, referentes ao funcionamento do motor com ECU original.	65
4.4	Grandezas mecânicas e hidráulicas para os regimes operados com sistema de injeção de vapor de etanol.	66
4.5	Emissões para etanol vaporizado.	68
4.6	Medidas de desempenho a 2000rpm e WOT com diversas combinações de razão ar-combustível e alimentação.	87
4.7	Medidas de desempenho a 3000rpm e WOT com diversas combinações de razão ar-combustível e alimentação.	87
B.1	Pressão de vapor do etanol em função da temperatura.	107
C.1	Ensaios de aquecimento transiente.	111
C.2	Dados colhidos em ECU original (exceto consumo).	116
C.3	Consumo de combustível com ECU original.	117
C.4	Medidas de pressão, consumo de combustível e de ar em diversos regimes de operação com combustível vaporizado.	118
C.5	Medidas de temperatura e emissões para diversos regimes, operando com etanol vaporizado.	120
C.6	Ensaios adicionais com ECU original, para comparação de combinações torque-rotação.	122

Lista de Símbolos

A	Área. [m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante. [J/g.K]
c_v	Calor específico a volume constante. [J/g.K]
D	Diâmetro. [m]
e	Rugosidade. [m]
f	Fator de atrito, adimensional.
g	Aceleração da gravidade. 9,81m/s ²
ΔH	Perda de carga. [metros coluna d'água]
h	Coeficiente de convecção [W/m ² .K], ou entalpia. [J/g]
h_{lv}	calor latente de vaporização. [J/g]
K	Perda de carga concentrada. [s ² /m]
k	Condutividade térmica. [W/m.K]
L	Comprimento. [m]
M	Número de Mach. Razão entre velocidade e velocidade do som local.
MM	Massa molar. [g/mol]
Nu	Número de Nusselt, $\frac{hD}{k}$.
P	Potência. [W]
PCI	Poder Calorífico Inferior. [J/g]
PCS	Poder Calorífico Superior. [J/g]
p	Pressão [Pa], [kPa] ou [kgf/cm ²]
q	Calor. [J]
q''	Fluxo térmico, $\frac{\partial^2 q}{\partial t \partial A}$. [W/m ²]
Q	Vazão mássica. [kg/s]
R	Constante dos gases perfeitos, 278J/(kg.K).
Re	Número de Reynolds. $\frac{\rho v D}{\mu}$.
r	Raio. [m]
T	Temperatura. [K] ou [°C]
U	Coeficiente global de transferência de calor. [W/m ² K]
v	Velocidade. [m/s]
W	Trabalho. [J]
Y	Concentração proporcional. Adimensional
•	Abertura da borboleta de aceleração. [%]

Letras gregas

γ	Constante politrópica do ar. Razão entre calores específicos a pressão constante e a volume constante.
ϵ	Rugosidade adimensional. $[\frac{e}{D}]$
η	Rendimento, adimensional.
Λ	Razão mássica ar-combustível.
λ	Razão ar-combustível em massa dividida pela razão estequiométrica. $\frac{\Lambda}{\Lambda_{esteq}}$
μ	Viscosidade. $[N.s/m^2]$
ρ	Densidade. $[kg/m^3]$
τ	Torque $[Nm]$
r	Taxa de compressão, adimensional.
Ω	Resistência térmica, $\frac{\Delta T}{q''}$. $[K/(m^2W)]$

Resumo

ALVES, F.J. (2007) *Produção e fornecimento de vapor de etanol para motor de combustão interna operando com combustível pré-vaporizado.* Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos-SP.

O motor a Álcool pré-vaporizado tem potencial para ser uma alternativa mais eficiente e menos poluente aos motores a álcool convencionais. Nele, o combustível é vaporizado com calor rejeitado pelo próprio motor e admitido na fase gasosa, aproveitando-se das vantagens dos motores com combustíveis nessa fase sem alguns dos seus inconvenientes. O projeto foi aperfeiçoado buscando viabilidade técnica e econômica para sua instalação em veículos automotores. Água do sistema de arrefecimento cede calor para a ebulição do combustível. As novas tecnologias para injeção de combustíveis gasosos contribuem para esse objetivo, bem como o desenvolvimento de um sistema sustentável e auto-ajustável de geração de vapor de etanol que usa a água do sistema de arrefecimento. Conseguiu-se maior eficiência em quase todos os regimes de funcionamento estudados, bem como meios de reduzir as principais emissões automotivas indesejáveis.

Palavras-chave: Combustíveis gasosos, energia renovável, injeção de combustível.

Resumé

ALVES, F.J. (2007) *Production et fournissement de vapeur d'éthanol pour moteur à combustion interne alimenté par du carburant pré-vaporisé*. Dissertation (Master). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos-SP (École d'Ingénierie de São Carlos, Université de São Paulo, São Carlos-SP, Brésil).

Le moteur à alcool pré-vaporisé est potentiellement un alternative plus efficace et moins polluantes que les moteurs à alcool conventionnels. Le carburant y est vaporisé en grace à la chaleur émise par le moteur même puis admis sous forme gaseuse, profitant des avantages des moteurs à carburant sous cette phase éliminant, de surcroît, certains invonvénients. Le projet fut amélioré visant sa viabilité technique et économique pour être installé sur des véhicules automoteurs. L'eau du système de refroidissement cède de sa chaleur pour que le carburant entre en ébullition. Les nouvelles technologies d'injection de carburant gazeux permettent que ce but soit viable, ainsi que le développement d'un système viable et soi-réglable de production de vapeur d'éthanol qui utilise l'eau du système de refroidissement. Furent atteintes une efficacité supérieure pour l'ensemble des régimes de fonctionnement étudiés, ainsi qu'une réduction des principales émissions automotives indésirables.

Mots-clé: Carburants gazeux, énergies renouvelables, injection de carburant.

Resumen

ALVES, F.J. (2007) *Producción y suministro de vapor de etanol para un motor de combustión interna que opera con combustible pré-evaporado.* Tesis de Maestría. Escuela de Ingeniería de Sao Carlos, Universidad de Sao Paulo, Sao Carlos-SP, Brasil.

El Motor a Alcohol Pré-evaporado (MAPE) tiene potencial para ser una alternativa más eficiente y menos contaminante a los motores a alcohol convencionales. En él, el combustible es evaporado utilizándose calor despreciado por el propio motor y admitido en fase gaseosa, aprovechándose las ventajas de los motores que operan con combustibles en esta forma, pero sin algunos de sus inconvenientes. El proyecto ha sido refinado buscándose su viabilidad técnica y económica, con el objetivo de lograr su instalación en vehículos automotores. El agua del sistema de enfriamiento provee calor para la vaporización del combustible. Nuevas tecnologías para inyección de combustibles gaseosos contribuyen para lograr ese objetivo, además el desarrollo de un sistema sustentable y auto ajustable de generación de vapor de etanol que usa agua del sistema de enfriamiento. Se logró más eficiencia en casi todos los régimenes de funcionamiento estudiados, además como maneras de disminuir las principales emisiones automotivas indeseables.

Palabras-clave: Combustibles gaseosos, energía renovable, inyección de combustible.

Abstract

ALVES, F.J. (2007) *Ethanol vapor production and feeding for an internal combustion engine operating with pre-vaporized fuel.* Thesis (M. Sc.). São Carlos Engineering School, São Paulo University, São Carlos-SP, Brazil.

Pre-vaporized ethanol engine (PVEE) has potential to be more efficient and less pollutant than conventional ethanol-powered engines. In it, fuel is vaporized with heat rejected by engine itself and took in gaseous form, taking advantage of this kind of fuel but without some of its inconveniences. The PVEE project was polished looking for economical and technical liability to future use in automotive vehicles. New gaseous fuel injection technologies contribute to this goal, together the development of a sustainable and self-adjustable ethanol vapor generating system who uses water from engine's cooling system. Better efficiency was achieved in almost all investigated regimes, as well as were found ways to reduce the main undesirable automotive emissions.

Keywords: Gaseous fuels, renewable energy, fuel injection.

Capítulo 1

Introdução

Após um período difícil para o Proálcool, que compreendeu o fim da década de 1980 e quase toda a década de 1990, o consumo desse combustível tem subido no País e volta a ser considerado seriamente como alternativa energética para os motores de combustão interna (MCI) ciclo Otto. Outras nações também cogitam incentivos ao uso do etanol em suas frotas, puro ou misturado à gasolina [1]. De acordo com relatório anual da Anfavea (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores) [2], a venda de veículos novos movidos a etanol foi multiplicada por 40 entre 1998 (“fundo do poço” para o Proálcool, quando chegou-se a comercializar kits de conversão para gasolina) e 2002. Os principais fatores que contribuiram para a elevação de seu prestígio são:

- Necessidade de adequação a acordos de redução de emissão de gases poluentes e/ou causadores de efeito estufa (ex. Protocolo de Kyoto). O uso de etanol, mesmo que parcial, diminui a responsabilidade dos participantes no aumento da concentração de gás carbônico na atmosfera, pois sendo o etanol uma fonte renovável de energia o gás emitido na sua combustão é reabsorvido durante o crescimento da cana. A preocupação com o efeito estufa intensificou-nos últimos anos, com o anúncio de graves alterações no clima do planeta e derretimento de calotas polares que causariam aumento no nível do mar e inundação de cidades litorâneas.
- Instabilidades políticas nas principais regiões fornecedores de petróleo, que aliada ao crescimento na sua demanda tem ajudado a elevar o preço desse insumo. Emembro/2007 o preço do barril ultrapassou a marca de US\$ 100, forçando alta nos preços dos combustíveis fósseis em todo o mundo. Apesar das oscilações sazonais de preço devido ao seu ciclo de produção (safra), o preço do etanol mantém-se vantajoso economicamente ao longo do ano em relação à gasolina em várias regiões do País. Um aumento do preço desse último pode tornar essa vantagem mais flagrante.

- Investimentos em infra-estrutura e logística para melhorar o transporte e a distribuição de etanol carburante tanto no mercado interno quanto para o exterior [3]. Portos, ampliação de hidrovias, terminais modais dedicados e até mesmo alcooldutos estão nos planos de empresas estatais e privadas para os próximos anos.
- Em fevereiro de 2007 o IPCC (*Intergovernamental Panel on Climate Change*, ou Painel Intergovernamental de Mudança Climática) publicou seu Quarto Relatório de Avaliação [4], mostrando resultados de estudos que dão confiabilidade à hipótese de que as alterações climáticas devem-se a interferências humanas, que elevaram a concentração de determinados gases na atmosfera, descartando a possibilidade de atribuí-las a causas naturais. Esse documento teve ampla divulgação e discussão na mídia em nível mundial; levando muitas pessoas, empresas e governos a refletir no assunto e buscar alternativas energéticas renováveis, entre elas o etanol combustível.
- Os acordos firmados com nações interessadas em comprar etanol brasileiro incentivam o compromisso por parte dos produtores em manter o fornecimento desse combustível estável e regular. Crises de abastecimento como a ocorrida em 1989 prejudicariam a imagem do Brasil e dos nossos produtores no exterior, bem como impediria a celebração de novos contratos comerciais envolvendo essa *commodity*.
- No Brasil o lançamento dos veículos *flex fuel* em 2003 permitiu que o consumidor passasse a ter a chance de escolher qual combustível usar sem precisar fazer alterações no motor. Apesar de não ser a alternativa mais eficiente do ponto de vista energético, tal configuração dá conforto psicológico ao proprietário do veículo, já que o povo brasileiro está de certa forma traumatizado com as falhas no suprimento de etanol em passado recente.
- Novas tecnologias que facilitam a partida a frio, impulsionadas pelo desenvolvimento das injetões eletrônicas. Já se pensa em sistemas totalmente independentes de reservatório de gasolina ou outro combustível, com foco na segurança (menor quantidade de reservatórios de combustível) e redução do custo de adaptações e novos projetos, já que a instalação de novos recipientes de combustível em um veículo exige que os fabricantes inutilizem muitos deles em *crash tests*.
- O petróleo não é renovável, o que significa que um dia não teremos mais essa fonte de energia e insumos para a indústria química. Estimativas prevêem duração entre 40 e 50 anos para as reservas mundiais de petróleo desde que sejam mantidos os padrões de crescimento do PIB e da população mundial [5]. Aparece, portanto, a preocupação em

obter-se outra fonte de energia para os MCI-Otto que permita sua operação em condições semelhantes ou até melhores em relação à gasolina.

- Carvalho [6] aponta para um cenário em que a produção de etanol gera cerca de 150 vezes o número de empregos por quantidade de combustível produzido, em relação à gasolina.

Apesar da disseminação do uso de etanol misturado à gasolina, seja em quantia pré fixada (veículos brasileiros e num futuro próximo, de outros países) ou variável (*flex-fuel*); um motor que opere exclusivamente com álcool permite que o combustível seja admitido na forma vaporizada. Sendo substância pura, sua ebulação acontece a temperatura constante, que depende da pressão, sem deixar resíduos. A gasolina, que é formada por dezenas de hidrocarbonetos, não permite isso; apenas evaporação parcial das suas frações mais leves.

O fato de ser substância pura, sem frações leves ou pesadas, também confere ao etanol vantagens como menores perdas evaporativas de combustível, que também são consideradas como poluição do ar, e a não formação de borras na câmara de combustão ou nos carburadores/injetores. A ausência no etanol de compostos aromáticos e de outros hidrocarbonetos característicos da gasolina também são favoráveis no sentido de emitir na atmosfera substâncias menos perigosas à saúde.

Um MCI-Otto operando com etanol pré-vaporizado pode obter vantagens em relação ao seu similar movido a etanol líquido; como menor emissão de poluentes e melhor rendimento termo-dinâmico. Há também, vantagens em se armazenar o combustível na forma líquida, vaporizá-lo na hora adequada e injetá-lo como vapor. Tais vantagens estão mais detalhadas no próximo capítulo.

Outro combustível renovável que surge como alternativa viável para alimentar MCIs é o 2,5-dimetilfurano(2,5-DMF). Román-Leshkov et al. [7] descrevem uma rota de produção de 2,5-DMF a partir da isomerização de biomassa, que pode tornar viável para os próximos anos a sua produção em larga escala a partir de outras matérias-primas vegetais. Há vantagens e desvantagens desse combustível em relação ao etanol. O 2,5-DMF tem poder calorífico e calor latente de vaporização semelhantes ao da gasolina, e por ser passível de síntese a partir de biomassa em geral pode vir a apresentar boa produtividade em relação à área agricultável usada para obter suas matérias-primas; porém evapora-se a temperaturas mais altas que aquelas observadas para o etanol, para uma dada pressão. Não é solúvel em água, portanto não absorve umidade da atmosfera. O formato de sua molécula (um anel com um átomo de oxigênio e quatro de carbono, com grupo metil em dois deles) leva à suposição de que sua *octanagem*, ou resistência à auto-ignição, seja alta o suficiente para permitir uma taxa de compressão tão ou mais alta que aquela usada em um motor a gasolina. Em compensação o 2,5-DMF é tóxico e causaria

maiores danos à saúde humana e ao meio ambiente em caso de vazamento, inalação ou ingestão accidentais.

Deve ficar claro que a adaptação para combustível vaporizado só é possível em motores *flex fuel* se os combustíveis ficarem em tanques separados; pois não pode haver gasolina misturada no circuito de produção de vapor em nenhuma hipótese. Os desnaturantes adicionados ao etanol carburante devem ter pressão de vapor maior que a do combustível em toda a faixa de temperatura em que ele trabalha, para evitar o acúmulo de substâncias menos voláteis nos componentes do sistema de geração de vapor.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Preocupação com a poluição do ar

No passado, quando surgiram os motores de combustão interna, as pesquisas eram voltadas quase que exclusivamente para o aumento da potência. Após os choques do petróleo da década de 1970 a preocupação passou para o consumo de combustível. Atualmente o principal objetivo é controlar as emissões de gases poluentes dentro de níveis aceitáveis que não comprometam a qualidade de vida, especialmente em grandes metrópoles com muitos veículos automotores em circulação.

No Brasil, o Ibama (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) criou, em 1986, o Proconve (Programa para Controle das Emissões Veiculares), visando amenizar o impacto causado pelas emissões automotivas nas cidades brasileiras. Resultados significativos já foram alcançados desde sua implantação em 1986, como ilustra a tabela 2.1.

Os limites atuais e futuros para emissões estão na tabela 2.2. Nota-se que há restrições específicas para os veículos movidos a GNV, devido à importância que esse combustível conquistou no cenário nacional.

Outra categoria que ganhou muito espaço é a das motocicletas. De acordo com a Abraciclo (Associação Brasileira dos Fabricantes de Motocicletas, Ciclomotores, Motonetas, Bicicletas e Similares) [9], a produção desse tipo de veículo no Brasil subiu de 83.458 unidades em 1993 para 1.057.333 em 2004, um aumento de 1167%, o que significa que elas ganharam muita importância e participação na frota brasileira. O uso de misturas mais ricas e carburação na alimentação de seus motores, aliados à ausência de conversor catalítico na exaustão e ao crescimento vertiginoso da frota são fatores que preocupam as autoridades ambientais. Para tornar o problema o Ibama criou em 2002 o Promot (Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos, Ciclomotores e Similares) para estabelecer limites para as emissões desses veículos. Os limites atuais e previstos para entrar em vigor em 2009 estão detalhados na tabela 2.3. Para atender às exigências do Proconve os automóveis são dotados de conversores

Tabela 2.1: Emissões médias em veículos leves novos desde 1980.

Ano/modelo	Combustível	CO (g/km)	THC (g/km)	NO _x (g/km)	Aldeídos (g/km)	Emissões evaporativas (g/teste)
Pré-1980	Gasolina	54	4,7	1,2	0,050	ND [†]
1980-83	E22 [‡]	33	3,0	1,4	0,050	ND
	Etanol	18	1,6	1,0	0,160	ND
1984-85	E22	28,0	2,4	1,0	0,050	23,0
	Etanol	16,9	1,6	1,6	0,180	10,0
1986-87	E22	22,0	2,0	1,9	0,040	23,0
	Etanol	16,0	1,6	1,8	0,110	10,0
1988	E22	18,5	1,7	1,8	0,040	23,0
	Etanol	13,3	1,7	1,4	0,110	10,0
1989	E22	15,2(46%) [◊]	1,6 (33%)	1,6(0%)	0,040(20%)	23,0(0%)
	Etanol	12,8(24%)	1,6(0%)	1,1(8%)	0,110(39%)	10,0(0%)
1990	E22	13,3(53%)	1,4(42%)	1,4(13%)	0,040(20%)	2,7(88%)
	Etanol	10,8(36%)	1,3(19%)	1,2(0%)	0,110(39%)	1,8(82%)
1991	E22	11,5(59%)	1,3(46%)	1,3(19%)	0,040(20%)	2,7(88%)
	Etanol	8,4(50%)	1,1(31%)	1,0(17%)	0,110(39%)	1,8(82%)
1992	E22	6,2(78%)	0,6(75%)	0,6(63%)	0,013(74%)	2,0(91%)
	Etanol	3,6(79%)	0,6(63%)	0,5(58%)	0,035(81%)	0,9(91%)
1993	E22	6,3(77%)	0,6(75%)	0,8(50%)	0,022(56%)	1,7(03%)
	Etanol	4,2(75%)	0,7(56%)	0,6(50%)	0,040(78%)	1,1(89%)
1994	E22	6,0(79%)	0,6(75%)	0,7(56%)	0,036(28%)	1,6(93%)
	Etanol	4,6(73%)	0,7(56%)	0,7(42%)	0,042(77%)	0,9(91%)
1995	E22	4,7(83%)	0,6(75%)	0,6(62%)	0,025(50%)	1,6(93%)
	Etanol	4,6(73%)	0,7(56%)	0,7(42%)	0,042(77%)	0,9(91%)
1996	E22	3,8(86%)	0,4(83%)	0,5(69%)	0,019(62%)	1,2(95%)
	Etanol	3,9(77%)	0,6(63%)	0,7(42%)	0,040(78%)	0,8(92%)
1997	E22	1,2(96%)	0,2(92%)	0,3(81%)	0,007(86%)	1,0(96%)
	Etanol	0,9(95%)	0,3(84%)	0,3(75%)	0,012(93%)	1,1(89%)
1998	E22	0,8(97%)	0,1(96%)	0,2(88%)	0,004(92%)	0,8(97%)
	Etanol	0,7(96%)	0,2(88%)	0,2(83%)	0,014(92%)	1,3(87%)
1999	E22	0,7(98%)	0,1(96%)	0,2(88%)	0,004(92%)	0,8(97%)
	Etanol	0,6(96%)	0,2(88%)	0,2(83%)	0,013(93%)	1,6(84%)
2000	E22	0,73(97%)	0,13(95%)	0,21(87%)	0,004(92%)	0,73(97%)
	Etanol	0,63(96%)	0,18(89%)	0,21(83%)	0,014(92%)	1,35(87%)
2001	E22	0,48(98%)	0,11(95%)	0,14(91%)	0,004(92%)	0,68(97%)
	Etanol	0,66(96%)	0,15(56%)	0,08(93%)	0,017(91%)	1,31(87%)
2002	E22	0,43(98%)	0,11(95%)	0,12(95%)	0,004(92%)	0,61(97%)
	Etanol	0,74(96%)	0,16(90%)	0,08(93%)	0,017(77%)	ND
2003	E22	0,4(98%)	0,11(95%)	0,12(93%)	0,004(92%)	0,75(97%)
	Etanol	0,77(95%)	0,16(90%)	0,09(93%)	0,019(89%)	ND
	Flex-E22	0,5(98%)	0,05(98%)	0,04(98%)	0,004(92%)	ND
	Flex-Etanol	0,51(88%)	0,15(90%)	0,14(93%)	0,020(89%)	ND

Continua

Conclusão

2004	E22	0,35(99%)	0,11(95%)	0,09(94%)	0,004(92%)	0,69(97%)
	Etanol	0,82(95%)	0,17(89%)	0,08(94%)	0,016(91%)	ND
	Flex-E22	0,39(99%)	0,08(97%)	0,05(97%)	0,003(94%)	ND
	Flex-Etanol	0,46(97%)	0,14(91%)	0,14(91%)	0,014(92%)	ND

† ND=Não disponível

‡ E22=Mistura com 22% de etanol e 78% de gasolina.

◊ Redução de emissões em relação ao período pré-proconviano.

Fonte: Ibama [8].

Tabela 2.2: Limite de emissão de poluentes para veículos leves de passeio

Poluentes: Limite máximo	até 31/12/2006	desde 01/01/2005†	a partir de 01/01/2009
Monóxido de carbono (CO, em g/Km)	2,00	2,00	2,00
Hidrocarbonetos (HC, em g/Km)	0,30	0,30‡	0,30‡
Hidrocarbonetos exceto metano (NMHC, em g/Km)	NE°	0,16	0,05
Óxidos de nitrogênio (NO _x , em g/Km)	0,60	0,25§ ou 0,60¶	0,12§ ou 0,25¶
Material particulado (MP, em g/Km)	0,05	0,05	0,05
Aldeídos (CHO, em g/Km)	0,03	0,03	0,02
Emissões evaporativas (g/teste)	2,00	2,00	2,00
Emissões pelo cárter	nula	nula	nula

† Exigência para 40% dos veículos comercializados em 2005, 70% em 2006 e 100% em 2007.

‡ Apenas para veículos movidos a GNV.

§ Veículos movidos a gasolina ou etanol.

¶ Veículos movidos a Diesel.

◊ Não exigível.

Fonte: Ibama [8].

Tabela 2.3: Limites estabelecidos para motocicletas pelo Promot

	Motocicletas	Similares	Marcha lenta
A partir de 01/01/2003	CO: 6,0g/km HC+NO _x : 3,0g/km	CO: 13,0g/km HC: 3,00g/km NO _x : 0,3g/km	6,0% CO vol. até 250cc 4,5% CO vol. acima de 250cc
Fabricado ou reconfigurado após 01/01/2005	CO: 5,5g/km HC: 1,2g/km 1,0 g/km ≥ 150cc NO _x : 0,3g/km	CO: 7,0g/km HC: 1,5g/km NO _x : 0,4g/km	idem
A partir de 01/01/2009	Até 150cc CO: 2,0g/km HC: 0,8g/km NO _x : 0,15g/m	Acima de 150cc CO: 2,0g/km HC: 0,3g/km NO _x : 0,15g/km	idem

Fonte: Resoluções do Ibama nº 297, (26/02/2002) e nº 342, (25/09/2003) [10, 11].

catalíticos (conhecidos simplesmente como catalisadores), que são dispositivos que agilizam algumas reações químicas que transformam os principais poluentes em substâncias menos perigosas. Os catalisadores, porém, apresentam alguns inconvenientes:

- Funcionam bem após um período de aquecimento. Durante essa fase a maioria das viagens curtas é realizada pelos motoristas e a mistura é geralmente rica para facilitar o funcionamento com o motor frio. Isso implica em baixa eficiência de conversão justamente quando ele é mais necessário. Há alternativas para contornar esse problema como o uso de peneiras moleculares que retêm oxigênio excedente quando a mistura for ligeiramente pobre ou ainda catalisadores isolados termicamente para armazenar o calor até o uso do veículo no dia seguinte. Brandt *et al.* [12] desenvolveram um modelo para estudar o comportamento transitório de catalisadores de três vias durante seu aquecimento e considerando o mecanismo de armazenagem de oxigênio possibilitado pelo óxido de cério, que corrige o efeito prejudicial de ligeiras variações na relação ar-combustível.
- O catalisador pode ser desativado ao longo de sua vida útil por razões térmicas ou químicas. A contaminação química é causada principalmente por enxofre e fósforo existentes na gasolina. A desativação térmica pode acontecer devido a funcionamento irregular que fornece ao catalisador temperaturas acima das admitidas pela sua estrutura. E tal dispositivo não é substituído quando é quebrado ou desativado devido ao seu alto preço.
- Os pequenos canais por onde passam os gases eliminados pelo motor causam perdas de carga que exigem mais energia para forçar sua passagem. De acordo com Martins [13] a perda de potência em um motor médio (em seus experimentos foi usado um motor de 2 litros de cilindrada) pode chegar a 24%.

Há a expectativa de atender as exigências do Proconve com um MCI alimentado com etanol pré-vaporizado, operando sem catalisador. No MAPV há outra alternativa para controlar as emissões de poluentes regulamentadas pela lei brasileira: operar com misturas mais pobres. Os catalisadores de três vias utilizados atualmente precisam de uma relação ar-combustível muito próxima da estequiométrica para funcionar corretamente. Entende-se como funcionamento correto a oxidação dos combustíveis parcialmente queimados (CO e HC) aliada à redução dos óxidos de nitrogênio (NO_x) formados.

Nos Estados Unidos a EPA (Environmental Protection Agency, ou Agência de Proteção Ambiental) recomenda o uso de combustíveis oxigenados, isto é, com um ou mais átomos de oxigênio em suas moléculas, misturados à gasolina para amenizar principalmente as emissões de CO. Os principais aditivos são o MTBE, etanol e metanol. O teor exigido na mistura é maior no inverno (mínimo de 2,7% de oxigênio em peso), quando o efeito das emissões de CO na exaustão

tornam-se mais graves. Tal recomendação baseia-se na lei estadunidense de poluição do ar, chamada Clean Air Act [14, 15].

Poulopoulos *et al.* [16] e Pau [17] estudaram a influência da mistura de etanol à gasolina nas emissões. Observa-se sensível redução nas emissões de CO e HC, lembrando que o maior calor latente do etanol atrasa sua evaporação em relação à gasolina, diminuindo os efeitos da presença de oxigênio sobre essas emissões e causando emissão de etanol não queimado e aldeídos.

A principal causa da emissão de CO é a queima incompleta de combustível, e aumenta rapidamente com enriquecimento de mistura carburante, conforme relatado por Hochgreb [18]. Combustíveis oxigenados como metanol e etanol facilitam o encontro com os átomos de oxigênio, facilitando consequentemente a oxidação.

2.2 Desenvolvimento do motor movido a etanol hidratado

O Laboratório de Motores da Escola de Engenharia de São Carlos contribui para o desenvolvimento do Motor a Álcool, pré-vaporizado ou não, desde os primórdios do Proálcool, na década de 1970.

Em estudos pioneiros de Celere [19] e Venanzi [20] já foi visto que uso de etanol vaporizado tem potencial para tornar o funcionamento de um MCI-Otto mais eficiente. Bergman [21] adaptou um motor originalmente designado para o ciclo Diesel, admitindo etanol vaporizado em conjunto com o Diesel da alimentação original. Obteve aumentos significativos no torque a baixas rotações, bem como diminuição nas emissões de poluentes em relação aos motores Diesel originais. Celere e Venanzi usaram resistências elétricas para evaporar o combustível, enquanto nos trabalhos de Bergman e D'Ávila [22, 23] já houve preocupação com o fornecimento auto-suficiente de energia para vaporização do combustível, através da água do sistema de arrefecimento ou dos gases de escape.

As principais vantagens possíveis de alcançar com o MAPV referem-se ao consumo específico e emissão de poluentes. A melhor tolerância desse combustível à operação com misturas pobres em relação aos combustíveis líquidos (menor relação combustível-ar em relação à condição estequiométrica), aliada à presença de um átomo de oxigênio na sua molécula que diminui seu poder calorífico porém permite que se obtenha baixas emissões de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos totais (THC) não queimados. Há em diversos países interesse em adicionar à gasolina combustíveis oxigenados como etanol, metanol ou Metil Terciário Butil Éter (MTBE) visando melhorias nas emissões de THC, CO e queda nas emissões evaporativas, que ficam em níveis comparáveis às de THC após combustão em veículos antigos. O etanol tem a vantagem de não ser tóxico como os outros aditivos, exigindo menores cuidados em seu manuseio.

As emissões evaporativas são perdas de combustível ocorridas antes que ele possa ser queimado, ainda no tanque de combustível e podem chegar a 50 gramas por dia por veículo em dias quentes, devido à oscilação na temperatura ao longo de um dia que faz com que ar entre e saia dos tanques, além da pressão de vapor das frações mais leves da gasolina [24]. Os veículos dotados de sistemas atuais de injeção eletrônica já contam com bocais de combustível herméticos e dispositivos que armazenam esses vapores em peças de carvão ativado (canister) para liberação posterior no coletor de admissão, levando-os à combustão.

Os óxidos de nitrogênio (NO_x) também podem ser controlados de acordo com a relação ar-combustível, que tem efeito na temperatura máxima de chama, intimamente ligada às emissões desses compostos [18]. Há outros mecanismos formadores de NO_x não relacionados com a temperatura de chama, com menor participação nessas emissões [25].

Os combustíveis gasosos, como o gás natural veicular (GNV) ou gás liquefeito de petróleo (GLP) também oferecem a possibilidade de controle da temperatura de chama via relação ar-combustível, mas têm inconvenientes de exigir tanques pesados, volumosos e equipamentos especiais de segurança.

A influência da relação ar-combustível nas emissões de poluentes em motores a gasolina foi investigada por Harrington e Shishu [26] apud [18]. Nota-se que misturas mais pobres favorecem o encontro das moléculas de combustível e comburente, diminuindo emissões de CO e HC até determinado ponto, apartir do qual a chama não propaga-se com a mesma estabilidade, causando falhas na combustão com consequente emissão de combustível parcialmente queimado. Misturas ligeiramente pobres, na faixa de $\lambda = 1,1$ costumam atingir as máximas temperaturas, o que ajuda no rendimento termodinâmico porém é um inconveniente para o meio ambiente e a saúde pública devido às emissões de NO_x . Misturas um pouco mais pobres, possíveis com combustíveis gasosos, diminuem a temperatura de chama e as emissões dessa categoria de poluente.

O etanol tem menor afinidade com o óleo lubrificante que os combustíveis formados por hidrocarbonetos, como a gasolina e o diesel. Isso diminui a contaminação do lubrificante, aumentando sua vida útil. Injetando-se álcool vaporizado o contato com o óleo lubrificante é ainda menor, pois evita-se o contato das gotas de combustível com a película de óleo existente nas paredes do cilindro.

Frestas nas câmaras de combustão e nas sedes dos anéis de pistão são grandes responsáveis por acúmulo de depósitos sólidos de combustível não queimado, de acordo com Hochgreb [18]. Tal fenômeno acontece principalmente devido à extinção de chama nessas regiões de difícil acesso e maior área de contato com as paredes que favorece transferência de calor. Motores a gasolina tendem a apresentar mais depósitos devido às frações mais pesadas em sua composição, en-

quanto com etanol a densidade (e consequentemente a quantidade) do combustível localizado ali é menor, diminuindo as perdas de combustível e mantendo a câmara de combustão limpa. De acordo com Ferguson [27] os depósitos de combustível não queimado inicialmente formados nos motores a gasolina aumentam a área de contato entre superfície e gás dentro da câmara devido à sua porosidade, intensificando o fenômeno da extinção de chama e favorecendo a emissão de combustível não queimado (HC).

Em motores carburados ou mesmo com injeção indireta o uso de combustível gasoso pode trazer vantagens em regime transiente (aceleração). O transporte de combustível misturado ao ar é mais rápido do que se for feito através de arraste pelas paredes do coletor de admissão e/ou válvulas. A segunda modalidade é bem mais lenta, o que atrasa a chegada desse aos cilindros. Hohsho *et al.* [28] estudaram o comportamento de um motor carburado de 1,3 litros de cilindrada sob condições transientes de aceleração. Mudanças bruscas na abertura da borboleta de aceleração levaram a flutuações de torque e na rotação da árvore de manivelas, com uma ligeira queda após o início da aceleração. O responsável por isso é o atraso na chegada de combustível causado pela sua menor velocidade em relação à do ar. Hohsho *et al.* também realizaram ensaios no mesmo motor com aquecedores elétricos na parte inferior do coletor de admissão, onde verificou-se maior quantidade de combustível líquido arrastada pela corrente de ar. Consegiu-se menor flutuação no torque e eliminou-se a queda inicial na velocidade do virabrequim.

Pode-se ainda adotar uma mistura ligeiramente rica para compensar o empobrecimento dos momentos transientes de aceleração, com os inconvenientes de aumentar o consumo e a poluição decorrentes de operar um MCI nessas condições, conforme verificado por Ferguson [27], Sher [24], Cooper [29] e no caso do motor a álcool por da Silva [30].

A motocicleta Honda CB 500, fabricada no Brasil até meados de 2004, conta com um sistema de vaporização parcial de gasolina através de tubulações que circulam parte da água do sistema de arrefecimento nas cubas dos seus carburadores. Tal dispositivo confere ao veículo uma melhor resposta em acelerações e retomadas que concorrentes diretas suas na mesma faixa de potência e cilindrada, conforme averiguado pela revista Duas Rodas [31]. Nota-se que mesmo em motores de motocicletas, que costumam ter coletores de admissão curtos, qualquer vantagem visando um fluxo de combustível mais rápido através dele é bem vinda. Motores com injeção eletrônica indireta de combustível, mesmo que multiponto, também podem alcançar tais vantagens com combustíveis gasosos.

Uma consequência positiva de uma queima mais rápida é um ligeiro aumento no rendimento térmico. Num ciclo Otto ideal, o processo de adição de calor (queima da mistura) ocorre a volume constante. No ciclo real, o tempo de combustão é finito, durante o qual o pistão movimenta-se. Observando-se a figura 2.1 percebe-se que uma combustão mais demorada que

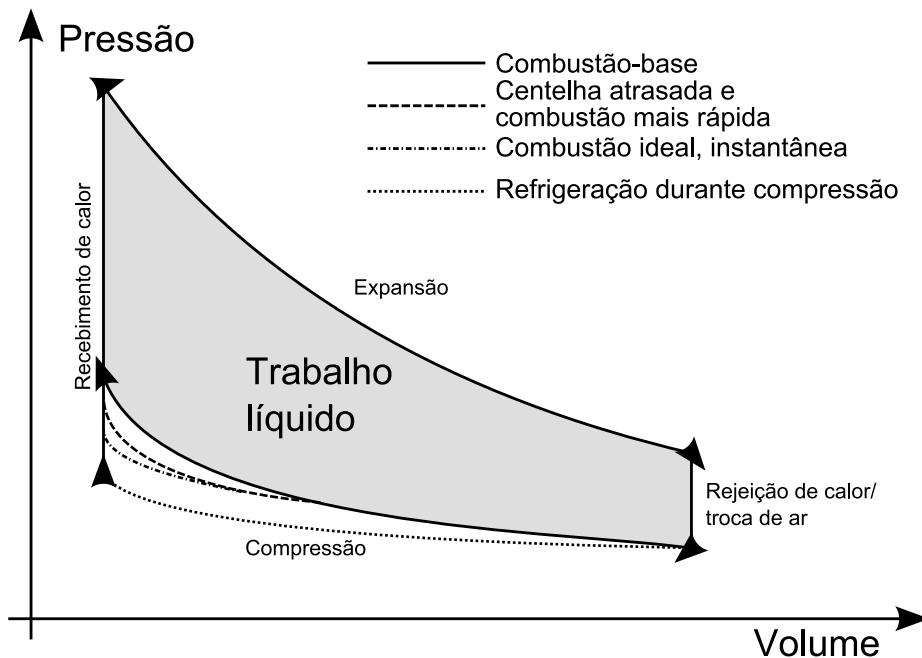


Figura 2.1: Ciclo Otto com diferentes tempos de combustão e refrigeração do cilindro durante a fase de compressão.

inicia mais cedo aumenta a pressão no cilindro durante a fase de compressão da mistura, o que aumenta o trabalho de compressão. Realizando a mesma quantidade de trabalho durante a expansão o trabalho líquido diminui, de acordo com as simulações realizadas por Ferguson [27]. Na figura, o estágio de compressão da mistura compreende quatro possibilidades diferentes: na linha superior, contínua, compressão da mistura em condições normais; a linha tracejada representa uma combustão mais rápida com atraso na centelha; a linha traço-e-ponto define uma combustão ideal com tempo tendendo a zero e portanto a volume constante. A linha inferior, pontilhada, representa uma combustão a volume constante com refrigeração prévia da mistura devido ao calor latente retirado do combustível durante sua evaporação dentro do cilindro. Nas três alternativas há uma redução do trabalho de compressão da mistura, implicando em melhor rendimento termodinâmico. A simulação feita por Ferguson [27] relacionando rendimento termodinâmico, tempo de combustão e atraso de ignição, cujo resultado está na figura 2.2, mostra as duas principais condições para que o máximo rendimento seja obtido: término da combustão exatamente quando o pistão encontra-se no ponto morto superior e menor tempo de combustão possível. Câmaras com mais de uma vela agilizam o processo, bem como sua disposição de forma adequada para que as frentes de chama percorram a câmara no menor intervalo possível. No caso a câmara de combustão hemisférica com vela no seu centro é a configuração mais favorável. O estudo de Souza [32] sobre os formatos de câmaras de combustão desde o surgimento dos MCI-Otto indica essa alternativa e completa dizendo que o uso

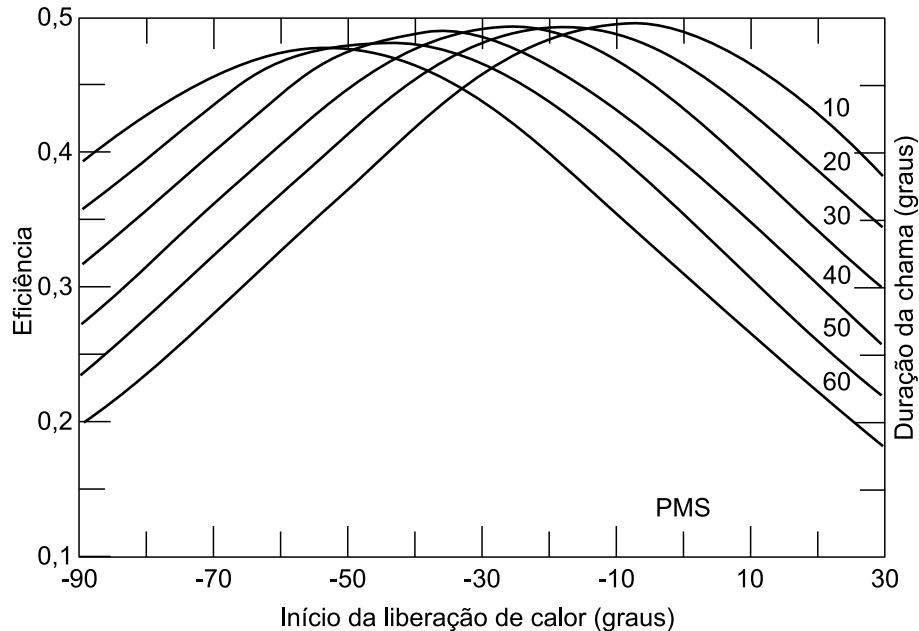


Figura 2.2: Simulação numérica do rendimento termodinâmico em função do avanço da centelha e do tempo de combustão.

Fonte: Ferguson [27].

de etanol pré-vaporizado dispensaria o uso de artefatos dentro ou fora da câmara de combustão que visem mistura e atomização do combustível, permitindo concentrar esforços na confecção de câmaras que evitem detonação, perda de calor e extinção de chama indesejáveis. Na prática, em motores convencionais o desempenho é um pouco sacrificado em favor da durabilidade com um ligeiro atraso na centelha, que diminui a pressão máxima na câmara.

Uma vantagem da injeção de combustíveis líquidos, especialmente álcoois como etanol e metanol, é a capacidade de retirar calor do ambiente durante sua evaporação, devido ao seus altos calores latentes. O calor necessário à evaporação desses combustíveis é retirado do ar no coletor de admissão e mesmo dentro do cilindro, aumentando sua densidade (melhorando o rendimento volumétrico) e diminuindo o trabalho necessário durante a fase de compressão da mistura (figura 2.1). Tal fenômeno e sua influência no rendimento do motor foram estudados mais profundamente por Feitosa [33]. Sato *et al.* [34] estudaram a injeção de etanol e metanol em motores a jato ATREX (Air Turbo Ram-jet Engine Expander-cycle), visando refrigerar determinadas regiões. Esses combustíveis não são adequados para motores de propulsão devido aos seus poderes caloríficos baixos em relação ao dos combustíveis atualmente utilizados, como querosene ou hidrogênio. A vantagem consiste em injetar álcool em quantidades baixas em relação ao combustível principal (aproximadamente 3%), para refrigerar o ar admitido antes de sua compressão, melhorando a eficiência do ciclo termodinâmico Brayton no qual opera a turbina. Tal método é mais barato e prático que resfriar o ar através de um trocador de calor,

Tabela 2.4: Calor latente e poder calorífico de alguns combustíveis

	Metanol (CH ₄ O)	Etanol (C ₂ H ₆ O)	Heptano (C ₇ H ₁₆)	2,2,4-trimetilpentano (C ₈ H ₁₈)	Metano (CH ₄)
h _{lv} (J/g)	1180	1020	317,8	297,5	-
PCS (J/g)	21100	27710	44444	44350	56375

Fonte: Gutheil [35] apud Feitosa [33] e Wikipedia [36].

que exige manutenção e forma gelo em sua superfície.

Souza [32], porém, adverte para a retirada indesejada de calor das paredes da câmara de combustão, que diminui suas temperaturas e favorece a extinção de chama e resfriamento indesejado da mistura logo após. No Brasil o uso de etanol é economicamente vantajoso em relação à gasolina. Essa tem maior poder calorífico inferior (PCI) que o etanol por unidade de massa: 40019J/g contra 26838J/g, de acordo com Taylor [37]. Usa-se o PCI na compração de poder energético devido ao fato dos gases deixarem a câmara de combustão a temperatura superior à de orvalho da água, impossibilitando a entrega de calor latente de condensação. Suas densidades são, respectivamente, 746kg/m³ e 735kg/m³, conforme [38]. É importante incluir a densidade no cálculo pois os combustíveis são vendidos por unidade de volume, não de massa. No caso, um litro de etanol tem mais massa que um litro de gasolina, influindo na quantidade de energia disponível.

Para definir o limite acima do qual o preço do etanol fica desvantajoso resta definir a eficiência termodinâmica teórica de um MCI-Otto de acordo com a taxa de compressão e fluido utilizado.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)}} \quad (2.1)$$

Pode-se assumir valores típicos de taxa de compressão (**r**) de 9:1 para motores a gasolina e 12:1 para os movidos a etanol hidratado. A razão de calores específicos para a mistura estequiométrica ar-etanol (γ) vale 1,34 e para a mistura ar-isooctano vale 1,355 [37]. O rendimento teórico (η) para cada configuração é:

$$\eta_{etanol} = 1 - \frac{1}{12^{(0,34)}} = 0,5734 \quad (2.2)$$

$$\eta_{gasolina} = 1 - \frac{1}{9^{(0,355)}} = 0,5416 \quad (2.3)$$

Com esses dados (PCI, densidade e rendimento teórico) o limite máximo da razão entre preços por litro que tornaria o uso de etanol inviável economicamente é:

$$\frac{26838}{40019} \times \frac{0,5734}{0,5416} \times \frac{735}{746} = 0,6995 \quad (2.4)$$

Ou seja, enquanto o preço do litro de etanol ficar abaixo de 69,95% do preço do litro da gasolina ele é economicamente vantajoso nessas condições.

A maior taxa de compressão é possível com etanol pois trata-se de um combustível mais resistente à detonação que a gasolina. Tal fenômeno é causado pela compressão dos gases não queimados pela expansão do gás já queimado dentro da câmara de combustão, que leva-os a temperaturas suficientemente altas para causar ignição espontânea antes da chegada da chama, com consequências indesejáveis para o funcionamento do motor ciclo Otto. Com a detonação surgem picos de pressão que danificam o pistão e a câmara, causando ondas de choque com som característico. Moléculas mais curtas e ramificadas como a do etanol caracterizam combustíveis com maior resistência à ignição espontânea [25].

As ondas de choque criadas na detonação chegam a velocidades supersônicas (acima de 340m/s), enquanto a velocidade de chama nos MCI-Otto é da ordem de dezenas de metros por segundo. De acordo com Souza [32], mesmo com combustíveis gasosos a velocidade de chama não chega a valores críticos (próximos à velocidade do som), não havendo risco de detonação. A maior velocidade de chama da mistura ar-etanol contribui para a chegada de chama aos locais mais distantes da vela antes que a mistura ali localizada atinja condições para auto-ignição. Warnatz *et al.* [25] descrevem mecanismos dependentes ou não da temperatura para auto-ignição a altas (da ordem de 1200K) e baixas (800-900K) temperaturas. Na queima combustíveis há um fenômeno chamado atraso de ignição (*ignition delay*) que durante determinado intervalo de tempo mantém reações que liberam pouco calor e consomem relativamente poucos radicais químicos. A partir de determinado instante a concentração desses radicais é suficiente para iniciar uma reação mais rápida, que leva a uma explosão/detonação. O tempo de atraso de ignição espontânea também depende da temperatura da mistura, como mostra a figura 2.3. Para determinada temperatura, nota-se que o etanol resiste à ignição espontânea por mais tempo que o n-heptano, e que esse resiste a determinado tempo de ignição a temperaturas mais baixas que as suportadas para o etanol nas mesmas condições.

2.3 Vantagens físicas da queima de combustíveis gasosos

A tolerância dos combustíveis gasosos a operação em uma faixa mais ampla de razão ar-combustível talvez possa permitir que o motor funcione com a borboleta totalmente aberta em algumas faixas de operação, passando a controlar o regime de funcionamento apenas com o fornecimento de combustível, semelhante aos motores Diesel, porém mantendo a ignição por centelha. Sem a necessidade de controlar a quantidade de ar admitido via borboleta ganhar-se-ia eficiência e rendimento volumétrico, já que há um obstáculo a menos para estrangular a passagem de ar. Esse objetivo foi buscado nos trabalhos anteriores envolvendo o MAPV [19, 21, 22, 23]. De acordo com Strahle [39], misturas inflamáveis previamente homoge-

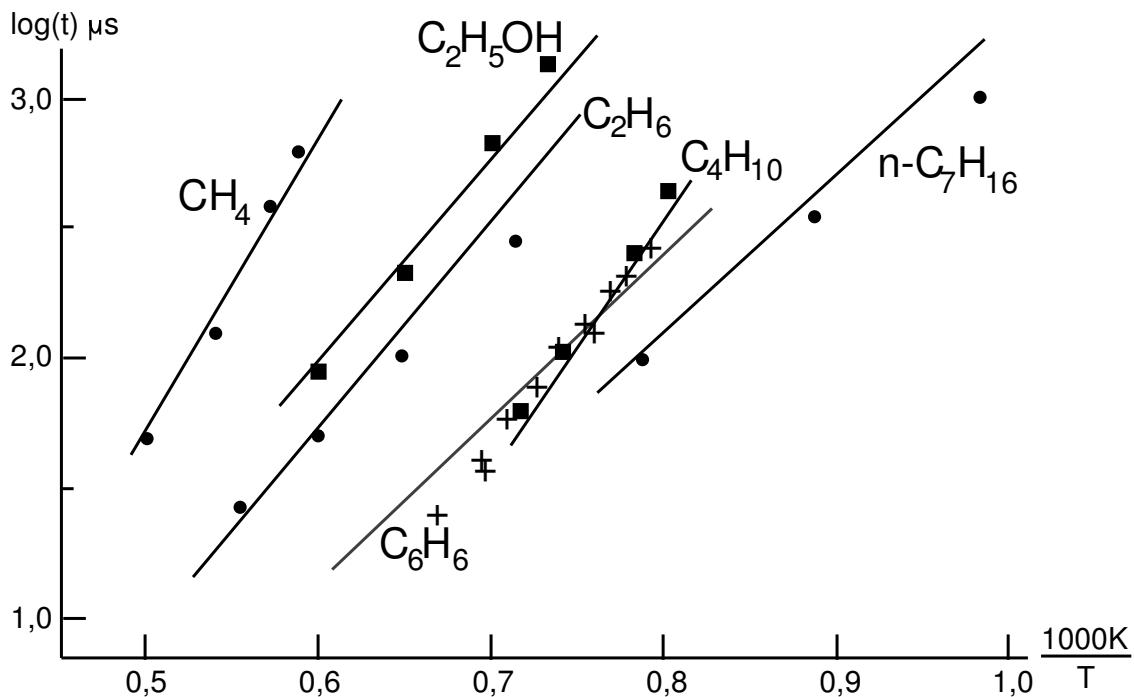


Figura 2.3: Atraso de ignição para diversos combustíveis.

Fonte: Warnatz *et al.* [25].

neizadas são capazes de manter uma chama estável para λ entre 0,3 e 2,0 numa primeira aproximação, que pode mudar de acordo com o combustível. Os limites de flamabilidade dependem também da pressão e da temperatura em que a mistura se encontram no momento da ignição, sendo favorecidos pelo aumento de qualquer um desses valores, conforme aponta Kanury [40]. Deve-se entretanto atentar para o fato de que a queima de mistura com λ na cada de 1,1 causa altas temperaturas de chama, com reflexos nas emissões de óxidos de nitrogênio; nem em misturas pobres demais que comprometam a estabilidade da chama, causando altas emissões de combustível não queimado ou ainda menores velocidades de chama.

Misturas mais homogêneas queimam de forma mais rápida e completa. Admitindo-se combustível líquido que não entra na câmara totalmente vaporizado a chama precisa de mais tempo para consumi-lo todo, pois é necessário penetrar nas gotas, fornecer calor e vaporizá-las. De acordo com Warnatz *et al.* [25], esses fenômenos causam atrasos de ignição, que retardam o início da combustão de cada gota. A velocidade imprimida às gotas em relação ao ar na injeção de combustível contribui parcialmente para sua evaporação, pois favorece a conveção de calor e de massa; diminuindo seu diâmetro e diminuindo os inconvenientes das gotas maiores.

Experiências realizadas em ambiente de microgravidade na Estação Espacial Internacional (ISS) por Kazakov *et al.* [41] aliadas a simulações computacionais também mostram que gotas de menor diâmetro queimam mais rapidamente que as de maior diâmetro, pois há a necessidade de

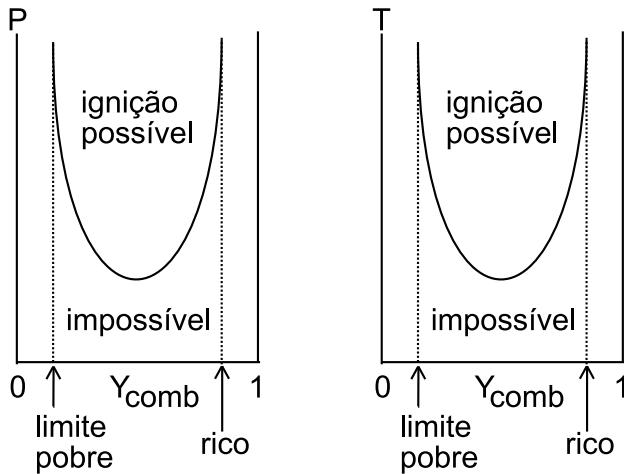


Figura 2.4: Influência da pressão e da temperatura da mistura fresca nos limites de flamabilidade, em função da concentração adimensional.

Fonte: Kanury [40].

aquecer a bolha de combustível e difundir o vapor do mesmo no ambiente com uma relação área/volume mais favorável no caso das bolhas menores.

Nesse tipo de experimento notou-se ainda a influência da umidade do ar no processo de transferência de calor e massa, graças à solubilidade do etanol em água. De acordo com Feitosa [33] e Kazakov *et al.* [41], a transferência de calor sensível e latente, após a chegada do vapor d'água ao ponto de orvalho, fornece calor que ajuda na evaporação do etanol. Porém em algumas condições onde a queima da mistura inflamável começa antes da total vaporização das gotas de combustível a concentração de água na periferia da gota pode dificultar a queima completa do etanol nela existente.

2.4 Ebulação em superfícies externas ou *pool boiling*

A transferência de calor com mudança de fase obedece a regras diferentes da transferência sem mudança de fase. A temperatura da superfície que transfere calor ao líquido em ebulação fica ligeiramente acima da temperatura de saturação do líquido, fornecendo um importante parâmetro chamado superaquecimento de parede. Outras propriedades como tensão superficial das bolhas, densidades do líquido e do vapor, calor latente, viscosidade, ângulo de contato líquido-sólido e acabamento da superfície determinam as condições em que se dá a transferência de calor no regime de mudança de fase [42, 43, 44].

A figura 2.5 mostra os regimes de ebulação de água em superfície externa lisa (arame) de níquel-cromo, de acordo com os experimentos de Nukiyama [45] apud Incropera [42]. A = início da

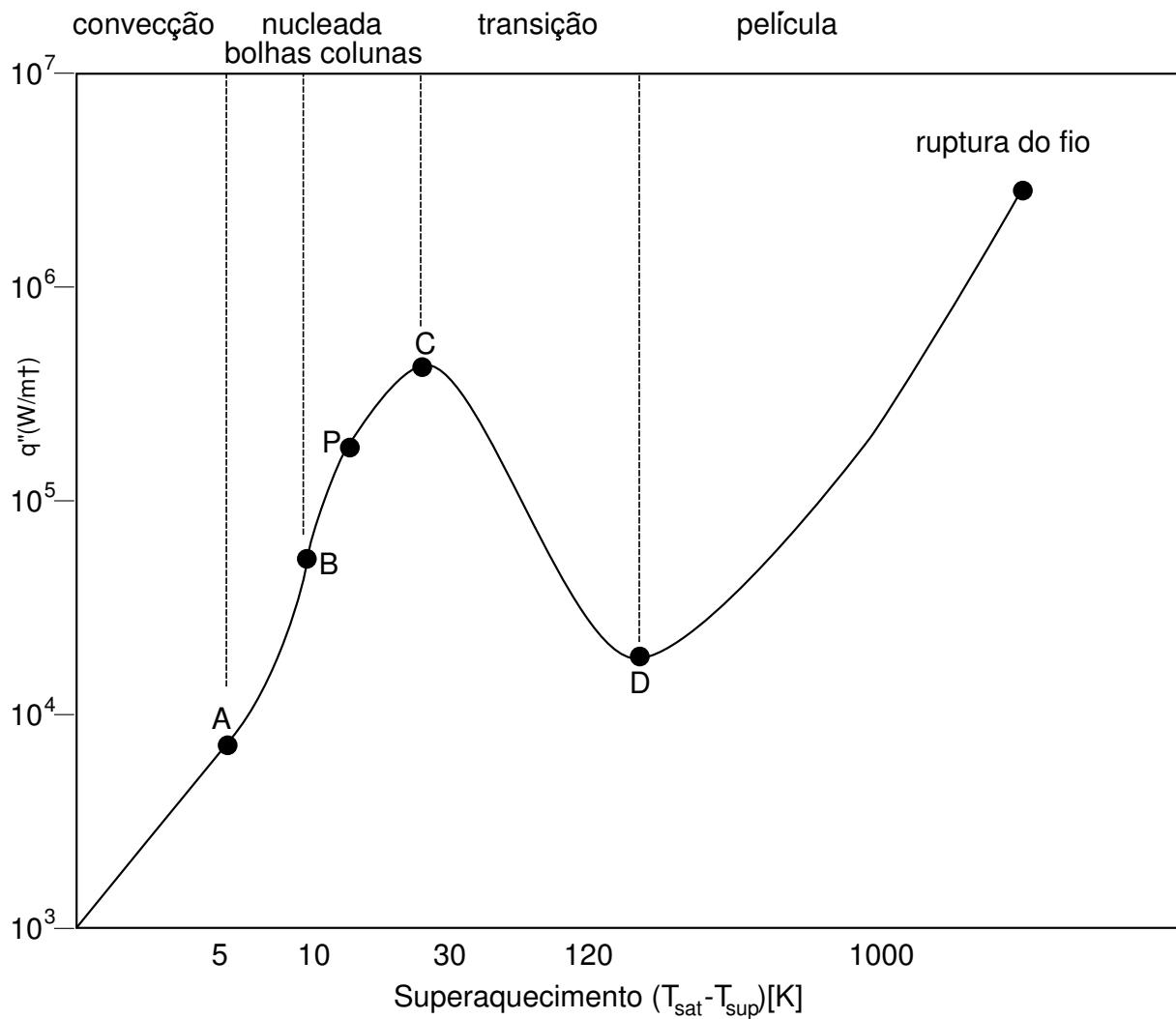


Figura 2.5: Ebulação de água a 1 atm em superfície externa lisa Ni-Cr.

Fonte: Nukiyama [45] apud Incropera [42].

ebulação; B=ausência de bolhas isoladas; P=máximo coeficiente de convecção ($h = \frac{\partial q''}{\partial \Delta T}$); C=máximo fluxo de calor; D=mínimo fluxo, ponto de Leidenfrost.

Na ebulação da água, à medida em que aumenta-se o superaquecimento, o fluxo de calor começa como puramente convectivo. Após atingir-se determinada temperatura a ebulação inicia com bolhas isoladas. O desprendimento das bolhas movimenta o líquido nas adjacências, melhorando o coeficiente de transferência de calor. Acima do fluxo máximo de calor permitido (ponto P), passa-se para o regime de ebulação com película estável, onde uma camada de vapor envolve a superfície permanentemente, dificultando a troca térmica. Se o superaquecimento for controlado ao invés do fluxo de calor, há uma queda na fluxo (entre pontos P e D) marcando a transição para o regime de películas estáveis. Aumentando o fluxo térmico ou o superaquecimento no regime de películas estáveis atinge-se a temperatura de fusão do material, rompendo o fio no caso do experimento de Nukiyama [45] apud Incropera [42].

Existem tratamentos de superfície destinados a favorecer a transferência de calor com mudança de fase, diminuindo o superaquecimento requerido e/ou aumentando os coeficientes de transferência de calor. Tratamentos de jato de areia, oxidação, microaletas, sinterização e microusinagem são utilizados. As pesquisas sobre superfícies especiais para ebulação privilegiam, entretanto, fluidos usados em sistemas frigoríficos, alguns hidrocarbonetos, oxigênio líquido, amônia e água. Há poucos estudos sobre evaporação de etanol, provavelmente porque há poucos processos onde precise-se de etanol na forma de vapor. Os estudos de Thome [44] ilustram a influência o fluxo de calor latente causada por parâmetros como material da superfície, tratamento de superfície, superaquecimento na parede e fluido utilizado. Também são discutidos o desenvolvimento dos vários tratamentos de superfície existentes e o superaquecimento mínimo para iniciar a ebulação.

Basicamente, as superfícies de ebulação podem ser alteradas de maneira macroscópica (aletadas) ou microscópica (abrasão, sinterização, oxidação). Nas superfícies microscopicamente estendidas há favorecimento na formação de bolhas devido à transmissão de calor a pequenas quantidades de líquido por superfícies relativamente maiores. Depois de iniciada a bolha tem mais facilidade para desenvolver-se até desprender-se da superfície. Para ebulação de etanol em superfícies externas, uma das relações existentes está na figura 2.6. Thome também determinou valores mínimos de superaquecimento para passar da condução de calor meramente convectiva para iniciar ebulação de etanol. Em superfícies lisas metálicas o superaquecimento necessário pode variar entre 6K e 23K. Superfícies “High Flux” (nome comercial para determinado tratamento de superfície de ebulação) garantem ebulação com 6K de superaquecimento.

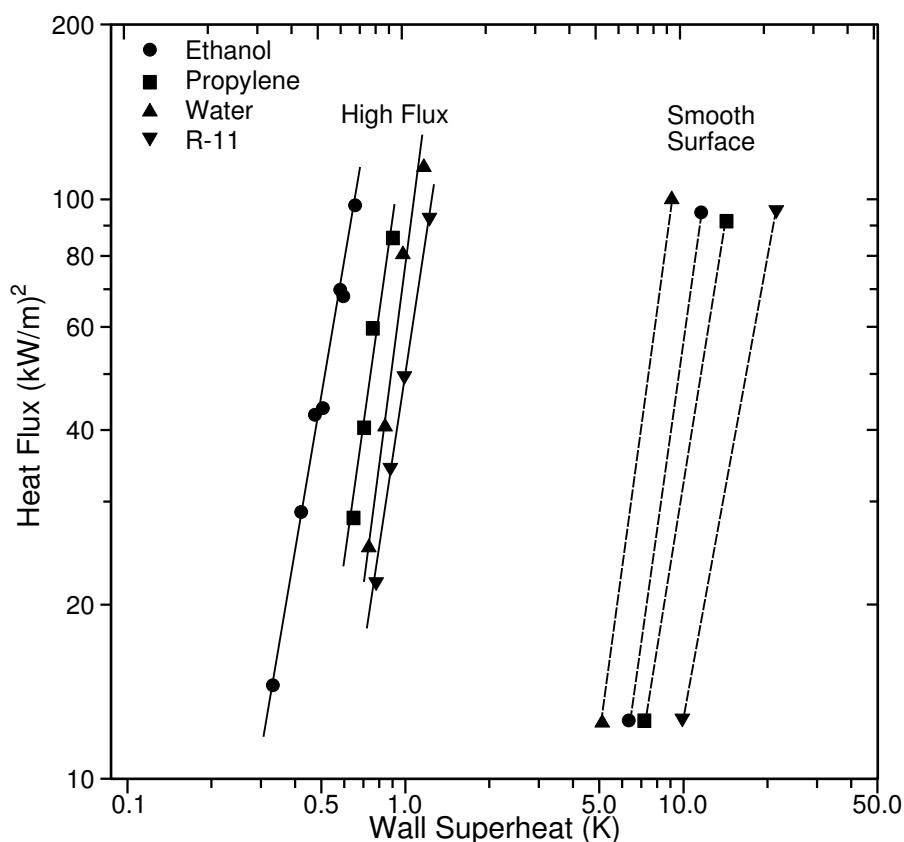


Figura 2.6: Calor transmitido na ebulação de diversos fluidos em função do superaquecimento.
Fonte: Thome [44].

Capítulo 3

Materiais e métodos

3.1 Motor

Motor: Volkswagen AP, ciclo Otto, quatro cilindros em linha, refrigerado a água com circulação forçada, ano de fabricação 2001.

Diâmetro/curso: 67,1mm/70,6mm

Cilindrada: 999cm³

Taxa de compressão original: 14,1:1[46]

Alimentação original: Etanol hidratado. Injeção indireta *multipoint* com gerenciamento eletrônico Bosch. As alterações no sistema de injeção estão descrita na seção 3.3.

Durante os ensaios o motor não estava equipado com filtro de ar nem conversor catalítico.

Diferenças de pressão atmosférica, umidade do ar e outras devidas às adaptações realizadas podem levar a diferentes índices de consumo, torque e emissões. Portanto não é apropriado comparar os resultados dos presentes ensaios com aqueles apresentados no manual do proprietário fornecido pelo fabricante do motor[46].

3.2 Produção de vapor

Há três alternativas para fornecer calor necessário à vaporização prévia de combustível num MCI: água do sistema de arrefecimento, gás de escape e óleo lubrificante. No trabalho de D'Ávila [23] foi usado o gás expelido pelo motor, aproveitando as altas temperaturas alcançadas para facilitar a transferência de calor. Esbarrou-se, porém, nos problemas da variação na temperatura e vazão desse gás que causaram instabilidades no fornecimento de vapor ao motor. Dependendo da configuração do trocador de calor, outro inconveniente possível é a vaporização repentina de grandes quantidades de combustível caso entre em contato com uma superfície que está a temperatura próxima à da exaustão dos gases queimados.

No presente estudo optou-se por usar a água do sistema de arrefecimento por operar em tem-

peraturas mais baixas e sofrer menores variações. A menor temperatura de trabalho de água (oscilando próxima de um valor predeterminado) oferece uma diferença de temperatura mais estreita em relação ao combustível em ebulação, que é em parte compensada pelo seu maior calor específico em relação ao do ar. A vazão mássica de água é difícil de ser medida, e não há dados do fabricante da bomba d'água (Dana Corporation) a respeito.

Para projetar o trocador de calor, entretanto, admitiu-se que aproximadamente 1/3 da energia contida no combustível é desperdiçada no sistema de arrefecimento. Também foi assumida uma queda de temperatura (ΔT) através do radiador de 10°C. O poder calorífico inferior (PCI) do etanol vale aproximadamente 27700J/g. A vazão de água (\dot{q}) no sistema de arrefecimento é dada por:

$$\dot{q} = \dot{Q}_{água} c_p \Delta T_{radiador} \cong \frac{\dot{Q}_{comb} \times PCI}{3} = 45690W \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{água} \cong \frac{\dot{q}}{c_p \Delta T_{radiador}} = 970g/s \quad (3.2)$$

Onde \dot{q} é a taxa de calor que a água do arrefecimento deve fornecer e c_p é o calor específico da água ou do combustível em aquecimento. A área de troca de calor deve ser suficiente para fornecer a energia necessária à elevação da temperatura do combustível (calor sensível) e à ebulação (calor latente). Nos ensaios realizados por D'Ávila no mesmo motor [23] o máximo consumo de combustível foi de 5,2g/s. Partindo o etanol de uma temperatura ambiente de 10°C até a ebulação a 82°C (correspondente à pressão de 120kPa), a potência necessária é

$$\dot{Q} [c_p(T_{eb} - T_{entrada}) + h_{lv}] \cong 5700W \quad (3.3)$$

Onde h_{lv} representa o calor latente de vaporização do combustível. Dentro de determinados limites que não comprometam o funcionamento do motor nem o estado da água do arrefecimento, sua temperatura pode ser controlada regulando-se o termostato, também conhecido como “cebolaço”. Admite-se para efeito de cálculo água na saída do motor a 96°C e combustível a até 82 extdegree C, gerando uma diferença de temperatura de 14°C. A temperatura da água deve variar pouco durante sua passagem pelo trocador em relação ao resfriamento obtido no radiador, já que o calor necessário à evaporação do etanol na situação de máxima potência e máximo consumo é de aproximadamente 1/8 do calor retirado via radiador. Tal variação na temperatura da água não prejudica a ebulação do combustível, como será visto posteriormente.

Vários modelos de construção foram avaliados para o gerador de vapor. Os critérios principais foram: Possibilidade de colocá-lo no compartimento do motor de um veículo da mesma faixa de cilindrada; segurança; capacidade de atender rapidamente a alterações na demanda de combustível; facilidade de fabricação/manutenção e; evitar golpes de ariete no sistema de injeção. Mediú-se o espaço existente no compartimento do motor para alojar o gerador de vapor num

automóvel que usa o mesmo motor utilizado, pensando em futuros testes de dirigibilidade, em condições mais próximas à realidade dos veículos de passeio.

O trocador de calor foi construído no modelo casco-tubo, com a água no lado interno e etanol na carcaça. Evaporar o combustível dentro dos tubos envolvidos pela água seria mais seguro e diminuiria agitações no combustível causadas por forças longitudinais e centrífugas que o veículo sofre durante seu movimento. Porém optou-se pela sua circulação pelo lado de fora dos tubos pela maior facilidade em aplicar-se o jato de areia e a lixação em superfícies externas, uma vez que esses tratamentos superficiais são importantes para a evaporação do combustível. O equipamento opera na posição vertical.

De acordo com as relações existentes para ebullição de etanol apresentadas do capítulo 2, a temperatura mínima de superaquecimento que permite ebullição de etanol em superfícies metálicas lisas pode variar de 6°C a 23°C. Em superfícies com tratamento “High Flux” a ebullição já acontece com superaquecimento de 6°C [44]. No mesmo trabalho observa-se que a aplicação de jato de areia em superfície de cromo, técnica relativamente simples e barata, pode aumentar o coeficiente de transferência de calor em aproximadamente 25%, e dobrá-lo com oxidação seguida de jato de areia. Nota-se que na figura 2.6 há poucos pontos de medição para a o fluxo de calor em função do superaquecimento, o que obriga a realizar um dimensionamento mais conservador.

A superfície de ebullição do gerador de vapor usado neste trabalho foi lixada com lixa de granulometria “160”, oxidada durante a soldagem do feixe de tubos com oxiacetileno, seguida de limpeza da camada de óxido em jato de areia. Tal tratamento seria mais difícil de realizar no lado interno dos tubos, daí a escolha pela ebullição do combustível pelo lado externo.

O espaço disponível para a instalação do gerador de vapor impõe uma distância entre a saída de vapor e sua admissão no Venturi. Para evitar risco de condensação foi confeccionado um tubo encamisado, ou seja, um tubo que conduz vapor protegido por outro tubo de maior diâmetro com água quente do sistema de arrefecimento. Esse tubo é ainda protegido por uma camada de espuma de poliuretano de aproximadamente 15mm de espessura. Parte da água que circula pelo motor é destinada a essa tarefa e a de manter também o Venturi aquecido.

3.2.1 Cálculo da área de troca térmica

Para determinar um valor adequado de área de ebullição é necessário determinar os coeficientes de troca de calor em ambos os lados, no caso lado interno e externo dos tubos, além do coeficiente de condução nos tubos. Não havendo mudança de fase é necessário também conhecer as vazões e os calores específicos dos fluidos em ambos os lados, para determinar a mudança de temperatura à medida em que eles avançam trocador adentro. No caso do gerador de vapor de etanol há mudança de fase (ebullição) em um dos lados e no outro há ligeira variação de tem-

peratura que não será considerada. A temperatura da água do radiador sofre outras variações durante o funcionamento do motor e nesse caso o importante é ter uma estimativa conservadora da mínima diferença de temperatura alcançada e determinar se a superfície em contato com o combustível em ebulação (no caso a exterior) atinge o valor mínimo necessário em relação à temperatura de saturação (superaquecimento) que permita a sua evaporação.

O feixe foi confeccionado em cobre, com 48 tubos de diâmetro externo de 4,8mm (3/16"), diâmetro interno de 3,2mm(1/8") e comprimento de 235mm. A área de troca térmica no lado externo, portanto, é de:

$$0,00254 \times \frac{3}{16} \times 48 \times 2\pi \times 0,235 = 0,3375m^2 \quad (3.4)$$

Onde o fator 0,00254 converte polegada para metro. No lado interno, por onde passa a água do arrefecimento:

$$0,00254 \times \frac{1}{8} \times 48 \times 2\pi \times 0,235 = 0,2250m^2 \quad (3.5)$$

A área da seção transversal por onde passa a água que fornece calor para a evaporação vale, para o feixe de 48 tubos com diâmetro interno de 1/8":

$$A = 48\pi r^2 = 48\pi (1,6 \cdot 10^{-3}m)^2 = 3,86 \cdot 10^{-4}m^2 \quad (3.6)$$

Para o lado interno, sujeito a condução de calor com fluido a temperatura constante, o coeficiente de convecção, através dos números de Reynolds(Re) e Nusselt(Nu), é calculado pela relação:

$$v = \frac{Q}{A\rho} = \frac{0,97}{3,86 \cdot 10^{-4} \times 0,9615} = 2,65m/s \quad (3.7)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{961,5 \times 2,65 \times 3,175 \cdot 10^{-3}}{2,89 \cdot 10^{-4}} = 27992 \quad (3.8)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} = 0,023 \times 27992^{0,8} \times 1,80^{0,3} = 99,07 \quad (3.9)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{99,07 \times 0,679}{3,1785 \cdot 10^{-3}} = 21185W/m^2K \quad (3.10)$$

Onde v é a velocidade do fluido, A representa a área de troca térmica. ρ , a densidade; k , a condutividade térmica; D , o diâmetro e as propriedades da água a 370K(96,85°C) são utilizadas.

A resistência térmica dos tubos de cobre (Ω_{Cu} vale:

$$\Omega_{Cu} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{Cu} L} = \frac{\ln(0,0047625/0,0031785)}{6,2832 \times 397 \times 0,235} = 6,917 \cdot 10^{-4}m^2K/W \quad (3.11)$$

Faltando determinar o coeficiente de troca térmica no lado externo dos tubos, onde há ebulação.

Para um trocador de calor, o coeficiente global de transmissão de calor (U) vale:

$$U = \frac{1}{\frac{D_i}{D_e} \frac{1}{h_{int}} + \Omega_{Cu} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (3.12)$$

No trocador em questão, no regime de máxima potência do motor exige-se uma transmissão de calor a taxa de 5700W. Sendo sua área de troca igual a $0,3376\text{m}^2$, o fluxo máximo de calor é:

$$q'' = \frac{5700\text{W}}{0,3376\text{m}^2} = 16886 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (3.13)$$

Com uma diferença de temperatura entre os fluidos estimada em 14K, o coeficiente mínimo de troca térmica deve ser de:

$$U_{min} = \frac{q''}{\Delta T} = 1206 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (3.14)$$

Para que esse valor seja atingido h_{ext} deve ter um valor mínimo, calculado com as seguintes condições:

$$\begin{aligned} 1206 &= \frac{1}{\frac{D_i}{D_e} \frac{1}{21185} + 1,441 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{h_{ext}}} \\ 1206(4,5879 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{h_{ext}}) &= 1 \\ 5,5221 \cdot 10^{-2} + \frac{1206}{h_{ext}} &= 1 \\ \frac{1206}{h_{ext}} &= 0,944779 \\ h_{ext,min} &= \frac{1206}{0,944779} = 1276,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Pela proximidade entre os valores do coeficiente mínimo de conveção no lado externo e o coeficiente global mínimo exigido percebe-se que as resistências térmicas da parede dos tubos e do lado interno têm pouca importância. Havendo o coeficiente mínimo necessário na superfície externa, a diferença de temperatura entre o fluido e a parede (superaquecimento) vale:

$$\frac{q''}{h_{ext}} = \frac{16886\text{W/m}^2}{1276,5\text{W/m}^2\text{K}} = 13,07\text{K} \quad (3.16)$$

Valor suficiente para promover a ebulação, de acordo com a figura 2.6. Usando-se método de tentativa e erro, o coeficiente de convecção e o superaquecimento convergirão de forma a adequar-se às relações determinadas pelo tratamento de superfície e ao fluido em ebulação.

A vibração no veículo causada pelo motor favorece a ebulação por ajudar no desprendimento das bolhas liberando a superfície aquecida para transmitir calor para novas porções de líquido, com maior coeficiente de convecção. Lee *et al.* [47] estudaram a influência de vibrações na troca de calor com mudança de fase, chegando a sugerir métodos para calcular números de Reynolds e Nusselt vibracionais em função da freqüência e amplitude das vibrações. Esses parâmetros não foram calculados por exigir medidas de vibrações na carroceria do veículo ou na bancada, mas fica registrado que há uma influência positiva na evaporação do combustível.

3.2.2 Perdas de carga

A curva de operação da bomba d'água não é conhecida, tampouco o comportamento hidráulico das cavidades do motor por onde ela passa. Foi estimada apenas a perda de carga nas mangueiras e principalmente no gerador de vapor, para avaliar o impacto de sua instalação no sistema. Os cálculos referem-se à estimativa de vazão máxima (cerca de 1kg/s), podendo admitir-se perda de carga porporcional ao quadrado da vazão.

Com número de Reynolds estimado anteriormente em 27992, acabamento superficial de tubos de cobre extrudido (rugosidade adimensional $\epsilon = \frac{\epsilon}{D} \cong 2,4 \cdot 10^{-4}$), que leva a um fator de atrito (f) de 0,023; a perda de carga (ΔH) neles vale, de acordo com o comprimento L de cada tubo:

$$\Delta H_{feixe} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} = 0,023 \frac{2,35 \cdot 10^{-1}}{3,2 \cdot 10^{-3}} \frac{2,59^2}{2} = 5,665 \text{ mca} \quad (3.17)$$

Nas expansões de entrada e saída do evaporador, onde os diâmetros são, respectivamente 31,75-mm(1,25"), 28mm e 108mm na entrada e têm a ordem inversa na saída. Os coeficientes de perda localizada (K) são, de 0,06 na redução 31,75mm–28mm e na expansão 28mm–31,75mm. A redução de diâmetro de 108mm para 28mm tem coeficiente de aproximadamente 0,46 e a expansão recíproca, 0,86. Tais dados foram coletados em [48].

$$\Delta H_{1,25''-28} = K_{1,25''-28} \frac{v^2}{2} = 0,2 \text{ mca} \quad (3.18)$$

$$\Delta H_{28-1,25''} = K_{28-1,25''} \frac{v^2}{2} = 0,2 \text{ mca} \quad (3.19)$$

$$\Delta H_{108-28} = K_{108-28} \frac{v^2}{2} = 2,88 \text{ mca} \quad (3.20)$$

$$\Delta H_{28-108} = K_{28-108} \frac{v^2}{2} = 1,54 \text{ mca} \quad (3.21)$$

Uma conexão com 28mm de diâmetro interno liga duas seções da mangueira entre a saída do gerador e o radiador:

$$\Delta H_{conexão} = 2K \frac{v^2}{2} = 2 \times 0,06 \times \frac{1,62^2}{2} = 0,15 \text{ mca} \quad (3.22)$$

E finalmente a perda de carga causada pela entrada de água nos tubos de 3,2mm de diâmetro a partir da câmara com 128mm de diâmetro, considerada um reservatório infinito. Para saída de água a perda de carga é semelhante.

$$K = 0,5 \longrightarrow \Delta H_{ent/sai} = 0,5 \frac{2,59^2}{2} = 1,67 \text{ mca} \quad (3.23)$$

A perda de carga total, desconsiderando as perdas distribuídas ao longo das conexões, é dada por:

$$\Delta H = \sum_i \Delta H_i \frac{v^2}{2} = (0,06 + 0,86 + 0,46 + 0,06 + 2,0,5 + 2,0,06) \frac{1,62^2}{2} \quad (3.24)$$

$$\Delta H = 3,22mca \quad (3.25)$$

Somando-se às perdas distribuídas do feixe de tubos totalizam 8,88mca. Para uma vazão de 1kg/s essa perda de carga exige uma potência adicional de bombeamento estimada em

$$P_{bom} = \Delta H \rho g Q = 8,88m \times 10^3 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 87W \quad (3.26)$$

que é proporcional ao cubo da vazão.

3.3 Injeção de combustível

O sistema original de injeção de combustível foi substituído pela injeção eletrônica programável em tempo real marca Fueltech, modelo RacePRO-1Fi. Com ela pode-se alterar parâmetros como tempo de abertura dos bicos injetores e ângulo de ignição com o motor em funcionamento. Dessa forma é possível alterar o momento de disparo da centelha sem a necessidade de rodar a carcaça do distribuidor e ler os dados fornecidos pela pistola estroboscópica ao mesmo tempo. O controle do tempo de ignição também foi usado para operar o motor em condições próximas às definidas no seu módulo original para permitir comparações entre o etanol líquido e o vaporizado.

Também foram usadas partes do kit de conversão para gás natural Netgás/KGM GMS-7 versão 5.0. O cilindro para armazenar gás e o redutor de pressão não são necessários no presente estudo.

A admissão de combustível vaporizado foi feita com um sistema semelhante à carburação a gás usada nos trabalhos anteriores de D' Ávila [22, 23] e Celere [19]. A principal diferença fica por conta de avanços tecnológicos no equipamento utilizado.

A frota de veículos movidos a GNV no Brasil tem aumentado muito nos últimos anos, devido à competitividade dessa fonte energética que permite uma redução de custo de até 50% por distância percorrida em relação à gasolina. A disseminação de kits para conversão para GNV sem cuidados com o consumo e principalmente as emissões de poluentes forçou o Conama (Conselho Nacional de Meio Ambiente) a estipular limites a partir de 2002 [49]. As emissões de metano, etanal (acetaldeído) e metanal (formaldeído) são as principais nos veículos que operam com esse combustível.

Os kits mais抗igos contam com uma válvula entre o redutor de pressão e o dispositivo de sucção (também conhecido como Venturi), regulada no final da instalação apenas com a experiência do profissional da oficina mecânica, método conhecido popularmente como regulagem “de ouvido”. O ajuste dessa válvula é feito com o motor em ponto morto a aproximadamente 3000rpm, caso o veículo não conte com um tacômetro (conta-giros) tal valor também

deveria ser presumido de acordo com a experiência do instalador.

O kit parcialmente adquirido, fornecido pelas empresas KGM e Netgás, conta com uma válvula gaveta com motor de passo que possibilita ajustes finos na sua abertura (coeficiente de descarga) com o veículo em operação. Seu curso de 8mm está dividido em 250 passos. Uma segunda Unidade Eletrônica Central (ECU ou centralina) adquire dados da ECU original, da sonda Lambda e de outros sensores que compõem o sistema de injeção eletrônica do veículo. Tal equipamento confere mais economia e emissão menos nociva de poluentes na atmosfera.

Um *joystick* para controlar a abertura da válvula gaveta de forma diferente da programada também foi fornecido. Isso permite que se façam ajustes na relação ar-combustível durante o funcionamento do motor ignorando, por exemplo, o sinal da sonda Lambda e de outros sensores que forcem uma condição próxima à estequiométrica à mistura (ajustes *on-the-fly*). Os ajustes pretendidos são no sentido de aumentar a relação ar-combustível (empobrecer a mistura), buscando melhorias no rendimento termodinâmico e diminuindo o estrangulamento na passagem de ar causada pela borboleta de aceleração. Esse controlador contém dois botões que ordenam à válvula gaveta que essa dê um passo no sentido de restringir ou liberar a passagem de combustível, além de LEDs vermelho e verde que indicam respectivamente o estado de enriquecimento/empobrecimento da mistura.

O kit adquirido conta também com uma chave comutadora entre os sistemas de combustível líquido e gasoso. Nos veículos de passeio adaptados atualmente para o GNV existe a necessidade de dar a partida no motor e funcioná-lo por alguns segundos com combustível líquido antes de passar a usar o combustível gasoso. Apesar da maior facilidade de queimar misturas gasosas, especialmente em baixas temperaturas (partida a frio), motores que não são projetados originalmente para GNV exigem essa condição.

No caso do MAPV há ainda a necessidade de operar o motor com combustível líquido até que a água do sistema de arrefecimento atinja condições de produzir vapor à taxa e pressão necessários. Notou-se que em aproximadamente 10 minutos de funcionamento o sistema já é capaz de fornecer vapor de forma adequada, desde que seja retirada a válvula termostática que permite a circulação de água pelo radiador apenas quando ela atinge determinada temperatura.

3.3.1 Outros acessórios

O trocador de calor conta com uma torneira de bóia para controlar a entrada de combustível e mantê-lo num nível adequado para manter os tubos imersos sem transbordar nem permitir que etanol líquido entre no sistema de injeção. Uma bóia de poliamida (*nylon*), descrita em detalhes no Apêndice D, com 117,3 g de massa e volume útil estimado em 239,3 cm³ fica alojada na câmara auxiliar (tubo de 2") do gerador de vapor, abaixo da tampa por onde entra o com-

bustível. Com todo o volume útil submerso no etanol, cuja densidade à temperatura de 360K (87°C) vale $728,3 \text{ kg/m}^3$ [50], haveria um empuxo líquido (descontado do peso da bóia) de 57,0 gramas-força, mais que suficiente para manter fechada a válvula agulha instalada na tampa de entrada de combustível. Tal válvula tem um orifício de diâmetro de 2,2mm na sua entrada de combustível, o que exige uma força de $(1, 1^2 \times \pi \times \Delta P) \text{ mm}^2$ para mantê-la fechada, onde ΔP significa a diferença de pressão. O dosador Racing Parts modelo HPi foi regulado para fornecer à mangueira de alimentação do trocador de calor uma pressão aproximadamente $0,35 \text{ kgf/cm}^2$ maior que aquela existente dentro dele. Isso é feito através de uma mangueira ligada na parte inferior do tubo transparente que mostra o nível do combustível dentro do trocador. Ajustando-se o dosador para uma diferença de pressão maior o nível do combustível estabiliza-se mais acima, assim um volume maior de líquido produz um empuxo consequentemente maior sobre a bóia que será capaz de fechar a válvula agulha sujeita a maior pressão. Dessa forma pode-se ajustar o nível pretendido dentro do trocador. Observou-se que durante a ebulação do combustível as bolhas levantavam-se até cerca de 30mm acima no nível do líquido, o que levou a um ajuste desse nível entre 30mm e 40mm abaixo do topo da câmara de evaporação. Neste caso um empuxo líquido de 13,3 gramas-força foi suficiente para fechar a válvula agulha no nível adequado.

Como foi feita uma estimativa conservadora para o cálculo da área de troca térmica e para a diferença de temperatura o trocador foi capaz de fornecer quantidades satisfatórias de vapor em todos os regimes.

Na saída de vapor há uma válvula esfera 3/8" de acionamento manual. Desta forma a mudança da alimentação líquida para a gasosa poderia ser feita de forma gradual ou e uma só vez. A válvula solenóide do kit original não permitia vazões de etanol vaporizado acima de 2,2g/s nas condições dadas. Considerando os dados da tabela 2.4, a pressão de trabalho do evaporador de $0,8 \text{ kgf/cm}^2$ acima da pressão barométrica local em torno de 690mmHg; a densidade do vapor de etanol vale aproximadamente $2,80 \text{ kg/m}^3$ (calculada com ajuda do polinômio interpolador do Apêndice B.1), enquanto o metano com peso molecular de 16g/mol e poder calorífico de 56375J/g teria uma relação poder calorífico-volume de

$$56375 \text{ kJ/kg} \times 0,714 \text{ kg/m}^3 = 40251 \text{ kJ/m}^3 \quad (3.27)$$

Enquanto o vapor de etanol saturado a 172kPa tem uma quantidade de poder calorífico por volume equivalente a

$$27710 \text{ kJ/kg} \times 2,797 \text{ kg/m}^3 = 77505 \text{ kJ/m}^3 \quad (3.28)$$

O que indica que a mesma quantidade de volume de etanol gasoso tem uma quantidade consideravelmente maior de energia disponível que o mesmo volume de GNV a temperatura de 0°C ,

que é a referência para o Normal metro cúbico (Nm^3). Para uma temperatua de 25°C (297K) um metro cúbico de GNV à pressão de 1 atmosfera teria:

$$40251 \frac{273}{297} = 36998 \text{ kJ/m}^3 \quad (3.29)$$

De qualquer forma a quantidade de energia é maior com o mesmo volume de etanol vaporizado. Isso indica que a insuficiênciam no fornecimento de vapor de etanol deve-se provavelmente à corrosão que esse combustível deve ter causado nos componentes de alumínio. A viscosidade dos gases praticamente não é influenciada pela pressão se essa não estiver próxima de valores críticos [51], e aumenta com a temperatura. Para 100°C vale $1,040 \cdot 10^{-4}$ poise para o vapor de etanol e $1,331 \cdot 10^{-4}$ para o metano[52].

Na mudança gradual a válvula esfera era aberta e à medida em que a taxa de produção de vapor aumentava diminuia-se a injeção de combustível líquido através de ajuste no módulo Fueltech (descrito em detalhes adiante). Esse equipamento permite ajustes de mapas de injeção e ignição e também uma modalidade de ajuste rápido onde pode-se aumentar ou diminuir a quantidade de combustível injetado em todo o mapa, bem como adiantar ou atrasar todo o mapa de ignição instantaneamente. Dessa forma os bicos injetores lentamente saíam de cena até que a alimentação estivesse toda por conta do vapor.

Com essa condição alcançada era feita a comutação para gás de forma a permitir o controle da quantidade de vapor admitido por conta do módulo KGM/Netgás. Um simulador de bico, parte integrante do kit GNV, manda sinais para a centralina para que ela continue se comportando como se os bicos injetores estivessem funcionando. Assim, o motor esté pronto para os testes com etanol vaporizado e a centralina Fueltech é usada para controlar o ângulo de ignição e obter medidas mais precisas de MAP.

Foi necessário manter a válvula sonelóide ligada à parte elétrica do sistema, pois a comutação não era realizada se o módulo KGM/Netgás não detectasse sua presença ou outro dispositivo estivesse presente. Válvulas maiores somente podem ser acionadas com uso de relês de estado sólido (que consomem quantidades desprezíveis de corrente elétrica) com a parte equivalente à bobina em paralelo com a válvula original.

Após passar pela válvula esfera e pela válvula gaveta, o vapor de etanol segue por um tubo encamisado (envolvido) por outro pelo qual passa parte da água do sistema de arrefecimento. Dessa forma o combustível é transportado até o bocal de admissão sem o risco de condensação. O bocal, confeccionado em latão, também tem furos por onde passa água quente para a mesma finalidade. Entre o tubo e a entrada de combustível no bocal há aproximadamente 20mm de mangueira transparente para garantir que não há escoamento de líquido através do sistema. A parte não transparente foi isolada com espuma expansível de poliuretano, enquanto as válvulas que precisaram de muitas desmontagens foram isoladas termicamente com lã de vidro. As

mangueiras que levam água saída do bloco do motor em direção ao evaporador também foram isoladas.

O mesmo sinal de 12 Volts é bifurcado entre o solenóide e o simulador de bico. Portanto pode-se presumir que esse último é ligado apenas quando o motor passa a operar com combustível gasoso. Devido à distância existente entre geração e admissão de vapor (aproximadamente 700mm) foi instalado um retardador de sinal (figura 3.3.1) para que houvesse um intervalo entre o início do funcionamento do sistema de alimentação gasosa e o corte na injeção de combustível líquido. O retardador é regulável para aguardar entre 0,5s e 5,5s, mantendo a tensão de 12 V na alimentação do simulador de bico.

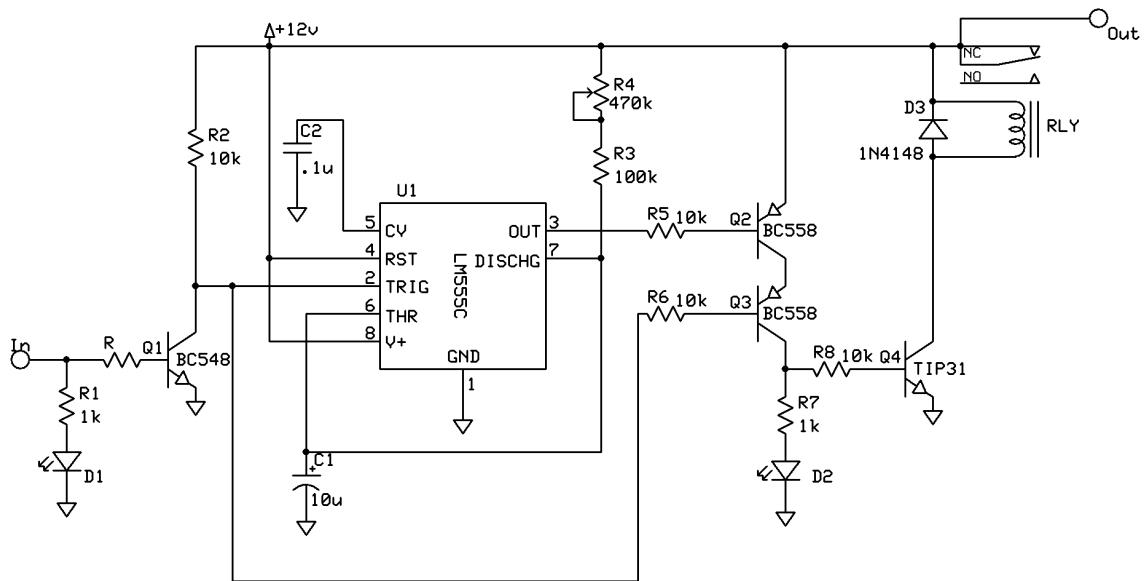


Figura 3.1: Diagrama elétrico do retardador de sinal utilizado.

3.3.2 Adaptações na válvula gaveta

Inicialmente tentou-se operar o MAPV com a válvula gaveta original, que foi danificada pelo combustível a alta temperatura e pelos golpes de ariete causados por condensações e imperfeições no funcionamento do gerador de vapor. Suas bobinas tiveram o verniz removido e entraram em curto-circuito. Foi confeccionada uma adaptação para a nova válvula, do mesmo modelo, de forma a protegê-la do calor excessivo e do combustível. A ponta esférica da válvula original foi substituída por um pino que desloca-se dentro de uma bucha com furo calibrado, de forma a controlar uma janela com área menor que a original. Isso foi necessário pelo fato de não se usar redutor de pressão, que exigiria uma válvula gaveta com baixo coeficiente de descarga e que permitisse passagem de gás de acordo com uma relação quase linear com a área da janela. O

método usado foi o de reduzir-se a pressão do trocador de calor para um valor próximo daquele existente na admissão através de uma passagem mais restritiva. Tais adaptações estão descritas no Apêndice D.

3.3.3 Dispositivo de sucção ou Venturi

O Venturi fornecido também não mostrou-se adequado para o uso no MAPV, exigindo o projeto de um novo. Os principais motivos foram:

- Distribuição não uniforme de combustível devido à entrada do mesmo acontecer de forma perpendicular à passagem de ar. Como o eixo da borboleta não é paralelo ao da árvore de manivelas uma concentração desigual de combustível em determinado local é indesejável, pois pode levar a alguns cilindros mistura mais rica do que em outros. O novo Venturi admite o vapor de etanol de forma tangencial, em uma câmara toroidal (formato semelhante ao de um biscoito de polvilho), para daí ser sugado pelo ar.
- Necessidade de manter o dispositivo aquecido para evitar condensação de vapor em seu interior, purgas periódicas e golpes de ariete. Para isso o Venturi foi construído em latão, bom condutor de calor, e dotado de canais pelos quais passam água do sistema de arrefecimento que mantém a peça aquecida a temperatura maior que a de condensação do etanol.
- Fixação adequada ao corpo de borboleta. O Venturi original foi concebido para ficar preso ao corpo de borboleta com ajuda da fixação desse ao filtro de ar.
- Vedaçāo. Pelo mesmo motivo do item anterior há O'rings ou outros dispositivos para evitar o vazamento de combustível na maneira em que ele foi fixado.
- Minimizar as perdas de carga, produzindo uma peça com melhor acabamento superficial, aumentando o diâmetro mínimo de passagem de ar, eliminando ângulos e arestas indesejáveis.

O lado interno do Venturi foi isolado com borracha de silicone não-acético, havendo canais previstos para alojá-la. Isso é necessário para evitar transmissão de calor ao ar admitido, que pode diminuir sua densidade causando prejuízos ao rendimento volumétrico. O que já é um problema com injeção indireta de combustível gasoso.

A pressão em diferentes seções do Venturi foi calculada no regime de máxima potência (máxima vazão de ar) com base nas equações que definem o estado do ar em um escoamento compressível

através de bocal convergente-divergente [53]. Houve a preocupação de determinar-se a pressão absoluta na menor seção do Venturi, onde acontece a sucção de combustível.

O consumo de ar com o mesmo motor foi medido anteriormente por D'Ávila [23]. A plena carga, a 5000rpm, o motor usado consome 29,56g/s com etanol vaporizado a temperatua ambiente de 32,5°C e pressão de 696mmHg (92793Pa). Pressão e velocidade do ar foram calculados na mangueira de 2" que liga o *plenum* ao corpo de borboleta e na menor seção do Venturi, com diâmetro de 35mm.

$$\rho_0 = \frac{p}{RT} = 1,092 \text{ Kg/m}^3 \quad (3.30)$$

$$\frac{Q}{A} = p_0 \sqrt{\frac{\gamma}{RT_0}} M \left[1 + 0,5(\gamma - 1)M^2 \right]^{0,5 - \frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.31)$$

$$\frac{Q}{A} = 14,585 \text{ kg/m}^2 \text{s} \longrightarrow M_1 = 0,03869(13,2 \text{ m/s}) \quad (3.32)$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{M_2}{M_1} \left[\frac{1 + 0,5(\gamma - 1)M_2^2}{1 + 0,5(\gamma - 1)M_1^2} \right]^{0,5 - \frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.33)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{1 + 0,5(\gamma - 1)M_2^2}{1 + 0,5(\gamma - 1)M_1^2} \right]^{0,5 - \frac{1}{\gamma-1}} \quad (3.34)$$

$$M_2 = 0,1463(49,81 \text{ m/s}) \quad M_3 = 0,0818(27,85 \text{ m/s}) \quad (3.35)$$

$$\frac{p_1}{p_0} = 0,9989 \quad \frac{p_2}{p_0} = 0,9852 \quad \frac{p_3}{p_0} = 0,9953 \quad (3.36)$$

As seções 0, 1, 2 e 3 referem-se, respectivamente, ao *plenum* onde o ar encontra-se nas propriedades de estagnação; a mangueira de 2" já descrita; à seção de 29mm de diâmetro do Venturi adquirido no kit de conversão para GNV e; à seção de 35mm de diâmetro do Venturi construído separadamente. M representa o número de Mach, T a temperatura, R a constante universal dos gases e *p* a pressão absoluta.

Os valores calculados para velocidade do ar são muito pequenos em relação à velocidade do som para as condições dadas, o que torna o escoamento praticamente imcompressível. Os valores de queda de pressão também são baixos em relação à pressão atmosférica, levando a menores variações na diferença de pressão em relação à pressão de vapor produzido, facilitando o controle da vazão de combustível através da válvula de passo. O diâmetro de 35mm para a sucção só foi necessário para comportar a câmara toroidal onde o vapor circula antes de ser admitido e para forçar um aumento na velocidade do ar visando ajudar na homogenização da mistura inflamável.

3.3.4 Resposta do sistema a variações na demanda de combustível

Um preocupação importante no projeto do sistema de alimentação para um MAPV é com o fornecimento de vapor ao motor de acordo com sua necessidade instantânea (fornecimento *on demand*). Também é necessário atender prontamente a alterações no consumo de combustível, fornecendo a quantidade correspondente ao regime de operação pretendido pelo condutor. Como o combustível não é transportado já na forma gasosa, caso do GNV, do GLP e de alguns MCI's movidos a hidrogênio; é importante produzir vapor a uma taxa o mais próximo possível da necessária. Aproximando-se produção e consumo de vapor evita-se grandes acúmulos ou diminuições da quantidade de vapor no sistema. A quantidade ideal de combustível armazenado é um compromisso entre a segurança (menor quantidade de combustível saturado) e a capacidade de atender a variações na demanda.

A entrada de combustível líquido é controlada por uma bóia, por um princípio semelhante ao das bóias usadas em cubas de carburadores. À medida em que o combustível entra no trocador, seu nível aumenta o empuxo da bóia, até atingir valor suficiente para tapar o furo de 2mm de diâmetro porporcionando força para resistir à pressão do sistema de alimentação. Com a saída de combustível do equipamento, na forma gasosa, o nível do combustível abaixa novamente, permitindo sua entrada para reposição.

Na superfície de troca de calor a taxa de ebulação não é exatamente proporcional à diferença de temperatura entre fluido e parede. Há ainda uma temperatura mínima para iniciar a ebulação. De qualquer forma, à medida que a temperatura do fluido sob ebulação aproxima-se da temperatura do fluido que fornece calor (no caso a água do sistema de arrefecimento) há uma diminuição da produção de vapor, até chegar a zero quando a diferença de temperatura cai abaixo de determinado valor. Dessa forma, quando a demanda por combustível for menor, o vapor produzido fica acumulado no trocador, aumentando sua pressão. À medida que a pressão aumenta, aumenta também a temperatura de saturação para o etanol, o que permite que o combustível atinja temperaturas maiores antes de começar a evaporar-se. A aproximação com a temperatura da água diminui a taxa de evaporação, adequando-a à demanda.

No caso contrário, quando a demanda por combustível aumenta repentinamente, por exemplo quando o morotista exige mais potência para uma ultrapassagem, a saída de gás do trocador faz a pressão cair, com imediato decréscimo da temperatura, semelhante à queda de temperatura observada em sistemas frigoríficos quando o fluido refrigerante sofre queda brusca de pressão. Nesse caso a diferença de temperatura entre os fluidos aumenta. Enquanto a produção de vapor não atinge a taxa desejada, parte do combustível líquido saturado evapora-se sem receber necessariamente mais calor da superfície de troca térmica. Isso acontece simplesmente pelo fato de o título aumentar com a expansão não resistida do fluido. É a geração de *vapor flash*, comum

em sistemas frigoríficos e instalações de vapor d'água. Enquanto a produção de vapor não se adequa, o *vapor flash* atende a exigência do motor.

Dessa forma o sistema ajusta-se automaticamente às variações no consumo de combustível, comuns aos MCIs não-estacionários.

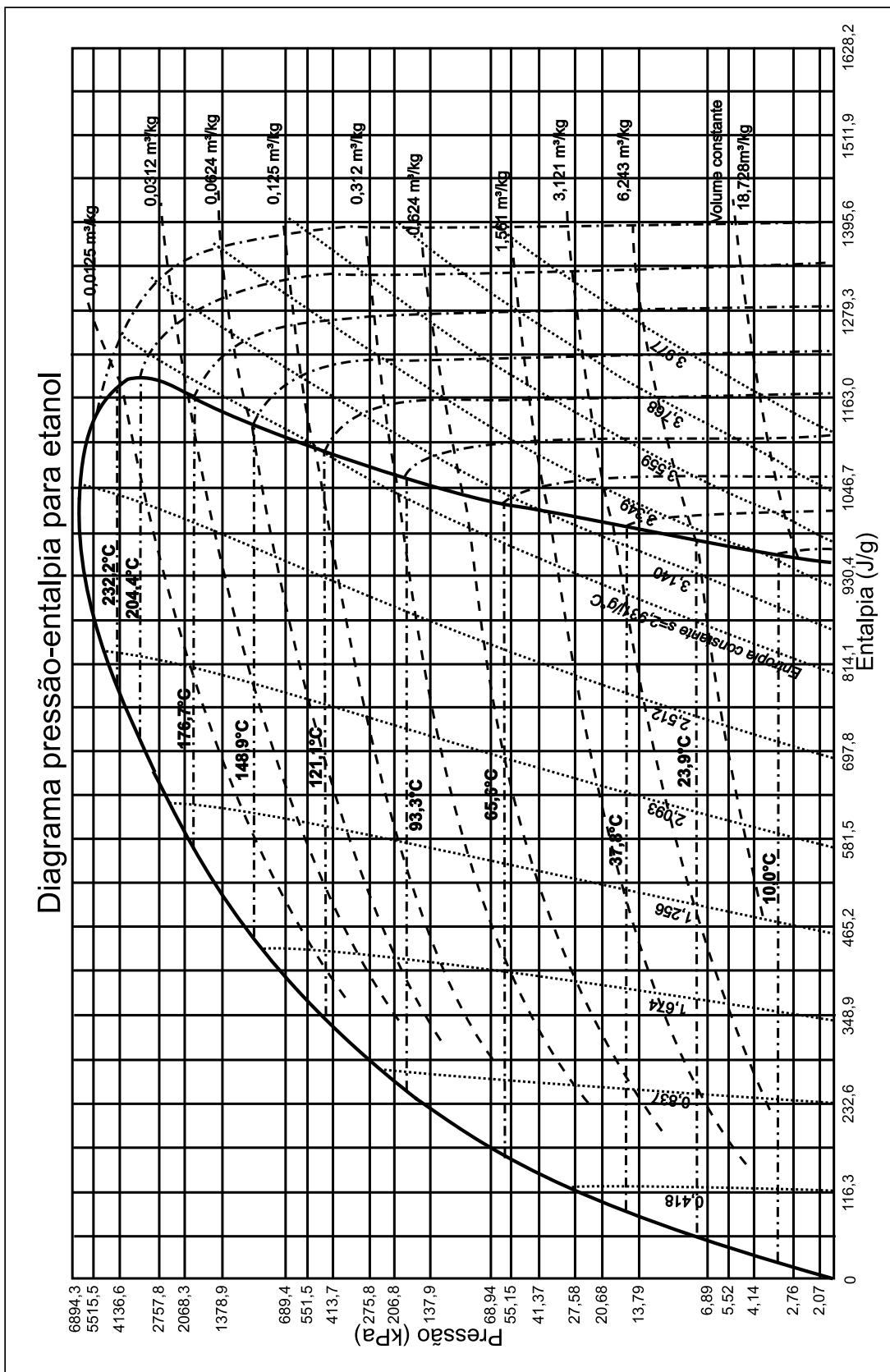


Figura 3.2: Relação entre pressão, entalpia, entropia, volume específico e temperatura de saturação para etanol.

Adaptado e convertido para unidades SI a partir de [54].

A figura 3.2 mostra um diagrama pressão-entalpia para etanol. Nele estão relações entre propriedades físicas e termodinâmicas para essa substância.

3.3.5 Controle da pressão de vapor

Como a temperatura da água de arrefecimento não é constante durante a operação de um MCI não estacionário, a diferença entre ela e a do etanol em saturação pode variar também. Conforme descrito anteriormente variações no consumo também alteram a pressão no gerador de vapor. Numa primeira tentativa foi instalada uma válvula reguladora de pressão usada para controlar a vazão de GLP em fogões domésticos, com vazão nominal de 1kg/h. Dessa forma a pressão no trocador poderia variar mas na saída dessa válvula a pressão seria sempre de alguns kPa acima da pressão atmosférica, de forma que uma válvula gaveta semelhante à original pudesse ser usada. Nessa etapa o motor de passo já estava protegido de altas temperaturas e da contaminação por etanol. A outra diferença em relação à válvula original foi a substituição da ponta esférica de alumínio por outra cônica, de PTFE (Politetrafluoretileno) acompanhada de um furo cônico com dimensões compatíveis na caracaça da válvula gaveta. A válvula reguladora de pressão também contava com um encamisamento com água do arrefecimento para evitar condensação. Essa solução não se mostrou adequada porque essa válvula não é capaz de fornecer gás na vazão necessária. Válvulas com maior vazão nominal, porém, podem ser usadas seguindo o mesmo princípio. A experiência mostrou que a vazão nominal de vapor de etanol é de aproximadamente metade daquela indicada para gases como GLP ou gás natural. A maior viscosidade do vapor de etanol provavelmente é a principal responsável por essa diferença.

Com a válvula gaveta usando a bucha de latão, furo e pino calibrados, descartou-se o regulador de pressão e passou a admitir-se diretamente a pressão do trocador nessa válvula, de modo que a menor área de passagem de gás causasse a perda de pressão necessária, conforme explicado anteriormente. O inconveniente que surgiu foi a variação da temperatura da água do arrefecimento de acordo com os ciclos de operação da ventoinha do radiador. A válvula termostática (“cebola”) original fecha o contato permitindo a passagem de corrente elétrica quando a água atinge 95°C e abre seu contato elétrico quando a água atinge 87°C. Esse “cebola” foi trocado por outro que fecha contato a 100°C e abre a 95°C. Notou-se uma variação na pressão do trocador entre 1,0kgf/cm² e 0,7kgf/cm² nesse caso. Tal variação de pressão é prejudicial ao funcionamento estável do motor. Em regime constante de rotação e TPS a mistura passava de rica ou estequiométrica para pobre, impedindo que medidas adequadas fossem feitas.

Ao ligar-se a ventoinha durante todo o tempo a temperatura da água de arrefecimento caiu para abaixo de 80°C, e quando a diferença entre essa e o álcool em saturação caiu para abaixo de 6°C a produção de vapor cessou imediatamente e o motor ficou sem fornecimento de combustível

gasoso, confirmando a teoria apresentada por Thome [44].

Uma solução que se mostrou adequada foi instalar um dispositivo que controlasse a velocidade da ventoinha, de forma que ficasse em um valor que resultasse em uma temperatura constante da água.

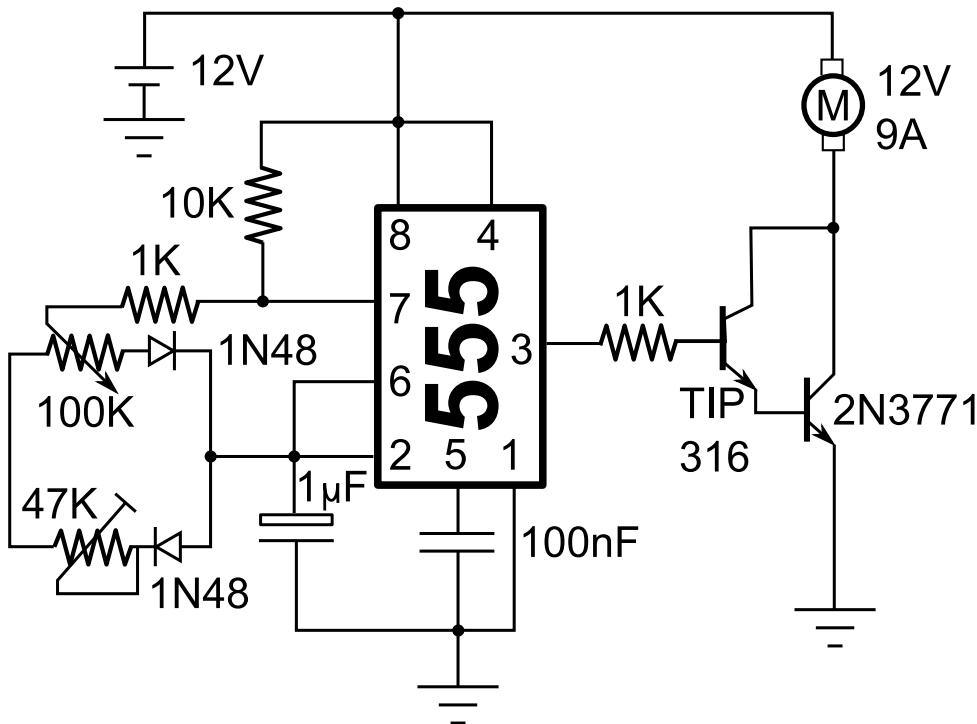


Figura 3.3: Diagrama elétrico do regulador de velocidade da ventoinha.

3.4 Outros aparelhos experimentais

Dinamômetro de corrente de Foucault marca Schenck, modelo W70.

Célula de carga Alfa Instrumentos modelo IC331/0

Scanner de injeção eletrônica Tecnomotor Rasther TM 131.

Sistema de aquisição de temperatura Strawberry Tree ACPC analógico com 8 canais e termopares cromel-alumel. As temperaturas medidas foram: Bocal de admissão, coletor de admissão, coletor de escape, vapor de etanol na saída do trocador, óleo lubrificante, água do arrefecimento na entrada e na saída do gerador de vapor.

Radiador marca Bongotti, modelo desconhecido, sabe-se que equipa o motor do Ford Corcel 2.

Balança Hobart Dayton modelo CB15 com capacidade para 15kg e resolução de 10g, cronômetro Alfa Instrumentos TCC11 e sensores ópticos para medições de consumo de combustível.

Medidor de vazão de ar Bosch modelo 0 280 218 053.

Manômetro Classe B ABNT de 0 a 3 kgf/cm² para monitorar o gerador de vapor.

Manômetro marca Emfase de 600mmHg(vácuo) até 0,5kgf/cm² para medidas de MAP.

Analisador de gases Tecnomotor TM131.

3.5 Configuração da bancada

Os equipamentos comunicam-se e estão dispostos de acordo com a figura 3.5. Os dispositivos eletrônicos construídos estão detalhadamente apresentados nas figuras anteriores. A balança conta com sensores ópticos ligados a um cronômetro (38) para determinar o tempo que o motor demora para consumir determinada quantidade de combustível, enquanto a abertura da válvula 21 reabastece o tanque secundário (18) apoiado sobre a balança (16) para uma nova medida de consumo. O ignorador de sinal (37) envia o sinal da primeira passagem do ponteiro da balança pelo sensor óptico ao cronômetro, ignora o sinal da segunda interrupção durante seu retorno, transmite o terceiro sinal ao cronômetro para que encerre a contagem e na quarta passagem (segundo retorno) zera o cronômetro para iniciar uma nova medida. Após a primeira passagem do ponteiro um peso de 100g era adicionado ao prato da balança, de forma que na terceira passagem a balança suportava exatamente o mesmo peso, tendo os 100g de etanol substituídos por 100 gramas do peso externo. Dessa forma era medido o tempo necessário para que o motor consumisse 100 gramas de combustível, tanto na operação com combustível líquido quanto com combustível vaporizado. Para cada modo há um retorno de combustível distinto, sendo que o retorno do circuito de vaporização estava ligado ao tanque através do retorno do dosador. Em qualquer caso, a quantidade medida era a diferença entre o que foi sugado pela bomba de combustível e o que foi devolvido via retorno.

A ECU secundária adquirida do kit GNV corta o fornecimento de combustível líquido quando solicitado o uso de combustível gasoso, interrompendo o sinal dos bicos injetores, porém mantendo a bomba de combustível em funcionamento e a pressão na flauta. Em compensação a válvula (25) é aberta permitindo a passagem de combustível gasoso. O manômetro (29) indica se há condições para isso, presões próximas a 0,7kgf/cm² indicam que já se pode começar a operar o motor com combustível vaporizado. A comutação líquido-gás é feita manualmente no kit GNV e com a abertura da válvula esfera (31). O manômetro (30) informa a pressão com a qual o trocador de calor é alimentado, sendo que dentro dele há uma bóia ligada a uma válvula agulha usada em carburadores. O dosador HP adquirido da empresa Racing Parts (20) permite determinar a diferença de pressão entre a alimentação e a pressão no trocador de calor, que é informada a esse dispositivo através da mangueira (28). Foi ajustada uma diferença de pressão

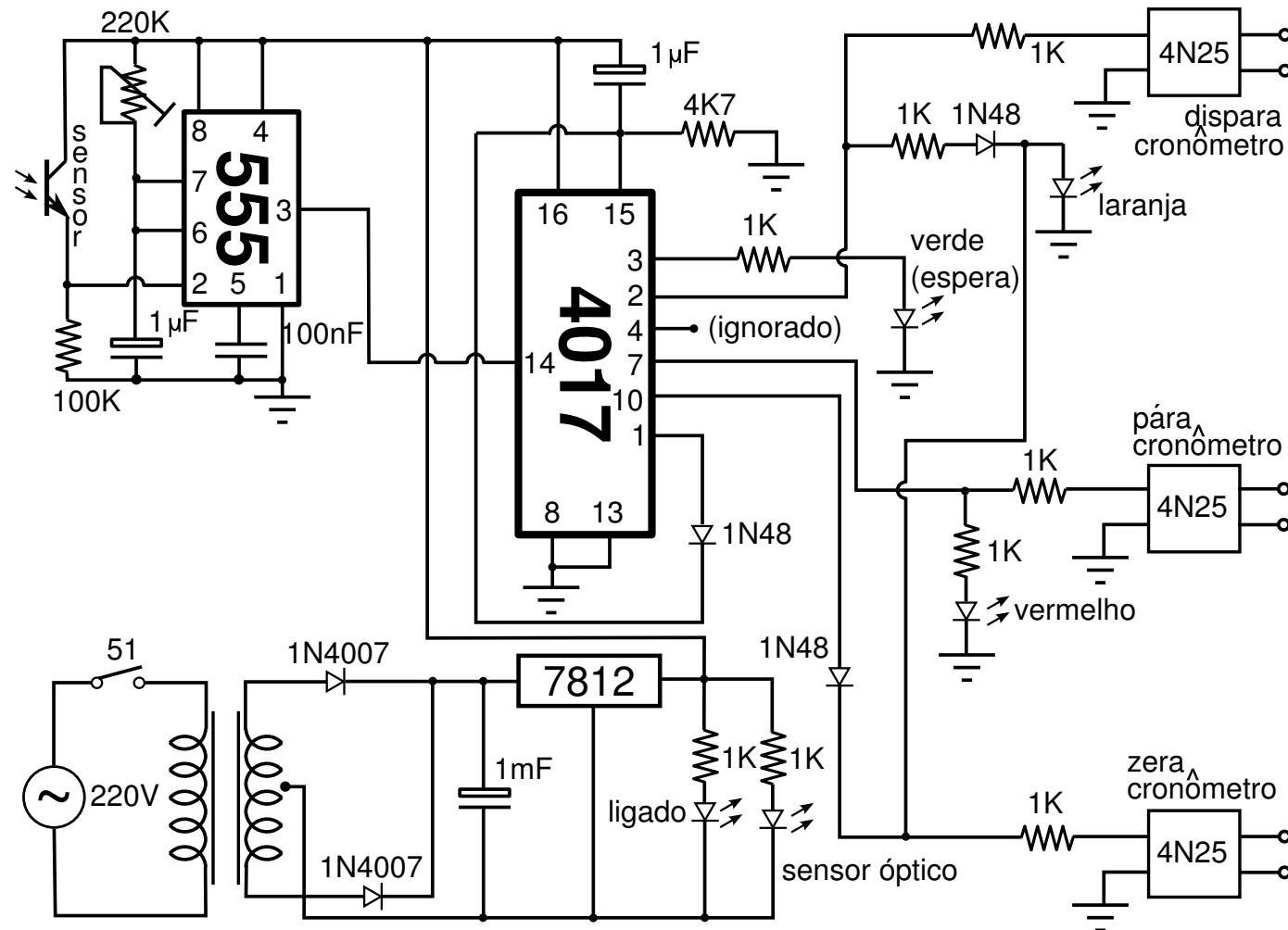


Figura 3.4: Diagrama elétrico do ignorador de sinal.

de 0,22kgf/cm² para que o nível do combustível ficasse adequado dentro do gerador. O abastecimento do gerador é feito aproveitando-se o funcionamento da bomba de combustível original, com o regulador de pressão original fechado, já que trabalha-se numa pressão menor que a que provocaria sua abertura.

Os gases de escape passam por resfriamento antes de seguir para o analisador a fim de retirar vapor d'água que pode danificar tal equipamento. A água do arrefecimento passa pelo gerador de vapor (22) antes de seguir para o radiador (23), tendo parte desviada pela linha (27) para manter aquecidos o Venturi e o tubo encamisado (26), evitando condensação de vapor desde seu local de produção até o coletor de admissão.

Descrição: 1-Tomada de ar com medidor de vazão; 2-Plenum; 3-Mangueira; 4-Venturi oco; 5-Corpo de borboleta; 6-Coletor de admissão; 7-Flauta; 8-Motor; 9-Coletor de escape; 10-Condensador; 11-Analisador de gases; 12-Volante e eixo cardan; 13-Dinamômetro de célula de carga; 14-Acelerador; 15-Leitura do dinamômetro; 16-Balança; 17-Tanque de combustível; 18-Tanque auxiliar; 19-Bomba de combustível; 20-Dosador; 21-Válvula do tanque auxiliar; 22-Gerador de vapor; 23-Radiador; 24-Válvula com motor de passo (controle fino da vazão de vapor); 25-Válvula solenóide do sistema de vapor; 26-Tubo encamisado; 27-Linha de água aquecedora do Venturi e do tubo encamisado; 28-Informação de pressão para o dosador; 29-Pressão no gerador de vapor; 30-Pressão de alimentação do gerador; 31-Válvula esfera (alimentação); 32-Manômetro MAP; 33-ECU Netgás com simulador de bico; 33-ECU Fueltech; 35-Joystick Netgás; 36-Distribuidor e velas; 37-Ignorador de sinal; 38-Cronômetro; 39-Retardador de sinal; 40-Controlador de velocidade da ventoinha; 41-Redutor de pressão do sistema de injeção original.

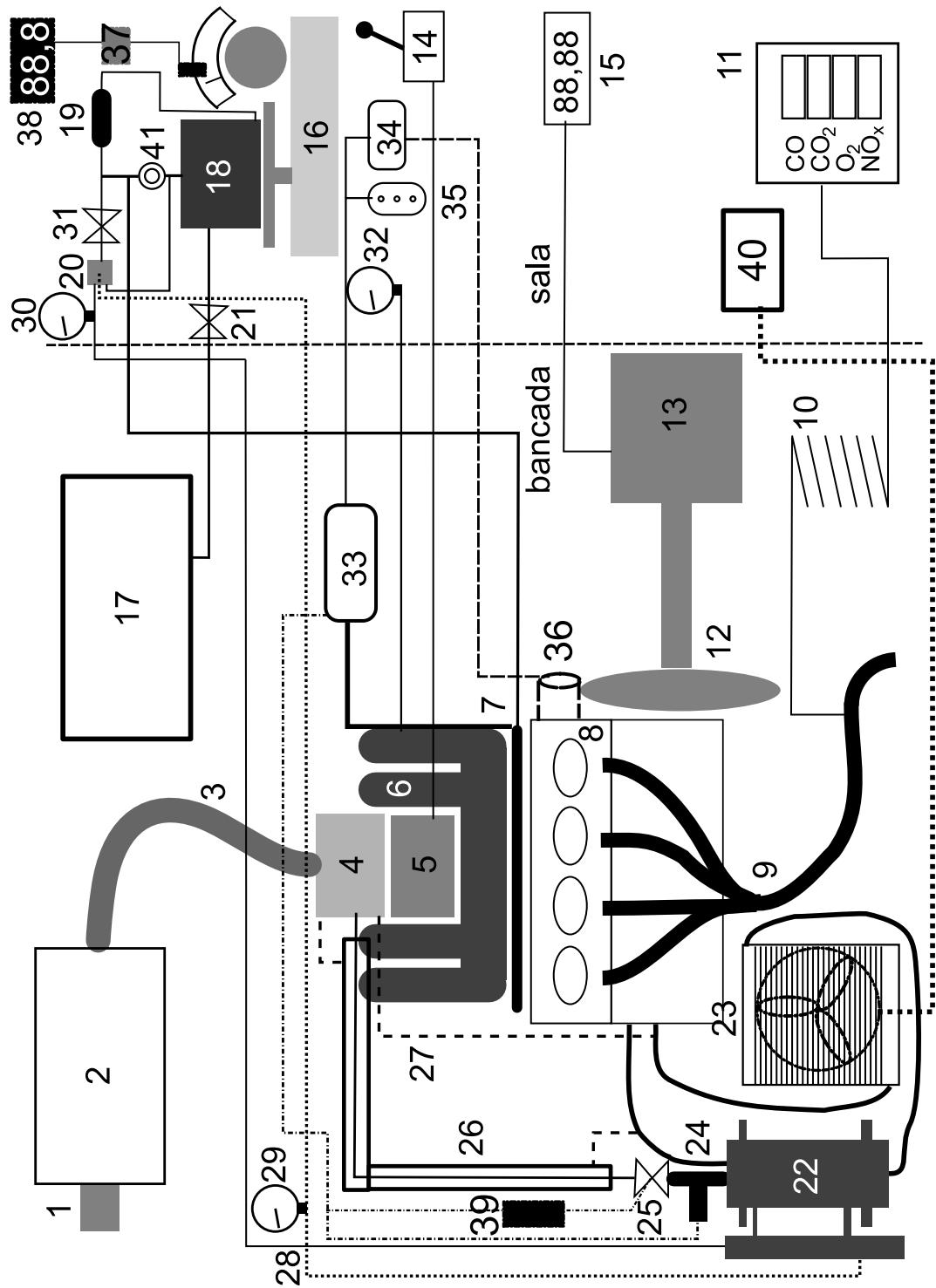


Figura 3.5: Disposição dos equipamentos.

Capítulo 4

Resultados experimentais

4.1 Sistema original de injeção

Para efeito de comparação de resultados o motor foi ensaiado com seu sistema original de injeção eletrônica antes de se utilizar o álcool vaporizado. As tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 a seguir fornecem os resultados sobre o funcionamento do motor nessa condição. A intenção é comparar consumo e emissões específicas para a mesma combinação torque-rotação. Dez regimes foram estudados, sendo nove formados pela combinação de três aberturas da válvula borboleta (25%, 50% e 100%) com três regimes de rotação (2000, 3000 e 4000 rpm); além da marcha-lenta.

Notou-se que com o acelerador totalmente aliviado o *scanner* Tecnomotor acusava abertura da borboleta de aceleração em 4° , enquanto a ECU Fueltech foi devidamente calibrada para marcar 0,00% nessa condição. Da mesma forma a abertura máxima era percebida como 82° e 100,00% pelos mesmos aparelhos, respectivamente. Para trabalhar com todas as medidas em porcentual da abertura máxima, as medidas realizadas em graus com a ECU original foram convertidas pela expressão

$$\left(\frac{g - 4}{78} \right) \times 100 = \text{porcentual} \quad (4.1)$$

Onde g é a medida da abertura da borboleta de aceleração em graus.

Todas as tabelas foram elaboradas com base nos dados colhidos para o motor (Apêndice C) e calculadas em uma planilha eletrônica ODF (Open Document Format) pelo *software* Open Office versão 2.0.4. As fórmulas utilizadas estão descritas na seção B.2.

4.2 Álcool vaporizado

Para cada regime estudado, partiu-se na alimentação com etanol vaporizado de condição semelhante àquela determinada no sistema original de alimentação. O primeiro regime ensaiado em cada caso foi aquele com mesma abertura de borboleta de aceleração e mistura estequiométrica,

Tabela 4.1: Produtos de combustão em base seca, com sistema de injeção original.

ω (rpm)	Vazão total PCBS (mol/h)	CO (g/h)	THC (g/h)	NO_x (g/h)	CO_2 (g/h)	O_2 (g/h)	N_2 (g/h)
Marcha lenta							
840	254	30	2	0	1589	76	6351
Borboleta a 25% (23 graus)							
2000	579	52	3	34	6467	128	25154
3000	1156	110	13	67	7378	255	29158
4000	1195	151	25	43	7469	310	29821
Borboleta a 50% (45 graus)							
2000	1458	102	55	85	9107	387	36116
3000	2315	194	43	136	14566	570	57598
4000	3183	339	130	187	19745	866	78942
Abertura total da borboleta (82 graus)							
2000	1460	1275	51	44	8287	149	37248
3000	2353	2214	64	54	13252	196	60069
4000	3381	2329	60	128	19784	335	85624

Tabela 4.2: Produção específica de alguns gases e consumo específico de combustível, com alimentação original de combustível.

ω (rpm)	Produção específica (g/kWh)					Cons. específico Etanol
	CO	THC	NO_x	CO_2	O_2	
Borboleta a 25% (23 graus)						
2000	6,6	0,38	4,25	820	16,2	515,5
3000	14,3	1,68	8,73	956	33,1	585,0
4000	33,4	5,49	9,57	1657	68,7	1004,9
Borboleta a 50% (45 graus)						
2000	8,5	4,58	7,09	758	32,2	450,5
3000	10,2	2,25	7,11	763	29,9	455,9
4000	13,8	5,30	7,64	806	35,3	486,1
Abertura total da borboleta (82 graus)						
2000	103,8	4,13	3,56	675	12,2	518,6
3000	109,4	3,17	2,65	655	9,7	511,4
4000	82,7	2,13	4,54	702	11,9	509,9

Tabela 4.3: Demais parâmetros calculados, referentes ao funcionamento do motor com ECU original.

ω (rpm)	Torque (Nm)	Potência observada (kW)	η (%)	Consumo etanol (g/s)	Λ	λ	MAP (mmHg)
Marcha lenta							
840	–	–	–	0,26	8,70	1,04	306,0
Borboleta a 25% (23 graus)							
2000	37,7	7,89	28,0	1,13	8,07	0,97	513,5
3000	24,6	7,72	24,7	1,25	8,42	1,01	383,5
4000	10,8	4,51	14,4	12,6	8,58	1,03	253,5
Borboleta a 50% (45 graus)							
2000	57,4	12,02	32,1	1,50	8,70	1,04	593,5
3000	60,8	19,10	31,7	2,42	8,62	1,04	573,5
4000	58,5	24,49	29,7	3,31	8,65	1,04	643,5
Abertura total da borboleta (82 graus)							
2000	58,6	12,28	27,9	1,77	7,62	0,92	686,0
3000	64,4	20,23	28,2	2,87	7,57	0,91	678,0
4000	67,3	28,17	28,3	3,99	7,77	0,93	676,0

com a preocupação de encontrar um ângulo de ignição que proporcionasse máximo torque. Em alguns casos excepcionais pôde-se influir nas emissões com mudanças nesse parâmetro.

Nas tabelas C.4 e C.5 cada regime é caracterizado pelos parâmetros: rotação, abertura porcentual da borboleta de aceleração, razão normalizada ar-combustível calculada pelo analisador de gases e ângulo de ignição medido pela pistola estroboscópica.

Várias aberturas foram testadas, de forma a permitir uma maior taxa de admissão de ar, com o objetivo de operar o motor de forma mais eficiente e controlar determinadas emissões.

Não foi usual alterar a abertura da válvula gaveta (que dosa o combustível gasoso). Em alguns poucos casos foi necessário alterar a sua abertura entre regimes que seriam comparados com o mesmo regime de injeção original.

Foi observado que para a mesma abertura de válvula gaveta, regimes com maiores taxas de consumo de ar também levavam a maiores consumos de vapor de etanol, o que é condizente com a característica do Venturi de causar uma sucção maior do combustível com maior vazão de ar. Entretanto, a mistura ar-combustível ficou mais pobre à medida em que mais ar era admitido, conforme esperado. O aumento no consumo de combustível foi relativamente baixo.

Tabela 4.4: Grandezas mecânicas e hidráulicas para os regimes operados com sistema de injeção de vapor de etanol.

ω (rpm)	$ \rho $ (%)	λ	Ignição °APMS	τ (Nm)	P (kW)	η (%)	Pressão		Consumo etanol (g/s)	Razão A/C calculada		Vazão H ₂ O estimada (g/s)	Balanço de carbono (g/s)		
							MAP (mmHg)	Caldeira (kPa)		Λ	λ		Entr.	Saída	dif. (%)
2000	24,25	1,00	21,4	36,77	7,70	28,2	493,6	151,6	1,10	8,16	0,98	296,9	0,53	0,48	8,89
2000	26,25	1,01	19,8	37,66	7,89	30,4	503,6	166,3	1,04	8,59	1,03	362,5	0,51	0,49	3,77
2000	41,25	1,19	17,4	49,86	10,44	34,3	626,7	166,2	1,22	10,08	1,21	270,5	0,59	0,57	3,52
2000	57,75	1,30	18,9	46,99	9,84	30,6	634,7	161,3	1,29	9,99	1,20	314,6	0,63	0,56	10,32
2000	35,50	1,36	19,5	40,17	8,41	29,9	624,1	156,3	1,13	10,65	1,28	306,1	0,55	0,51	7,74
2000	40,50	1,48	21,7	38,02	7,96	29,3	655,1	151,4	1,09	12,00	1,44	221,3	0,53	0,51	4,08
2000	53,00	1,01	13,9	58,29	12,21	30,7	673,6	151,3	1,60	7,91	0,95	324,5	0,78	0,67	13,32
2000	100,00	1,01	13,4	57,93	12,13	30,9	683,6	151,3	1,57	8,10	0,97	348,9	0,76	0,68	10,40
3000	24,50	1,01	26,9	22,24	6,99	23,5	355,4	161,1	1,19	8,16	0,98	484,2	0,58	0,52	9,31
3000	30,75	1,23	29,1	24,57	7,72	25,9	412,4	161,1	1,20	9,89	1,19	485,4	0,58	0,53	8,56
3000	31,75	1,31	24,7	25,11	7,89	26,0	438,4	164,1	1,22	10,50	1,26	371,6	0,59	0,54	8,93
3000	32,25	1,39	24,1	26,18	8,23	26,7	463,4	166,0	1,24	10,96	1,32	376,7	0,60	0,55	7,74
3000	53,00	1,01	15,6	60,80	19,10	32,8	661,8	151,8	2,34	8,77	1,05	517,4	1,13	1,11	2,13
3000	100,00	1,02	14,9	60,98	19,16	33,1	676,8	151,8	2,33	8,94	1,07	436,4	1,13	1,10	2,19
3000	100,00	1,22	14,5	49,68	15,61	30,3	676,8	141,9	2,07	10,36	1,24	504,8	1,01	0,97	3,36
3000	100,00	1,41	17,1	39,63	12,45	27,8	676,8	134,1	1,80	11,61	1,39	548,3	0,87	0,84	3,44
4000	24,50	1,00	22,3	11,84	4,96	16,8	256,0	151,7	1,19	8,77	1,05	722,1	0,58	0,56	2,13
4000	29,25	1,14	22,2	13,09	5,48	18,6	296,0	154,6	1,18	10,24	1,23	412,1	0,57	0,59	-3,01
4000	33,75	2,00	31,4	8,97	3,76	11,8	396,8	159,6	1,27	14,28	1,71	517,6	0,62	0,50	19,61
4000	32,25	1,22	19,2	12,55	5,26	14,5	346,8	156,7	1,46	9,91	1,19	506,8	0,71	0,63	10,23
2000	54,00	1,06	17,3	53,62	11,23	30,6	675,4	151,6	1,47	8,58	1,03	326,2	0,71	0,65	9,37
4000	52,00	1,37	25,8	47,17	19,76	30,7	646,0	156,6	2,59	11,24	1,35	630,2	1,25	1,18	5,82
4000	99,25	1,51	21,3	39,81	16,68	27,0	666,0	151,7	2,48	12,47	1,50	672,6	1,21	1,18	2,36
4000	53,00	1,22	19,1	52,01	21,79	30,4	646,0	166,4	2,88	10,02	1,20	702,0	1,40	1,29	7,75
4000	47,50	1,07	15,7	50,75	21,26	29,6	626,0	171,3	2,88	9,58	1,15	638,9	1,40	1,36	2,48
4000	42,50	1,01	15,0	49,32	20,66	28,5	591,0	181,1	2,91	8,41	1,01	417,2	1,41	1,33	5,63

Continua

Conclusão

ω (rpm)	$ \bullet $ (%)	λ	Ignição °APMS	τ (Nm)	P (kW)	η (%)	Pressão		Consumo etanol (g/s)	Razão A/C calculada		Vazão H ₂ O estimada (g/s)	Balanço de carbono (g/s)		
							MAP (mmHg)	Caldeira (kPa)		Λ	λ		Entr.	Saída	dif. (%)
2000	60,75	1,11	8,5	45,91	9,62	28,6	675,8	146,7	1,35	9,76	1,17	366,2	0,66	0,67	-2,44
2000	100,00	1,11	11,0	46,81	9,80	28,9	685,8	146,7	1,36	9,80	1,18	368,9	0,66	0,67	-0,69
3000	55,75	1,31	23,0	49,68	15,61	31,3	665,8	141,8	2,00	10,81	1,30	488,0	0,97	0,93	4,31
3000	100,00	1,24	20,0	52,19	16,40	32,9	675,8	146,7	2,00	10,78	1,29	488,4	0,97	0,98	-1,22
4000	67,00	1,47	30,1	43,40	18,18	30,7	665,8	151,6	2,38	12,86	1,54	526,3	1,15	1,17	-1,40
2000	100,00	0,86	19,6	55,60	11,64	24,6	685,8	136,9	1,90	6,74	0,81	154,2	0,92	0,79	14,14
3000	100,00	0,95	15,8	62,05	19,49	31,7	675,4	158,4	2,47	8,39	1,01	501,5	1,20	1,19	1,03
3000*	100,00	1,00	17,8	65,46	20,56	32,3	685,4	166,3	2,56	8,41	1,01	2079,9	1,24	1,18	5,09
2000*	100,00	0,99	25,8	55,60	11,64	30,9	685,0	92,7	1,51	8,89	1,07	-	0,73	0,72	1,49

* Regimes operados com injeção de combustível líquido (ECU Fueltech), para efeito de comparação.

$| \bullet |$ Abertura da válvula borboleta.

Tabela 4.5: Emissões em base seca e em relação à energia mecânica oferecida, na operação com combustível vaporizado.

ω (rpm)	$ \bullet $ (%)	λ	Ignição °APMS	Produtos de combustão em base seca						Produção específica (g/kWh)					Consumo	
				Vazão (mol/h)	CO (g/h)	THC (g/h)	CO ₂ (g/h)	O ₂ (g/h)	NO _x (g/h)	N ₂ (g/h)	CO	THC	CO ₂	O ₂	NO _x	Etanol
2000	24,25	1,00	21,4	975	158,3	5,6	6134,2	190,3	56,4	24712,4	20,56	0,73	796,64	24,71	7,32	512,64
2000	26,25	1,01	19,8	991	249,7	3,2	6016,6	256,8	58,6	24684,8	31,66	0,40	762,77	32,56	7,42	475,22
2000	41,25	1,19	17,4	1364	19,1	4,0	7503,9	1646,0	80,9	33989,9	1,83	0,38	718,63	157,63	7,75	420,95
2000	57,75	1,30	18,9	1455	24,5	4,5	7364,3	2207,5	86,6	35619,0	2,48	0,45	748,32	224,32	8,80	472,26
2000	35,50	1,36	19,5	1346	22,6	4,3	6632,7	2433,4	13,9	33244,4	2,69	0,51	788,32	289,22	1,66	483,69
2000	40,50	1,48	21,7	1508	29,6	4,9	6635,3	3339,4	6,0	36116,0	3,71	0,61	833,26	419,36	0,75	492,69
2000	53,00	1,01	13,9	1352	140,1	7,7	8626,9	337,5	79,6	34873,5	11,48	0,63	706,69	27,65	6,52	471,09
2000	100,00	1,01	13,4	1379	173,8	9,4	8738,8	308,9	81,4	35204,9	14,32	0,77	720,29	25,46	6,71	467,29
3000	24,50	1,01	26,9	1050	158,7	8,2	6651,2	235,1	62,0	26866,1	22,72	1,17	952,03	33,66	8,87	614,17
3000	30,75	1,23	29,1	1299	36,4	9,9	6914,1	1828,5	76,7	32637,0	4,71	1,29	895,75	236,89	9,94	557,35
3000	31,75	1,31	24,7	1455	32,6	8,7	7040,3	2560,1	32,7	35370,5	4,13	1,10	892,55	324,56	4,15	556,72
3000	32,25	1,39	24,1	1565	30,7	10,1	7230,3	3004,8	4,7	37413,8	3,73	1,22	878,97	365,28	0,57	541,10
3000	53,00	1,01	15,6	2247	169,9	12,7	14337,6	481,8	135,1	56576,3	8,90	0,66	750,66	25,23	7,07	440,17
3000	100,00	1,02	14,9	2263	133,1	12,7	14339,0	782,1	136,9	57432,2	6,95	0,66	748,53	40,83	7,15	437,45
3000	100,00	1,22	14,5	2386	60,1	8,8	12701,9	3397,4	6,1	59227,0	3,85	0,56	813,88	217,69	0,39	477,78
3000	100,00	1,41	17,1	2362	52,9	11,6	11016,4	4860,1	1,8	57680,7	4,25	0,93	884,74	390,32	0,15	520,38
4000	24,50	1,00	22,3	1130	126,6	6,5	7211,8	264,1	65,9	28688,5	25,53	1,31	1454,55	53,26	13,29	860,50
4000	29,25	1,14	22,2	1345	60,3	6,1	7696,1	1334,7	30,3	33465,3	10,99	1,11	1403,40	243,39	5,52	776,88
4000	33,75	2,00	31,4	2098	111,6	39,6	6276,7	7720,0	0,1	50253,2	29,71	10,54	1671,05	2055,30	0,02	1221,25
4000	32,25	1,22	19,2	1582	48,7	28,5	8214,3	2531,4	3,3	39843,6	9,27	5,42	1562,08	481,38	0,63	996,50
2000	54,00	1,06	17,3	1378	23,1	8,5	8486,5	701,0	82,5	34873,5	2,06	0,75	755,65	62,41	7,35	471,95
4000	52,00	1,37	25,8	3268	100,6	20,2	15383,9	6399,3	193,7	80211,8	5,09	1,02	778,65	323,90	9,80	471,14
4000	99,25	1,51	21,3	3517	98,5	21,2	15320,8	8362,4	3,2	85540,9	5,91	1,27	918,67	501,43	0,19	536,17
4000	53,00	1,22	19,1	3240	81,6	25,2	16820,3	4551,1	193,1	79659,6	3,75	1,16	772,09	208,90	8,86	475,94
4000	47,50	1,07	15,7	3007	75,8	11,3	17860,7	2501,7	178,8	76235,8	3,56	0,53	840,12	117,67	8,41	488,28
4000	42,50	1,01	15,0	2770	85,3	10,4	17425,9	443,1	15,8	67596,1	4,13	0,50	843,51	21,45	0,76	507,06

Continua

Conclusão

ω (rpm)	$ p $ (%)	λ	Ignição °APMS	Produtos de combustão em base seca						Produção específica (g/kWh)					Consumo	
				Vazão (mol/h)	CO (g/h)	THC (g/h)	CO ₂ (g/h)	O ₂ (g/h)	NO _x (g/h)	N ₂ (g/h)	CO	THC	CO ₂	O ₂	NO _x	Etanol
2000	60,75	1,11	8,5	1502	29,4	12,0	8792,1	956,7	86,7	36419,8	3,06	1,24	914,35	99,50	9,02	506,20
2000	100,00	1,11	11,0	1486	33,3	12,9	8698,1	1170,1	87,8	36861,6	3,40	1,31	887,25	119,35	8,96	500,29
3000	55,75	1,31	23,0	2397	53,7	21,9	12127,7	4057,3	141,9	59779,2	3,44	1,41	777,08	259,97	9,09	461,89
3000	100,00	1,24	20,0	2438	47,8	15,3	12874,7	3277,2	144,1	59641,2	2,91	0,93	785,26	199,88	8,79	440,03
4000	67,00	1,47	30,1	3475	97,3	50,3	15135,9	8205,9	51,3	84353,6	5,35	2,76	832,58	451,38	2,82	470,36
2000	100,00	0,86	19,6	1311	2562,9	2,6	6404,7	79,7	11,8	35315,3	220,11	0,23	550,05	6,85	1,01	586,89
3000	100,00	0,95	15,8	2267	1301,3	14,4	13566,5	188,6	133,3	57183,7	66,75	0,74	695,92	9,68	6,84	455,97
3000*	100,00	1,00	17,8	2360	376,6	7,2	14950,8	339,8	137,8	59447,9	18,31	0,35	727,01	16,52	6,70	448,17
2000*	100,00	0,99	25,8	1480	66,3	47,2	9311,7	440,4	88,3	37137,7	5,69	4,05	799,70	37,82	7,58	467,73

* Regimes operados com injeção de combustível líquido (ECU Fueltech), para efeito de comparação.

4.3 Discussão

Observou-se através das janelas do gerador de vapor que o combustível adquiriu uma cor amarelada, apesar da ausência de cor característica do etanol hidratado fornecido. A análise de amostra de combustível, através da espectrometria de absorção atômica, indicou a presença de 1ppm de cobre e 20ppb de ferro, provavelmente provenientes do contato com esses metais no gerador de vapor.

Entre o tubo encamisado e o Venturi oco há um pedaço de mangueira plástica reforçada transparente, com aproximadamente 20mm livres para observação do fluxo de combustível. Durante os ensaios dinamométricos não se notou a presença de líquido nesse local, indicando que o motor é alimentado com vapor saturado ou superaquecido. O nível do combustível na caldeira manteve-se num patamar seguro, formando bolhas que estouravam-se a aproximadamente 25mm de altura em relação ao nível do combustível. Com o nível a aproximadamente 40mm do topo da câmara destinada à vaporização do etanol, não houve risco de transporte de combustível líquido para o coletor de admissão.

Não se pode usar o diagrama pressão-entalpia do etanol (figura 3.2) para saber o estado do vapor porque sua pressão e temperatura foram medidas em locais diferentes (na caldeira e após a válvula gaveta, respectivamente).

Alguns regimes apresentam diferenças grosseiras no balanço entre taxa de carbono que entra e sai do motor, devido a vazamentos e imprecisões nos instrumentos de medição.

Detalhes construtivos do gerador de vapor e de outros acessórios utilizados estão no Apêndice D.

4.3.1 Marcha lenta

Buscou-se uma marcha-lenta estável, através do regime de 920rpm, 0,00% de abertura de borboleta, $\lambda = 1,00$ e avanço de ignição de 6,5 graus APMS; com combustível vaporizado. Dоравante os regimes serão caracterizados por esses quatro parâmetros, colocados nessa ordem e entre parênteses, por exemplo (920/0,00/1,00/6,5) para referir-se ao regime de marcha-lenta referido neste parágrafo. Não foi possível, porém, mantê-lo por muito tempo, devido a grandes oscilações na temperatura de entrada da água, cuja estabilidade é fundamental para manter o motor em regime permanente. Há apenas o registro das emissões, onde nota-se uma emissão muito maior de THC com combustível vaporizado (1168ppm contra 296ppm) e um índice menor de CO (0,16% contra 0,42%).

4.3.2 Regimes intermediários

Para o regime de 2000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 23° (24,25%) buscou-se recuperar o torque original de 37,7Nm. Os regimes estudados no etanol vaporizado para comparação com esse regime original, de (2000/26,25/1,01/19,8) a (2000/40,50/1,48/21,7), ofereceram torques e rendimentos maiores, enquanto o primeiro regime estudado (2000/24,25/1,00/21,4) ofereceu o mesmo torque (37,7Nm) com praticamente o mesmo rendimento. O regime (2000/41,25/1,19/17,4) foi o que ofereceu o máximo rendimento (34,3%) entre todos os que foram realizados com etanol vaporizado. Um aumento de eficiência na faixa $1, 1 \leq \lambda \leq 1,2$ é normal para qualquer sistema de injeção de combustível e vem acompanhado de maiores emissões de óxidos de nitrogênio. Neste caso foi possível uma redução mais intensa das emissões de NO_x com valores de λ a partir de 1,35. De qualquer forma não foi possível diminuir as emissões de THC em relação à alimentação original em nenhum caso. Se houvesse uma queima mais eficiente o rendimento poderia ser ainda melhor.

Como o regime (2000/41,25/1,19/17,4) oferece um torque muito maior que aquele que serve de base para operação com ECU original (49,8Nm contra 37,7Nm), foi feita sua comparação com outro regime também ensaiado com a ECU original, (2000/34,6/0,97/17,6), que fornece aproximadamente o mesmo torque (50,04Nm). O regime alimentado com etanol vaporizado foi mais eficiente (34,3% contra 27,1%) e conseguiu boas reduções nas emissões de CO e THC, restando as emissões de NO_x no mesmo patamar.

Para comparar com o regime de 2000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 45° (52,50%) foram realizados os ensaios (2000/53,00/1,01/13,9), (2000/54,00/1,06/17,3), (2000/60,75/1,11/8,5) e (2000/100,00/1,11/11,0). No primeiro houve queda de eficiência de cerca de 4,3% e aumento no torque na casa dos 1,5%. A diminuição nas emissões de CO e THC foi muito maior que a perda de eficiência, porém as emissões de NO_x foram maiores. Nos outros regimes observa-se as mesmas tendências, com exceção da queda de torque em todas elas. Nota-se que entre o terceiro e o quarto regime estudados (com aberturas de borboleta de 60,75% e 100,00% respectivamente) há pouca diferença no torque, na eficiência e nas emissões específicas; visto que a taxa de admissão de ar é praticamente a mesma no final do curso da borboleta.

Para o regime de 3000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 23° (24,25%) foram realizados os ensaios de (3000/24,50/1,01/26,9) a (3000/32,25/1,39/24,1). O segundo ensaio dessa série (3000/30,75/1,23/29,1) obteve o mesmo torque do regime analisado com alimentação original. Nele, observou-se aumento de 4,9% na eficiência, às custas de elevações nas emissões de NO_x e THC. O próximo regime (3000/31,75/1,31/24,7) porporciona ligeira redução nas emissões de THC e reduções mais drásticas de CO e NO_x , com aumento de torque de 2,2% e eficiência 5,3% acima da original. O quarto regime, com abertura da válvula borboleta 1,50%

maior (de 30,75% para 32,25%), levou a maiores valores de torque e eficiência que os outros, emitindo porém maiores quantidades de THC por unidade de energia entregue (1,22g/kWh contra 1,11g/kWh). A partir dessa abertura de borboleta de aceleração o funcionamento do motor ficou instável sem aumento no consumo de combustível. Devido ao aumento da emissão de THC nessa faixa de excesso de ar pode-se presumir que a chama começa a ficar instável nesse regime à medida que a razão ar/combustível normalizada aproxima-se de 1,4.

Outra comparação foi feita entre os regimes (3000/32,25/1,39/24,1)(vaporizado) e (3000/28,20/0,97/17,6)(ECU original), que têm a mesma combinação torque-rotação. Com maior abertura de válvula borboleta e excesso de ar de 39% houve aumento na eficiência e redução nas emissões específicas de 76,4% para CO, 80,9% para THC e 94,1% para NO_x.

Para o regime de 3000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 45°(52,50%) o regime alimentado com combustível vaporizado (3000/53,00/1,01/15,6) apresentou o mesmo torque (60,8Nm) com aumento na eficiência de 3,5%. As emissões específicas de NO_x subiram 15,7% (menos que em outros regimes vaporizados estequiométricos) enquanto aquelas formadas pelo combustível queimados incompletamente foram reduzidas. No próximo regime estudado (3000/100,00/1,22/14,5) houve redução de aproximadamente 68% nas emissões específicas de CO e THC e de 93,6% para NO_x. Houve redução de torque de 18,3% com manutenção da eficiência. O terceiro regime avaliado nesse caso (3000/100,00/1,41/17,1) apresentou uma ligeira alta de THC e CO em relação ao anterior, indicando deficiências na propagação da chama. Houve também queda de eficiência (-7,9%) e de torque (-34,8%).

O último regime dessa série (3000/55,75/1,31/23,0) apresentou menores quedas de eficiência (-1,3%), a mesma redução de torque do regime (3000/100,00/1,22/14,5) e emissões de NO_x maiores. Pelo torque muito diferente daquele verificado no regime de referência com ECU original, ambos os regimes de 3000rpm/49,7Nm podem ser comparados com o regime (3000/35,9/0,97/15,9) realizado com ECU original. O regime (3000/100,00/1,22/14,5) manteve o mesmo patamar de eficiência com acentuada redução de emissões específicas, enquanto o regime (3000/55,75/1,31/23,0) conseguiu aumento de aproximadamente 1,0% em eficiência às custas de emissão específica de NO_x 18,2% acima daquela verificada com a mesma combinação torque-rotação e ECU original.

Para o regime de 4000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 23°(24,25%) foram ensaiados os regimes de (4000/24,50/1,00/22,3) a (4000/32,25/1,22/19,2). O primeiro regime ofereceu aumento de 10,0% em torque e 16,7% em eficiência, com aumento de 38,7% na emissão específica de NO_x. Nota-se que mesmo com mistura estequiométrica obtém-se aumento de rendimento, devido principalmente à queima mais completa e à liberação de energia da oxidação de parte do nitrogênio. O segundo regime estudado, (4000/29,25/1,14/22,2), obteve ganhos de

torque e eficiência mais significativos e redução nas três categorias de emissões acompanhadas. O último regime dessa série (4000/32,25/1,22/19,2) teve eficiência semelhante ao regime operado com a ECU original e maior emissão específica de THC, indicando que a inflexão da curva que relaciona essa emissão e a razão ar-combustível acontece com valores diferentes de λ em cada regime, visto que em outros regimes as emissões de THC voltavam a aumentar com excesso de ar na cada dos 40%. O regime anterior (4000/33,75/2,00/31,4) mostra que é possível operar o MAPV até como dobro da quantidade de ar estequiométrica, mesmo que às custas de falhas na propagação de chama que são denunciadas pela baixa eficiência e pela alta quantidade de THC emitidos.

Para o regime de 4000 rpm e abertura da borboleta de aceleração a 45°(52,50%) o torque foi menor (entre 10% e 20%) em todos os regimes com alimentação de etanol vaporizado avaliados, de (4000/52,00/1,37/25,8) a (4000/42,50/1,01/15,0). A eficiência, entretanto, foi maior em todos eles (até 8,5%). Em todos os regimes houve redução na emissão específica de CO em mais de 73%, enquanto a emissão específica de THC caiu mais de 40%. A emissão específica de NO_x cai no regime (4000/67,00/1,47/30,1), mantendo-se alta nos outros onde o excesso de ar é menor. Para aproximar-se da condição estequiométrica foi necessário fechar a válvula borboleta, porque o gerador de calor não pôde fornecer etanol vaporizado a taxa superior a 3,0g/s. Foram realizados os ensaios (4000/47,50/1,07/15,0) e (4000/42,5/1,01/15,0), incluídos na análise anterior. O último regime citado oferece eficiência de 28,5%, na mesma faixa do regime original estudado, porém com emissões específicas muito menores como pode ser visto na tabela 4.4. O regime (4000/53,00/1,22/19,1) deve ser comparado com o regime (4000/41,1/1,00/1,27), correspondente à mesma combinação torque-rotação na ECU original. O regime alimentado com combustível vaporizado apresentou maior rendimento (30,4% contra 29,3%) e menores emissões específicas de CO e THC. A emissão específica de NO_x subiu 13,9%.

Ordenando-se os regimes de funcionamento em ordem decrescente de eficiência, observa-se que os regimes que tiram melhor proveito da energia contida no combustível são os de 3000rpm com $| \bullet |$ acima de 50%, ocorrendo com valores de λ entre 0,95 (não é comum um regime de mistura rica apresentar bom rendimento) e 1,31. O máximo rendimento foi alcançado por um regime que não obedece a esse padrão, sendo um caso isolado.

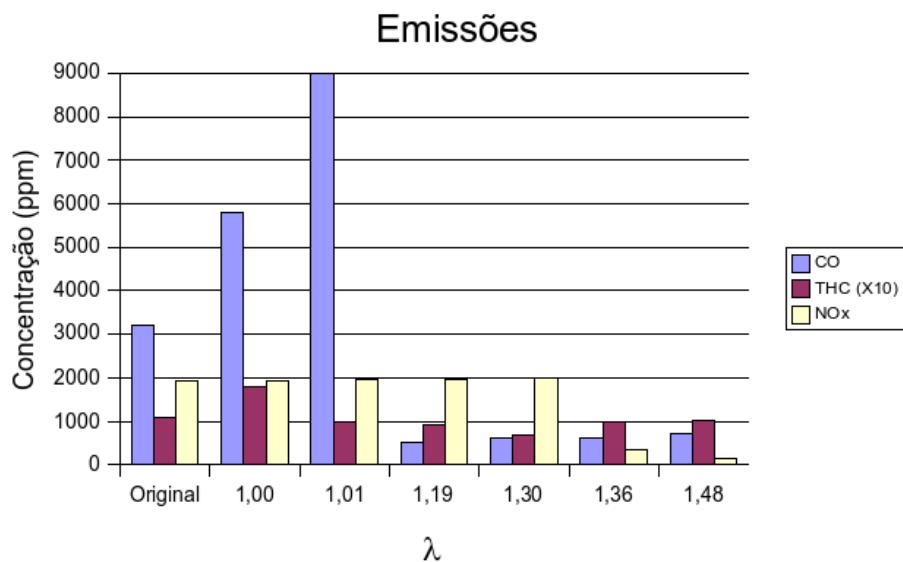


Figura 4.1: Emissões para regimes comparados com os de 2000rpm e 23% de aceleração

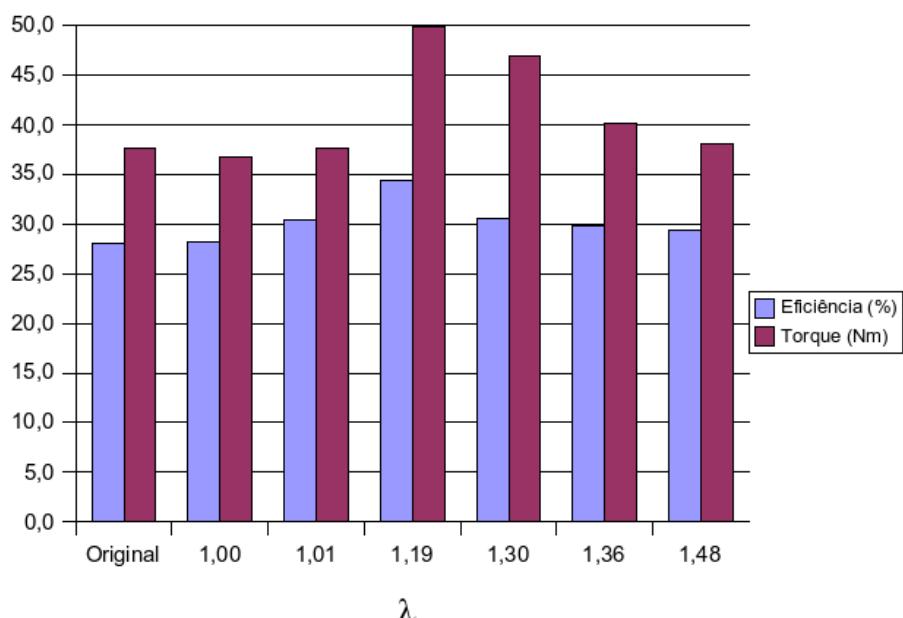


Figura 4.2: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 2000rpm e 23% de aceleração

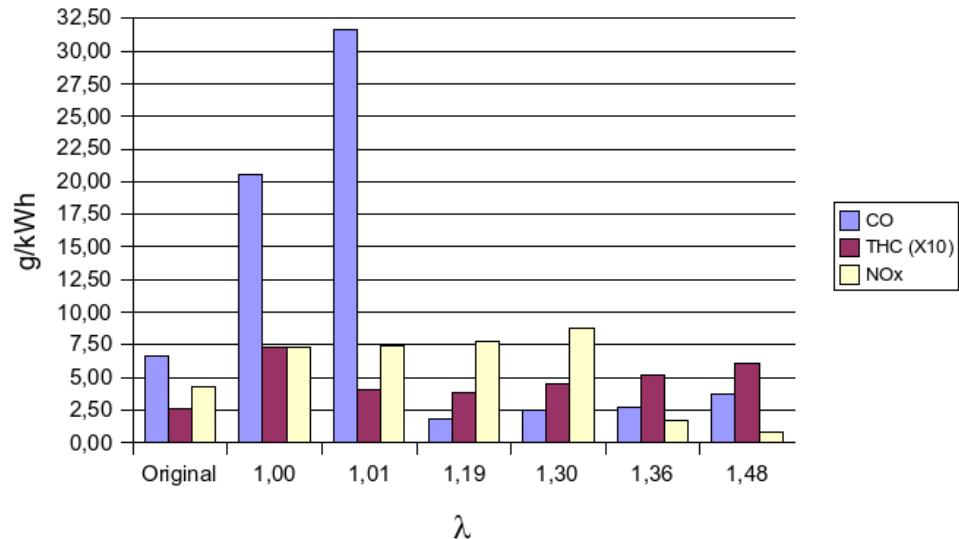


Figura 4.3: Emissões específicas para regimes comparados com o de 2000rpm e 23% de aceleração

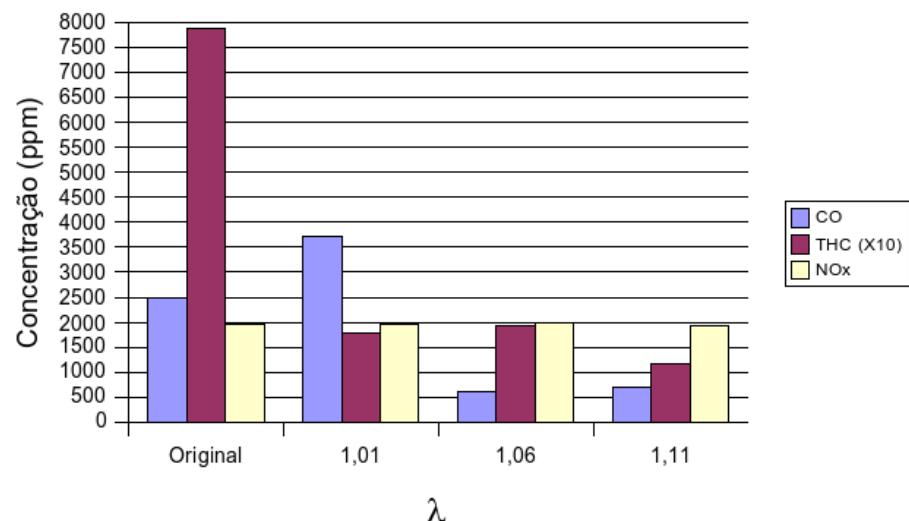


Figura 4.4: Emissões para regimes comparados com os de 2000rpm e 45% de aceleração

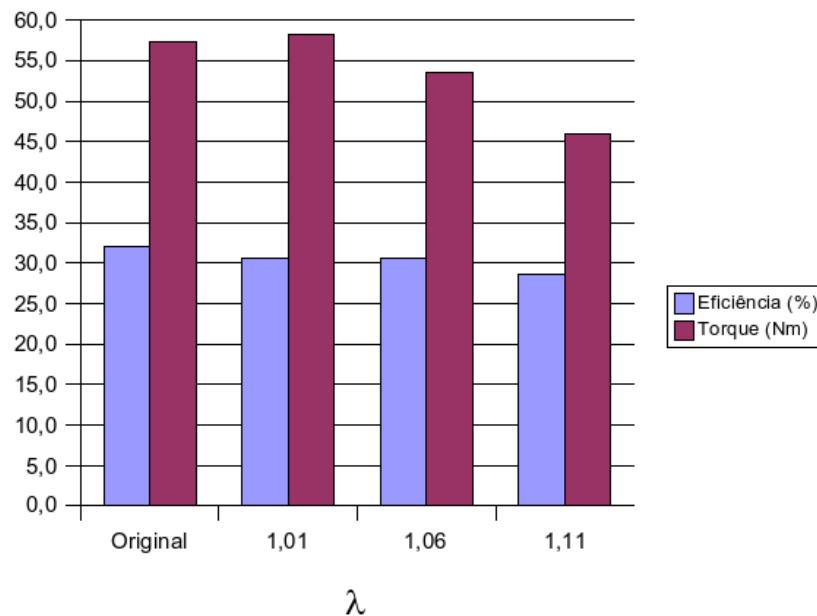


Figura 4.5: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 2000rpm e 45% de aceleração

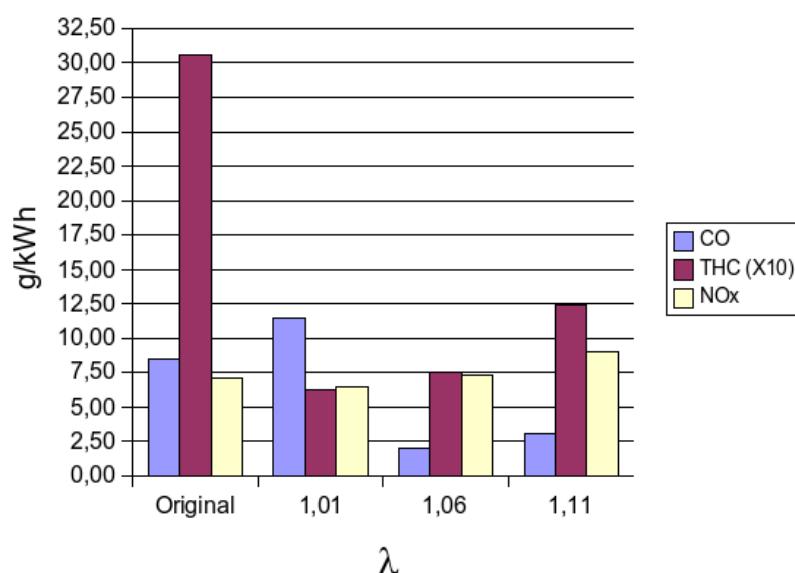


Figura 4.6: Emissões específicas para regimes comparados com o de 2000rpm e 45% de aceleração

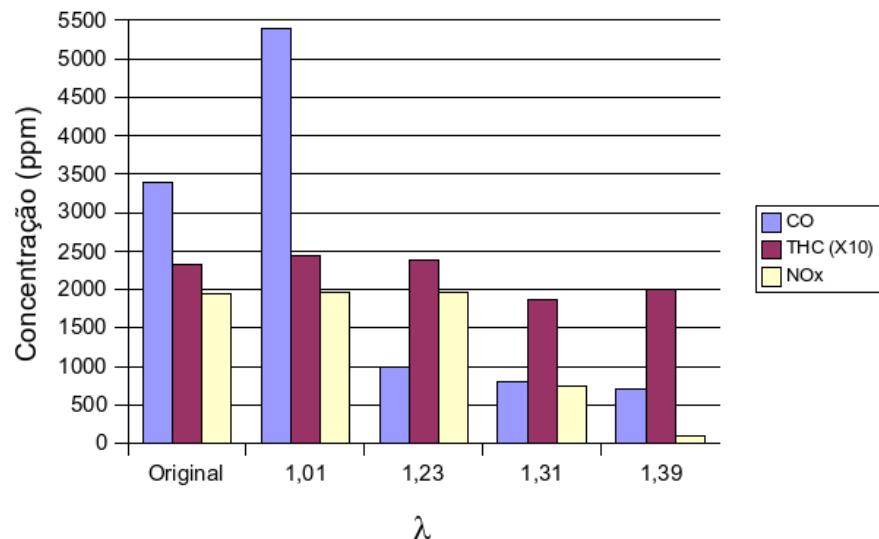


Figura 4.7: Emissões para regimes comparados com o de 3000rpm e 23% de aceleração

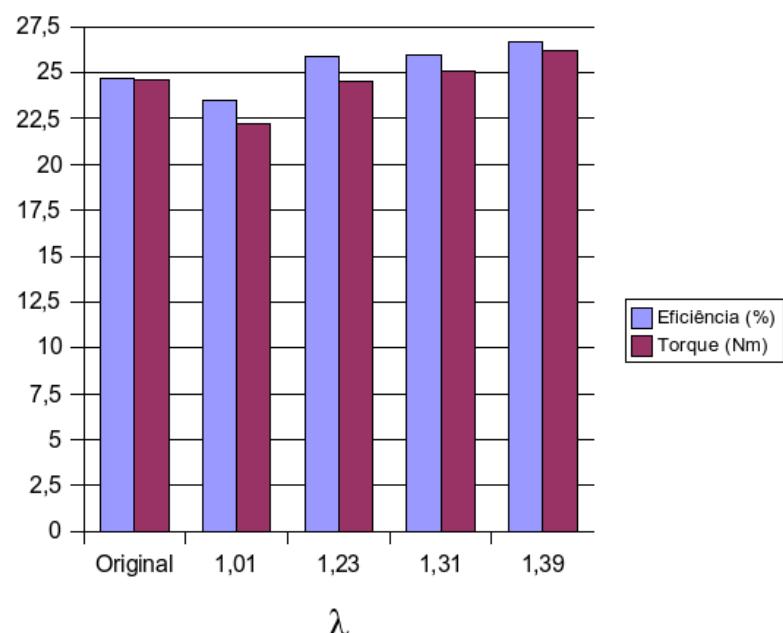


Figura 4.8: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 3000rpm e 23% de aceleração

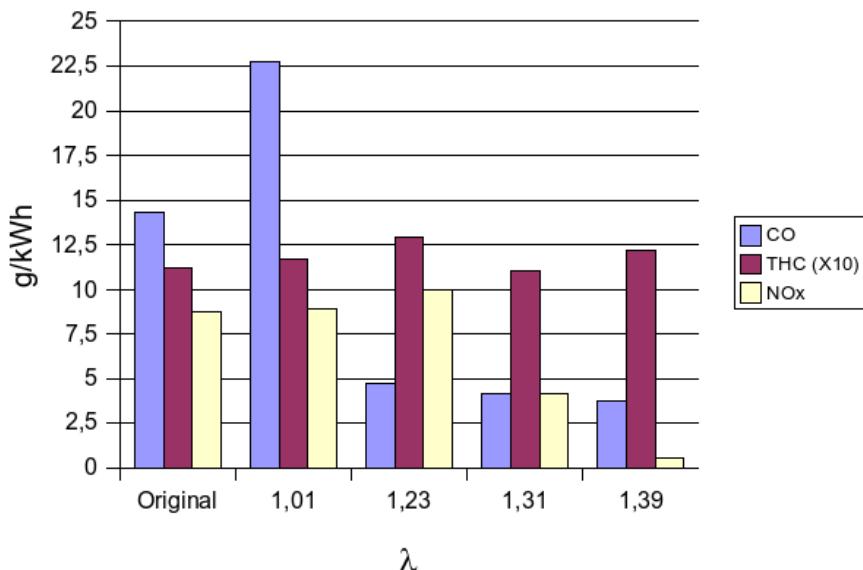


Figura 4.9: Emissões específicas para regimes comparados com o de 3000rpm e 23% de aceleração

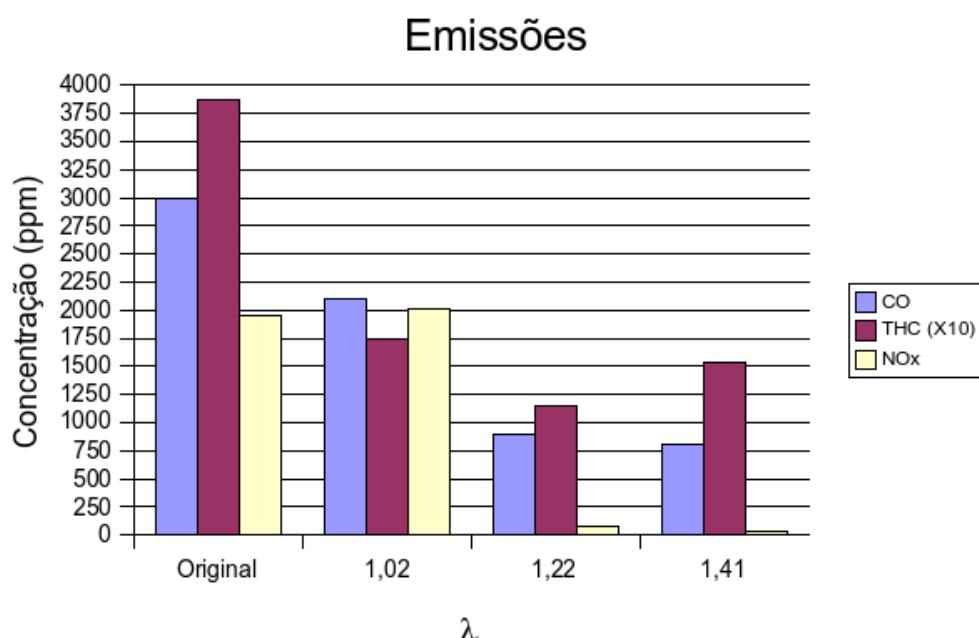


Figura 4.10: Emissões para regimes comparados com o de 3000rpm e 45% de aceleração

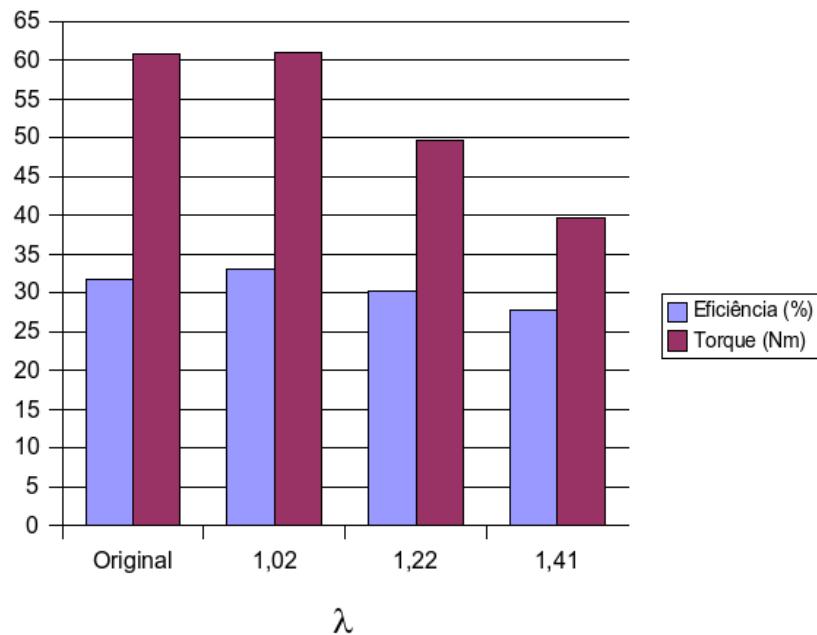


Figura 4.11: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 3000rpm e 45% de aceleração

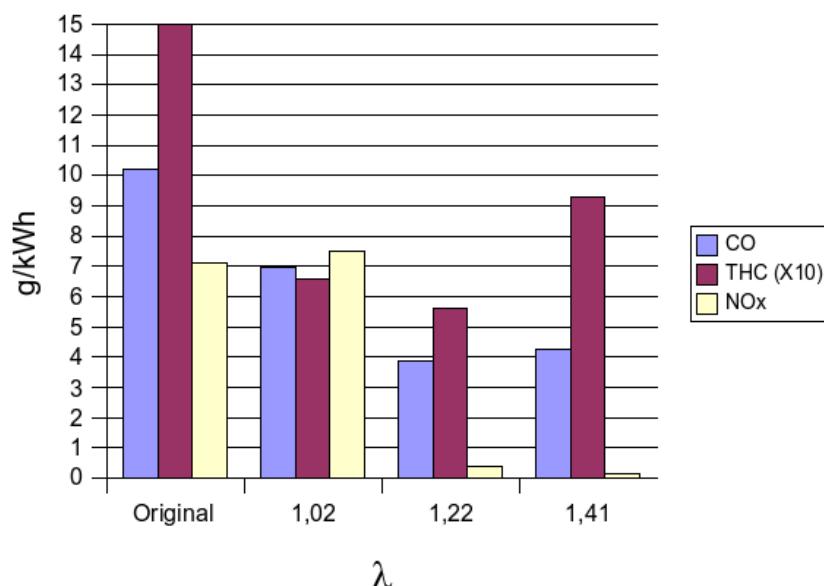


Figura 4.12: Emissões específicas para regimes comparados com o de 3000rpm e 45% de aceleração

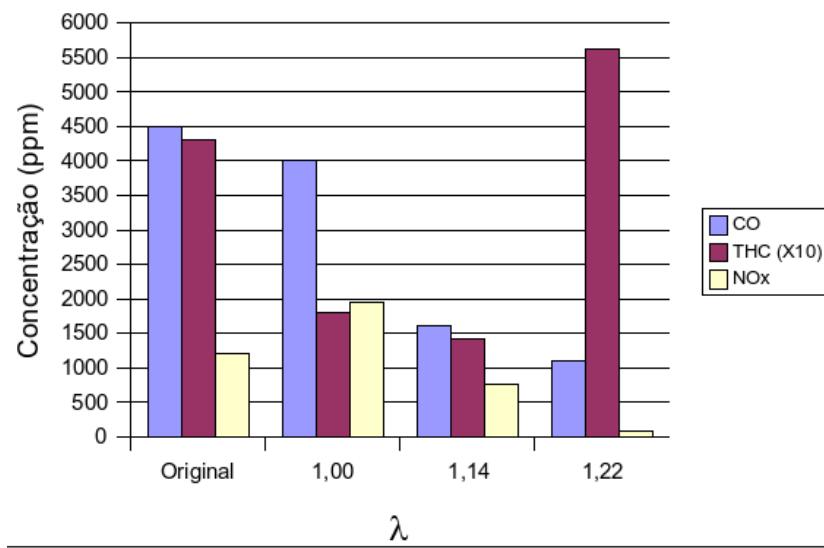


Figura 4.13: Emissões para regimes comparados com os de 4000rpm e 23% de aceleração

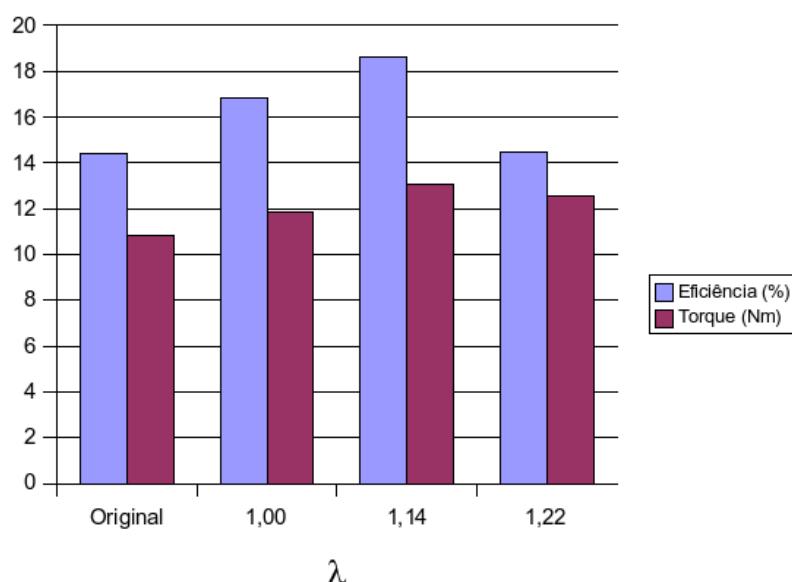


Figura 4.14: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 4000rpm e 23% de aceleração

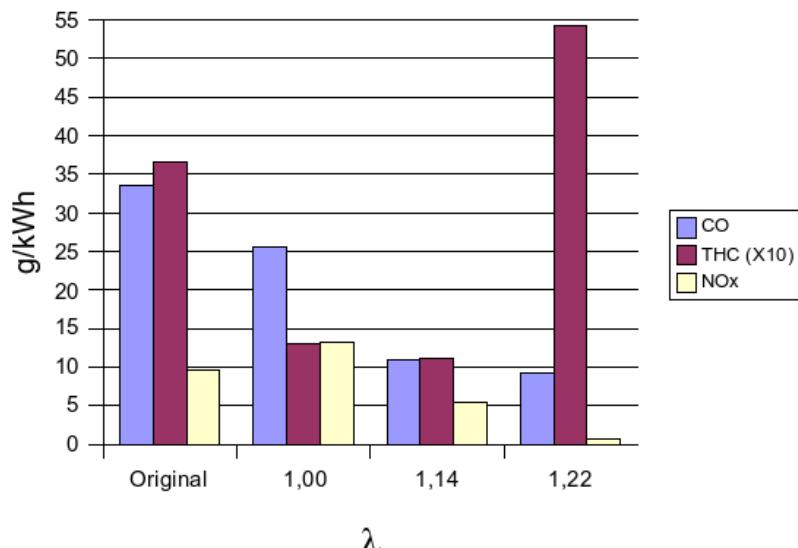


Figura 4.15: Emissões específicas para regimes comparados com o de 4000rpm e 23% de aceleração

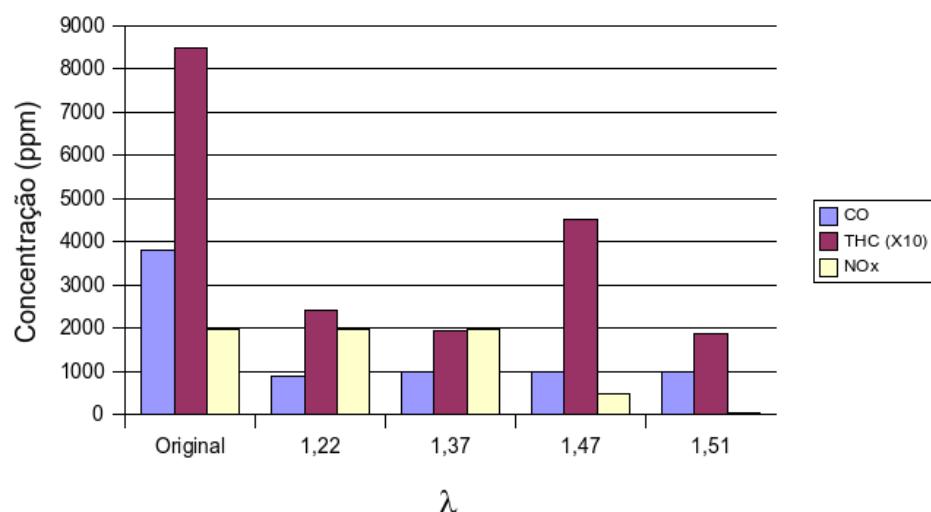


Figura 4.16: Emissões para regimes comparados com os de 4000rpm e 45% de aceleração

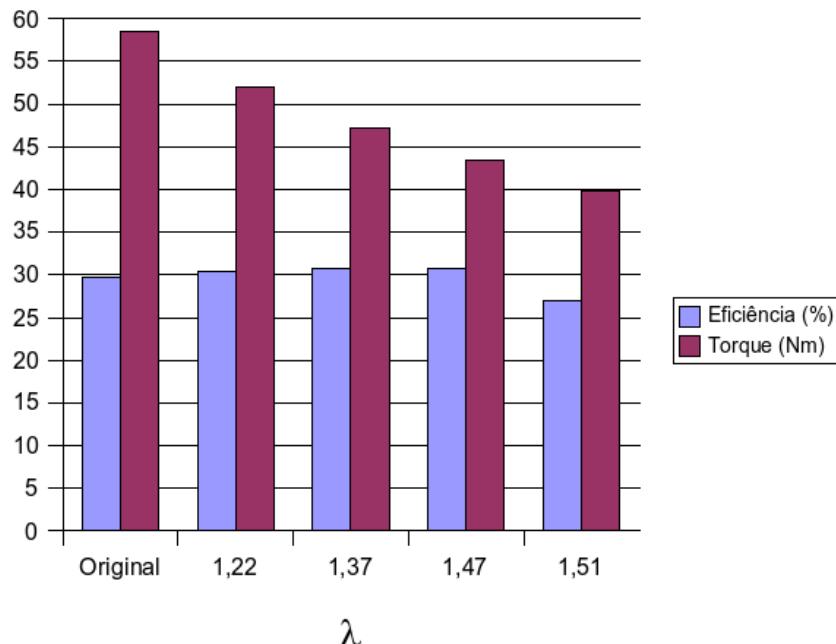


Figura 4.17: Torque e eficiência de regimes comparados com o de 4000rpm e 45% de aceleração

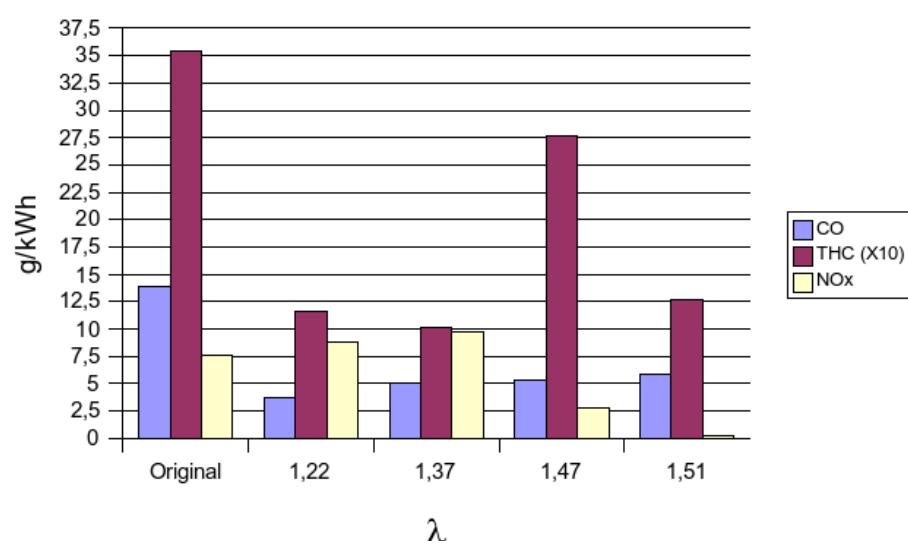


Figura 4.18: Emissões específicas para regimes comparados com o de 4000rpm e 45% de aceleração

A comparação entre os regimes de operação com combustível vaporizado e líquido em combinações próximas de torque e rotação geralmente oferece melhor rendimento nos regimes alimentados com vapor, especialmente quando se busca torque semelhante com maiores aberturas da borboleta de aceleração. Na maioria dos casos o aumento da eficiência deve-se à estabilidade de chama com misturas mais pobres que leva a menores perdas de carga através da válvula borboleta. Chegou-se a ter mais eficiência em regimes estequiométricos com vapor, ou seja, já se partia de eficiências maiores antes de se buscar o torque ou eficiência máximas com maiores aberturas para admissão de ar; o que indicia que parte do mérito deve-se à queima mais eficiente do combustível pré-vaporizado e misturado ao ar.

Em linhas gerais aumentos de eficiência levaram a maiores emissões específicas de NO_x . Para se ter certeza de que elas assumem valores baixos é necessário ultrapassar os 35% de excesso de ar. Consegiu-se regimes com emissões abaixo da faixa entre 1900ppm e 2050ppm (que é a mesma observada com alimentação de combustível líquido) em outras faixas de excesso de ar, porém de forma irregular, sem um padrão estabelecido. Há ainda regimes com reduções drásticas de NO_x às custas de perda de rendimento. O ângulo de avanço da ignição mostrou influência na eficiência (maior com menores ângulos de queima) e nas emissões de NO_x (menores com atraso de ignição e menores picos de temperatura de chama). Isso foi percebido durante os ajustes em busca dos regimes que ofereceriam melhor torque, ou seja, não foram feitos ensaios com diversos ângulos mantendo-se as outras condições para avaliar esse efeito isoladamente.

Poucos regimes conseguiram aumento de eficiência e redução nas três emissões avaliadas. Em alguns casos há redução de eficiência e redução muito maior nas emissões, ou ao menos redução brusca de NO_x que é a emissão mais difícil e de comportamento mais irregular. A falta do efeito refrigerante causado pela vaporização das bolhas de etanol líquido é uma das causas. Não há relação com o excesso de ar, com a temperatura medida no coletor de escape e nem com o tempo entre a ignição e o ponto morto superior.

Poucos regimes conseguiram reduzir as emissões específicas de NO_x com $\lambda < 1,35$. São eles 3000/100,00/1,22/14,5; 4000/32,25/1,22/19,2; 4000/29,25/1,14/22,2 e 4000/42,50/1,01/15,0. São regimes com várias faixas de torque, eficiência e consumo de ar, bem como elevadas temperaturas no coletor de escape. Para excesso de ar abaixo dos 35%, outros regimes com 4000rpm apresentaram emissões de NO_x na faixa dos 2000ppm.

Um fator sabidamente favorável à diminuição dessa emissão é o atraso na ignição. Pares de regimes semelhantes em rotação, razão ar-combustível e consumo de ar (3000/100,00/1,22/14,5 e 3000/100,00/1,24/20,0; 4000/99,25/1,51/21,3 e 4000/67,00/1,47/30,1) apresentaram menores emissões de NO_x quando a ignição veio mais atrasada. A contrapartida é a queda no rendimento e no torque.

A emissão de CO é a mais fácil de conter, ficando abaixo de 0,11% em volume com um simples excesso de ar de 5%. As emissões de THC ficam sob controle abaixo dos 300ppm (valores lidos pelo analisador de gases, sem correção), com poucas exceções, em misturas pobres. Essas leituras são mais baixas que aquelas observadas para o funcionamento com combustível líquido e ECU original, exceto para abertura de borboleta de 23°. Comparando-se regimes com alimentação líquida e vaporizada as emissões de THC caíram com menor facilidade. As emissões específicas, porém, aumentaram em muitos casos, mesmo naqueles com aumento de rendimento, o que indica que pode-se obter rendimentos melhores ainda buscando-se uma queima mais eficiente desses hidrocarbonetos não queimados. Quando a emissão de CO é baixa em conjunto com alta emissão de THC não há melhorias, pois o baixo índice de CO é resultado de condições pouco propícias para a oxidação de todo o combustível.

Pode-se supor que há extinção de chama em algumas regiões da câmara de combustão. De acordo com essa hipótese a chama queima o combustível com bom aproveitamento (baixo índice de CO) por onde passa, e os THC vêm dos locais não alcançados por ela. O regime com $\lambda = 2,00$ apresenta uma tendência natural de aumento na concentração de THC com misturas muito pobres e falhas na combustão, da mesma forma que algumas séries de regimes com a mesma rotação apresentam aumento nessa emissão a partir de determinado ponto de excesso de ar onde ela é mínima.

4.3.3 Regimes de máxima potência

Como a ECU original é programada para enriquecer a mistura ar-combustível a partir de determinada abertura da borboleta de aceleração para fornecer máxima potência, também foram realizados ensaios com mistura estequiométrica/combustível líquido e com mistura rica/combustível vaporizado. Dessa forma pode-se fazer uma comparação mais justa entre tais regimes, tendo-se quatro combinações; evitando comparações injustas entre regimes com razões ar-combustível muito distantes, que levam a grandes disparidades em rendimento e emissões específicas.

A tabela 4.6 confronta esses dados para o regime de 2000rpm. Mesmo não sendo possível estabilizar o funcionamento do motor com combustível vaporizado na mesma relação ar-combustível programada na ECU original ($\lambda=0,92$), nota-se que a diminuição do torque fornecido é pequena frente à economia proporcionada quando o motor opera com mistura estequiométrica e combustível vaporizado. Também ocorreram drásticas reduções nas emissões específicas de CO e THC. O aumento nas emissões de NO_x é esperado devido à falta do efeito refrigerante causado pela admissão de etanol líquido no cilindro, tanto com combustível vaporizado quanto com combustível líquido em menor quantidade. O consumo de ar também diminui de 13,49g/s (en-

saios de D'Ávila [23]) para 12,75 g/s quando se passa a usar combustível vaporizado, devido ao espaço ocupado por ele nos dutos de admissão.

A mesma comparação foi realizada a 3000 rpm e está na tabela 4.7. Também foi observada ligeira diminuição no consumo de ar devido ao espaço ocupado pelo vapor de etanol. Nesse regime porém foi possível diminuir apenas as emissões específicas de CO comparando regimes estequiométricos, enquanto nos regimes ricos o etanol vaporizado tem apenas as emissões específicas de NO_x elevadas.

Como a válvula borboleta já está totalmente aberta nota-se que não há aumento de eficiência quando se empobrece a relação ar-combustível, ao menos nos valores estudados. Os regimes pobres com etanol vaporizado entretanto apresentaram menores índices de emissões.

O último regime a ser avaliado, 4000rpm e WOT, não pôde ter um equivalente com etanol vaporizado. Um dos fatores foi a limitada capacidade de fornecimento de vapor pela caldeira, que não se deve a falta de área de troca de calor mas sim a perdas de carga entre a saída do vapor e seu transporte até a válvula gaveta que dosa a vazão de combustível gasoso. Durante eses regimes de consumo de vapor da ordem de 3,0g/s, a pressão no trocador não caiu, o que indicaria deficiência na capacidade de continuar produzindo vapor à taxa requisitada. Isso é um indicador da influência da perda de carga na saída de vapor que não foi estimada na fase de projeto do equipamento.

Dessa forma não se conseguiu operar o motor com menos de 50% de excesso de ar na condição de 4000rpm/WOT. Esse regime não possui uma faixa de avanço de ignição que permita operá-lo sem detonação porém com torque. Quando atrasava-se o ângulo de ignição para evitar detonação tinha-se uma espécie de marcha-lenta a 4000rpm, onde o motor não foi capaz de fornecer torque algum.

Tentou-se estabilizar a temperatura da água na entrada da caldeira em valores maiores que os 96°C previstos incialmente, para obter maiores pressões que permitissem fornecer maior vazão de combustível com as perdas de carga existentes. Até os 98°C isso pôde ser feito com relativa tranquilidade, acima desse valor a temperatura da água ficou instável e passou a oscilar de forma irregular, ultrapassando os 100°C, limite estabelecido para funcionar o motor com segurança.

4.4 Aquecimento transiente

Um parâmetro importante num MAPV é o tempo necessário para aquecer os componentes do sistema de vaporização de combustível de forma a minimizar o intervalo necessário para que a comutação líquido-vapor seja feita. Foram avaliados o tempo de aquecimento da água do sistema de arrefecimento com e sem a válvula temostática instalada. Essa válvula fica fechada

nos primeiros minutos de funcionamento do motor, impedindo que a água circule por todo o sistema, ficando restrita ao bloco do motor. Ao atingir determinada temperatura ela se abre permitindo que essa água circule pelo radiador e, no caso, pela caldeira produtora de vapor.

Foram realizados dois ensaios de aquecimento, pela manhã, em dias consecutivos, para começar com todo o motor a temperatura ambiente. O primeiro ensaio foi feito com a válvula termostática instalada, e o outro com esse componente retirado. Em ambos os casos a pressão na caldeira foi monitorada, encerrando-se o ensaio quando atingia-se $0,5\text{kgf/cm}^2$, pressão considerada satisfatória para o fornecimento de vapor para o motor. O sistema de aquisição de temperaturas foi configurado para registrar as temperaturas da água do sistema de arrefecimento e na saída da caldeira, bem como a do óleo lubrificante, a cada 5 segundos.

Em ambos os ensaios o aquecimento foi realizado com o motor sob carga. A válvula que liga a caldeira à válvula gaveta ficou aberta desde o início, de forma a permitir a passagem de vapor em pequenas quantidades à medida em que a caldeira se aquecia. A ECU programável permite uma modalidade de ajuste rápido do mapa de ignição que aumenta ou diminui todos os seus pontos com um único comando, o que permite alterar a quantidade de combustível líquido de forma gradual. Quando o *display* da ECU programável mostrava “Ajuste rápido: Todo mapa -99%” sabia-se que o motor estava operando quase que exclusivamente com combustível vaporizado, bastando comutar a chave do kit GNV para que se pudesse controlar a vazão de combustível através da válvula gaveta. Nos dois casos torque fornecido variou de forma irregular, porém com tendência crescente, à medida que o motor se aquecia.

A figura 4.19, referente ao aquecimento com válvula termostática, mostra a evolução das referidas temperaturas ao longo do tempo. O motor foi operado nas seguintes condições: $\omega=3000\text{rpm}$, $TBS=22,0^\circ\text{C}$, $TBU=19,0^\circ\text{C}$, $p_{abs}=695,8\text{mmHg}$, $\dot{m}_{ar}=8,69\text{g/s}$, $|\bullet|=16,00\%$. Aos 250s de funcionamento foi colocada a carga através do dinamômetro, aos 780s a pressão na caldeira começou a ficar acima da atmosférica, aos 825s foi necessário abrir a borboleta para $|\bullet|=36,75\%$ para um controle rápido da razão ar-combustível, aos 885s a ventoinha foi ligada e aos 905s foi realizada a comutação para gás no kit GNV.

Nota-se que a temperatura da água na entrada da caldeira continua igual à ambiente até os 285s, quando começa a subir vertiginosamente até uma tendência de estabilização aos 550s quando volta a subir. A temperatura da água na saída da caldeira tem uma diferença considerável em relação à de entrada até 750s, o que indica que nesse período o combustível está recebendo calor sensível até atingir uma temperatura própria à vaporização. A evolução das temperaturas da água e do óleo lubrificante para aquecimento sem a presença da válvula termostática está ilustrada na figura 4.20. As condições de funcionamento foram: $\omega=3000\text{rpm}$, $TBS=25,0^\circ\text{C}$, $TBU=22,5^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{ar}=8,50\text{g/s}$, $|\bullet|=16,00\%$. A carga foi imposta ao motor antes

Tabela 4.6: Medidas de desempenho a 2000rpm e WOT com diversas combinações de razão ar-combustível e alimentação.

	Líquido rico ($\lambda=0,92$)	Líquido estequiométrico	Vapor rico ($\lambda=0,86$)	Vapor estequiométrico
τ	58,6	55,6	55,6	57,9
η (%)	27,9	30,9	24,6	30,9
\dot{m}_{etanol}	1,77	1,51	1,90	1,57
\dot{m}_{ar}	13,49	13,45	12,79	12,75
CO (g/kWh)	104,02	5,69	220,11	14,32
THC (g/kWh)	2,76	4,05	0,23 [§]	0,77
NO _x (g/kWh)	3,56	7,58	6,85	6,71

§ Valor acusado pelo instrumento de medida fora do esperado, porém mantido.

Tabela 4.7: Medidas de desempenho a 3000rpm e WOT com diversas combinações de razão ar-combustível e alimentação.

	Líquido rico ($\lambda=0,91$)	Líquido esteq.	Vapor rico ($\lambda=0,95$)	Vapor esteq.	Vapor pobre	
					$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$
τ	64,4	65,46	62,05	60,98	49,68	39,63
η (%)	28,2	32,3	31,07	33,1	30,3	27,8
\dot{m}_{etanol}	2,87	2,56	2,47	2,33	2,07	1,80
\dot{m}_{ar}	21,76	21,53	20,71	20,8	21,45	20,89
CO (g/kWh)	109,6	18,31	66,75	6,95	3,85	4,25
THC (g/kWh)	2,12	0,35	0,74	0,66	0,56	0,93
NO _x (g/kWh)	2,65	6,70	6,84	7,15	0,36	0,15

dos 60s de funcionamento e o torque fornecido cresceu monotonicamente de 6,6Nm até 12,5Nm quando fez-se a comutação para alimentação gasosa. Aos 707s de funcionamento a ventoinha foi ligada e a alimentação foi comutada aos 720s. Percebe-se que as temperaturas da água evoluem de forma praticamente linear, mantendo a diferença entre entrada e saída praticamente constantes.

Aos 580s a pressão de vapor na caldeira começa a subir e já está em 0,55kgf/cm² aos 695s, tempos menores que aqueles observados para o aquecimento com válvula termostática.

Em ambos os casos a temperatura do óleo lubrificante aumenta de forma semelhante, estabilizando-se na casa dos 85°C. Após alguns minutos de funcionamento com a água aquecida ela volta a se elevar até ficar na casa dos 110°C, atingindo picos de 120°C. A evolução da pressão na caldeira dos ensaios de aquecimento transiente está ilustrada na figura 4.21. Nota-se que sem válvula termostática (linha à esquerda) a pressão atinge um nível satisfatório em menos de 700s, enquanto o aquecimento com válvula termostática demora 780s para começar o aumento de pressão e aproximadamente 920s para produzir vapor à pressão necessária.

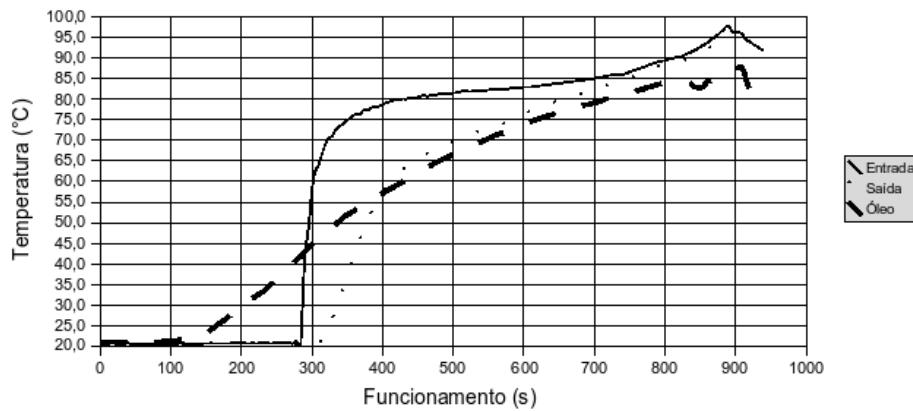


Figura 4.19: Aquecimento da água e do óleo lubrificante, com a válvula termostática instalada.

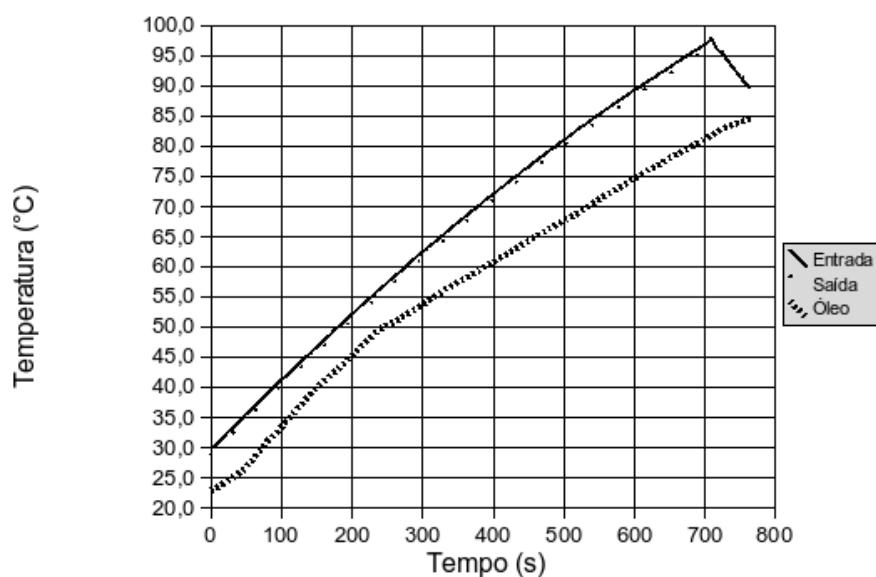


Figura 4.20: Aquecimento da água e do óleo lubrificante, sem a válvula termostática instalada.

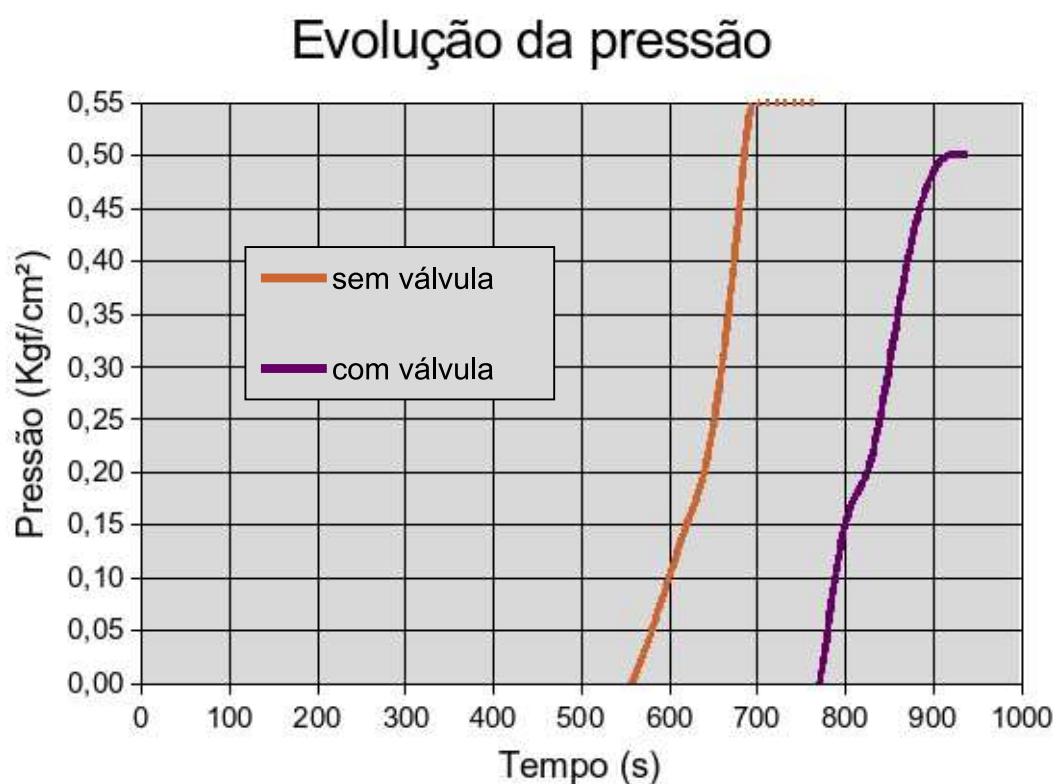


Figura 4.21: Evolução da pressão do etanol na caldeira, com e sem válvula termostática.

Capítulo 5

Conclusões

Na maioria dos regimes estudados o MAPV mostrou potencial para melhoria na eficiência, ou seja, produzir em determinada velocidade angular o mesmo torque com menor consumo de combustível. Em regimes permanentes foram encontrados pontos de melhor eficiência e/ou níveis de emissões mais satisfatórios que aqueles realizados como o módulo de injeção eletrônica original, restando desenvolver maneiras de operá-lo em regimes transitórios com estabilidade e desempenho. Por enquanto o sucesso em regimes permanentes permite usá-lo em aplicações estacionárias (onde não houver disponibilidade de gás natural, que no atacado é uma *commodity* mais barata por unidade de energia fornecida) ou mesmo em veículos híbridos (que têm um motor elétrico e outro a combustão interna) que operem com seu motor a combustão sempre próximo ao regime de máxima eficiência.

Um veículo com MAPV preparado para condições reais de uso pode ser submetido aos testes-padrão de emissões para verificar se atende às exigências legais de emissões. Os testes em bancada não são suficientes para essa questão. Caso seja possível reduzir apenas uma categoria de poluente, como combustível parcialmente queimado ou óxidos de nitrogênio, ou ainda reduzir todas elas; pode-se propor um conversor catalítico que não seja de três vias e realize apenas a tarefa de oxidar ou reduzir, ou desenvolver um conversor catalítico de três vias que cause menores perdas de carga, contribuindo para melhorias no rendimento do motor.

O torque pretendido foi conseguido nos regimes com alimentação de combustível vaporizado com maiores aberturas da borboleta de aceleração na maioria dos casos, o que não prejudicou o torque em máxima aceleração. Portanto, regimes intermediários que vão até o torque máximo para cada rotação podem ser realizados com ajustes na injeção de combustível, que podem levar a regimes com pouco excesso de ar para restabelecer o torque original.

O sistema usado para alimentação, de injeção indireta monoponto, não é favorável à operação com grandes taxas de admissão de ar nem com valores altos de excesso do mesmo. O vapor de combustível, por ter densidade muito menor que a do combustível líquido, ocupa espaço que deveria ser do ar de admissão, impedindo que parte dele adentre os cilindros. Da mesma forma

a mistura homogênea formada e pré-misturada ao longo dos dutos de admissão, com excesso de ar, é um convite a irregularidades na chama. Há a vantagem colateral de atingir-se menores temperaturas de chama e menores emissões de óxidos de nitrogênio com esse tipo de mistura inflamável, desde que o efeito da diluição do combustível compense a falta do efeito refrigerante devido à reitarda de calor latente para a evaporação do combustível líquido.

Os avanços de ignição (e conseqüentemente os tempos de combustão) que fornecerem valores aceitáveis de rendimento e emissões não foram menores com etanol vaporizado na maioria dos regimes estudados. Dessa forma presume-se que a combustão foi mais lenta nesses regimes, o que é de se esperar em misturas mais diluídas.

Chegou-se a operar o MAPV com 100% de excesso de ar ($\lambda = 2,00$), porém com valores desfavoráveis de eficiência e emissões de CO e THC. Não se pode ainda operar esse motor com a borboleta aberta em todos os regimes, como se fosse um motor ciclo Diesel. O que se pode fazer é trabalhar com aberturas da borboleta de aceleração maiores que aquelas que forneceriam a mesma combinação torque-rotação em alguns regimes. Não se sabe ainda como proceder em regimes com aberturas menores que 24% e em regimes de marcha-lenta.

Capítulo 6

Sugestões para trabalhos futuros

Para melhorar a viabilidade técnica e econômica do MAPV, pode-se trabalhar as seguintes alternativas:

- Estudar evaporação do etanol com a variação de diversos parâmetros como: superfícies, materiais, superaquecimento de parede, e geometria do trocador de calor [44]. Tais estudos permitirão a construção de geradores de vapor mais compactos e seguros (por transportar menores quantidades de combustível a alta temperatura), que poderão atender a motores nas mais diversas faixas de potência.
- Considerar a influência das vibrações causadas pelo motor sobre a ebulação do combustível, com o mesmo objetivo do item anterior.
- Desenvolver algoritmo para controlar abertura da borboleta de acordo com o torque pretendido de forma conveniente (*drive by wire*).
- Usar dispositivos como *Supercharger* para melhorar o rendimento volumétrico, sempre prejudicado com injeção indireta de combustível gasoso.
- Operar um evaporador com o calor disponível no óleo lubrificante, que trabalha em temperaturas maiores (entre 120°C e 140°C), ou temperatura mais elevada da água de arrefecimento, para produzir etanol vaporizado a pressões maiores. Pressões absolutas mais elevadas, entre 200kPa e 300 kPa (figura 3.2) poderiam ser atingidas, permitindo o uso de bicos injetores projetados para combustíveis gasosos como GNV, GLP ou hidrogênio, eliminando a necessidade de dispositivo de sucção utilizado neste trabalho e trazendo a possibilidade de injeção direta e carga estratificada.
- Elevar a temperatura de trabalho da a água do arrefecimento com o uso de aditivos, o que também permitiria a geração de vapor a pressão apropriada para o uso de bicos injetores de gás.

- Usar reguladores de pressão para fornecer combustível a pressão constante, ao invés de controlar a temperatura da água. Dessa forma a diferença de pressão através da válvula com motor de passo ou dos bicos injetores não está sujeita à temperatura do óleo ou da água do arrefecimento. Válvulas usadas para gás natural ou GLP podem ser utilizadas desde que as devidas regulagens e adaptações sejam feitas. Para operar com etanol vaporizado essas válvulas precisam ter eventuais partes em alumínio substituídas por latão, usar membranas de aço inoxidável ou de borrachas nitrílicas, além de receber nova calibração para as faixas de pressão em que vão funcionar. Deve-se tomar cuidado com a menor vazão mássica nominal com etanol vaporizado, causada pela maior viscosidade desse combustível.
- Buscar maneiras seguras e energeticamente viáveis para reduzir o tempo de aquecimento do combustível, para que um veículo possa usá-lo na forma vaporizada durante mais tempo.
- Estudar o uso de etanol vaporizado em motores com pistões rotativos (Wankel). Desvantagens que esses motores têm devido ao formato de suas câmaras de combustão podem ser sublimadas com o uso de combustível na forma gasosa, como a condensação do mesmo nas paredes e frestas da câmara de combustão ou ainda problemas na velocidade de propagação da chama. Burley [55] apud Dulger [56] já conseguiu diminuir as emissões de HC num motor Wankel usando metano como combustível.
- Analisar a durabilidade do óleo lubrificante num MAPV. Sabe-se que o etanol – e principalmente o etanol vaporizado – diminuem a deterioração do lubrificante, pela sua menor afinidade química e menor disposição a formar depósitos nas câmaras de combustão. Falta, porém, resultados quantitativos.
- Desenvolver formatos de câmara de combustão otimizados para queima de etanol vaporizado.
- Estudar o uso de conversores catalíticos adequados à realidade do MAPV. Etapas futuras de seu desenvolvimento podem levar a emissões menores porém ainda superiores às regulamentadas, que poderiam ser convertidas com catalisadores que causam menor perda de carga se houver um nível seguro que essas emissões não atinjam. Pode-se ainda chegar a um ponto em que se diminua apenas óxidos de nitrogênio ou apenas combustíveis parcialmente queimados, tornando desnecessário um dos catalisadores (redução ou oxidação) no caso do modelo de três vias.

- Usar 2,5-dimetilfurano na alimentação de um MCI para avaliar a possibilidade de usar esse combustível na forma vaporizada. Devido às suas diferenças em relação ao etanol, deve-se buscar novos parâmetros para viabilizar seu uso em motores de combustão interna e num gerador de vapor. Valores ótimos de taxa de compressão, razão ar-combustível e momento de ignição devem ser buscados, bem como os níveis de temperatura e emissões de poluentes que se pode atingir.
- Realizar testes dinâmicos de dirigibilidade, em autódromos ou nas ruas, com o MAPV instalado num veículo ao invés de estar no dinamômetro de bancada.
- O desenvolvimento de trocadores de calor mais compactos e o uso do óleo lubrificante como fonte de calor podem ajudar no desenvolvimento de MAPVs adequados à realidade das motocicletas, visando reduzir a poluição atualmente causda por elas.

Referências Bibliográficas

- [1] MAGALHÃES, M. Missões estrangeiras para o Álcool. In: _____. *Jornal Cana*. 137. ed. Ribeirão Preto-SP: Procana Informações e Eventos, 2005. p. 16–17.
- [2] ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. *Anuário Estatístico da Indústria Automotiva Brasileira*. São Paulo-SP, 2003.
- [3] NASCIMENTO, D.; PINTO, R. Logística para exportar Álcool. In: _____. *Revista Idea News*. 54. ed. Ribeirão Preto-SP: Idea News Comunicações, 2005. p. 8–14.
- [4] INTERGOVERNAMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. *Climate Change 2007: The physical science basis*. Geneva, (Suíça), 2007. Summary for Policymakers. Disponível em: <<http://www.ipcc.ch/SPM2feb07.pdf>>. Acesso em: 05 mar. 2007.
- [5] MELLO Jr., A. G. *Petróleo... até quando?* 200–. Disponível em: <<http://meusite.mackenzie.com.br/mellojr/Petroleo/petroleo.htm>>. Acesso em: 31 ago. 2005.
- [6] CARVALHO, L. C. C. *Etanol: Impactos econômicos no brasil*. São Paulo-SP: Única, 1999.
- [7] ROMÁN-LESHKOV, Y. et al. Production of dimethylfuran for liquid fuels from biomass-derived carbohydrates. *Nature*, v. 447, n. 7147, p. 982–986, 2007.
- [8] INSTITUTO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS. *Programa para controle de emissões veiculares*. Brasília-DF, 2005. Disponível em: <www.ibama.gov.br>. Acesso em: 7 set. 2005.
- [9] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DOS FABRICANTES DE MOTOCOCLETAS CICLO-MOTORES MOTONETAS BICICLETAS E SIMILARES. *Motociclos: Produção 2004*. São Paulo-SP, 2005. Disponível em: <<http://www.abraciclo.com.br/prod04.html>>. Acesso em: 7 set. 2005.
- [10] CONSELHO NACIONAL DE MEIO AMBIENTE. *Resolução 297, de 26 de fevereiro de 2002*. Brasília-DF, 2002. Disponível em:

- <http://www.ibama.gov.br/proconve/ArquivosUpload/5resolucao_297-02_-promot.pdf>. Acesso em: 30 ago. 2005.
- [11] CONSELHO NACIONAL DE MEIO AMBIENTE. *Resolução* 342 de 25 de fevereiro de 2003. Brasília-DF, 2003. Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/proconve/ArquivosUpload/0resolucao_342-03_-promot-complementar.pdf>. Acesso em: 30 ago. 2005.
- [12] BRANDT Y. WANG, J. W. G. E. P. Dynaminc modeling of a three-way catalyst for spark-ignition engine exhaust emission control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 8, n. 5, p. 767–776, 2000.
- [13] MARTINS, K. C. R. *Estudo da aplicação de conversores catalíticos platina paládio com auxiliar no processo de controle das emissões automotivas*. Dissertação (Mestrado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 2003.
- [14] NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY COUNCIL. *Interagency assesment on oxygenated fuels*. Washington-DC, 1997. Disponível em: <<http://www.epa.gov/otaq/regulations/ostpexec.pdf>>. Acesso em: 31 ago. 2005.
- [15] ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA. *Clean Air Act*. Washington-DC, 1990. Disponível em: <<http://www.epa.gov/oar/caa/caa.txt>>. Acesso em: 10 set. 2005.
- [16] POULOPOULOS, S. G. et al. Regulated and unregulated emissions from an internal combustion engine operating on ethanol-containing fuels. *Atmospheric Environment*, n. 35, p. 4399–4406, 2001.
- [17] PAU, F. S. *Análise experimental dos fenômenos e da emissão de gases em motores de combustão interna utilizando misturas de etanol e gasolina como combustível*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 2003.
- [18] HOCHGREB, S. Combustion-related emissions in spark-ignited engines. In: _____. *Handbook of air pollution from internal combustion engines*. San Diego-CA: Academic Press, 1998. p. 119–164.
- [19] CELERE, S. W. *Desempenho de motores de ignição por centelha com álcool etílico pré-evaporado*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 1981.
- [20] VENANZI, D. *Contribuição técnica ao emprego de álcool etílico em motores de ciclo Otto*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 1972.

- [21] BERGMAN, H. H. A highly efficient alcohol vapor aspirating spark-ignition engine with heat recovery. *SAE paper 821190*, p. 77–88, 1982.
- [22] D'AVILA, M. T. *Estudo de um motor de combustão interna, do ciclo Otto, movido a etanol pré-vaporizado*. Dissertação (Mestrado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 1994.
- [23] D'AVILA, M. T. *Estudo de um motor regenerativo, do ciclo Otto, movido a etanol pré-vaporizado*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 2003.
- [24] SHER, E. (Org.). *Handbook of air pollution from internal combustion engines: Pollutant formation control*. San Diego-CA: Academic Press, 1998.
- [25] WARNATZ, J. *Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. 3. ed. New York: Springer, 2001.
- [26] HARRINGTON, J. A.; SHISHU, R. C. A single-cylinder engine study of the effects of fuel type, fuel stoichiometry and hydrogen-to-carbon ratio on CO, NO and HC exhaust emissions. *SAE paper 730476*, 1973.
- [27] FERGUSON, C. R. *Internal Combustion Engines: applied thermosciences*. New York: John Wiley & sons, 1986.
- [28] HOHSHO, Y. et al. Characteristics of response of carbureted spark ignition engines under transient conditions. *Bulletin of Japanese Society of Mechanical Engineers*, n. 242, p. 1725–1732, 1985.
- [29] COOPER, C. D.; ALLEY, F. C. *Air Pollution Control*. New York: Waveland Press Inc., 1994.
- [30] da SILVA, J. A. *Estudo dos processos de admissão e exaustão utilizando ensaio experimental e simulação de um motor de combustão interna a etanol aspirado e turboalimentado*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos-SP, 2004.
- [31] SONHO Possível. In: REVISTA Duas Rodas. 318. ed. Rio de Janeiro-RJ: Sisal, 2003. p. 46–48.
- [32] SOUZA, S. G. *Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto a gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo*. Dissertação (Mestrado) — Escola de Engenharia de S. Carlos-USP, São Carlos-SP, 2004.

- [33] FEITOSA, M. V. *Estudo da partida a frio em motores movidos a etanol*. Tese (Mestrado) — Escola de Engenharia de S. Carlos-USP, São Carlos-SP, 1998.
- [34] SATO, T. et al. Countermeasures against the icing problem on the ATREX precooler. *Acta Astronautica*, n. 54, p. 671–686, 2004.
- [35] GUTHEIL, E. 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, 1985.
- [36] WIKIPEDIA, THE FREE ENCYCLOPEDIA. *Methane*. [S.I.], 2006. Disponível em: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Methane>>. Acesso em: 04 dez. 2006.
- [37] TAYLOR, C. F. *Análise dos Motores de Combustão Interna*. 2. ed. São Paulo-SP: Edgard Blücher Ltda., 1988. Tradução de Mauro Omeu Cardoso Amorelli.
- [38] PETRÓLEO BRASILEIRO S/A. *Dúvidas: Gasolina comum*. Rio de Janeiro-RJ, 2005. Disponível em: <www.br.com.br/portalbr/calandra.nsf>. Acesso em: 19 set. 2005.
- [39] STRAHLE, W. C. *An Introduction to Combustion*. Longhorn-PA: Gordon and Breach Science Publishers, 1993.
- [40] KANURY, A. M. *Introduction to combustion phenomena: For fire, incineration pollution and energy applications*. Yverdon (Suíça): Gordon and Breach Science, 1992.
- [41] KAZAKOV, A. et al. Detailed modeling of an isolated, ethanol droplet combustion under microgravity conditions. *Combustion and Flame*, n. 134, p. 301–314, 2003.
- [42] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa*. 4. ed. Rio de Janeiro-RJ: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1998.
- [43] KREITH, F. *Princípios da Transmissão de Calor*. São Paulo-SP: Edgard Blücher Ltda., 1973.
- [44] THOME, J. R. *Enhanced Boiling Heat Transfer*. New York: Hemisphere Publishing Corp., 1990.
- [45] NUKIYAMA, S. The maximum and minimum values of heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *Journal of Japanese Society of Mechanical Engineering*, n. 37, p. 367, 1934.

- [46] VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. *Gol Special: Manual de operações*. 11. ed. São Bernardo do Campo-SP: [s.n.], 2002.
- [47] LEE, Y. H.; KIM, D. H.; S, H. C. An experimental investigation on the experimental critical heat flux enhancement by mechanical vibration in vertical round tube. *Nuclear Engineering and Design*, n. 229, p. 47–58, 2004.
- [48] PORTO, R. M. *Hidráulica Básica*. 3. ed. São Carlos-SP: EESC, 2004.
- [49] CONSELHO NACIONAL DE MEIO AMBIENTE. *Resolução 315 de 29 de outubro de 2002*. Brasília-DF, 2002. Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/proconve/ArquivosUpload/6resolucao_315-02_-novas_etapas.pdf>. Acesso em: 8 set. 2005.
- [50] ROSE, J. W.; COOPER, J. R. *Technical Data on Fuel*. 7. ed. Londres, 1977. Revisado para unidades SI.
- [51] HEWITT, G. F. *Heat Exchanger Design Handbook: Physical properties*. Washington-DC: Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
- [52] CHEMICAL RUBBER COMPANY. *CRC Handbook of Chemistry and Physics: A ready-reference book of chemical and physical data*. Boca Raton-FL: CRC Press Inc., 1985.
- [53] ANDERSON Jr., J. *Modern compressible flow with historical perspective*. 3. ed. Singapore: McGraw Hill, 2003.
- [54] REID, R. C.; SMITH, J. M. Thermodynamic properties of ethyl alcohol. *Chemical Engineering Processes*, v. 47, n. 8, 1951.
- [55] BURLEY, R. J.; MELOENEY, M. R.; STARK, T. L. Source of hydrocarbon emissions on rotary engines. *SAE paper 780419*, 1978.
- [56] DULGER, M. Pollution from rotary internal combustion engines. In: _____. *Handbook of air pollution from internal combustion engines*. San Diego-CA: Academic Press, 1998. p. 171–188.

Apêndice A

Glossário

APMS: Antes do Ponto Morto Superior.

Superaquecimento de parede: Diferença de temperatura entre a superfície transmissora de calor a um fluido em ebulição e a temperatura de saturação do mesmo.

Golpe de ariete: Choque de líquido que indesejado em tubulações destinadas tanto a líquidos como a gases. Pode danificar seriamente seus componentes.

Título de vapor: Em uma substância que passa por evaporação (ou condensação) a pressão constante, é a razão entre a massa que está na forma gasosa e a massa total.

Vapor flash: Vapor formado instantaneamente quando um líquido saturado expande-se. À mesma entalpia específica corresponde um título maior para uma pressão menor que aquela anterior à expansão.

Mistura estequiométrica: Mistura (no caso entre ar e combustível) na proporção teoricamente correta para que não sobre reagentes após o término da reação. Na prática sobra um pouco de reagentes e produtos mesmo nessa condição.

Mistura rica: Mistura que contém razão ar/combustível menor (ou maior relação combustível/ar) que a definida na condição estequiométrica.

Mistura pobre: O oposto de mistura rica.

Desnaturante: Substância adicionada ao etanol carburante para tornar seu odor e sabor desagradáveis, para evitar que seja usado como bebida.

Centralina: Módulo de injeção eletrônica.

MAP: Manifold Air Pressure, ou pressão no coletor de admissão.

PMS: Ponto Morto Superior, o nível mais elevado que o pistão atinge em seu movimento alternativo.

TPS: Throttle Position Sensor, ou sensor de posição da borboleta de aceleração.

WOT: Wide Open Throttle, ou abertura total da borboleta de aceleração.

Poder Calorífico Inferior: Energia fornecida pela queima do combustível considerando que o vapor d'água formado não se condensa.

Poder Calorífico Superior: Energia fornecida pela queima do combustível quando atinge-se condições propícias para a condensação do vapor d'água formado. A diferença entre os poderes caloríficos superior e inferior é o calor latente de condensação da água formada.

Apêndice B

Fórmulas utilizadas

B.1 Polinômio interpolador

A pressão de vapor de etanol e a densidade do vapor saturado em função da temperatura foram calculadas sempre que necessário com ajuda de um polinômio interpolador de Lagrange para argumentos igualmente espaçados. A tabela B.1 traz valores de pressão absoluta de vapor na saturação e densidade de vapor saturado, na faixa de temperaturas de -3°C até 127°C (270K a 400K), com intervalos de 10K. A igualdade de espaçamento dos argumentos (no caso a temperatura) permite uma mudança de variável na forma

$$u = \frac{T - T_0}{h} \quad (\text{B.1})$$

Onde T_0 é a menor temperatura da tabela e h é o espaçamento não-nulo entre os valores dados. O valor interpolado das propriedades desejadas fica definido por

$$P(T_0 + uh) = \sum_{k=0}^n f_k \frac{(u-0)(u-1)\dots[u-(k-1)][u-(k+1)]\dots(u-n)}{(k-0)(k-1)\dots[k-(k-1)][k-(k+1)]\dots(k-n)} \quad (\text{B.2})$$

Onde f_k é o valor tabelado de pressão de vapor ou de densidade para cada temperatura dada e n vale 13.

Tais cálculos foram implementados em uma planilha eletrônica do OpenOffice, versão 2.0.3. Há a célula para entrada com o valor de temperatura, uma intermediária que calcula o valor do parâmetro u (variável que substitui a temperatura), uma coluna para os polinômios $\Lambda_k = \frac{\prod_j^{u-j}}{\prod_j^{k-j}}$, $j \neq k$ e outra para armazenar os produtos $f_k \Lambda_k$ usados na interpolação do valor de ambas as propriedades.

Uma ilustração da tabela utilizada está na figura B.1.

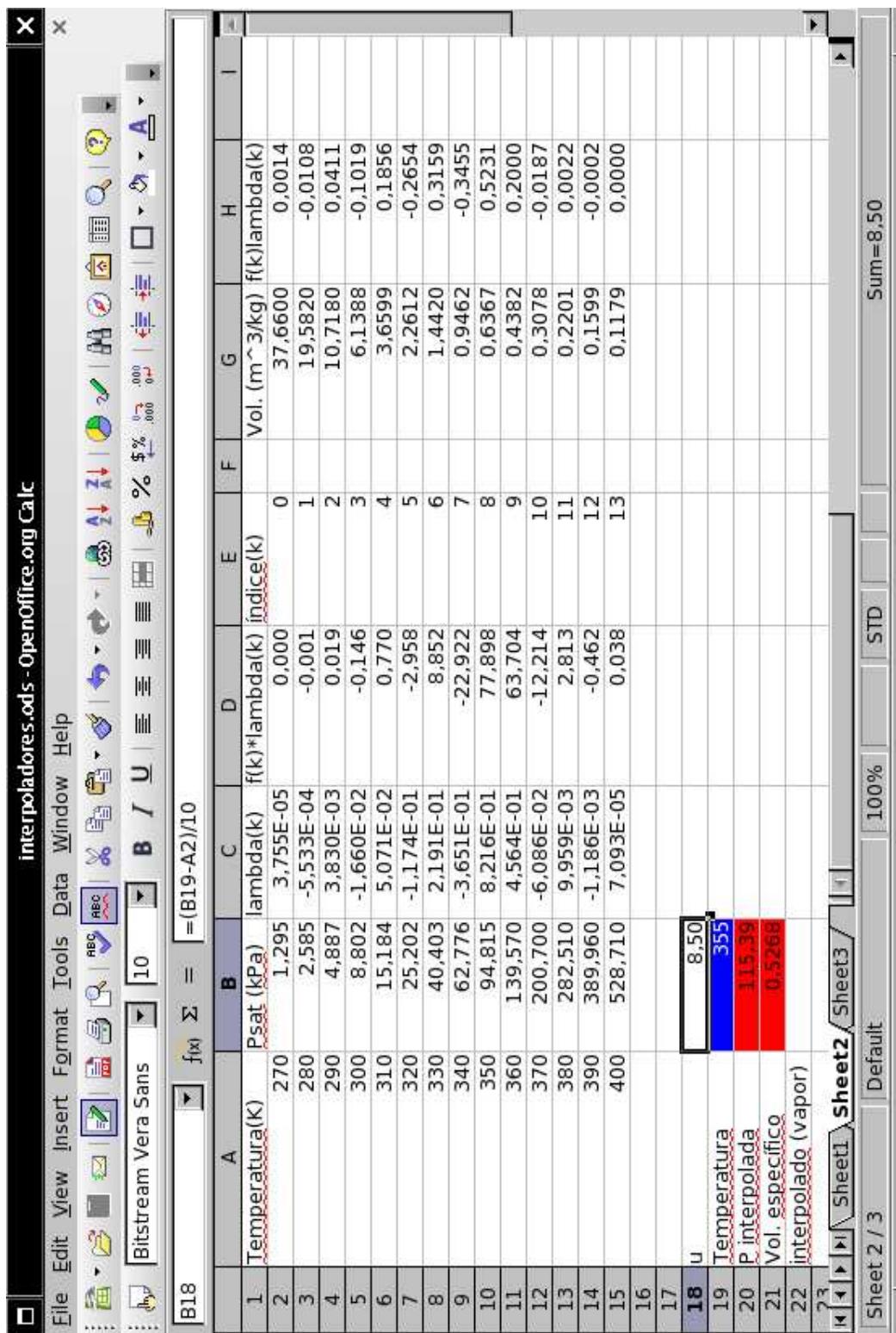


Figura B.1: Planilha eletrônica usada para interpolação de propriedades do etanol saturado.

Tabela B.1: Pressão de vapor do etanol em função da temperatura.

Temperatura (°C)	Pressão de vapor (Pa)	Dens. de vapor saturado (kg/m³)
-3	1295	0,027
7	2585	0,051
17	4887	0,093
27	8802	0,163
37	15184	0,273
47	25202	0,442
57	40403	0,693
67	62776	1,057
77	94815	1,571
87	139570	2,282
97	200700	3,249
107	281570	4,543
117	389960	6,254
127	528710	8,482

Fonte: [50]

B.2 Cálculo das emissões e demais parâmetros referentes ao funcionamento do motor

Nesta seção são descritas as fórmulas usadas nos cálculos das grandezas apresentadas nas tabelas 4.1 e 4.2.

Com um peso de 4,030kg sobre a balança da célula de carga, que está a uma distância de 975mm (torque de 3,929 kgfm), o medidor acusa um valor de 18,8. Portanto o valor de 1,0kgf.m corresponde a $\frac{18,8}{3,929} = 4,784$ no visor da célula de carga, restando a conversão para Newton-metro com a multiplicação pela aceleração da gravidade.

$$\tau = \frac{\text{(célula de carga)}}{4,784} \times 9,81 \quad (\text{B.3})$$

Potência: usando fatores de conversão de rpm para rad/s e de Watt para quilowatt temos

$$P = \frac{\pi \tau \omega}{30000} \quad (\text{B.4})$$

Eficiência termodinâmica: usou-se o fator 100 para conversão para porcentual.

$$\eta = \frac{100 \times P}{\dot{m}_{etanol} \times PCI} \quad (\text{B.5})$$

Pressão absoluta no coletor de admissão:

$$\text{MAP} = p_{abs} - \text{vácuo}_{adm} \quad (\text{B.6})$$

Pressão na caldeira: usou-se fatores de conversão entre os valores lidos nos manômetros em kgf/cm² ou mmHg para a unidade pretendida que é kPa, necessária às verificações de temperatura de saturação.

$$p_{abs,cald} = \frac{p_{abs} \times 101,325}{760} + p_{cald} \times 98,1 \quad (\text{B.7})$$

Consumo médio de etanol: dividiu-se 100 pela média dos tempos para consumo de 100g de combustível.

$$\dot{m}_{etanol} = \frac{500}{M1 + M2 + M3 + M4 + M5} \quad (\text{B.8})$$

Onde M1 ... M5 são as 5 medidas de tempo de consumo realizadas. Em alguns regimes muito instáveis nos quais não houve tempo hábil para realizar 5 medidas, o numerador 500 foi substituído por 400 ou 300 caso o número de medidas possíveis fosse quatro ou três, respectivamente.

A razão ar/combustível foi calculada para efeito de comparação com os valores fornecidos pelo analisador de gases. Para a razão ar/combustível temos:

$$\Lambda = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{etanol}} \quad (\text{B.9})$$

A razão ar/combustível normalizada pelo seu valor estequiométrico para etanol hidratado é definida por:

$$\lambda = \frac{\Lambda}{8,33} \quad (\text{B.10})$$

Vazão total de produtos de combustão em base seca: deve-se deduzir as três moléculas de vapor d'água geradas na queima de cada molécula de etanol (desprezando-se ineficiências na queima) e transformar a vazão de g/s (numerador) para mol/s de acordo com uma massa molar média ponderada das emissões (denominador). Por não haver medição de vazão de gases na saída admite-se que é a mesma de entrada (despreza-se *blowby*), que é a entrada de massa seca calculada no numerador da equação B.11. Observa-se que o gás nitrogênio (N₂) não participa dos cálculos.

$$\text{PCBS} = \frac{\overbrace{\dot{m}_{etanol} \times (1 - 0,07)}^{\text{fração anidra}} + 0,21 \times \dot{m}_{ar} \frac{MM_{O_2}}{MM_{ar}} - \overbrace{(3 \dot{m}_{etanol} \frac{MM_{\text{água}}}{MM_{etanol}})}^{\text{água condensada}}}{\frac{\% CO_2 \times MM_{CO_2}}{100} + \frac{\% CO \times MM_{CO}}{100} + \frac{ppm CH_4 \times MM_{CH_4}}{10^6} + \frac{\% O_2 \times MM_{O_2}}{100} + \frac{ppm NO_x \times MM_{NO}}{10^6}} \quad (\text{B.11})$$

Produção de CO em g/h:

$$\dot{m}_{CO} = \text{PCBS} \times \frac{\% CO}{100} \times MM_{CO} \quad (\text{B.12})$$

Produção de hidrocarbonetos (THC), CO₂, O₂, óxidos de nitrogênio (NO_x); respectivamente, em g/h:

$$\dot{m}_{THC} = \text{PCBS} \times \frac{ppm THC}{10^6} \times MM_{CH_4} \quad (\text{B.13})$$

$$\dot{m}_{CO_2} = \text{PCBS} \times \frac{\% CO_2}{100} \times MM_{CO_2} \quad (\text{B.14})$$

$$\dot{m}_{O_2} = \text{PCBS} \times \frac{\% O_2}{100} \times MM_{O_2} \quad (\text{B.15})$$

Considerando-se que o aparelho de medição lê moléculas de NO:

$$\dot{m}_{NO_x} = \text{PCBS} \times \frac{ppm\ NO}{10^6} \times MM_{NO} \quad (\text{B.16})$$

N_2 que sai “praticamente ilesa”, desprezando a pequena parcela que é usada na conversão para NO:

$$N_{2,\text{circulante}} = \frac{\text{PCBS}}{MM_{ar}} \times 0,79 \times 3600 \times MM_{N2} \quad (\text{B.17})$$

Deve-se tomar o cuidado de não confundir “ar” com “Ar”. O primeiro, grafado com letra minúscula, refere-se ao ar atmosférico, enquanto aquele grafado com A maiúsculo refere-se ao gás argônio, presente na atmosfera porém condierado com parte dos 79% de N_2 nos presentes cálculos.

As emissões específicas, ou seja, relacionadas à energia mecânica entregue pelo motor, foram calculadas dividindo-se sua taxa de produção (g/h) pela potência desenvolvida (kW), obtendo-se a produção específica em g/kWh para cada emissão.

$$\dot{m}_{i,\text{esp}} = \frac{\dot{m}_i}{P} \quad (\text{B.18})$$

Onde i pode ser qualquer uma das emissões e \dot{m}_i representa qualquer emissão descrita das fórmulas B.12 a B.16.

Da mesma forma, o consumo específico de etanol é definido por:

$$\dot{m}_{\text{etanol},\text{esp}} = \frac{\dot{m}_{\text{etanol}}}{P} \quad (\text{B.19})$$

A estimativa de vazão de água pelo sistema de arrefecimento foi feita, para auxiliar o entendimento dos fenômenos de transmissão de calor e de perda de cerga na água da caldeira. Trata-se de uma estimativa grosseira, pois as temperaturas medidas e a taxa de produção de vapor de etanol não foram muito estáveis.

$$\dot{m}_{H_2O,\text{arref}} = \frac{h_{lv,\text{etanol}} \times \dot{m}_{\text{etanol}}}{c_p,H_2O \times (T_{\text{ent,rad}} - T_{\text{sai,rad}})} \quad (\text{B.20})$$

O índice rad refere-se ao radiador.

Para investigar as influências nas emissões de NO_x foi calculado o tempo entre a ignição e o momento em que o pistão atinge o PMS. Esse tempo (em milissegundos) leva em conta o tempo para o virabrequim realizar uma volta (inverso do número de voltas dadas num segundo, multiplicado por 1000) e a fração de volta correspondente ao ângulo de avanço da ignição.

$$t_{\text{ign-PMS}} = \frac{60}{0,001\omega} \times \frac{{}^\circ APMS}{360^\circ} = \frac{{}^\circ APMS}{0,006\omega} \quad (\text{B.21})$$

Apêndice C

Dados coletados

C.1 Aquecimento do motor

A tabela C.1 contém os dados coletados pelo sistema de aquisição de temperaturas, além da pressão observada na caleira durante os ensaios de aquecimento transiente (seção 4.4).

Tabela C.1: Ensaios de aquecimento transiente.

Tempo de trabalho (s)	Com válvula termostática				Sem válvula termostática				Obs.:
	Entrada (°C)	Saída (°C)	Óleo (°C)	Pressão (kgf/cm ²)	Entrada (°C)	Saída (°C)	Óleo (°C)	Pressão (kgf/cm ²)	
0	20,4	20,5	20,8	0,00	29,7	28,6	22,8	0,00	Inj=2,56ms(c)
5	20,4	20,5	20,8		30,1	29,1	23,0		2,39ms(s)
10	20,5	20,5	20,8		30,7	29,8	23,3		
15	20,5	20,5	20,8		31,2	30,4	23,7		
20	20,5	20,5	20,8		31,8	31,0	24,2		
25	20,4	20,5	20,8		32,5	31,6	24,5		
30	20,4	20,5	20,8		33,0	32,1	24,9		
35	20,5	20,5	20,8		33,6	32,7	25,3		
40	20,5	20,5	20,8		34,2	33,3	25,6		
45	20,5	20,5	20,8		34,8	33,9	26,1		
50	20,4	20,5	20,8		35,4	34,5	26,7		
55	20,5	20,5	20,8		36,0	35,0	27,2		
60	20,5	20,5	20,8		36,5	35,6	27,9		célula=3,7(s)
65	20,4	20,5	20,8		37,1	36,2	28,8		
70	20,5	20,5	20,8		37,7	36,8	29,5		
75	20,4	20,5	20,8		38,3	37,3	30,2		
80	20,4	20,5	20,9		38,8	37,9	30,9		
85	20,4	20,5	20,9		39,4	38,5	31,5		
90	20,4	20,5	20,9		40,0	39,0	32,0		
95	20,5	20,5	20,9		40,5	39,6	32,6		
100	20,5	20,5	21,0		41,1	40,2	33,3		
105	20,5	20,5	21,1		41,6	40,7	33,9		
110	20,5	20,5	21,2		42,1	41,2	34,4		
115	20,5	20,5	21,3		42,7	41,8	35,1		

Continua

Continuação

120	20,4	20,5	21,4		43,3	42,3	36,0		
125	20,5	20,5	21,5		43,8	42,9	36,6		
130	20,5	20,5	21,7		44,4	43,4	37,2		
135	20,5	20,5	21,8		44,9	44,0	37,9		
140	20,5	20,5	22,1		45,4	44,5	38,6		
145	20,5	20,5	22,4		46,0	45,0	39,3		
150	20,5	20,5	22,9		46,5	45,6	39,8		2,82ms(c)
155	20,5	20,5	23,5		47,1	46,1	40,4		c=4,6(c)
160	20,5	20,5	24,1		47,6	46,7	40,9		c=5,3(s)
165	20,5	20,5	24,8		48,2	47,2	41,3		
170	20,5	20,5	25,5		48,7	47,7	41,8		
175	20,5	20,6	26,0		49,3	48,3	42,3		
180	20,5	20,5	26,6		49,8	48,8	42,9		
185	20,5	20,5	27,3		50,3	49,4	43,5		
190	20,5	20,6	28,1		50,9	49,9	44,0		
195	20,5	20,6	28,7		51,4	50,5	44,6		2,49ms(c)
200	20,5	20,6	29,3		52,0	51,0	45,1		c=4,6(c)
205	20,5	20,6	30,1		52,5	51,5	45,6		
210	20,5	20,6	30,8		53,1	52,1	46,2		
215	20,5	20,5	31,3		53,6	52,6	46,9		
220	20,5	20,5	31,8		54,1	53,1	47,5		
225	20,5	20,5	32,4		54,6	53,6	48,0		
230	20,5	20,6	32,9		55,1	54,1	48,5		
235	20,5	20,6	33,5		55,7	54,7	49,1		
240	20,5	20,6	34,4		56,2	55,2	49,5		
245	20,5	20,6	35,4		56,7	55,7	49,9		
250	20,5	20,6	36,4		57,2	56,3	50,2		c=5,9(s)
255	20,5	20,6	37,3		57,7	56,8	50,5		
260	20,5	20,6	38,0		58,2	57,3	50,7		
265	20,5	20,6	38,6		58,7	57,8	51,0		
270	20,6	20,5	39,3		59,2	58,3	51,4		c=5,8(c)
275	20,6	20,5	40,1		59,7	58,8	51,8		
280	20,7	20,5	40,9		60,3	59,3	52,2		
285	20,6	20,5	41,7		60,8	59,8	52,5		
290	39,4	20,5	42,6		61,3	60,3	52,8		
295	47,2	20,5	43,6		61,8	60,8	53,2		
300	56,0	20,5	44,4		62,3	61,3	53,5		c=6,1(s)
305	61,9	20,6	45,2		62,8	61,8	53,9		
310	63,8	20,8	46,0		63,3	62,3	54,4		
315	66,4	21,3	46,7		63,7	62,7	54,7		
320	68,9	22,4	47,3		64,2	63,2	55,1		
325	70,3	24,4	47,9		64,7	63,8	55,5		
330	70,9	26,6	48,7		65,2	64,2	55,9		c=6,8(c)
335	72,5	29,2	49,5		65,7	64,7	56,3		
340	73,3	31,7	50,3		66,2	65,2	56,6		
345	73,8	33,8	51,1		66,7	65,7	56,9		
350	74,6	36,0	51,6		67,1	66,2	57,3		

Continua

Continuação

355	75,2	38,9	52,1		67,6	66,6	57,6		
360	75,9	41,9	52,7		68,1	67,1	57,9		
365	76,1	44,4	53,2		68,6	67,6	58,2		
370	76,4	46,4	53,8		69,1	68,1	58,5		c=6,4(s)
375	77,3	48,6	54,4		69,5	68,6	58,9		
380	77,2	50,7	54,8		70,0	69,1	59,2		
385	77,7	52,5	55,4		70,5	69,5	59,6		
390	77,9	54,2	55,9		71,0	69,9	60,0		c=7,0(c)
395	78,1	55,8	56,4		71,4	70,4	60,3		
400	78,5	57,1	56,9		71,8	70,9	60,6		
405	78,8	58,3	57,3		72,3	71,3	61,0		
410	79,2	59,4	57,9		72,8	71,8	61,4		
415	79,4	60,4	58,3		73,2	72,3	61,6		
420	79,6	61,2	58,8		73,7	72,7	61,9		
425	79,7	62,0	59,3		74,2	73,2	62,3		
430	79,9	62,8	59,8		74,6	73,6	62,7		
435	79,9	63,4	60,3		75,0	74,1	63,0		
440	80,2	64,0	60,8		75,5	74,6	63,4		
445	80,0	64,7	61,3		76,0	75,0	63,8		
450	80,3	65,4	61,8		76,3	75,4	64,1		
455	80,6	65,9	62,2		76,9	75,9	64,5		
460	80,7	66,3	62,7		77,3	76,4	64,8		
465	80,6	66,8	63,3		77,7	76,8	65,1		
470	80,9	67,3	63,8		78,2	77,3	65,5		c=7,4(c)
475	80,7	67,7	64,3		78,6	77,7	65,8		
480	81,1	68,1	64,7		79,1	78,1	66,2		
485	81,0	68,5	65,1		79,5	78,5	66,5		
490	81,2	68,9	65,6		79,9	79,0	66,8		
495	81,2	69,2	65,9		80,4	79,4	67,2		
500	81,2	69,6	66,3		80,8	79,8	67,5		
505	81,4	70,0	66,7		81,2	80,3	67,8		
510	81,6	70,3	67,1		81,7	80,8	68,1		
515	81,8	70,6	67,5		82,1	81,2	68,4		
520	81,8	70,8	67,9		82,6	81,6	68,8		c=7,2(s)
525	81,7	71,2	68,3		83,0	82,0	69,1		
530	81,7	71,5	68,7		83,4	82,5	69,4		
535	81,8	71,8	69,1		83,8	82,8	69,8		
540	82,0	72,1	69,5		84,2	83,2	70,2		
545	81,9	72,4	69,8		84,7	83,6	70,6		
550	82,0	72,6	70,2		85,1	84,0	71,0		
555	82,1	72,8	70,6		85,5	84,5	71,4		
560	82,1	73,1	71,0		85,9	84,9	71,7		
565	82,2	73,4	71,3		86,3	85,3	72,0		
570	82,3	73,8	71,6		86,8	85,7	72,4		
575	82,2	74,1	71,8		87,1	86,1	72,7		
580	82,4	74,5	72,1		87,5	86,5	73,0	0,05	c=7,2(s)
585	82,5	74,9	72,5		87,9	86,9	73,4		

Continua

Continuação

590	82,6	75,3	72,9		88,3	87,3	73,7		
595	82,6	75,6	73,3		88,7	87,7	74,1		
600	82,7	75,9	73,5		89,1	88,0	74,4	0,10	1,51ms(s)
605	82,8	76,4	73,9		89,4	88,5	74,7		c=6,5(s)
610	82,8	76,9	74,3		89,8	88,9	75,0		
615	82,9	77,3	74,6		90,2	89,3	75,4		
620	83,0	77,7	74,9		90,6	89,7	75,8	0,15	
625	83,1	78,0	75,2		91,0	90,0	76,1		c=6,8(s)
630	83,3	78,4	75,5		91,3	90,4	76,4		
635	83,3	78,7	75,8		91,8	90,8	76,8		
640	83,4	79,0	76,0		92,1	91,1	77,1	0,20	c=7,0(s)
645	83,5	79,3	76,3		92,5	91,5	77,5		
650	83,6	79,5	76,6		92,9	91,9	77,8		
655	83,7	79,8	76,8		93,3	92,2	78,2		
660	83,9	80,1	77,0		93,7	92,6	78,5	0,30	c=7,2(s)
665	84,0	80,4	77,2		94,0	93,0	78,8		c=7,6(c)
670	84,1	80,6	77,5		94,5	93,3	79,2		
675	84,2	80,9	77,7		94,8	93,7	79,4		
680	84,3	81,1	78,0		95,1	94,1	79,7	0,45	1,26ms(s)
685	84,4	81,3	78,3		95,6	94,5	80,0		c=6,9(s)
690	84,6	81,6	78,5		95,9	94,9	80,4		
695	84,7	81,9	78,6		96,3	95,2	80,7	0,55	c=7,0(s)
700	84,8	82,2	78,9		96,7	95,6	81,0	0,55	
705	85,0	82,5	79,1		97,1	96,0	81,3	0,55	ligou ventoinha(s)
710	85,2	82,8	79,4		97,6	96,4	81,7	0,55	c=7,8(c)
715	85,3	83,1	79,7		96,5	96,7	82,0	0,55	
720	85,5	83,4	80,0		95,7	96,3	82,4	0,55	
725	85,7	83,7	80,3		95,3	95,5	82,7	0,55	
730	85,7	84,1	80,7		94,5	94,9	83,0	0,55	
735	85,8	84,3	80,8		93,7	94,3	83,3	0,55	
740	85,8	84,6	81,0		92,9	93,5	83,5	0,55	
745	86,0	84,7	81,2		92,2	92,8	83,6	0,55	
750	86,4	85,0	81,4		91,4	92,0	83,8	0,55	1,29ms(c)
755	86,7	85,3	81,6		90,7	91,3	84,0	0,55	c=6,8(c)
760	87,0	85,7	81,8		90,1	90,6	84,2	0,55	
765	87,2	86,1	82,0		89,4	90,0	84,3	0,55	
770	87,6	86,4	82,3						
775	87,9	86,7	82,6						
780	88,3	87,0	82,8	0,05					c=4,9(c)
785	88,6	87,4	83,1						
790	88,8	87,7	83,4						
795	89,1	88,0	83,5						
800	89,2	88,2	83,6	0,15					0,26ms(c)
805	89,5	88,4	83,8						c=1,0(c)
810	89,7	88,6	83,9						
815	89,9	88,9	83,9						
820	90,0	89,0	84,0						

Continua

Conclusão

825	90,3	89,2	84,0	0,20					$ \bullet = 36,75\%(\text{c})$
830	90,7	89,4	84,1						$c = 21,0(\text{c})$
835	91,1	89,7	83,9						
840	91,4	90,1	83,1						$c = 4,6(\text{c})$
845	91,9	90,5	82,7						
850	92,4	90,9	82,6						
855	93,0	91,4	82,9						
860	93,5	91,9	84,0	0,35					
865	94,1	92,4	84,3						$c = 24,9(\text{c})$
870	94,7	92,9	84,8						
875	95,4	93,5	85,5						
880	96,1	94,1	86,0						
885	96,9	94,9	86,4	0,45					ligou ventoinha
890	97,7	95,6	86,7						$c = 28,8(\text{c})$
895	96,6	96,1	87,0						
900	96,2	95,9	87,3						
905	96,0	95,4	87,5						comutação
910	95,7	95,1	87,5						$c = 12,7(\text{c})$
915	94,4	94,7	85,3						
920	93,9	94,0	82,5	0,50					
925	93,3	93,3	81,6	0,50					
930	92,8	92,7	81,5	0,50					
935	92,2	92,2	81,6	0,50					
940	91,7	91,7	82,0	0,50					

C.2 Ensaios dinamométricos

Antes de se realizar os ensaios com o sistema de fornecimento de vapor o motor foi ensaiado com sua ECU original, para efeito de comparação. Os resultados das medições de consumo de combustível estão na tabela C.3, enquanto as demais medidas estão na tabela C.2.

Para o funcionamento com álcool vaporizado, as medidas de consumo estão nas tabelas C.4 e C.5.

Tabela C.2: Dados colhidos em ECU original (exceto consumo).

ω (rpm)	CO (%)	THC (ppm)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	Pulso inj.(ms)	Ignição °APMS	Temperaturas (°C)				Consumo ar (g/s)	Pressão/vácuo (mm coluna)			Célula de carga
								Adm.	Escape	TBS	TBU		Adm.(Hg)	Esc.(H ₂ O)	Abs.(Hg)	
Marcha lenta																
840	0,64	349	0	12,5	2,69	4,8	6,0	45,3	195,8	22,0	20,0	2,40	350	15	696,0	0,0
Borboleta a 25% (23 graus)																
2000	0,32	109	1933	25,4	0,69	7,4	18,7	92,8	312,5	21,0	19,0	9,11	180	120	693,5	21,0
3000	0,34	233	1942	14,5	0,69	5,6	18,6	51,6	259,4	21,0	19,0	10,56	310	75	693,5	13,7
4000	0,45	431	1203	14,2	0,81	4,1	22,1	51,4	290,6	21,0	19,0	10,80	440	85	693,5	6,0
Borboleta a 50% (45 graus)																
2000	0,25	786	1950	14,2	0,83	10,3	17,5	56,7	339,5	21,0	19,0	13,08	100	245	693,5	32,0
3000	0,30	387	1956	14,3	0,77	10,7	14,2	57,6	423,5	21,0	19,0	208,6	120	350	693,5	33,9
4000	0,38	849	2961	14,1	0,85	11,1	13,7	49,5	424,0	21,0	19,0	28,59	50	665	693,5	32,6
WOT (82 graus)																
2000	3,12	724	997	12,9	0,32	11,7	15,8	50,1	293,4	22,0	20,0	13,49	10	190	696,0	32,7
3000	3,36	568	758	12,8	0,26	12,6	14,0	48,3	694,0	22,0	20,0	21,76	18	260	696,0	35,9
4000	2,46	370	1262	12,3	0,31	13,0	13,6	49,5	398,3	22,0	20,0	31,01	20	350	696,0	37,5

Tabela C.3: Consumo de combustível com ECU original.

	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm
25% (23°)	87,8	79,1	80,7
	87,8	78,7	82,1
	91,4	79,9	79,9
	87,4	80,0	77,8
	88,3	80,9	76,9
Média	88,54	79,72	79,48
50 % (45°)	66,9	42,3	30,5
	66,2	40,8	30,5
	66,0	41,7	29,7
	66,1	41,1	30,0
	67,2	40,8	30,5
Média	66,48	41,34	30,24
Máxima (82°)	56,9	34,8	24,7
	56,0	34,8	25,2
	56,7	34,6	24,8
	56,7	35,0	25,2
	56,3	34,8	25,4
Média	56,52	34,80	25,06
Marcha lenta (840rpm)	382,6		
	378,4		
	373,3		
	373,1		
	384,4		
Média	378,36		

Tabela C.4: Medidas de pressão, consumo de combustível e de ar em diversos regimes de operação com combustível vaporizado.

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	Pressão				Consumo de etanol (s/100g) - medidas					Consumo de ar (g/s)	Célula de carga
				Adm. [°]	Escape [†]	Absoluta [‡]	Caldeira [§]	1	2	3	4	5		
2000	24,25	1,00	21,4	202	70	695,6	0,60	89,3	90,4	91,7	92,7	91,9	8,95	20,5
2000	26,25	1,01	19,8	192	70		0,75	94,0	103,3	102,2	92,9	87,8	8,94	21,0
2000	41,25	1,19	17,4	68	130	694,7	0,75	84,4	78,6	87,9	78,2	80,4	12,31	27,8
2000	57,75	1,30	18,9	20	131	694,7	0,70	79,1	78,4	74,9	77,8	77,1	12,90	26,2
2000	35,50	1,36	19,5	70	85	694,1	0,65	92,0	87,9	87,4	86,6	88,4	12,04	22,4
2000	40,50	1,48	21,7	39	175		0,60	90,7	94,6	90,3	91,3	91,9	13,8	21,2
2000	53,00	1,01	13,9	20	185	693,6	0,60	64,2	62,4	62,5	61,8	62,1	12,63	32,5
2000	100,00	1,01	13,4	10	190		0,60	64,1	63,2	63,9	63,3	63,5	12,75	32,3
3000	24,50	1,01	26,9	338	145	693,4	0,70	83,2	84,2	83,3	83,9	84,9	9,73	12,4
3000	30,75	1,23	29,1	281	150		0,70	84,8	84,0	83,5	83,4	82,7	11,82	13,7
3000	31,75	1,31	24,7	255	15		0,73	82,6	80,8	81,7	82,4	83,0	12,81	14,0
3000	32,35	1,39	24,1	230	180		0,75	81,8	80,4	82,2	79,6	80,4	13,55	14,6
3000	53,00	1,01	15,6	35	340	696,8	0,60	43,6	43,3	43,7	41,7	41,8	20,49	33,9
3000	100,00	1,02	14,9	20	345	696,8	0,60	41,8	44,6	42,0	43,0	43,4	20,80	34,0
3000	100,00	1,22	14,5	20	345	696,8	0,50	48,2	48,5	48,5	46,0	50,2	21,45	27,7
3000	100,00	1,41	17,1	20	340		0,42	53,4	55,1	56,5	55,2	57,6	20,89	22,1
4000	24,50	1,00	22,3	440	114	696,0	0,60	85,6	81,9	88,1	84,4	81,9	10,39	6,6
4000	29,25	1,12	22,2	400	125		0,63	82,8	84,7	83,4	87,9	83,7	12,2	7,3
4000	33,75	2,00	31,4	300	160		0,68	79,5	76,1	76,3	80,8	79,7	18,20	5,0
4000	32,25	1,22	19,2	350	165		0,65	69,2	73,2	66,0	68,5	66,6	14,43	7,0
2000	54,00	1,06	17,3	20	345	695,4	0,60	64,3	63,1	67,3	71,0	73,9	12,63	29,9
4000	52,00	1,37	25,8	50	500	696,0	0,65	46,3	39,2	34,6	34,6	-	29,05	26,3
4000	99,25	1,51	21,3	30	520		0,60	39,5	41,1	41,1	40,4	39,2	30,98	22,2
4000	53,00	1,22	19,1	50	530		0,75	32,3	33,8	34,0	36,2	37,3	28,85	29,0
4000	47,50	1,08	15,7	70	510		0,80	35,0	34,7	34,5	35,1	34,1	27,61	28,3
4000	42,50	1,01	15,0	105	500		0,90	33,8	35,3	34,0	-	-	-	27,5

Continua

Conclusão

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	Pressão				Consumo de etanol (s/100g) - medidas					Consumo de ar (g/s)	Célula de carga
				Adm. [°]	Escape [†]	Absoluta [‡]	Caldeira [§]	1	2	3	4	5		
2000	60,75	1,11	8,5	20	267	695,8	0,55	13,19	25,6	73,7	73,0	77,7	70,6	74,8
2000	100,00	1,11	11,0	10	255	695,8	0,55	13,35	26,1	72,0	72,7	76,7	73,1	72,5
3000	55,75	1,31	23,0	30	335	695,8	0,50	21,65	27,7	47,4	47,2	48,6	54,5	52,0
3000	100,00	1,24	20,0	20	335	695,8	0,55	21,60	29,1	49,3	51,6	49,0	50,8	48,8
4000	67,00	1,47	30,1	30	252	695,8	0,60	30,55	24,2	42,1	42,1	43,4	40,6	42,3
2000	100,00	0,86	19,6	10	275	695,8	0,45	12,79	31,0	52,1	53,1	53,1	53,4	51,7
3000	100,00	0,95	15,8	20	365	695,4	0,67	20,71	34,6	41,2	40,8	40,5	40,0	40,0
3000*	100,00	1,00	17,8	10	150	695,4	0,75	21,53	36,5	39,2	39,2	39,7	38,4	38,8
920	0,00	1,00	6,5						0,0					
2000*	100,00	0,99	25,8	10	84	695,0	-	66,6	66,0	65,7	-	-	13,45	31,0

◊ Vácuo em relação à pressão atmosférica, em mmHg.

† Pressão acima da atmosférica, em mmH₂O.

‡ Pressão barométrica, em mmHg.

§ Pressão acima da atmosférica, em Kgf/mm².

* Funcionamento com etanol líquido para comparação justa entre regimes rico e estequiométrico.

Tabela C.5: Medidas de temperatura e emissões para diversos regimes, operando com etanol vaporizado.

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	CO (%)	THC (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	NO _x (ppm)	Temperaturas (°C)								Caldeira		
									Adm.	Escape	TBS	TBU	Vap. etanol	Óleo	Venturi	Ent.	Saída		
2000	24,25	1,00	21,4	0,58	180	14,3	0,61	1927	54,2	554,7	24,0	19,0	80,1	97,1	24,9	94,0	93,1		
2000	26,25	1,01	19,8	0,90	100	13,8	0,81	1970	55,2	555,0	26,5	20,5	78,7	95,9	26,2	94,0	93,3		
2000	41,25	1,19	17,4	0,05	92	12,5	3,77	1977	57,8	542,2			78,9	99,5	27,6	94,1	93,0		
2000	57,75	1,30	18,9	0,06	96	11,5	4,74	1984		525,5	27,5	21,5	79,4	99,9	27,4	94,0	93,0		
2000	35,50	1,36	19,5	0,06	100	11,2	5,65	345	54,8	532,4	207,0	20,0	78,8	97,2	25,8	94,2	93,3		
2000	40,50	1,48	21,7	0,07	101	10,0	6,92	132	58,1	523,5			78,4	98,2	28,1	93,5	92,3		
2000	53,00	1,01	13,9	0,37	178	14,6	0,78	1962	58,9	592,1	31,5	23,0	78,0	100,7	29,8	94,2	93,0		
2000	100,00	1,01	13,4	0,45	212	14,4	0,70	1968	60,5	581,7	32,5	24,0	77,2	100,1	30,1	94,1	93,0		
3000	24,50	1,01	26,9	0,54	24	14,4	0,70	1968	58,8	617,8	32,5	24,5	76,7	104,4	30,7	93,9	93,3		
3000	30,75	1,23	29,1	0,10	239	12,1	4,40	1969	56,7	560,7			76,7	105,3	28,9	93,8	93,2		
3000	31,75	1,31	24,7	0,08	186	11,0	5,50	750	56,1	574,0	31,5	24,0	77,0	103,8	28,6	94,1	93,3		
3000	32,25	1,39	24,2	0,07	201	10,5	6,00	100	57,9	573,2			75,9	103,2	29,1	93,9	93,1		
3000	53,00	1,01	15,6	0,27	176	14,5	0,67	2004	63,8	682,7	33,0	22,5	80,1	107,1	33,7	94,1	93,0		
3000	100,00	1,02	14,9	0,21	175	14,4	1,08	2017	64,4	688,2			80,0	106,9	34,4	93,8	92,5		
3000	100,00	1,22	14,5	0,09	115	12,1	4,45	85	63,6	664,0	33,0	22,5	78,5	105,3	33,7	91,1	90,1		
3000	100,00	1,41	17,1	0,08	154	10,6	6,43	26	63,3	399,3			79,3	104,4	39,6	90,6	89,8		
4000	24,50	1,00	22,3	0,40	180	14,5	0,73	1943	57,3	734,4	32,5	25,0	80,6	109,4	31,6	93,9	93,5		
4000	29,25	1,14	22,2	0,16	142	13,0	3,10	750	58,8	710,5	33,5	27,0	81,2	110,6	32,6	94,2	93,5		
4000	33,75	2,00	31,4	0,19	590	6,8	11,5	1	54,9	515,1	29,0	24,0	82,3	109,2	29,5	95,4	94,8		
4000	32,25	1,22	19,2	0,11	563	11,8	5,0	70	59,7	752,9			81,2	120,0	34,5	94,6	93,9		
2000	54,00	1,06	17,3	0,06	192	14,0	1,59	1997	66,1	252,8	35,0	27,0	82,3	105,3	34,1	94,4	93,3		
4000	52,00	1,37	25,8	0,11	193	10,7	6,12	1976	65,6	541,4	39,0	27,0	84,5	116,3	38,8	97,0	96,0		
4000	99,25	1,51	21,3	0,10	188	9,9	7,43	30	68,9	555,7			80,1	112,9	39,5	96,5	95,6		
4000	52,00	1,22	19,1	0,09	243	11,8	4,39	1987	71,0	567,0			81,5	112,5	39,4	97,5	9,65		
4000	48,50	1,07	15,7	0,09	117	13,5	2,60	1982	70,0	611,2			81,9	119,4	41,2	99,0	97,9		
4000	42,50	1,01	15,0	0,11	117	14,3	0,50	190	70,4	622,5	40,0	27,0	82,3	120,0	42,2	99,0	7,3		

Continua

Conclusão

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	CO (%)	THC (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	NO _x (ppm)	Temperaturas (°C)								Caldeira		
									Adm.	Escape	TBS	TBU	Vap. etanol	Óleo	Venturi	Ent.	Saída		
2000	60,75	1,11	8,5	0,07	249	13,3	1,99	1924	61,6		22,0	19,0	81,6	101,2	33,0	93,9	93,0		
2000	100,00	1,11	11,0	0,08	271	13,3	2,46	1969	61,9		22,0	19,0	81,7	100,5	32,2	93,4	92,5		
3000	55,75	1,31	23,0	0,08	286	11,5	5,29	1973	61,4		22,0	19,0	82,0	107,5	31,7	92,9	91,9		
3000	100,00	1,24	20,0	0,07	196	12,0	4,20	1970	61,7		22,0	19,0	82,2	107,8	31,9	94,0	93,0		
4000	67,00	1,47	30,1	0,10	452	9,9	7,38	492	63,8		22,0	19,0	84,3	115,2	31,8	96,4	95,3		
2000	100,00	0,86	19,6	6,98	63	11,1	0,19	300	57,6		22,0	19,0	80,8	96,9	28,8	96,9	93,9		
3000	100,00	0,95	15,8	2,05	198	13,6	0,26	1960	62,9		32,0	22,5	83,4	109,9	33,5	98,1	96,9		
3000	100,00	1,00	17,8	0,57	95	14,4	0,45	1946	59,8		32,0	22,5	84,1	107,4	29,9	90,6	90,3		
920	0,00	1,00	6,5	0,16	1168	14,2	1,16	0	58,2		32,0	22,5							
3000*	100,00	1,00	17,8	0,57	95	14,4	0,45	1946	59,8		32,0	22,5	84,1	107,4	29,9	90,6	90,3		
2000*	100,00	0,99	25,8	0,16	997	14,3	0,93	1989	54,0	549,2	32,0	21,0	-	80,0	34,3	-	-		

* Funcionamento com etanol líquido para comparação justa entre regimes rico e estequiométrico.

Tabela C.6: Ensaios adicionais com ECU original, para comparação de combinações torque-rotação.

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	Pressão			Consumo de etanol (s/100g) - medidas					Consumo de ar (g/s)	Célula de carga	Tempo inj. (ms)
				Adm.	Escape	Absoluta	1	2	3	4	5			
2000	34,6	0,97	17,6	75	109	695,2	70,3	69,8	69	71,1	72,1	12,42	27,9	9,7
3000	28,2	0,97	17,6	75	109	695,2	75,3	73,2	72,1	72,1	70,9	12,20	14,7	5,9
3000	35,9	0,97	15,9	120	127		48,4	48,3	48,4	48,4	48,4	17,7	27,8	8,6
4000	25,6	0,99	21,0	420	105	695,2	76,0	72,8	76,2	75,8	75,1	11,64	7,0	4,4
4000	41,1	1,00	12,7	120	294		33,2	33,5	33,8	-	-	25,56	29,0	

ω (rpm)	\bullet (%)	λ	Ignição °APMS	CO (%)	THC (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	NO _x (ppm)	Temperaturas (°C)					
									Adm.	Escape	TBS	TBU	Óleo	Venturi
2000	34,6	0,97	17,6	0,27	1435	14,4	0,75	1977	51,3	596,3	37,0	24,0	71,8	33,6
3000	28,2	0,97	17,6	0,35	1237	14,5	0,58	2010	55,8	682,9	37,0	24,0	94,0	38,8
3000	35,9	0,97	0,97	15,9	0,35	1195	14,6	0,60	2023	60,6	696,3		103,8	40,2
4000	25,6	0,99	21,0	0,44	899	14,4	0,67	1201	58,0	733,7			105,0	37,5
4000	41,1	1,00	12,7	0,36	519	14,5	0,71	2037	61,5	778,5			113,5	37,2

As unidades e referências para medidas de pressão são as mesmas da tabela C.4.

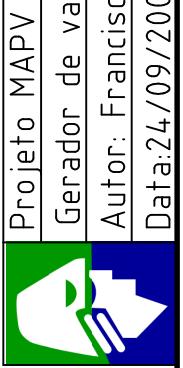
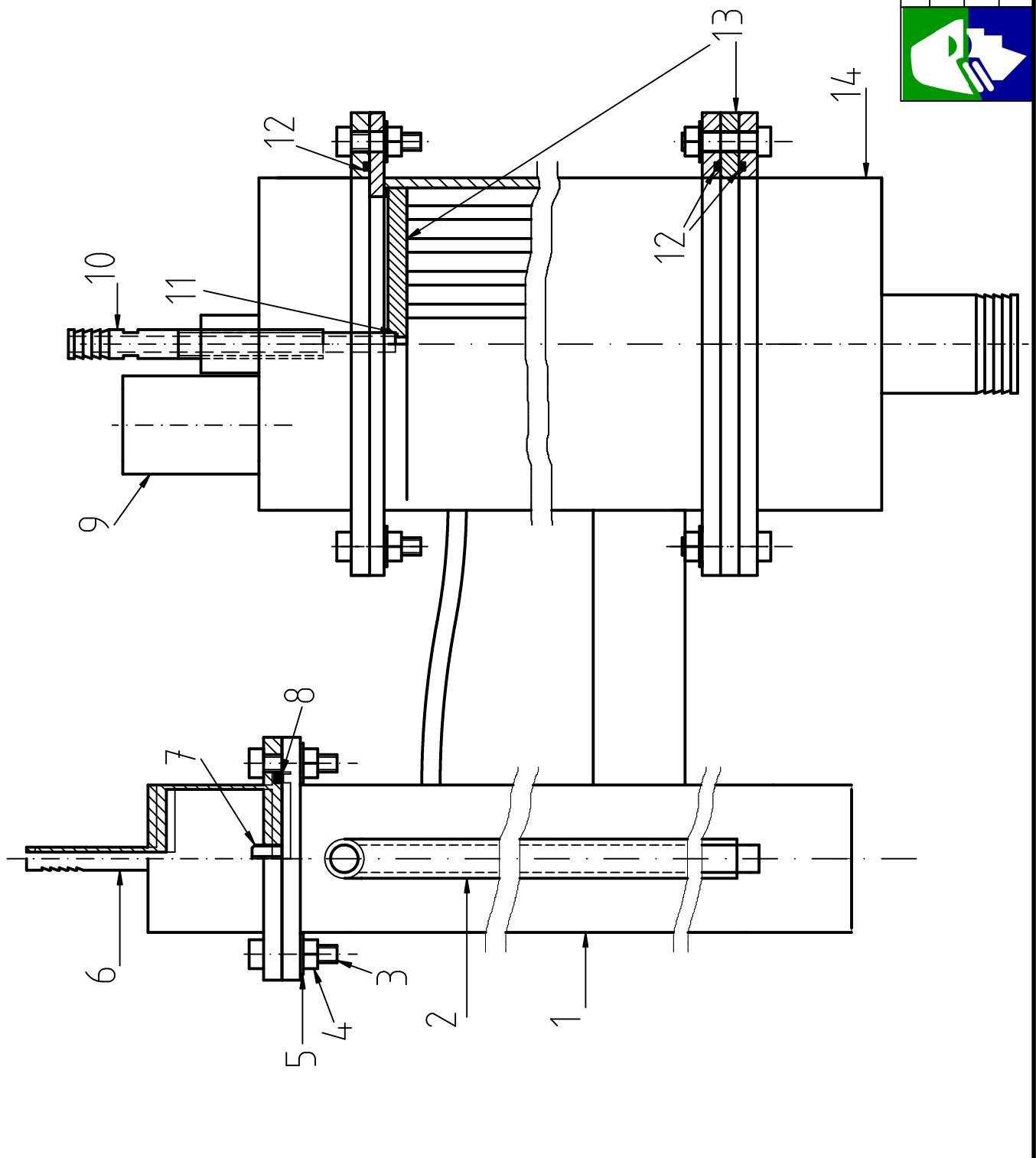
Apêndice D

Desenhos técnicos

A seguir são apresentados os desenhos dos conjuntos que foram construídos para permitir a operação do MAPV. As peças apresentam-se como *foram* fabricadas e não necessariamente como *deveriam* ser. Tais diferenças devem-se a imprevistos, mudanças no projeto que apresentaram-se necessárias durante a fabricação, modo de produção artesanal e disponibilidade de materiais.

Os conjuntos mecânicos são: Gerador de vapor; bóia da cuba do gerador; dispositivo de sucção ou Venturi; tubo encamisado e adaptação na válvula com motor de passo.

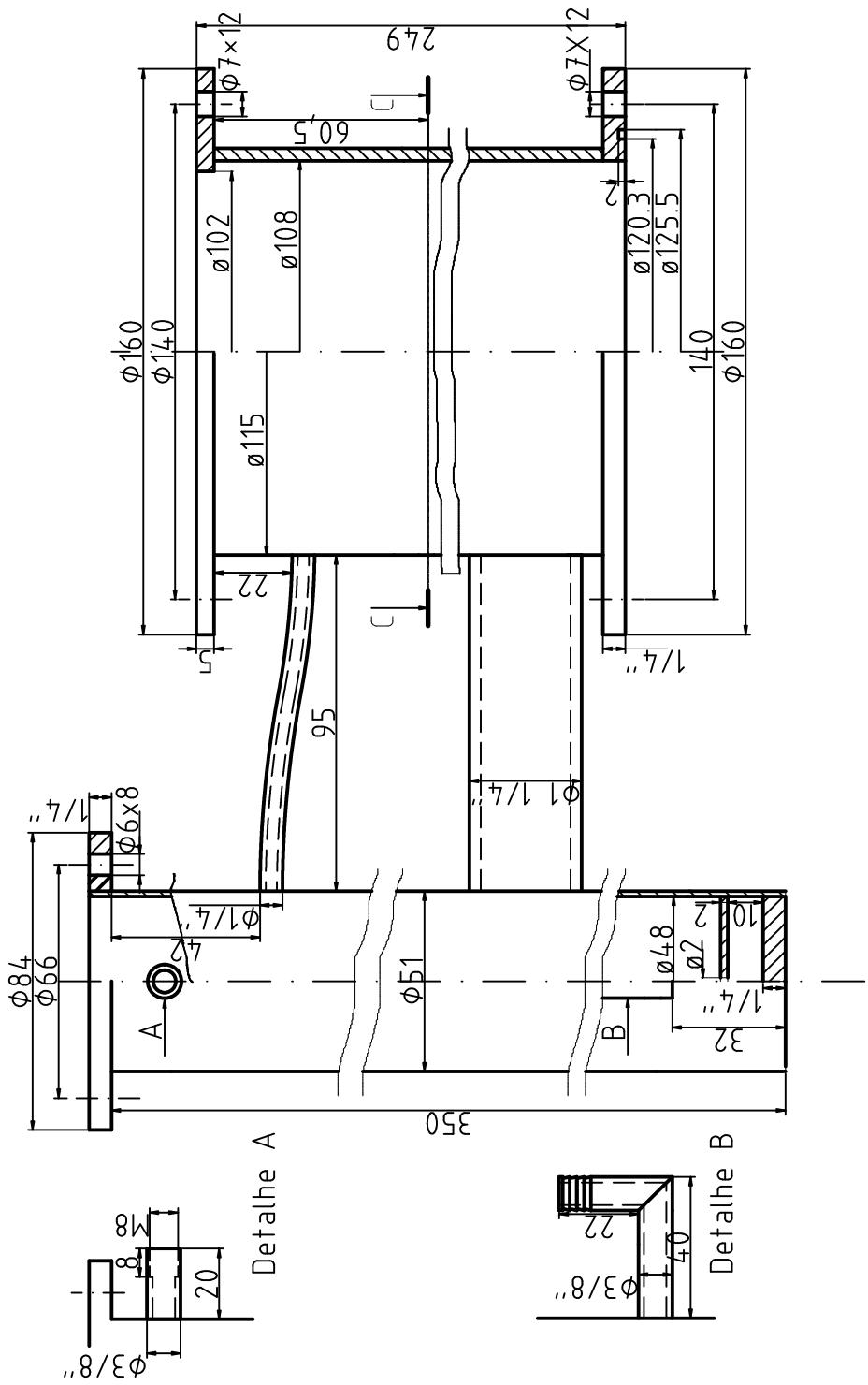
No.	Qt.	Component	Material
1	1	Carcassa	aço inox
2	1	Visor de nível	vidro
3	32	Paraf. Allen M6x1"	aço carbono
4	32	Porca M6	aço carbono
5	32	Arruela M6	aço carbono
6	1	Entr. combustível	aço inox
7	1	Válv. aq. Ø1,5mm	lataço
8	1	O'ring 2137	borracha
9	1	Entrada de água	aço inox
10	1	Saída de vapor	aço inox
11	1	O'ring 2008	borracha
12	3	O'ring 2158	borracha
13	1	Feixe de tubos	cobre
14	1	Saída de água	aço inox
15	2	O'ring 2035	borracha
16	2	Janela Ø59x4mm	vidro
17	2	Tampa da janela	aço inox
18	1	Espiga 8mm	lataço
19	1	Espiga T 5/16"	aço carbono



Autor: Francisco José Alves

Data: 24/09/2006 Folha: 1/9 Escala: 1:2

No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Carcáça	aço inox



Projeto MAPV

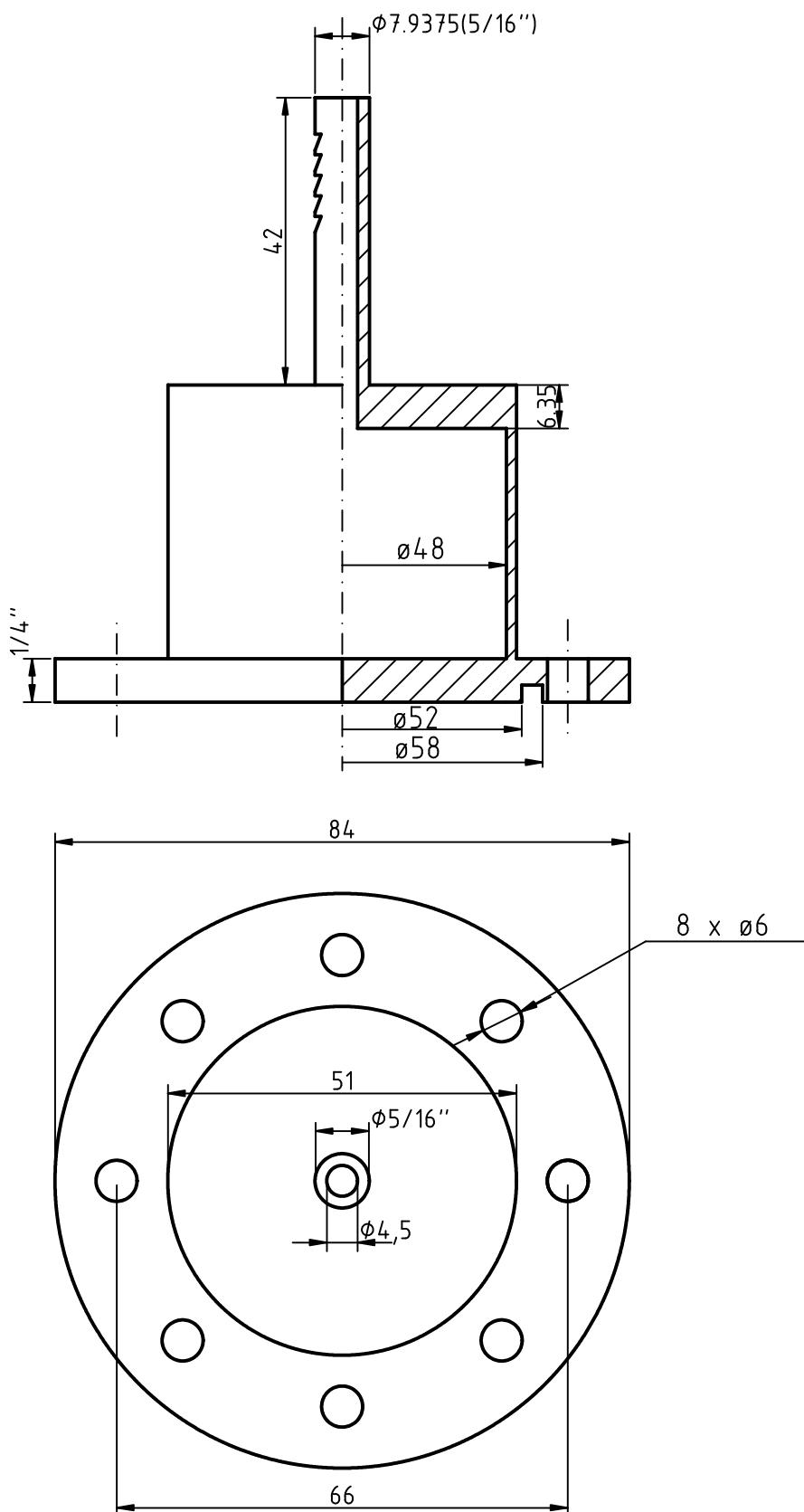
Gerador de vapor (Componente)

Autor: Francisco José Alves

Data: 24/09/2006 Folha: 2/9 Escala: 1:2



No.	Qt.	Componente	Material
6	1	Tampa entr. comb.	aço inox



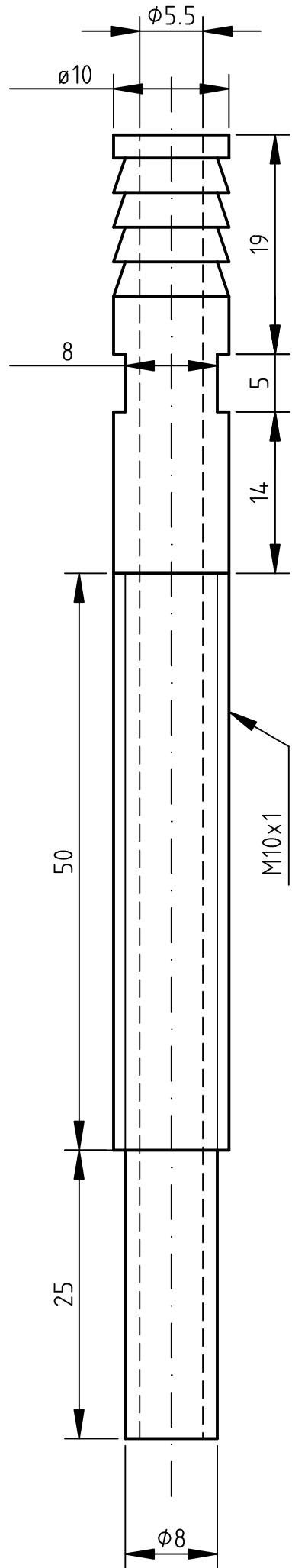
Projeto MAPV

Gerador de vapor (Componente)

Autor: Francisco José Alves

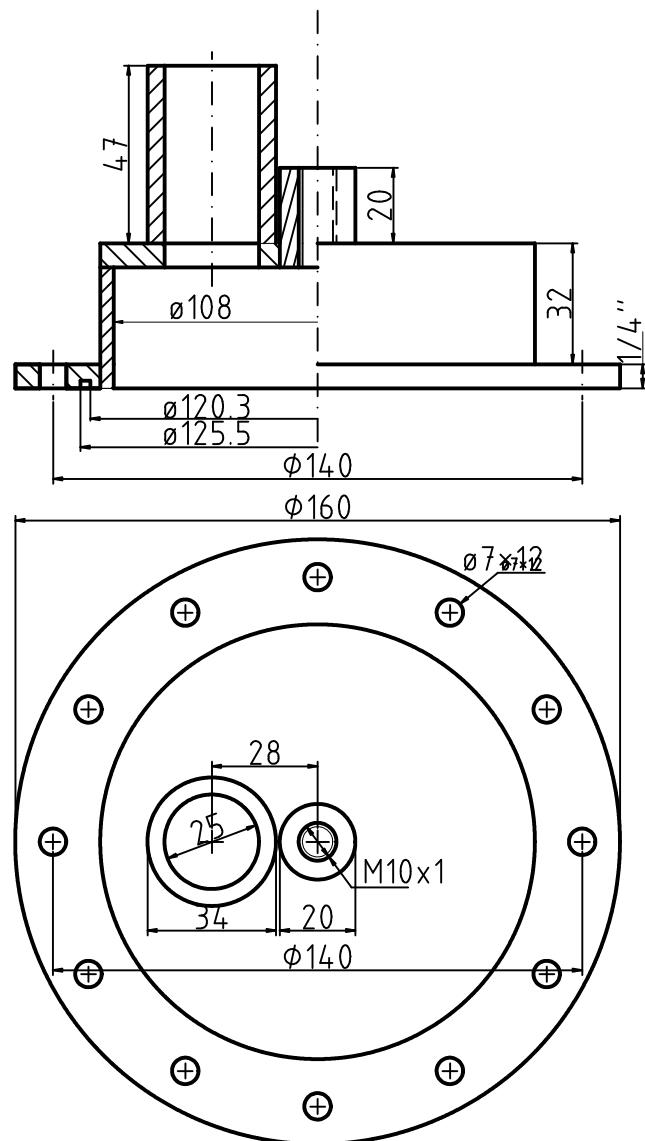
Data: 20/01/2006 Folha: 3/9 Escala 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
10	1	Saída de vapor	aço inox



Projeto MAPV
Gerador de vapor (Componente)
Autor: Francisco José Alves
Data: 20/01/2006 Folha: 4/9 Escala 2:1

No.	Qt.	Componente	Material
9	1	Tampa superior	aço inox



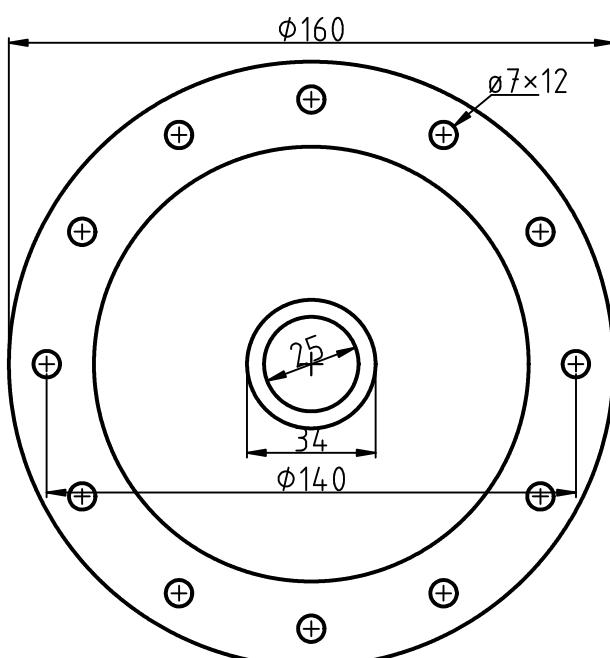
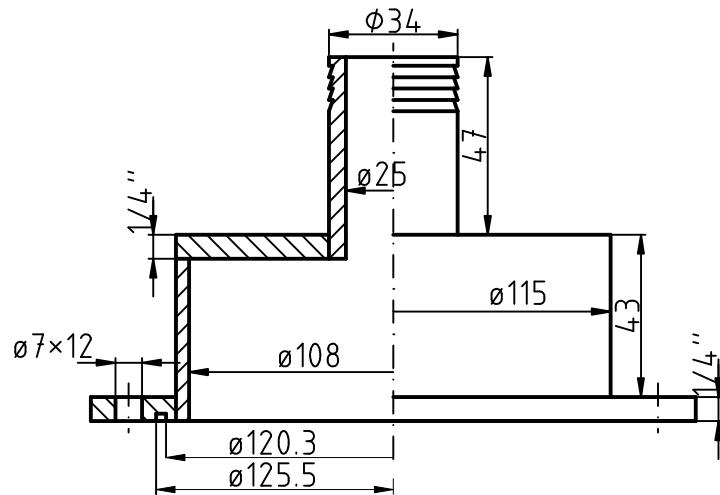
Projeto MAPV

Conjunto

Autor: Francisco José Alves

Data: 20/01/2006 Folha: 5/9 Escala: 1:2

No.	Qt.	Componente	Material
14	1	Tampa inferior	aço inox



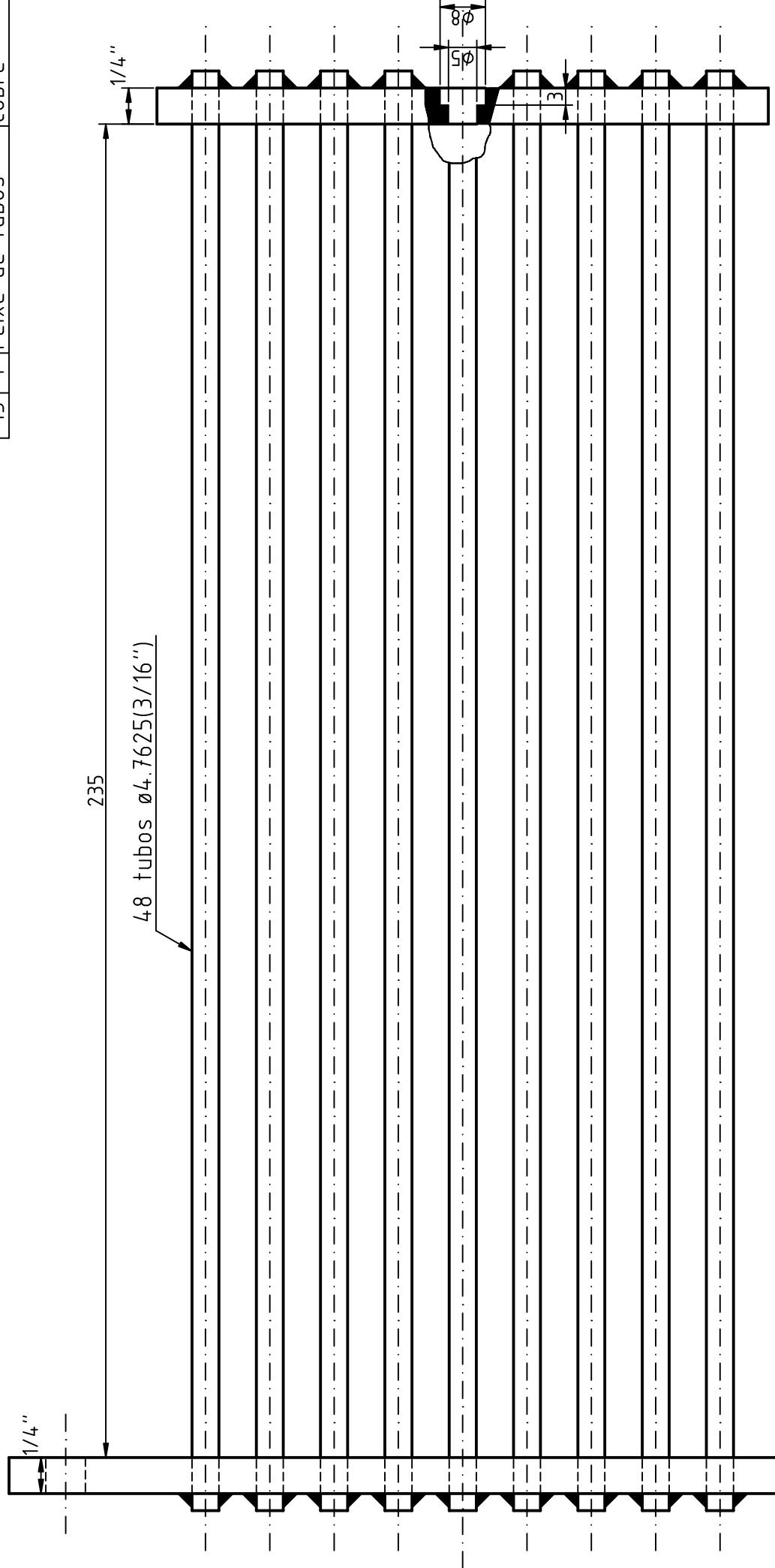
Projeto MAPV

Gerador de vapor (componente)

Autor: Francisco José Alves

Data: 20/01/2006 Folha: 6/9 Escala 1:2

No.	Qt.	Componente	Material
13	1	Feixe de tubos	cobre



Projeto MAPV

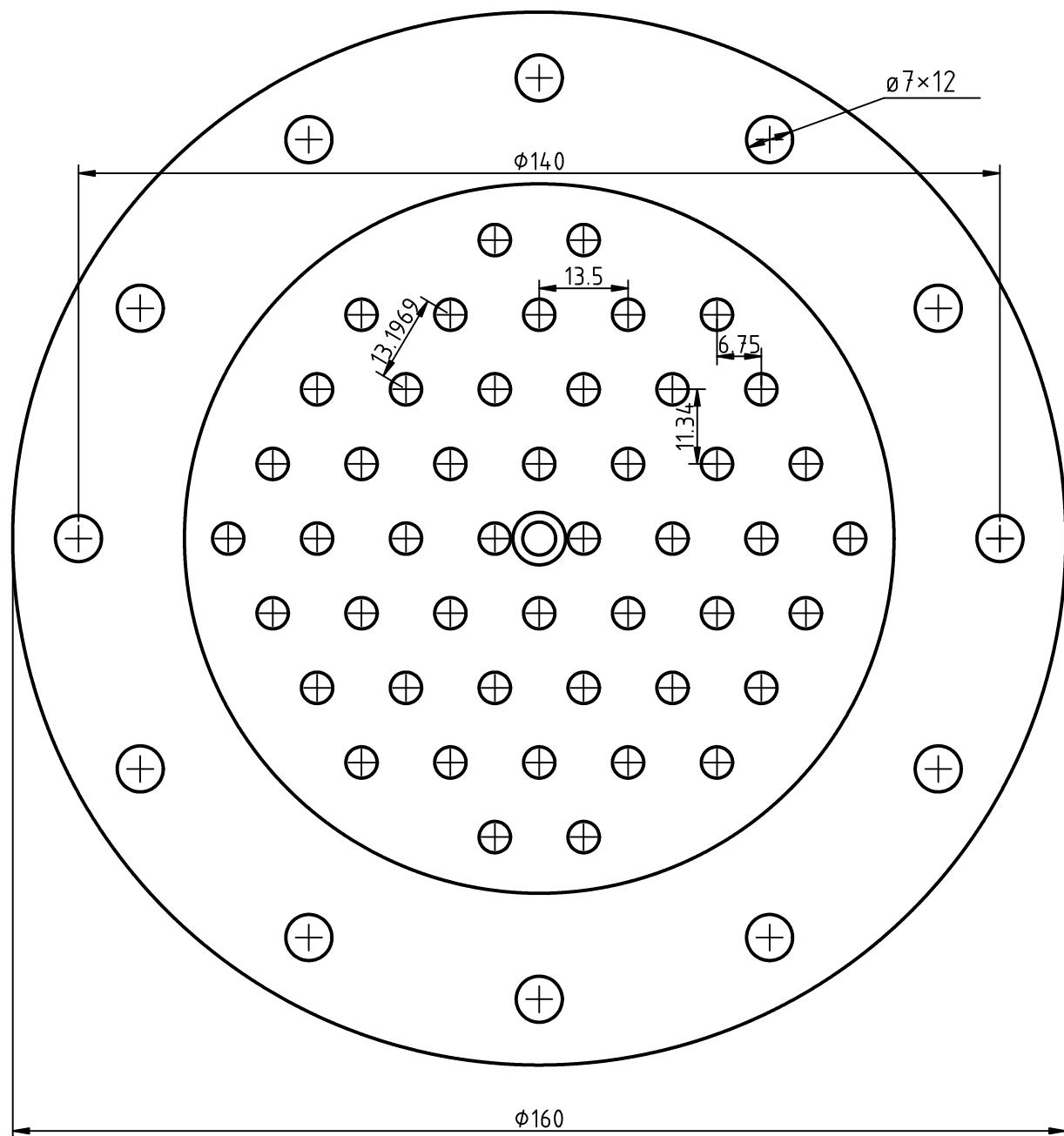
Gerador de vapor (componente)

Autor: Francisco José Alves

Data: 20/01/2006 Folha: 7/9 Escala 1:1



No.	Qt.	Componente	Material
13	1	Feixe de tubos	cobre



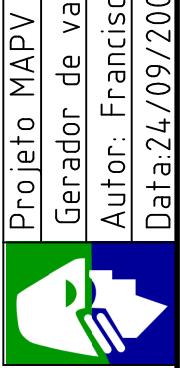
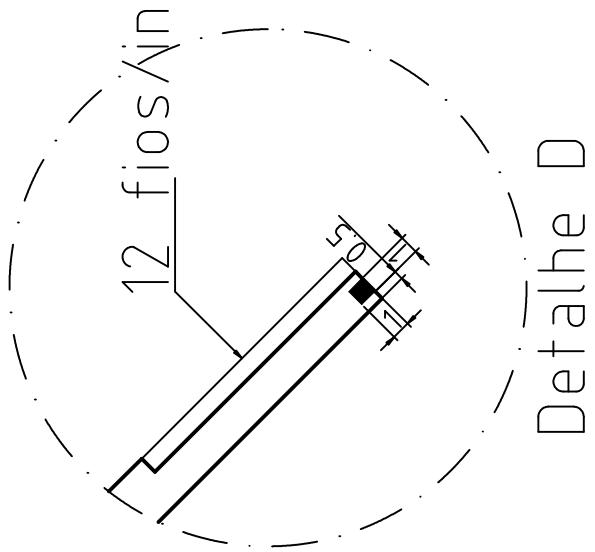
Projeto MAPV

Gerador de vapor (componentes)

Autor: Francisco José Alves

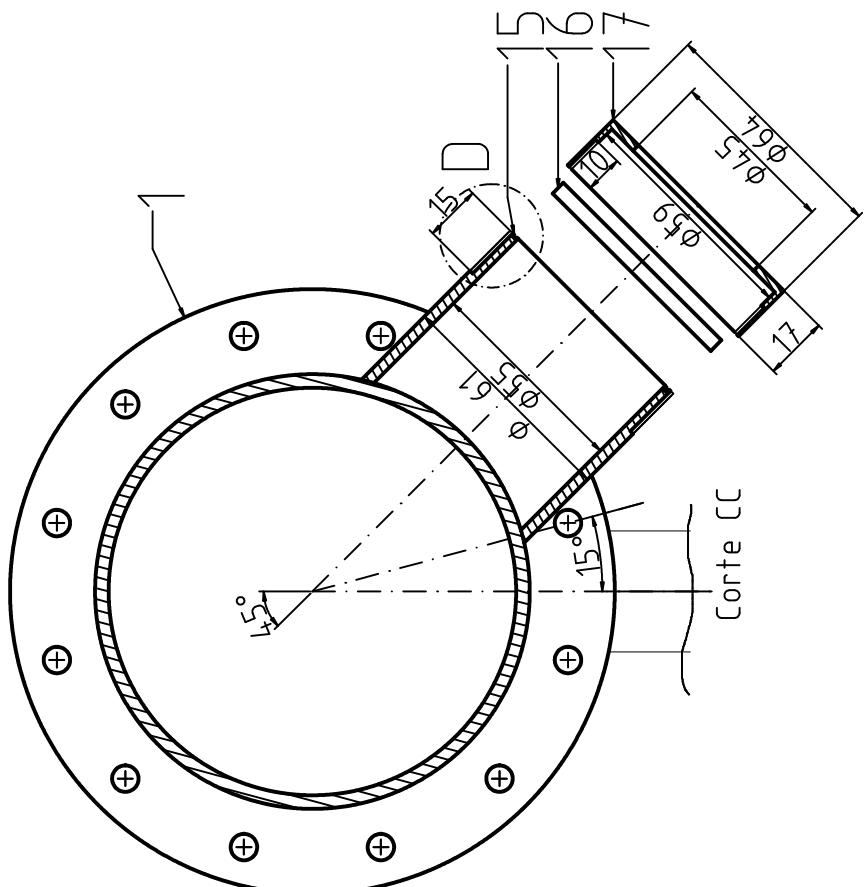
Data: 20/01/2006 | Folha: 8/9 | Escala: 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Carcassa	aço inox
15	2	O'ring 2035	borracha
16	2	Janela $\varnothing 59 \times 4$ mm	vidro
17	2	Tampa da janela	aço inox

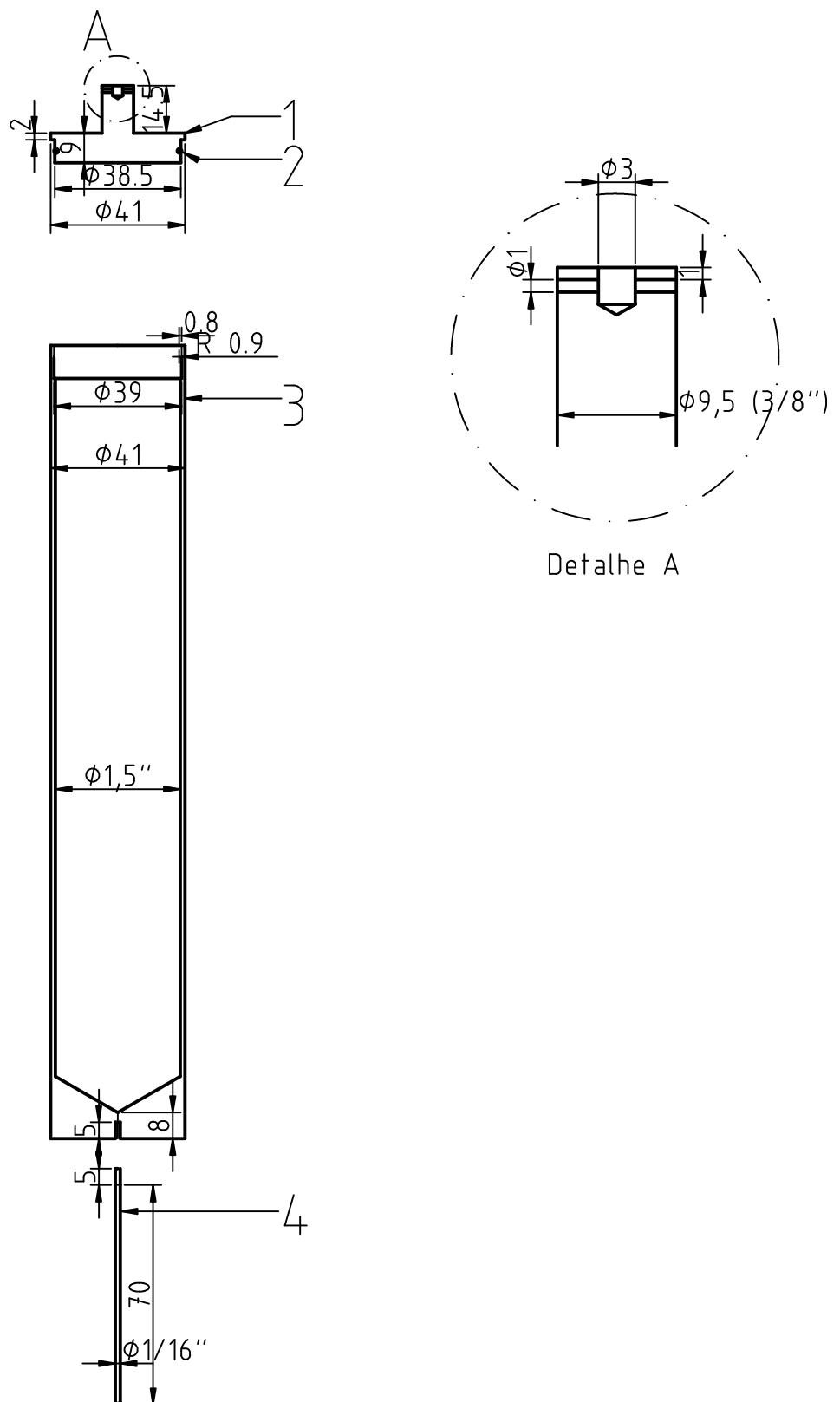


Autor: Francisco José Alves

Data: 24/09/2006 Folha: 9/9 Escala: 1:2



No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Tampa	nylon
2	1	O'ring 2028	borracha
3	1	Corpo	nylon
4	1	Guia	aço inox



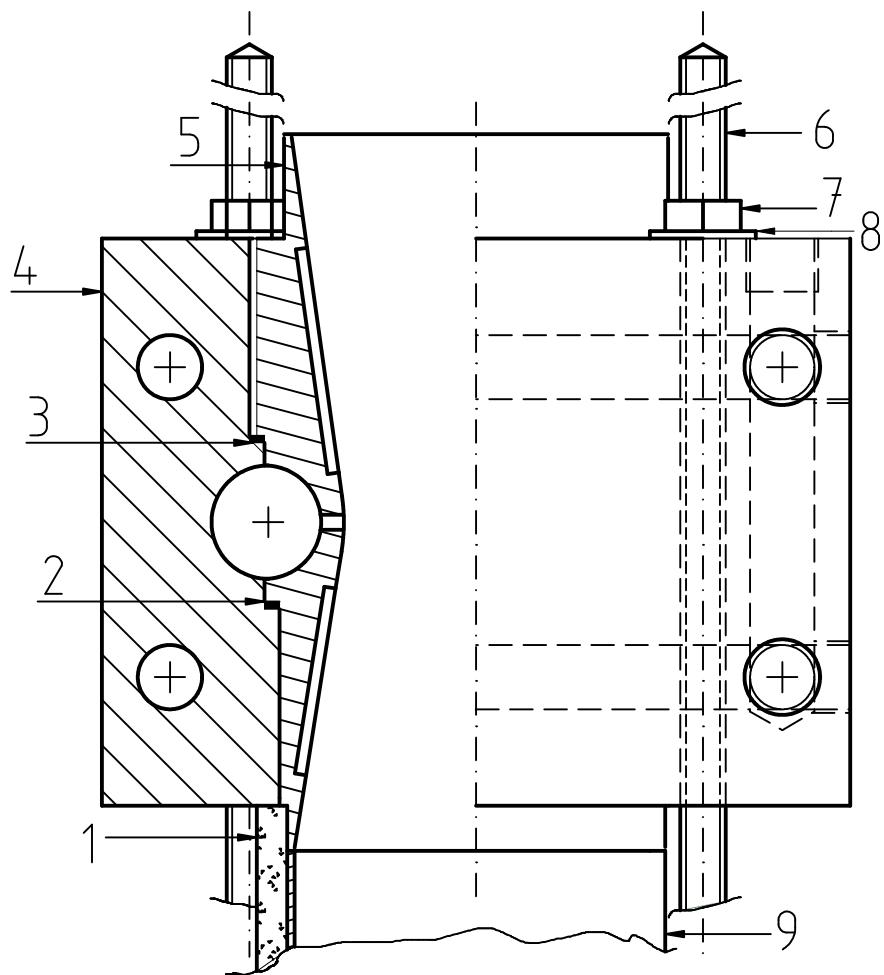
Projeto MAPV

Bóia do gerador de vapor (Conjunto)

Autor: Francisco José Alves

Data: 26/09/2006 Folha: 1/1 Escala 1:2

No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Mang. 2"X30mm	borracha
2	1	O'ring 2137	borracha
3	1	O'ring 2139	borracha
4	1	Bloco	latão
5	1	Bocal	latão
6	4	Barra roscada M6	aço carbono
7	8	Porca M6	aço carbono
8	4	Arruela M6	aço carbono
9	1	Corpo de borboleta	?



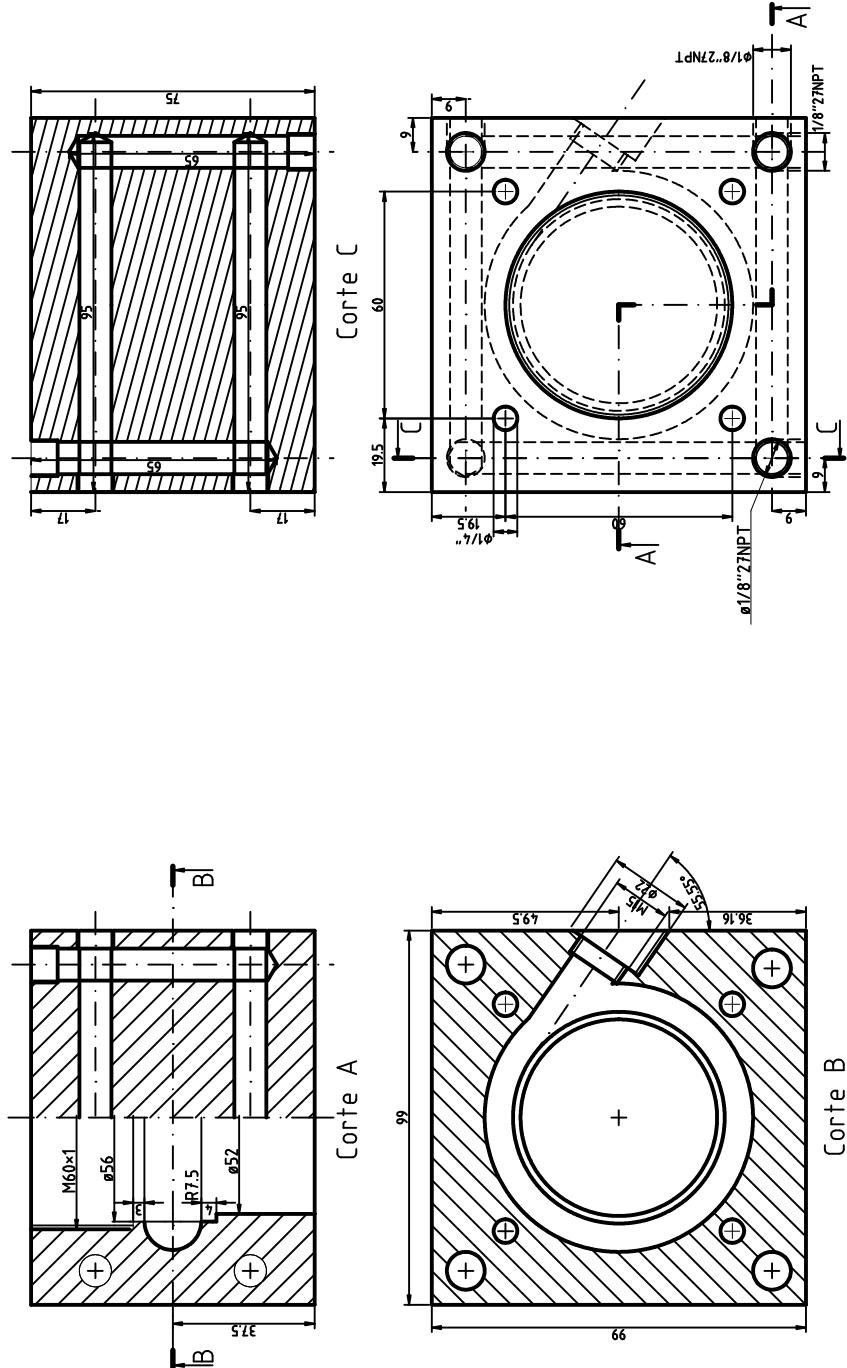
Projeto MAPV

Venturi (Conjunto)

Autor: Francisco José Alves

Data: 19/01/2006 Folha: 1/3 Escala 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Bloco	latão



Projeto MAPV

Venturi (Componente)

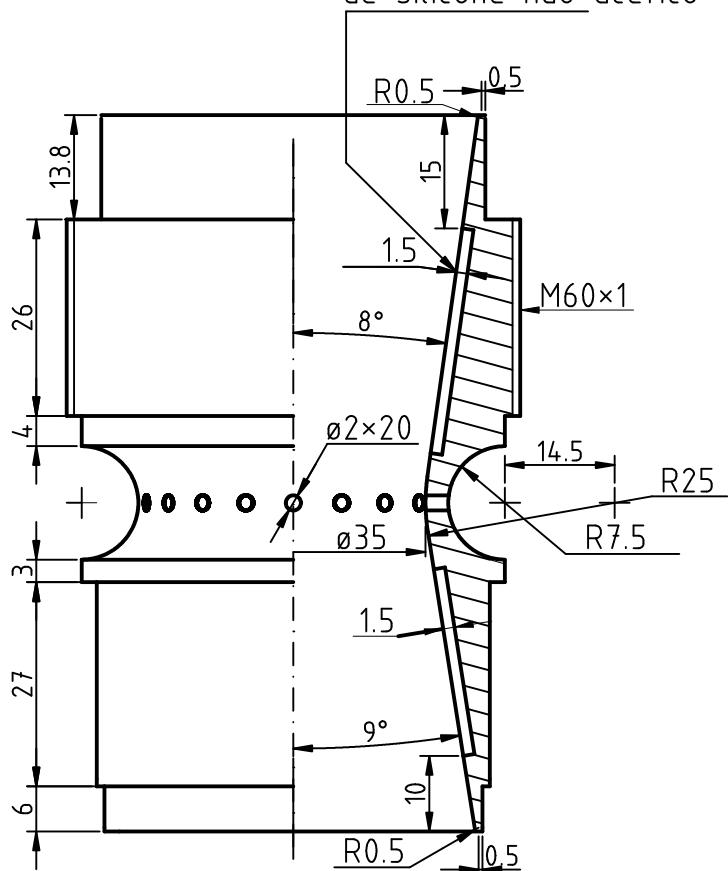
Autor: Francisco José Alves

Data:19/01/2006 Folha:2/3 Escala 1:2



No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Bocal	latão

Preencher com borracha
de silicone não-acético



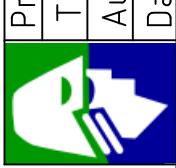
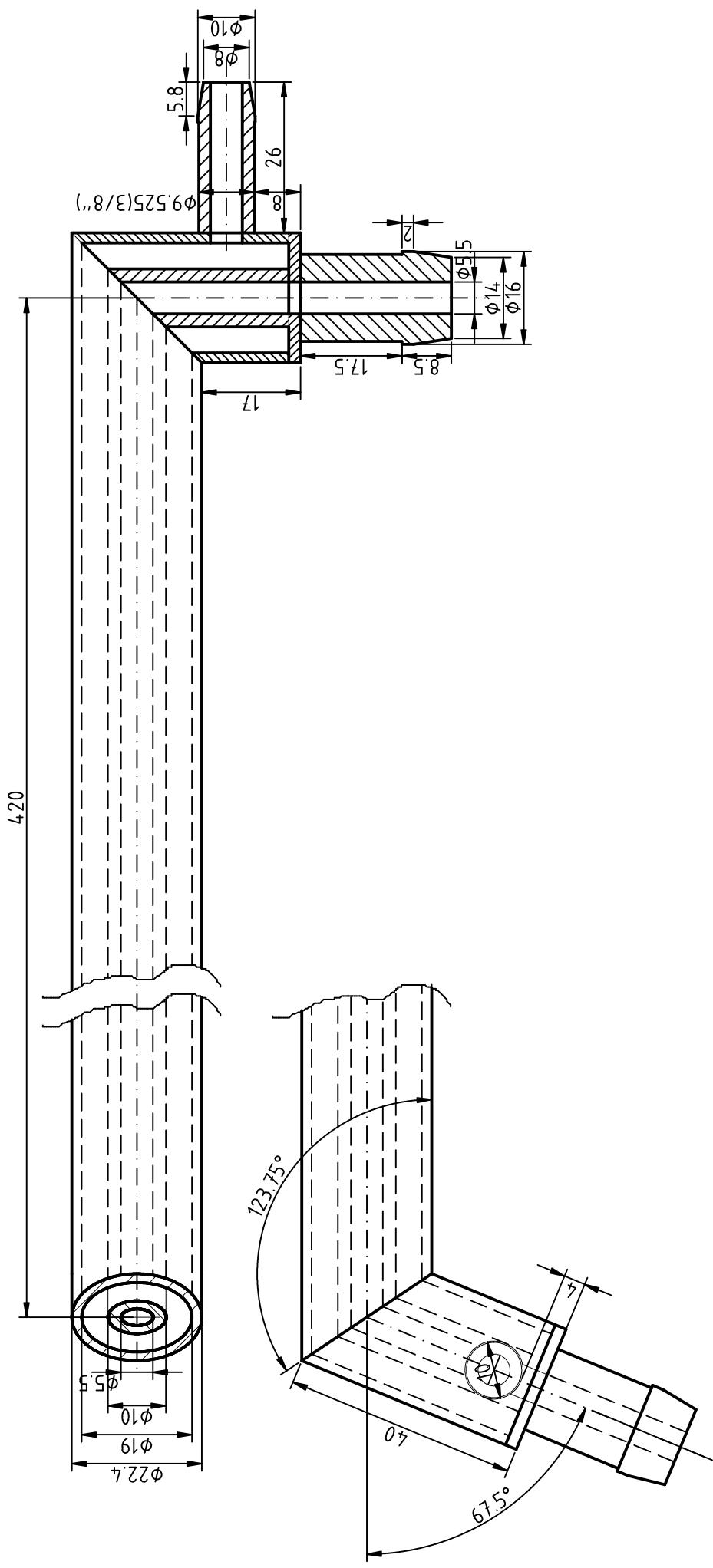
Projeto MAPV

Venturi (Componente)

Autor: Francisco José Alves

Data: 19/01/2006 Folha: 3/3 Escala 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
	1	Tubo encamisado	aço inox



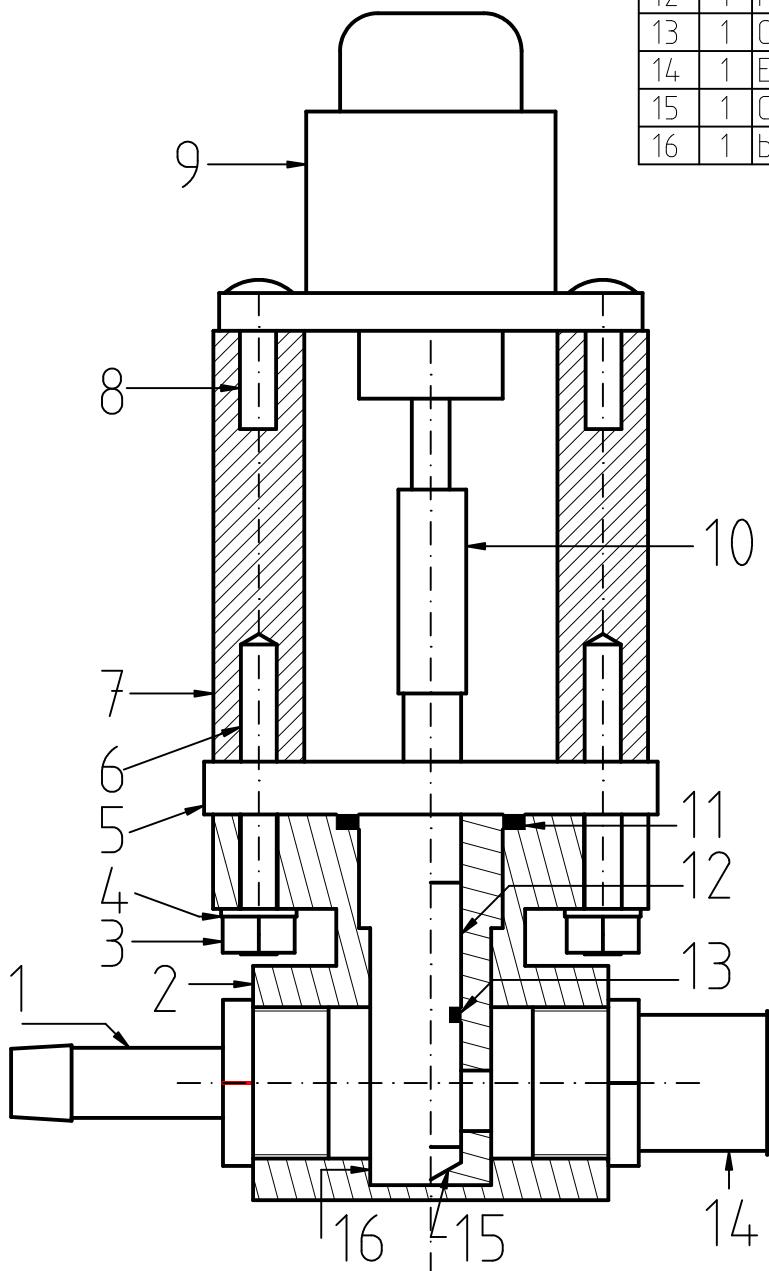
Projeto MAPV

Tubo condutor de vapor

Autor: Francisco José Alves

Data: 30/09/2006 Folha: 1/1 Escala: 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
1	1	Espiga entr. 3/8"	latão
2	1	Carcaça	alumínio
3	2	Porca 3/16"	aço carbono
4	2	Arruela 3/16"	aço carbono
5	1	Disco separador	alumínio
6	2	B rosca 3/16"x41	aço carbono
7	2	Barra	nylon
8	2	Paraf. 3/16"x20mm	aço carbono
9	1	Motor de passo	diversos
10	1	Barra central	PTFE
11	1	O'ring 2116	borracha
12	1	Pino	latão
13	1	O'ring 2008	borracha
14	1	Espiga saída 15mm	latão
15	1	Calço	PTFE
16	1	bucha	latão



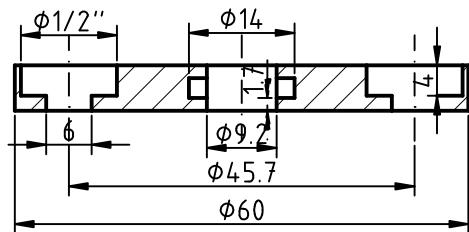
Projeto MAPV

Adaptações no motor de passo

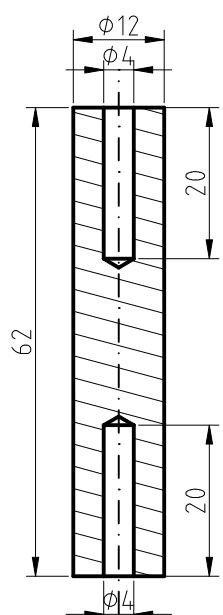
Autor: Francisco José Alves

Data: 9/12/2006 Folha: 1/3 Escala 1:1

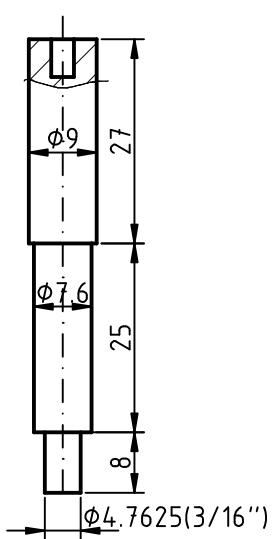
No.	Qt.	Componente	Material
5	1	Disco separador	alumínio
7	1	Barra	nylon
10	1	Barra central	PTFE



5



7



10



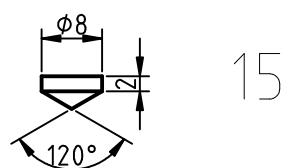
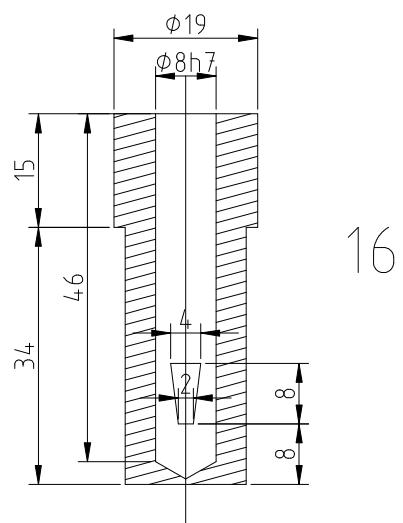
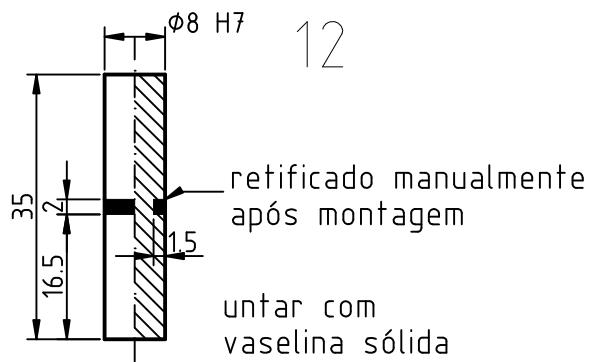
Projeto MAPV

Adap. motor de passo (componentes)

Autor: Francisco José Alves

Data: 09/12/2006 Folha: 2/3 Escala 1:1

No.	Qt.	Componente	Material
12	1	Pino	latão
13	1	O'ring 2008	borracha
15	1	Calço	PTFE
16	1	Bucha	latão



Projeto MAPV

Adap. motor de passo (componentes)

Autor: Francisco José Alves

Data: 09/12/2006 Folha: 3/3 Escala 1:1