### Capítulo 1

### INTRODUÇÃO

#### 1.1) CENÁRIO ATUAL DOS COMBUSTÍVEIS

Para superar o desafio de atender à crescente demanda por energia de forma sustentável, é necessário buscar alternativas energéticas que possam substituir os combustíveis fósseis, mesmo que parcialmente. O limite para o uso do petróleo não vai se dar pelo esgotamento da fonte, mas pela redução da capacidade ambiental do planeta de absorver os gases oriundos de sua combustão.

O transporte é um dos maiores responsáveis pela emissão de poluentes, uma vez que depende da combustão do petróleo e de seus derivados. No Brasil, o petróleo também mantém a liderança entre as fontes de combustível.

Atualmente, a maior preocupação é o crescimento do transporte rodoviário, principalmente nos países em desenvolvimento, por conta do aumento populacional e do aumento das riquezas geradas e distribuídas. Maior renda resulta no conseqüente aumento da motorização. Estima-se que, nas próximas décadas, o uso de energia em transporte nos países em desenvolvimento representa cerca de 40% do consumo de energia mundial.

Considerando ainda os impactos ambientais provocados pelo uso de combustíveis fósseis, sendo o mais complexo deles o aquecimento global produzido pela intensificação do efeito estufa, provocado pelas emissões de CO<sub>2</sub>, cabe ressaltar a necessidade de formulação de uma política energética para o setor de transporte que promova sua maior eficiência e reduza a dependência do petróleo e das

emissões de poluentes atmosféricos. É de extrema relevância diversificar a matriz energética para o mundo.

Para atender essa demanda, surgem os biocombustíveis. Do ponto de vista estratégico, é uma alternativa interessante, pois podem ser produzidos em diferentes regiões. Do ponto de vista ambiental é positivo, uma vez que, produzidos de biomassa renovável, suas emissões de dióxido de carbono são praticamente anuladas quando a biomassa volta a crescer, pois, para a fotossíntese, ela usa o mesmo dióxido de carbono contido na atmosfera, o que possibilita um balanço praticamente nulo referente ao processamento deste gás.

Além das questões globais, os biocombustíveis apresentam vantagens relativas ao meio ambiente local: como não possuem enxofre em sua composição, sua queima não provoca emissão de óxidos de enxofre, poluente danoso à qualidade do ar. Do ponto de vista econômico, representa muitas vezes um combustível mais barato e produzido localmente, como o caso do álcool brasileiro. Empregam mais trabalhadores, em geral os menos qualificados. Além disso, o uso de um combustível que melhora a qualidade do ar reduz as despesas do Estado com saúde pública. Com base nesta argumentação, pode-se concluir que, como alternativa à gasolina e ao óleo Diesel, os biocombustíveis são de extrema relevância e urgência.

No Brasil, o cultivo da cana-de-açúcar para a produção do álcool combustível já é um exemplo para o mundo de alternativa energética competitiva baseada na biomassa. O balanço de energia e emissão de poluentes é muito positivo se comparado ao da gasolina. Evidentemente, isto se deu em razão de uma política de governo pela qual se investiu pesadamente nessa alternativa, que, no entanto não decepcionou. Os ganhos obtidos foram bem superiores ao que foi investido.

Em 2004, o governo brasileiro instituiu o Programa Brasileiro de Produção e Uso do bioDiesel, que prevê sua adição ao óleo Diesel mineral em quantidades a ser gradativamente modificadas: B2 (2% de bioDiesel e 98% de óleo Diesel) de forma autorizada até 2008; B2 de forma obrigatória a partir de 2008; e B5 (5% de bioDiesel) de forma obrigatória a partir de 2013.

A mistura é feita pelas distribuidoras de combustíveis, assim como ocorre na adição de álcool anidro à gasolina. As refinarias também estão autorizadas a fazer a mistura e, posteriormente, entregar o B2 às distribuidoras. Para tanto, uma nova estrutura logística deverá ser implantada. No entanto, para qualquer nova alternativa energética que seja introduzida no mercado, ajustes se farão necessários, até que o mercado se consolide e a nova alternativa amadureça, dispensando eventuais benefícios e incentivos.

De acordo com a ANP (Agência Nacional de Petróleo), a capacidade autorizada de produção das plantas de bioDiesel no Brasil é da ordem de 85,3 milhões de litros anuais. Esta capacidade é ainda bem inferior à quantidade necessária para atender as metas estabelecidas pelo Programa Nacional de Produção e Uso do bioDiesel: 800 milhões de litros (2% de 40 bilhões de litros de Diesel consumidos em 2005), em sua fase inicial. A atual estrutura de produção ainda é incipiente e fortemente baseada em experiências de plantas-piloto, o que resulta em tal volume de produção ainda reduzido. Porém é esperado que, com o avanço do programa, a adequação das distribuidoras a esse novo produto bem como a proximidade da fase de obrigatoriedade, o volume de bioDiesel produzido aumente consideravelmente para atender a demanda.

O Brasil apresenta uma matriz energética de transportes com inclusão expressiva de combustíveis renováveis, como o álcool hidratado, que vem aumentando sua participação devido ao enorme aumento de vendas de veículos "flex-fuel", que utilizam esse combustível e o álcool anidro misturado à toda gasolina nacional.

O álcool, entretanto, tem características similares às da gasolina, por isso é mais adequado aos motores com ignição por centelha, ciclo Otto, que equipam os veículos leves nacionais. O combustível não é usado em veículos pesados como ônibus e caminhões, que utilizam motores de ignição a compressão. Para essa frota, servem apenas o óleo Diesel ou combustíveis com características similares, como o biodiesel. Vale lembrar que o fator determinante no Brasil para as importações de petróleo é exatamente o óleo Diesel. Dessa forma, um substituto, mesmo que parcial, alivia a pressão por importação de petróleo mais leve. Verifica-se a

importância de superar alguns obstáculos que surgem no momento em que se inicia a inserção de um novo energético na matriz de transporte do Brasil.

Evidentemente não se espera que os biocombustíveis possam substituir os derivados de petróleo, mas com certeza eles serão parte significativa da matriz energética mundial, em especial no setor de transportes. Porém, se cuidadosamente gerenciados e utilizados em combinação com sistemas de propulsão de maior eficiência, eles poderão contribuir com uma saída para o impasse entre as necessidades de crescimento econômico, de proteção ambiental e de qualidade de vida. Para que essas alternativas se tornem competitivas e sustentáveis, é essencial aplicar recursos em pesquisa e desenvolvimento, bem como criar incentivos financeiros para reduzir os custos iniciais e os riscos associados a rotas tecnológicas não convencionais.

#### 1.2) OBJETIVO DO ESTUDO

O foco deste estudo será a descrição do processo de combustão interna de um motor de ignição por compressão do ciclo Diesel utilizando o álcool como combustível substituto para o óleo Diesel. Para este estudo, apresenta-se curvas comparativas de parâmetros do motor, coletados em bancada dinamométrica, com ambos os combustíveis.

Em uma segunda etapa, utiliza-se o software Chemkin<sup>®</sup> para simular funcionamento do motor com álcool e óleo Diesel, para tal configura-se o simulador com as características geométricas do motor utilizado experimentalmente. Desta forma pode-se confrontar os dados coletados em bancada dinamométrica com os dados obtidos com a simulação, o que possibilita validar o modelo obtido com auxílio do simulador viabilizando o uso em futuros desenvolvimentos.

Finalmente, apresenta-se uma comparação gráfica entre a taxa de conversão de energia química em energia interna entre os dados da bancada dinamométrica e os dados obtidos da simulação. Com esta taxa, avalia-se a evolução desta conversão,

podendo assim, determinar uma correlação entre as velocidades em que as reações se processam durante o ciclo de combustão no motor. Esta taxa de conversão de energia baseia-se em um estudo apresentado por Trielli/Nigro [5], ao qual utiliza-se da pressão da câmara de combustão como fator principal na determinação desta taxa de conversão.

#### **1.3) JUSTIFICATIVA DO TEMA**

Com a crescente busca por novas alternativas para substituição entre os combustíveis, como mencionado anteriormente, observa-se um potencial não aproveitado para aplicação do motor ciclo Diesel com combustíveis alternativos como o álcool. Este potencial refere-se à utilização de motores ciclo Diesel em veículos de passeio, o que hoje é muito observado em países europeus, o mesmo não ocorre no Brasil, devido a existência de leis que impedem a utilização de motores ciclo Diesel em veículos de passeio.

Tendo em vista o rendimento volumétrico superior dos motores ciclo Diesel, comparado-os aos motores de ignição por faísca (motores ciclo Otto), e a legislação vigente no Brasil que impede a utilização de motores movidos a óleo Diesel em carros de passeio, neste estudo buscou-se a implementação do álcool, de ampla produção nacional, como fonte energética substituta para os motores ciclo Diesel.

A intercambiabilidade entre os combustíveis comprova-se na prática, utilizando um motor de combustão interna instalado em um dinamômetro, funcionando com óleo Diesel e álcool.

Atualmente, as simulações em modelos termodinâmicos para motores de combustão interna são muito procurados por grandes empresas. Motivado por este argumento descrito acima, apresenta-se também uma simulação com ambos os combustíveis aplicado no motor quando instaladado em bancada.

Uma forma de verificar a taxa de conversão de energia química em energia interna, é através da simulação do processo de combustão em software que utilizam a função de Wiebe [16] como base de cálculo para descrever a evolução da combustão ao longo de uma revolução de virabrequim. Esta função, considera também a transferência energia em forma de calor entre a parede do cilindro e a câmara de combustão. Ela é calibrada por dois parâmetros, um deles é o fator de forma e o outro é o fator de eficiência, tais valores são ajustados partindo-se de características geométricas do motor.

Outra forma de realizar este estudo da taxa de conversão de energia química em energia interna da mistura ar combustível em motores de combustão interna, é o método desenvolvido pelos pesquisadores do Instituto de Pesquisa Tecnológicas do Estado de São Paulo Trielli/Nigro [5].

### Capítulo 2

## **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Levou-se em consideração diversos trabalhos e divulgações oficiais sobre os temas que são pertinentes ao estudo de liberação de energia em motores de combustão interna.

A seguir apresenta-se alguns dos trabalhos que servem como referência para o presente desenvolvimento.

O trabalho desenvolvido de Patel, Amar [1] descreve e valida um mecanismo de redução das reações químicas para o n-heptano, que será utilizado para a simulação do presente estudo.

As considerações e validações feitas por Patel [1] visam obter um mecanismo de redução que descreva as reações químicas para o óleo Diesel utilizado um simulador HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) com modelos multidimencionais, como por exemplo, o Chemkin<sup>®</sup> ou Kiva<sup>®</sup>. Segundo Patel [1], a modelagem utilizando HCCI é uma das alternativas de se reduzir significativamente os valores de emissões de poluentes, reduzindo o tempo de desenvolvimento para se obter os valores legais exigidos para as emissões de poluentes.

Parte-se de um mecanismo de reação detalhado que requer a correlação de diversas espécies que se interagem entre diversas reações em cada célula computacional e a cada passo da simulação. Por isso, para cada simulação de CFD (Computacional Fluid Dinamycs) a complexidade do mecanismo químico determina a capacidade de memória e o tempo de processamento do computador utilizado. O número de espécies desejadas para a simulação de um processo de combustão depende da natureza da combustão e do tipo de informação desejada desta simulação.

O mecanismo de redução do n-heptano considerado como referência o mecanismo de Golovitchev [16], o qual chama-se de "mecanismo CU". Patel [1] utilizou-se deste mecanismo devido a sua simplicidade e por ter sido comprovado em simulações posteriores. Este mecanismo considera 40 espécies e 165 reações, incluindo reações de hidrocarbonetos policíclicos aromáticos, e desenvolveu-se utilizando análises de sensibilidade para eliminar reações com pequenas contribuições, porém manteve-se o número de átomos de C e H do combustível. Este mecanismo calcula o tempo de atraso de auto-ignição, que foi comparado com dados experimentais obtidos em tubo de choque.

O mecanismo proposto por Patel [1] chama-se de "mecanismo ERC", que aumenta ainda mais a sua simplicidade no que se refere ao número de espécies consideradas para a formulação do modelo químico deste mecanismo. O mecanismo sugerido considera 29 espécies e 52 reações

Para comprovação do modelo de redução, comparou-se os dados experimentais obtidos em ensaios com um MCI (Motor de Combustão Interna) monocilíndrico otimizado para as seguintes condições de operação: obter um baixo valor de NO<sub>x</sub>, emissões de material particulado e também de consumo de combustível.

Utilizou-se de seis passos para realizar o desenvolvimento do mecanismo de redução. São eles:

1) Identificar as espécies e passos de reações mais essenciais do mecanismo "CU".

 Eliminar as espécies e passos de reações não importantes criando-se assim um novo mecanismo.

 Obter através de simulação a taxa de mudança da concentração das espécies no novo mecanismo "ERC" e no "CU".

4) Adicionar ou remover reações do "ERC" que gerem concentrações similares às consideradas pelo mecanismo "CU".

5) Consolidar duas ou mais reações em uma única reação para eliminar espécies.

6) Utilizar uma técnica de otimização para reduzir as taxas de reações constantes que confrontem as temperaturas e tempos de ignição entre os mecanismos "ERC" e "CU".

Patel [1] validou o mecanismo proposto através de comparações de parâmetros como o atraso na ignição e temperaturas de combustão sob diferentes condições de pressões e razões estequiométricas. Com esse mecanismo de menor tamanho, a agilidade de obtenção de dados torna-se convidativa, pois a perda de informação não é tão significativa comparada com mecanismos de maior número de reações.

Um outro estudo também muito importante, que serviu de base para este desenvolvimento, foi o desenvolvido por N. M. Marino [3], que cita o recente interesse no estudo de álcool como combustível alternativo. Para Mariano [3], o objetivo é substituir o octano e o oxigenador MTBE (METHYL TERT-BUTYL ETHER) por álcool, motivado por fatores ambientais alterados pela crescente demanda de veículos automotores.

Segundo Mariano [3], o álcool é considerado favorito como fator oxigenador da gasolina, comparado com o MTBE, pois a cadeia de combustível conjugada com o MBTE gera moléculas cancerígenas, que cada vez mais vêm sendo encontrados na natureza. O álcool é produzido por uma fonte renovável de energia, enquanto o MTBE utiliza isobutano para a sua produção. O álcool tem o dobro de oxigênio do que o MTBE na cadeia carbônica de combustível.

Para esta substituição é preciso entender o comportamento do álcool através da cinética química e do mecanismo de reação deste combustível.

Mariano [3] apresenta, como objetivo principal, as expressões de taxas constantes para a decomposição do álcool e da reação de abstração do átomo "H" do álcool. Desenvolve e valida um modelo de cinética química para a oxidação do álcool por comparação com dados experimentais obtidos em diversas condições de temperatura. Examina no estudo os dados de atraso de ignição em um tubo de choque e também considera os dados de velocidade de chama laminar da combustão. Constrói-se o modelo computacional usando o CHEMKIN<sup>®</sup> em conjunto com o SENKIN<sup>®</sup> e PREMIX<sup>®</sup>.

O SENKIN<sup>®</sup> prevê a cinética química de um gás homogêneo misturado em um sistema fechado. Utiliza-se de um tubo de choque para calcular o atraso da ignição e para o estudo da oxidação do combustível em um reator de fluxo turbulento, assumindo-se um sistema adiabático e o gás com massa específica constante. Calcula-se o reator de fluxo a pressão constante, que requer uma frente de chama unidimensional sem perda de energia em forma de calor para a vizinhança. Inclui-se a difusão térmica no cálculo da propagação da chama.

Mariano [3] utiliza-se de um modelo PSR (Reator Perfeitamente Misturado) para calcular as frações mássicas das espécies para um estudo de reator de jato misturado. O simulador PSR requer uma importante condição, por assumir que a taxa de conversão de reação química ocorra com a mistura já homogênea e não pelo processo de mistura comum. Com isso o código PSR determina a composição das espécies em estado em um reator prescrito pela temperatura.

Deduz-se o modelo da cinética química utilizando um submecanismo desenvolvido para o hidrogênio, metano, etileno, etano e propano. O mecanismo de oxidação do álcool consiste de 56 espécies e 351 reações reversíveis. Obteve-se as propriedades de transporte e termodinâmicas do banco de dados do CHEMKIN<sup>®</sup>.

Validou-se o mecanismo com muito sucesso e reproduziu-se por cinco diferentes sistemas experimentais mencionados acima. Tal mecanismo será utilizado neste estudo para obter as curvas de pressão de combustão e temperatura na câmara de combustão, entre outros fatores para o álcool.

Outro trabalho relevante que serviu como referência para a determinação da taxa de liberação de energia do motor de combustão foi o apresentado por C.D Rakopoulos [4].

Rakopoulos [4] desenvolveu o trabalho para determinação da taxa de transformação de energia química em energia interna e diagramas de pressão, obtidos experimentalmente em um motor ciclo Diesel de câmara de combustão dupla, analisados separadamente. Deu-se uma atenção especial ao processo de obtenção dos resultados experimentais em bancada, pela complexidade do processo de interação da massa entre as duas câmaras. Utilizou-se um motor Diesel turbocomprimido de injeção indireta, que caracteriza-se por ter uma pequena pré-câmara e uma pequena passagem conectando-as. O diagrama obtido experimentalmente das duas câmaras de combustão é processado em conjunto com a aplicação pertinente das equações da energia e das equações de estado.

Desenvolveu-se um modelo para a análise do ciclo termodinâmico do motor de combustão interna, que simula o ciclo térmico do motor baseado-se nos seguintes parâmetros: diagrama de pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim e, com isso, a eficiência, a carga mecânica do motor (torque) e componentes da combustão. Todos estes parâmetros obtidos para o motor Diesel de zona simples, zona dupla e zona múltipla de frente de chama as quais considerou-se como base nas hipóteses adotadas.

Observou-se um ponto importante no referido estudo, a precisão da medição da pressão de combustão entre as duas câmaras de combustão. Rakopoulos [4] descreve a importância da correta interpretação da medição deste valor, pois ele é o principal foco do trabalho. Para minimizar o efeito relacionado com a medição mencionou-se alguns recursos como utilização processamentos de dados experimentais híbridos em conjunto com modelos teóricos.

Obteve-se dados laboratoriais de um motor MWM<sup>®</sup>, seis cilindros, quatro tempos, turbocomprimido, com trocador de calor dos gases comprimidos, câmara de combustão dupla, com uma pequena pré-câmara operado em diversas condições de carga e rotação. Encontra-se uma descrição detalhada dos equipamentos utilizados no trabalho original.

Como descrição da análise experimental da taxa de liberação de energia em ambas as câmaras o autor considera uma uniformidade espacial para a pressão, temperatura e a composição destes efeitos em cada uma das câmaras de combustão (modelo de zona única) a cada instante de tempo simultaneamente. Assumiu-se como modelo do gás, um gás médio para obter-se a lei de gás perfeito e o combustível dodecano ( $C_{12}H_{26}$ ).

Realizou-se medições da pressões de combustão nas duas câmaras independentes para a determinação da taxa de liberação de energia. Considerou-se as propriedades dos gases constantes, ao longo do tempo, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica na forma diferencial, considerando-se o sistema como aberto. Com isso a taxa de liberação de energia total é obtida, e posteriormente o autor separa esta taxa total em taxa bruta e taxa transferida, que são, respectivamente, a taxa consumida para a transformação de energia química em energia interna e taxa de energia transferida pela parede do cilindro.

Considerou-se também a equação dos gases perfeitos para as duas câmaras de combustão e introduziu-se o calor específico dos gases em questão. Como resultado deste estudo, obtem-se a taxa de liberação de energia.

As equações diferenciais obtidas em função do tempo são convertidas em função do ângulo do virabrequim, multiplicando as equações pelo fator 1/6n (sendo que n corresponde a rotação do motor em rpm). Faz-se então a integração das equações descritas acima do ponto de fechamento das válvulas de admissão em qualquer ângulo do virabrequim da parte fechada do ciclo. Com isso, obtém-se os valores de energia acumulada correspondente em cada câmara e a taxa de liberação da energia química em função do combustível.

Para a avaliação da troca de massa entre as duas câmaras utilizou-se algumas restrições, uma delas, o sistema considerado como unidimensional e o fluxo compressível quase estático para o sistema.

Sobre a solução numérica Rakopoulos [4] resolve as equações mencionadas ponto a ponto, considerando 0,5 graus de evolução do virabrequim como intervalo a cada ponto. Os cálculos começam com o fechamento completo da válvula de admissão e terminam com o fechamento da válvula de exaustão dos gases.

Como conclusão do trabalho o autor menciona os seguintes aspectos:

1) Deve interpretar corretamente o mecanismo de combustão associado a este tipo de motor para se obter dados confiáveis.

2) A taxa de liberação da energia na pré-câmara começa rapidamente e termina lentamente, um pouco antes do "TDC" (ponto morto superior). Continua na câmara principal, também começando rapidamente, extendendo-se na fase de expansão.

3) A magnitude da taxa de liberação da energia na pré-câmara é independente da carga, constatou-se em cargas baixas somente um pico de pressão de combustão mais elevada, outro pico aparece devido aos fenômenos de difusão.

4) Na câmara principal a taxa de liberação da energia aumenta de acordo com o aumento da carga e também se extende na fase de expansão com basicamente um pico.

Os resultados das análises comprovam que o estudo pode ser tomado como referência para modelos de combustão, especialmente durante o processo de transição de rotação. A aquisição dos dados de operação do motor para a obtenção dos gráficos de pressão é bastante difícil, devido à evolução das reações químicas desenvolvidas internamente na câmara de combustão.

Por final, o trabalho apresentado por Trielli, Maurício e Nigro, Francisco [5], também serve de referência para este estudo.

Baseado-se em dados experimentais os autores, descrevem o equacionamento para reproduzir as curvas de liberação de energia para diversos combustíveis, que assemelha-se muito ao proposto neste estudo.

Trielli/Nigro [5] utilizaram-se do método da taxa de liberação de energia química envolvendo a aquisição de sinal de pressão de combustão e sua reprodução posterior em um sistema de análise de sinais.

Partindo da curva de pressão de combustão medida em função da posição angular do virabrequim, é possível calcular a taxa de conversão de energia química em energia interna da mistura ar combustível, considerando que o ciclo térmico reversível é percorrido por um gás ideal de calor especíifico constante.

O volume da câmara de combustão pode ser escrito em função da posição do angular do virabrequim. Uma vez conhecida a razão biela-manivela, a razão de

compressão do motor, a cilindrada unitária, a pressão na câmara da combustão em função da posição angular do virabrequim, pode-se calcular, a taxa de conversão de energia química em energia interna da mistura ar combustível de qualquer motor de combustão interna.

Este estudo servirá de base para a comparação da taxa de conversão de energia química em energia interna entre o óleo Diesel e o álcool para os dados coletados em ensaio dinamômetrico.

Pode-se citar como algumas das principais conclusões do trabalho proposto por Trielli [5] os seguintes aspectos:

- Para assegurar a correspondência entre a pressão de combustão medida na câmara de combustão e o volume calculado, é necessário modificar o procedimento de aquisição de dados, de forma a garantir a aquisição precisa deste parâmetro, principalmente para motores que comprimem uma mistura ar/combustível em ciclo Diesel.
- 2) A análise da energia liberada e da razão de liberação de calor em forma de energia, visa entender o efeito dos promotores de ignição em combustíveis a base de álcool etílico. No entanto, não foi possível detectar com essa análise o tempo de decomposição específicos dos aditivos, onde as curvas da razão de liberação de calor se desenvolvem suavemente durante a fase da précombustão.
- Uma quantidade considerável de energia química é liberada durante as reações iniciais da pré-combustão, compensando parcialmente o resfriamento excessivo da carga devido à vaporização do álcool.
- 4) Na condição de operação que determina a quantidade miníma de aditivo, a variação da porcentagem de aditivo influencia mais do que a derivada da curva da razão de liberação de calor do que o instante inicial da liberação. Tal comportamento, diferente daquele dos derivados de petróleo de baixo número de cetano, parece ser responsável pelo fato de não ter sido observada detonação quando foram utilizados combustíveis à base de álcool com baixa capacidade de ignição.

Este trabalho realizado por Trielli [5], tem muita importância nas considerações apresentadas adiante, tanto na fomulação do modelo físico quanto na teoria aplicada, para se adaptar combustíveis alternativos a motores de ignição por compressão, no caso o ciclo Diesel.

### Capítulo 3

forma de calor do estado 1 para o estado 2

# **FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

O objetivo deste capítulo é descrever o modelo físico utilizado para o motor de combustão interna em estudo, levando em consideração alguns conceitos que serão importantes para o entendimento do desenvolvimento proposto.

## 3.1) DESCRIÇÃO DO MODELO PARA O CÁLCULO DA TAXA DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA

A conservação de energia é o princípio fundamental da Primeira Lei quando consideramos uma massa fixa num sistema termodinâmico. Para um sistema de massa fixa, ou seja, sem a entrada ou saída de massa deste sistema, a conservação da energia é expressa por uma mudança finita entre dois estados, 1 e 2. Assim:

$${}_{1}Q_{2} - {}_{1}W_{2} = \Delta E_{1-2}$$
(3.1)  
Energia adicionada ou  
retirada do sistema sob a sistema indo do estado 1 para o

para o estado 2

Ambos  ${}_{1}Q_{2}$  e  ${}_{1}W_{2}$  são interações de transferência de energia entre o sistema e vizinhança do sistema e  $\Delta E_{1-2} \equiv E_{2} - E_{1}$ é a mudança na energia total do sistema, a qual é a soma das energias interna, cinética e potencial.

estado 2

$$E = m(u + \frac{1}{2v^2} + gz)$$
(3.2)  
Energia interna Energia cinética Energia potencial

A equação (3.1) pode ser convertida para unidade básica de massa ou expressa para representar um instante de tempo determinado, na forma de taxa:



Pode-se escrever a equação na forma de taxa de conservação de energia para um sistema de massa fixa. Tem-se assim:

$$\dot{Q} - \dot{W} = mdu / dt \,. \tag{3.4}$$

Adota-se para o equacionamento do motor de combustão um modelo de Reator de pressão constante e massa fixa. Os termos de energia cinética e potencial da equação (3.2) são desprezadas, pois não influenciam neste tipo de modelo.

Assegir mostra-se o equaciomento para a determinação equação que descreve a taxa de conversão de energia química em energia interna. Com isso, a variação do ciclo termodinâmico não é determinada em função do tempo, e sim do ângulo do virabrequim  $\theta$ .

Desta forma, a equação (3.4) fica:

$$mc_{v}\frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P\frac{dV}{d\theta}$$
(3.5)

Assumindo que somente o trabalho *PdV* é exercido pelos gases sobre o o pistão.

No procedimento aplicado por Trielli/Nigro [5], os cálculos se baseiam em dados experimentais, coletados em dinamômetro.

Trielli/Nigro [5] partem da coleta da pressão de combustão no interior da câmara, constroem as curvas de pressão de combustão medida em função da posição angular do virabrequim. Com isso, calcula-se a taxa de conversão de energia química em energia interna da mistura ar-combustível através das expressões

abaixo. Considera-se que o ciclo térmico é percorrido por um gás ideal de calor específico constante num processo reversível:

Equação de estado para gás ideal

$$PV = mRT. (3.6)$$

Diferenciando-se em relação ao ângulo do virabrequim e tomando seu logaritmo, tem-se:

$$\frac{1}{P}\frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta}.$$
(3.7)

Utilizando-se a equação (3.5) e dividindo-se o lado esquerdo por mRT e o lado direito por PV e rearranjando a equação tem-se :

$$\frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} = (\gamma - 1)\left(\frac{1}{PV}\frac{dQ}{d\theta} - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}\right).$$
(3.8)

Combinando-se a equação (3.7) com a equação (3.8) e introduzindo  $dQ = Q_{entra} dx$ , vem:

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1) \left( \frac{Q_{entra}}{V} \frac{dx}{d\theta} \right).$$
(3.9)

Dividindo-se por  $(\gamma - 1)$  tem-se:

$$\frac{1}{(\gamma-1)}\frac{dP}{d\theta} = -\frac{\gamma}{(\gamma-1)}\frac{P}{V}\frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{Q_{entra}}{V}\frac{dx}{d\theta}\right).$$
(3.10)

Multiplicando-se por *V* tem-se:

$$\frac{V}{(\gamma-1)}\frac{dP}{d\theta} = -\frac{\gamma}{(\gamma-1)}P\frac{dV}{d\theta} + dQ_{entra}\frac{dx}{d\theta}.$$
(3.11)

Dividindo-se por *Vd* que é cilindrada unitária e rearranjando tem-se exatamente a equação proposta por Trielli/Nigro [5] na forma:

$$\frac{d}{d\theta} \left( Q_{entra} / Vd \right) = \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \frac{V}{Vd} \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{d\left(\frac{V}{Vd}\right)}{d\theta}$$
(3.12)

onde:

 $\theta$  é a posição angular do virabrequim,

 $Q_{entra}$  é a energia recebida pela massa de combustível no cilindro,

V é o volume da câmara de combustão (variável em função de  $\theta$ ),

*Vd* é a cilindrada unitária do motor,

p é a pressão na câmara (variável em função de  $\theta$ ),

 $\gamma = \frac{cp}{cv}$  é o expoente adiabático.

O volume da câmara de combustão é escrito em função da posição do angular do virabrequim, uma vez conhecida a razão biela-manivela ( $\frac{r}{l}$ ), a razão de compressão do motor (*Rc*) é a cilindrada unitária, dada por:

$$\frac{V}{Vd} = \frac{1}{Rc - 1} + \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{r} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 sen^2\theta}\right)$$
(3.13)

Uma vez conhecida a pressão na câmara da combustão em função da posição angular do virabrequim, calcula-se com as expressões (3.12) e (3.13) a taxa de conversão de energia química em energia interna da mistura ar combustível de qualquer motor de combustão interna. Utiliza-se essas equações para a obtenção da taxa de liberação energia ao longo do processo de combustão do estudo em questão da parte experimental. Ataxa de liberação de calor e as equações 3.12 e 3.13 também sçao utilizadas com as pressões obtidas na simulação zero-dimensional. Pode-se então comparar as taxas de liberação de calor experimental e numérica.

## 3.2) DESCRIÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO UTILIZADO NA SIMULAÇÃO

A mistura dos gases dentro do volume de controle é admitida como perfeita, ou seja, um reator homogêneo. Este tipo de modelagem é conhecido na literatura de MCI como Modelo Zero-Dimensional, pois a única dimensão do problema é o tempo, já que não são considerados os gradientes de quaisquer variáveis (frações mássicas, pressão, temperatura ou densidade).

No presente estudo, o modelo não permite entrada ou saída de massa do volume de controle. Este modelo é chamado de Reator Perfeitamente Misturado (em inglês PerfectIly Stirred Reactor - PSR). A seguir demonstra-se as equações das taxas da evolução temporal das espécies e energia no reator homogêneo. A conservação da massa é implicitamente satisfeita, já que o reator não permite entrada/saída de massa como mencionado acima.

Considera-se como hipóteses e limitações os seguintes aspectos:

- O modelo PSR é assumido como sendo uniforme devido à alta taxa de difusão ou à mistura turbulenta forçada. Assim, a taxa de conversão dos reagentes em produtos é controlada pelas taxas de reações químicas e não pelo processo da mistura.
- Será considerado um reator de sistema fechado, ou seja, não há fluxo de entrada ou saída durante o período do processamento da reação, porém pode haver ou não tranferência de fluxo de calor para o ambiente externo.

Segue abaixo um esquema do modelo com as devidas simplificações:



Assim, para o simulador do motor de combustão interna, consideram-se apenas as reações químicas e as perdas de energia em forma de calor Q <sub>perda</sub>.

A seguir, descreve-se as equações da taxa de produção/consumo da espécie *i* para a fase gasosa, incluindo a dependência implícita do tempo na densidade  $\rho$  e sua dependência na temperatura e no peso molar. A equação será:

$$(\rho_k V) \quad \frac{dY_k}{dt} = (\omega_k V) \quad W_k \tag{3.14}$$

onde  $Y_k$  é a fração mássica da k-esima espécie,  $W_k$  é o peso molar da k-esima espécie, e  $\omega_k$  é a taxa de produção molar da k-esima espécie dada pela reação de fase gasosa por unidade de volume.

Para a temperatura do gás, pode ser especificado a temperatura fixa ou optar por uma solução de balanço de energia no reator. O balanço de energia é determinado considerando um volume de controle que inclui o reator e as paredes do reator. A primeira lei (equação 3.3) aplicada ao reator PSR é:

$$\frac{dU_{g\acute{a}s}}{dt} = -Q_{perda} - P \; \frac{dV}{dt} \tag{3.15}$$

 $Q_{perda}$  é a transferência de energia do reator para o ambiente externo, que pode ser considerada constante ou expressa em termos de um coeficiente constante de transferência de calor,  $h_i$ , e a temperatura ambiente,  $T_0$ , como a seguir:

$$Q_{perda} = Ah_t(T - T_0), \qquad (3.16)$$

onde *A* é a área superficial de troca de calor com o ambiente externo. O termo P(dV/dt) refere-se ao trabalho ralizado ou sofrido no volume de controle em relação ao ambiente externo.

Com a energia interna derivada no tempo pode-se equacionar a entalpia derivada no tempo menos a taxa do produto do volume e pressão em função do tempo na forma:

$$U_{g\acute{a}s} = H_{g\acute{a}s} - PV \tag{3.17}$$

$$U_{g\acute{a}s} = H_{g\acute{a}s} - PV \tag{3.18}$$

$$\frac{dU_{g\dot{a}s}}{dt} = \frac{dH_{g\dot{a}s}}{dt} - P\frac{dV}{dt} - V\frac{dP}{dt}$$
(3.19)

$$\frac{dH_{gas}}{dt} = \frac{d(\rho V \bar{h})}{dt} = \rho V \left( \sum_{k=1}^{Kg} Y_k c_{pk} \frac{dT}{dt} \right) + \rho V \left( \sum_{k=1}^{Kg} h_k \frac{dY_k}{dt} \right) + \sum_{k=1}^{Kg} Y_k h_k \frac{d(\rho V)}{dt}$$
(3.20)

onde  $\bar{h}$  é a entalpia específica da mistura gasosa, igual a soma dos produtos das frações mássicas das espécies e a entalpia específica da espécie pura. T é a temperatura do gás e  $c_{pk}$  representa o calor especifíco a pressão constante da espécie k.

O termo  $\sum_{k=1}^{K_g} Y_k h_k \frac{d(\rho V)}{dt}$  é zero, devido a conservação de massa, hipótese adota nesta dedução.

Na equação 3.20 utilizou-se  $\overline{c}_p = \sum_{k=1}^{K_g} Y_k c_{pk}$ , como coeficiente de calor específico médio.

Combinando as equações (3.14), (3.15), (3.19), (3.20) tem-se a equação da energia transiente para resolver a temperatura do gás:

$$(\rho V) \left[ \bar{c_p} \frac{dT}{dt} \right] = -V \sum_{k=1}^{Kg} (h_k \, \bar{\omega}) \, W - Q_{perda} + V \, \frac{dP}{dt}$$
(3.21)

Adicionalmente, utilizou-se a equação 3.6 de gás ideal para rlacionar pressão e temperatura do gás

A seguir descreve-se o modelo utilizado pelo simulador Chemkin<sup>®</sup>, suas equações mecânicas, para um modelo de um motor de combustão interna. Utilizou-se como referência a literatura de Heywood J.B. [11], que apresenta equações descritivas do volume deslocado pelo cilindro como função do tempo, baseado em parâmetros do motor, incluindo razão de compressão, ângulo do virabrequim, tamanho de biela, rotação e volume da câmara de combustão.



Lc é o tamanho da biela,  $L_A$  braço do virabrequim,  $V_C$  é a área representada pela soma das áreas do cabeçote e a área que sobra quando o pistão está no ponto morto superior, D é o diâmetro do cilindro. O valor máximo desta variável é dado por:

$$V_{s,\max} = \frac{\Pi}{2} D^2 L_A \tag{3.22}$$

C é a razão de compressão dada por:

$$C = \frac{V_{s, \max} + V_c}{V_c}$$
(3.23)

R é a relação entre o tamanho da biela Lc e o braço do virabrequim  $L_A$ , dada por:

$$R = \frac{L_C}{L_A} \tag{3.24}$$

 $\Omega$  é a taxa de rotação do virabrequim e dada por:

$$\Omega = \frac{d\theta}{dt}$$
(3.25)

Com a definição destes parâmetros descreve-se a relação entre o volume total disponível para a combustão dentro do cilindro em função do tempo, escalonado pelo volume  $V_C$ :

$$\frac{V(t)}{V_c} = 1 + \frac{C-1}{2} [R + 1 - \cos\theta - \sqrt{R^2 - \sin^2\theta}]$$
(3.26)

A derivada temporal do volume  $\binom{V}{Vc}$  é dada por:

$$\frac{d(V/V_c)}{dt} = \Omega\left(\frac{C-1}{2}\right)\sin\theta\left[\frac{1+\cos\theta}{\sqrt{R^2-\sin^2\theta}}\right]$$
(3.27)

Estas equações permitem a solução das equações gerais para a conservação de espécies (3.14) e energia (3.21) discutidas anteriormente.

A transferência de energia térmica  $Q_{parede}$  para as paredes do cilindro durante a fase de compressão e expansão do ciclo termodinâmico é calculada ponto a ponto em função do tempo de acordo com:

$$Q_{parede} = hA(T - T_{parede})$$
(3.28)

onde o usuário específica a  $T_{parede}$  e o h, coeficiente de transferência de energia, é obtido através de correlações de transferência de energia, que serão descritas subsequentemente.

O equacionamento para determinação do coeficiente h pode ser de duas formas, sem considerar efeitos turbulentos na combustão ou considerando estes efeitos.

$$Nu_{h} = a \operatorname{Re}^{b} \operatorname{Pr}^{c}$$
(3.29)

 $Nu_h$  é o número de Nusselt para transferência de calor, Re o número de Reynolds, e Pr o número de Prandtl. Estes estão definidos como:

$$Nu_{h} = \frac{hD}{k}$$
(3.30)

$$Re = \frac{DSp\rho}{\mu}$$
(3.31)

$$\Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k}$$
(3.32)

onde *k* é a condutividade térmica do gás, Sp é a velocidade do pistão (= $2L_A\omega$ ), e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do gás. As propriedades do gás são assumidas como sendo as do ar em condições iniciais específicas. A área disponível para a transferência de energia inclui as paredes do cilindro (variando de acordo com o tempo) e o final da

superfície de controle ( $\sim 2\pi D^2/4$ ). Por isso, quando a transferência de energia é solicitada nos cálculos, deve-se também especificar o diâmetro do cilindro do motor.

# 3.3) CORRELAÇÃO DE WOSCHINI PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Uma extensão para a correlação de transferência de energia, descrita acima, é a utilização da correlação de Woschini [18]. Esta opção de considerar a transferência de energia com a função de Woschini está disposta no software Chemkin<sup>®</sup> e os parâmetros que governam a correlação de Woschini serão descritas a seguir.

A correlação de Woschini [18] permite uma estimativa mais apurada da média das velocidades dos gases do cilindro usando como parâmetro o número de Reynolds para as correlações de transferência calor. O coeficiente de transferência convectiva de energia entre o gás e a parede do cilindro pode ser obtido da correlação generalizada em termos do número de Nusselt.

Para a opção de correlação de Woschini [18], a velocidade usada para o definição do número de Reynolds é uma estimativa da média da velocidade dos gases no - cilindro,  $\overline{W}$ , no lugar da velocidade instantânea do pistão, como descrito abaixo:

$$Re = \frac{Dw\rho}{\mu}$$
(3.33)

Para obter a velocidade média dos gases do cilindro, Woschini propõe uma correlação que leva em consideração a velocidade nominal do pistão e a pressão gerada a partir da combustão (P-P<sub>motor</sub>), como dado a seguir:

$$w = \left[C_{11} + C_{12} \frac{v_{swirl}}{\overline{S_P}}\right] \overline{S_P} + C_2 \frac{V_d T_i}{P_i V_i} (P - P_{motor})$$
(3.34)

onde C<sub>11</sub>, C<sub>12</sub>, C<sub>2</sub> são parâmetros de modelagem,  $v_{swirl}$  a velocidade do swirl (efeito gerado pela geometria do cilindro/câmara de combustão),  $V_d$  o volume deslocado pelo pistão, P<sub>motor</sub> é a pressão no cilindro do motor sem combustão, e  $P_iV_ieT_i$  são as pressões, volumes e temperaturas inicial do cilindro, respectivamente.

Desta forma, tem-se a correlação de Woschini como sendo uma correlação validada por diversos experimentos e aproxima-se muito aos valores experimentais calculados para liberação de energia em motores de combustão.

## 3.4) CORRELAÇÃO PARA OS COEFICIENTES ESPACIAIS MÉDIOS INSTANTÂNEOS

Annand [10] desenvolve a seguinte correlação para os coeficientes espaciais médios instantâneo, partindo de experimentos publicados, e para um ponto específico localizado no cabeçote do motor:

$$\frac{(h_c B)}{k} = a \left(\frac{\rho S_p B}{\mu}\right)^b \tag{3.35}$$

O valor de *a* varia com a intensidade da carga de movimento e o desenho do motor, para combustão normal *a* varia entre  $0,35 \le a \le 0.80$  e b=0.70, e *a* cresce de acordo com o crescimento da intensidade de movimentação. As propriedades dos gases são avaliadas na temperatura média do cilindro como T<sub>g</sub>:

$$T_g = \frac{pVM}{mR}$$
(3.36)

A mesma temperatura é utilizada na equação (4.45) para obter o fluxo de energia convectiva. Note que, no desenvolvimento desta correlação, o efeito das diferenças na geometria e do fluxo entre os motores, são incorporados na constante de proporcionalidade a, e o efeito da liberação da energia química é omitido. Enquanto

somente dados de termopares localizados no cabeçote do motor foram usados como base para esta correlação, isto vem sendo utilizado para estimar a média espacial instantânea do fluxo de energia para o ciclo completo de uma câmara de combustão.

Woschini assume a correlação da forma:

$$Nu = 0.035 \,\mathrm{Re}^m$$
. (3.37)

O diâmetro do cilindro B como comprimento característico, w como velocidade média local dos gases no cilindro, e assumindo k  $\alpha$  T<sup>0,75</sup>,  $\mu \alpha$  T<sup>0,62</sup>, e p=pRT, a correlação acima pode ser escrita como:

$$h_c = CB^{m-1} p^m w^m T^{0,75-1,62m}$$
(3.38)

Durante a admissão, compressão, e exaustão, Woschini argumenta que a velocidade média dos gases pode ser proporcional à velocidade do pistão. Durante a combustão e a expansão, a velocidade média dos gases assumida é diretamente proporcional ao resultado da mudança da densidade que resulta da combustão (~10m/s), a qual é comparada com a velocidade do pistão.

A velocidade média dos gases w determinada para um motor quatro tempos, refrigerado a água, quatro válvulas por cilindro e de injeção direta sem considerar o efeito swirl, é expressa por:

$$w = \left[ C_1 S_p + C_2 \frac{V_d T_i}{P_i V_i} (p - p_{motor}) \right]$$
(3.39)

onde  $V_d$  é o volume movimentado pelo pistão,  $P_i V_i eT_i$  são as pressões, volumes e temperaturas inicial do cilindro, respectivamente,  $P_{motor}$  é a pressão do cilindro sem combustão medida no mesmo ângulo do virabrequim de P, que é a pressão na câmara considerando a combustão.

Para o período de expansão dos gases	C <sub>1</sub> =6,18	C <sub>2</sub> =0
Para o período da compressão	C <sub>1</sub> =2,18	C <sub>2</sub> =0

Para o período da compressão e expansão C<sub>1</sub>=6,18 C<sub>2</sub>=0,00324

Estudos subsequentes em motores de alta rotação considerando o swirl, indicam taxas de transferência de energia maiores do que as que somente levam em consideração a velocidade do gases. Para motores com swirl, a média das velocidades é dada por:

Para o período de expansão 
$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{v_s}{S_p}$$
 (3.40)

Para o resto do ciclo 
$$C_1 = 2,18 + 0,308 \frac{v_s}{S_p}$$
 (3.41)

onde  $v_s=Bw_p/2$  e  $w_p$  é a velocidade de rotação do centro da circunferência usada para medir a velocidade do swirl. Motores de ignição por centelha mostram em testes que as velocidades acima são previsões aceitáveis.

A correlação de Woschini, com o expoente igual a 0,8 pode ser resumida por:

$$h_{c}(W/m^{2}.K) = 3,62B(m)^{-0.2} p(Kpa)^{0.8} T(K)^{-0.55} w(m/s)^{0.8}$$
(3.42)

com w definido acima.

Vale ressaltar, neste momento, que os valores utilizados para a simulação no Chemkim<sup>®</sup> foram baseados utilizando o estudo apresentado acima que, por sua vez, tem sua validação comprovada, como será apresentado a seguir.

## **ENSAIOS E DESENVOLVIMENTOS REALIZADOS**

Nas seções anteriores foi apresentado o modelo adotado para o processo de combustão em um MCI de ignição por compressão, para o óleo Diesel e o álcool. Nos itens a seguir serão apresentadas as técnicas aplicadas para este desenvolvimento, detalhando-se as adaptações realizadas no motor.

São também apresentados os ensaios realizados em dinamômetro, comparando os valores coletados entre os dois combustíveis.

#### 4.1) ENSAIOS REALIZADOS UTILIZANDO ÓLEO DIESEL

Inicialmente os ensaios realizados com óleo Diesel têm como base o motor em sua forma original, sem nenhuma alteração em seus componentes que o descaracterize. Esta ação tem como principal objetivo, gerar referências para análise e comparação entre os resultados obtidos com óleo Diesel e com álcool.

O motor é mapeado em diversas condições de carga e rotação, onde os parâmetros de potência, torque, temperatura, pressões e consumo de combustível serão coletados. Estipulou-se assim a realização de uma curva de desempenho em plena carga (100%) e em outras três cargas parciais de 75%, 50% e 25%.

#### 4.2) ENSAIOS REALIZADOS UTILIZANDO ÁLCOOL

Já com as modificações que se mostraram necessárias, foram realizados os ensaios utilizando álcool no mesmo motor. O objetivo desta fase é alcançar o desempenho do motor medido na fase anterior com óleo Diesel, alterando os parâmetros de calibração para isso. Desta forma, para cada ponto do mapa com óleo Diesel, foram estudadas as melhores condições de avanço de injeção e débito de álcool, buscando sempre manter a mesma potência do motor para ambos os combustíveis.

Como resultado destes ensaios obtém-se o mapa de avanço e de consumo para o álcool, de modo a possibilitar uma completa avaliação do comportamento do motor.

## 4.3) PROCEDIMENTO PARA REALIZAÇÃO DAS CURVAS DE DESEMPENHO

Utilizou-se como referência a norma norma NBR ISO 1585 para a obtenção dos dados coletados na bancada dinamométrica, e especificações técnicas do motor fornecido pelo fabricante.

Dados registrados no dinamômetro:

- Hora e data;
- Rotação;
- Potência;
- Torque;
- Ângulo de injeção;
- Consumo de combustível;
- Consumo de ar;
- Tensão nas velas aquecedoras;
- Temperaturas de bulbo úmido do ar de admissão;
- Temperaturas de bulbo seco do ar de admissão;
- Temperatura do óleo;
- Temperaturas dos gases de escape;
- Temperatura de entrada e saída de água;
- Temperatura de ar após intercooler;
- Pressão atmosférica;

- Pressão de combustão;
- Pressão de combustível;
- Pressão de saída do compressor;
- Pressão de saída do intercooler;
- Contra pressão de escape;
- Pressão de água;
- Pressão do óleo do motor;
- Relação ar/combustível.

#### 4.4) DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Para a realização do presente estudo utilizou-se um motor MWM<sup>®</sup> Sprint cedido pela MWM Motores Diesel. Os principais dados técnicos são descritos a seguir:

MWM Sprint – Ficha técnica			
Modelo	4.07 TCA		
Aspiração	Turbo Aftercooler		
Disposição / Cilindros		Linha 4	
Diâmetro x Curso	mm x mm	93 x 103	
Cilindrada Total	Litros	2.8	
Razão de compressão		19:01	
Potência máxima	kW(cv)	97(132)	
Rotação potência máxima	Rpm	3 600	
Torque máximo	Nm	333	
Rotação torque máximo	Rpm	1 800	
Norma de Emissões		EURO 2	
Peso Seco	Kg	198	

Tabela 1. Ficha técnica do motor

O motor em estudo é de alta rotação, aplicado no segmento automotivo em *vans*, *pick-ups* comerciais e leves. Seu cabeçote possui um sistema de dutos com fluxo cruzado, também conhecido como *crossflow*. O comando de válvulas é posicionado no cabeçote, acionando as 12 válvulas do motor, sendo 3 válvulas por cilindro (duas de admissão e uma de escape). O sistema de injeção é do tipo mecânico, com bomba rotativa.

Os motores MWM<sup>®</sup> Sprint encontram-se dentro das legislações EURO II e EPA quanto às exigências de emissão de gases e ruído. Para isso os dutos de admissão de seu cabeçote foram projetados de modo a promover o *swirl* (turbilhamento) dentro da câmara de combustão, melhorando o processo de queima e o rendimento global do motor, segundo informações do fabricante.



Figura 2. *Swirl* promovido pelos dutos de admissão

O sistema de injeção do motor é do tipo direto. Os bicos injetores de combustível possuem cinco furos, e os conjuntos porta injetores são do tipo de duplo estágio. Algumas aplicações deste motor utilizam vela aquecedora para partida. Sendo assim, o cabeçote do motor MWM<sup>®</sup> Sprint já possui a furação para posicionamento das mesmas como demontrado na figuar abaixo.



Figura 3. Detalhe do cabeçote em corte

### 4.5) DADOS TÉCNICOS DO BANCO DE ENSAIOS

• Freio Dinamométrico

Fabricante: Asea Brown Boveri - ABB

Modelo: Positron II

Faixa de trabalho: 0 – 200 kW; 0 – 9 000 rpm

• Célula de Carga

Fabricante: CELTRON

Faixa de trabalho: 0 – 2 260 N

Incerteza: ±0,5%

• Sensores de Temperatura

Fabricante: Ecil

Modelo: Tipo K

Faixa de trabalho: 10 - 50 °C; 60 - 130 °C; 300 - 900 °C

Incerteza: ±2,03 °C; ±2,03 °C; ±4,13 °C

• Sensor de Pressão de combustão

Fabricante: KISTLER

Transdutor: 6001

Adaptador: 6421

Faixa de trabalho: 0 – 250 bar

Incerteza: ±1%

Para a instalação deste sensor foram necessários alguns estudos com o intuito de verificar uma posição viável. O cabeçote deste motor possui uma geometria complexa com muitos dutos e galerias. Por este motivo a disponibilidade física para a instalação do sensor de pressão de combustão é limitada.

Inicialmente um cabeçote foi disponibilizado pelo fabricante para realização desses estudos. Sendo assim, cortou-se este cabeçote em diversas partes, facilitando a visualização das galerias e dutos no seu interior. Realizou-se uma radiografia do cabeçote original, que pode ser vista na figura 4. Com auxílio da imagem verificou-se as regiões com maior índice de material e com potencial para instalar o sensor de pressão.



Figura 4. Radiografia do cabeçote

Após a definição do local que se mostrou mais adequado para realizar o furo de alojamento do sensor, fez-se um teste de verificação no cabeçote anteriormente cortado, que confirmou a hipótese inicial.

• Sensores de pressão

Fabricante: Druck

Modelo: PTX1000

Faixa de trabalho: -100 – 400 kPa; 0 – 100 kPa; 0 – 390 kPa; 0 – 980 kPa; 0 – 1 100 kPa

Incerteza respectiva: ±2,52%; ±0,63%; ±2,46%; ±6,17%; ±12,65%

• Sensor de Rotação magnético

Fabricante: Sense

Faixa de trabalho: 0 – 10 000 rpm

Incerteza: ±10%

• Sensor de consumo de combustível

Fabricante: Pierburg - Gruppe

Tipo: Engrenagens

Modelo: PLU 116H

Faixa de trabalho: 2 a 60 l/h

Incerteza: ±1%
• Medidor de Oxigênio – Sonda Lambda

Fabricante: ETAS

Modelo: Lambda Meter LA4

Faixa de trabalho: 0.7 a 1.6 λ

Incerteza: ±1%

• Sistema de Escapamento

Para o sistema de escapamento foi utilizado o sistema próprio do banco de teste disponível, composto de um abafador montado sem catalisador.

• Sistema de Arrefecimento

Neste caso, assim como para o sistema de escapamento, utilizou-se o sistema disponível no banco de ensaios, composto por um trocador de calor externo, com fluído forçado por uma bomba centrífuga. Para realizar o controle da temperatura da água do motor este sistema é dotado de uma válvula solenóide acionada eletricamente, mantendo a temperatura em um valor previamente determinado, possibilitando variar na temperatura da água. A válvula termostática original do motor foi mantida não funcional durante os ensaios.

#### 4.6) ESTUDO DA QUANTIDADE DE COMBUSTÍVEL INJETADA

Como o álcool possui um PCI (poder calorífero inferior) menor que o do óleo Diesel (Tabela 2), para obtenção de uma mesma quantidade de calor fornecida pela queima do combustível, a vazão fornecida pela bomba de combustível deverá ser aumentada, como demonstra-se a seguir.

O energia fornecida pela combustão é dada por:

$$Q = m_{comb} * pci \tag{4.1}$$

Igualando-se o calor fornecido pelos dois combustíveis, óleo Diesel e álcool, tem-se:

$$m_{Diesel} * pci_{Diesel} = m_{e \tan ol} * pci_{e \tan ol}$$
(4.2)

Logo:

$$\frac{m_{\text{etan ol}}}{m_{\text{Diesel}}} = \frac{pci_{\text{Diesell}}}{pci_{\text{etan ol}}} = \frac{42600(Kcal / m^3)}{27420(Kcal / m^3)} = 1,55$$
(4.3)

Portanto a vazão mássica de álcool fornecido pela bomba deve ser 55% superior à fornecida quando o combustível for o óleo Diesel. Contudo, a bomba injetora trabalha com características volumétricas do fluído. Em uma primeira aproximação, o incremento de vazão volumétrica determina-se com uma temperatura de 20 °C para ambos os combustíveis.

A vazão volumétrica em função da mássica pode ser determinada como:

$$V = \frac{m_{combustivel}}{\rho} \tag{4.4}$$

A razão entre as vazões volumétricas dos dois combustíveis será:

$$\frac{V_{e \tan ol}}{V_{Diesel}} = \frac{m_{e \tan ol} * \rho_{Diesel}}{m_{Diesel} * \rho_{e \tan ol}} = 1,55 * \frac{0,85}{0,81} = 1,63$$
(4.5)

Nesses termos, a vazão fornecida pela bomba injetora para trabalhar com álcool deverá ser 63% maior que a do óleo Diesel.

Tendo em vista a curva e a tabela fornecida pela MWM International Indústria de Motores (Anexo A), realizou-se cálculos estequiométricos para determinação das vazões de ar e combustível envolvidas na reação. Para isso considerou-se reações perfeitamente completas.

Em primeira aproximação, determinou-se o consumo temporal de óleo Diesel, da seguinte maneira:

$$c_{temporal} = c_{especifico} * N_e \tag{4.6}$$

Onde  $c_{temporal}$  é o consumo especifico bruto e  $c_{especifico}$  é o consumo específico instantâneo.

Considernado a combustão completa de um combustível composto por hidrocarbonetos como C<sub>a</sub>H<sub>b</sub> com o ar, que contém Nitrogênio. A equação estequimétrica dacombustão dá-se por:

$$C_aH_b + (a+b/4)(O_2 + 3.773N_2) \rightarrow aCO_2 + b/2H_2O + 3.773(a+b/4)N_2$$
 (4.7)

Sendo o óleo Diesel considerado para o estudo o C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>, tem-se:

$$C_{16}H_{34} + 24.5(O_2 + 3.773N_2) \rightarrow 16CO_2 + 17H_2O + 92.43N_2$$
(4.8)

Com a reação (4.6) e a (4.8) determina-se o consumo de oxigênio ( $m_{O2}$ ). Da Tabela 2 sabe-se que a massa molar do óleo Diesel é 226 g, já a massa molar do oxigênio é 32 g. Sendo assim tem-se a seguinte relação:

226 g de óleo Diesel 
$$\rightarrow$$
 24.5\*(32) g de oxigênio  
 $c_{bm} \rightarrow m_{O2}$ 
(4.9)

$$m_{O2} = \frac{784}{226} * c_{bm} \tag{4.10}$$

Utilizando a uma equação analoga à equação 4.7 para a do combustão para o álcool tem-se:

$$C_2H_5OH + 3(O_2 + 3.773N_2) \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 11.32N_2$$
(4.11)

Como a vazão de ar admitido é a mesma para ambos os combustíveis, e conhecendo a massa molar do álcool (Tabela 2), tem-se a seguinte relação de consumo bruto para o álcool:

$$\begin{array}{cccc} 46 \ g \ de \ álcool & \rightarrow & 3^*(32) \ g \ de \ oxigênio \\ C_{álcool} & \rightarrow & m_{O2} \end{array} \tag{4.12}$$

$$m_{O2} = \frac{96}{46} * c_{e \tan ol} \tag{4.13}$$

Contudo, esse consumo não se refere ao álcool hidratado, comercialmente disponível, mas sim ao álcool anídro. Sabendo que a concentração mínima de álcool no álcool hidratado é 91,1%, estabelece desta forma a seguinte relação:

$$c_{hidr} = \frac{c_{e \tan ol}}{0.911}$$
(4.14)

## 4.7) COMPROVAÇÃO DA NECESSIDADE DA VELA AQUECEDORA

Conforme apresentado na Tabela 2, a temperatura de auto-ignição do álcool é maior que a temperatura do óleo Diesel. De acordo com experiências anteriores por Brunetti [9], devido a esta diferença a utilização de vela aquecedora torna-se necessária.

Admitindo-se que, a fase de compressão no motor seja um processo adiabático e reversível, sendo portanto isoentrópico, e que o ar seja gás perfeito, tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}.$$
(4.15)

Sabe-se também que

$$rv = \frac{v_1}{v_2}$$
 (4.16)

e, portanto

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{rv}\right)^{k-1}$$
 (4.17)

De acordo com Wylen, Van [10] o valor de k para o ar é 1.4. Sabe-se também que a razão de compressão do motor é 19:1 e a temperatura do ar de admissão após o intercooler a 1 000 rpm (anexo C) é 47,4 °C (308,6 K).

Assim

$$\frac{308.6}{T_2} = \left(\frac{1}{19}\right)^{1.4-1}$$
(4.18)

е

$$T_2 = 1002, 1K \longrightarrow 729, 1^{\circ}C$$

O processo de troca de calor entre o ar admitido e o combustível deve ser considerado como uma situação de condução transiente na gota de combustível. Tais problemas podem ser resolvidos através do método da análise concentrada ou capacitância global. De acordo com INCROPERA [13], tem-se a seguinte expressão para determinação do tempo da troca térmica:

$$t_{a} = \frac{\rho_{\acute{a}lcool} * V_{esf} * c_{\acute{a}lcool}}{h_{a} * A_{esf(sup \, erficial)}} * \ln\left(\frac{T_{i} - T_{\infty}}{T_{gota} - T_{\infty}}\right)$$
(4.19)

Onde  $V_{esf}$  é o volume da gota e  $A_{esf(superficial)}$  é a área da superfície da gota,  $h_a$  é o coeficiente de convecção em torno da gota. Estima-se  $h_a$  igual a 10 (W/m<sup>2</sup>K).

Admitindo-se que o diâmetro das gotas de combustível ao ser injetado seja 0,1 µm tem-se:

$$V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * r^3$$
 (4.20)

Logo:

$$V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * (5x10^{-8})^3 \longrightarrow V_{esf} = 5,23x10^{-22} m^3$$
(4.21)

Assim como:

$$A_{esf} = 4 * \pi * r^2$$
 (4.22)

Tem-se:

$$A_{esf} = 4 * \pi * (5x10^{-8})^2 \longrightarrow A_{esf} = 3,14x10^{-14} m^2$$
(4.23)

De acordo Wylen, Van [10] o calor específico do álcool é 2,46 kJ/kgK.

Conforme dados coletados para a condição estudada de 1 000 rpm com motor em plena carga, tem-se  $T_{comb.} = 25,3^{\circ}C$ .

T<sub>gota</sub> é a temperatura da mistura (no modelo para gás ideal) ao final do processo de compressão. A gota poderá no máximo, ser aquecida até este valor. Segundo Brunetti [9] a gota deve atingir 700°C para que a reação se processe.

Finalmente:

$$t_a = \frac{810*5,23x10^{-22}*2460}{10*3,14x10^{-14}} * \ln\left(\frac{25,3-729,1}{700-729,1}\right)$$
(4.24)

Portanto:

$$t_a = 0,009s$$
 (4.25)

Assim o tempo necessário para que o álcool, quando injetado na câmara, atinja a temperatura de auto-ignição é de 0,009 s. Para a mesma condição (1000 rpm) faz-se a seguinte análise:

$$n = 1000 rpm \longrightarrow 16,67 rps \tag{4.26}$$

Logo:

$$n = 6000^{\circ} / s$$
 (4.27)

A partir das curvas de pressão de combustão (Apêndice B), percebe-se que a variação angular do virabrequim entre o início da injeção e o início da queima é cerca de 10°. Sendo assim, pode-se calcular o tempo máximo necessário para o início da queima.

$$t_{\max} = \frac{10}{6000} \longrightarrow t_{\max} = 0,0017s$$
 (4.28)

Comparando-se os dois tempos calculados, percebe-se que o álcool necessita de um tempo de troca térmica maior que o máximo. Sendo assim, a temperatura de auto-ignição não é atingida somente com a compressão da mistura, justificando o uso da vela aquecedora.

Para o óleo Diesel é possível realizar os cálculos de maneira semelhante como descrito acima. Verifica-se, no entanto, que o tempo de troca térmica é de 0,001 s,

atingindo assim a sua temperatura de auto-ignição somente pelo trabalho mecânico de compressão.

Vale ressaltar que não está levando-se em consideração a energia necessária para a vaporização da gota.

## 4.8) ADAPTAÇÕES REALIZADAS NO MOTOR

A premissa utilizada para as adaptações do motor, é alterar o motor disponível o mínimo possível, com modificações periféricas, de modo a possibilitar a conversão de qualquer motor originalmente do ciclo Diesel, para a utilização do álcool através do método do Ponto Quente. Desta forma evitou-se qualquer alteração que implique em modificações estruturais e/ou do projeto do motor. Por tratar-se de um estudo experimental, obter peças diferente das originais, torna-se o custo muito elevado, não sendo este o foco principal do estudo.

Como demonstrou-se anteriomente, a vela aquecedora deve ser mantida aquecida em torno de 800°C - 900°C para que o motor funcione corretamente utilizando álcool como combustível. Sabe-se também que a perda de calor da vela para as paredes do cabeçote, implica na necessidade de uma maior potência elétrica fornecida para a vela. Por conseqüência disso, considera-se como posição mais favorável a vela localizada no interior do cabeçote, próxima à válvula de escape. Tendo em vista que esta é a região mais quente da câmara de combustão, isto implicará na menor transferência de calor das velas para o cabeçote e também para a parede do ciclindro.

Alguns motores utilizam velas aquecedoras para partida a frio, desta forma o cabeçote já dispõe de furos para a fixação das velas. Levando em consideração a complexidade do cabeçote e a necessidade descrita no parágrafo anterior, foi mantida a posição original das velas no cabeçote, por ser a posição mais satisfatória para este caso.



Figura 5. Posição da vela no cabeçote

A figura 5 mostra o cabeçote do motor, utilizado no ensaio experimental, onde apresentam-se as válvulas de escape, de admissão e o posicionamento da vela aquecedora.

#### 4.9) AVANÇO DA BOMBA INJETORA

O avanço da injeção para a bomba injetora rotativa é obtido ao girá-la no sentido horário ou anti-horário, dependendo se deseja atrasar ou adiantar o ponto de injeção de combustível. O avanço é determinado em função da necessidade de retardamento para o início da combustão dentro dos cilindros do motor. Sendo assim, quanto maior o retardamento da combustão utilizada, maior deverá ser o avanço do motor, de modo a manter o desempenho desejado. Como o retardamento químico do álcool é maior que o do óleo Diesel e a combustão se processa por propagação de chama, é necessário um avanço maior.

Como o intuito deste estudo leva em consideração, a comparação do motor funcionando com óleo Diesel e álcool, os testes com o álcool foram iniciados com valores de avanço idênticos ao do óleo Diesel. No decorrer dos ensaios foram ajustados os valores do avanço, de modo a obter um funcionamento regular e o desempenho equivalente ao óleo Diesel.

#### 4.10) **BICOS INJETORES**

Conforme calculado anteriormente, a quantidade de álcool a ser injetada na câmara de combustão é maior para o álcool, comparado a quantidade injetada de óleo Diesel. Os bicos utilizados originalmente possuem uma limitação quanto à vazão de combustível. De modo a evitar, ou amenizar, eventuais problemas de cavitação nos bicos injetores provocado pelo acréscimo de combustível injetado, utilizam bicos de maior vazão, aumentando cerca de 50% da vazão original.

Um fator decisivo para o bom desempenho das velas aquecedoras é a sua posição em relação aos jatos de combustível. De acordo com BRUNETTI [9], o jato não deve incidir diretamente na vela, para não provocar o seu resfriamento, nem passar a uma distância muito grande, pois aumenta o retardamento químico.

Sabe-se que o jato deve ser direcionado para a zona de ar aquecida pela vela aquecedora. Com o objetivo de simular a influência da posição dos jatos montou-se uma bancada de ensaio com um cabeçote de teste, bicos injetores de maior vazão e a vela aquecedora. Após o aquecimento da vela, injetou-se o álcool através dos bicos com o auxílio de uma bomba injetora manual. Nebulizou-se o combustível que ao passar na região de calor gerado pela vela, é aquecido e entra em combustão. Repetiu-se este procedimento para diversas posições do bico injetor, verificando sua influência na queima do combustível.

Por fim, rotacionou-se os bicos injetores dentre as condições experimentadas, até a posição que obteve o melhor resultado quanto à combustão observada na bancada.

#### 4.11) CONTROLE DA TEMPERATURA DA VELA AQUECEDORA

De acordo com a conclusão do item 4.7, assim como pesquisas já realizadas anteriormente sobre este assunto, a temperatura da vela aquecedora deve permanecer em torno de 850 °C. Devido à variação das cargas e rotações durante o

funcionamento do motor, submeteu-se as velas aquecedoras a diferentes condições de trabalho. Isso ocorre, pois a temperatura dos gases em altas cargas e rotações é elevada, enquanto que para cargas parciais e baixas rotações essa temperatura tende a abaixar.

Portanto, para manter sua temperatura próxima ao ideal, se faz necessário um controle externo. Caso contrário, a vela está sujeita a trabalhar em uma temperatura muito baixa em condições de baixas rotações, no caso contrário, está sujeita a trabalhar em uma temperatura muito alta em altas rotações, fato que pode danificar ou até mesmo queimar a vela aquecedora.

Sendo assim, foi montado um circuito externo para alimentar eletricamente as quatro velas do motor, possibilitando a variação da tensão de estudo da vela. Esse circuito é composto de dois trafos, um retificador de freqüência, um interruptor e uma placa de controle. Um dos trafos tem como função reduzir a tensão de entrada de 220 V para a tensão nominal de 110 V da placa de controle, enquanto que o outro de maior capacidade reduz a tensão de 220 V para 12 V. Tendo em vista que a vela aquecedora deve trabalhar com corrente contínua, a ponte retificadora foi instalada com o objetivo de corrigir de corrente alternada para corrente contínua. Já a placa de controle possibilita a regulagem da tensão de alimentação que passa pela ponte retificadora e por sua vez, alimenta a vela aquecedora. O esquema elétrico é apresentado a seguir:



Figura 6. Esquema elétrico do controle de tensão das velas

A utilização deste circuito de controle e alimentação externa impossibilita a aplicação deste motor em veículos. Porém após o mapeamento das temperaturas em função da carga e da rotação do motor, este circuito pode ser substituído por outro mais simples, ligado diretamente na bateria do motor. O controle da tensão de alimentação das velas será somente função da condição de carga e rotação do motor, podendo assim, ser automatizado.

# Capítulo 5

# RESULTADOS

Neste capítulo, apresentam os resultados obtidos na bancada dinamométrica e também os resultados obtidos na simulação utilizando o software Chemkin<sup>®</sup>.

Assim sendo, é necessário descrever algumas passagens relevantes e necessárias para alcançar os objetivos descritos anteriormente.

Uma das dificuldades encontradas foi a de obter-se de forma direta a temperatura de trabalho da vela aquecedora durante o funcionamento dentro do motor. Foram realizados dois ensaios com o objetivo de fornecer parâmetros para medição da temperatura da vela aquecedora posicionada dentro da câmara de combustão. Destes ensaios, obteve-se um gráfico da resistência elétrica versus a temperatura da vela.

A resistência elétrica é uma propriedade particular de cada material condutor. Sabese também que este valor é função da temperatura do material, ou seja, a resistência elétrica de um determinado material a 25 °C não será a mesma a 500 °C. Desta forma o objetivo deste ensaio em particular é, relacionar os valores de resistência da vela aquecedora com a temperatura na ponta da vela, sendo que esta temperatura foi obtida com a vela montada em uma bancada. Quando instaladas no cabeçote, as velas poderão ter suas temperaturas coletadas, realizando a medição da tensão de alimentação e da corrente resultante no circuito. Os valores encontrados são apresentados na figura 7.



#### Resistência da Vela x Temperatura

Figura 7. Gráfico da resistência elétrica da vela aquecedora em função de sua temperatura

Outra alternativa encontrada para medição da temperatura na ponta da vela foi a instalação de um termopar em seu interior.

O termopar utilizado possui um diâmetro de 1,5 mm. Realizou-se um furo por eletroerosão de 1,7 mm de diâmetro e 85 mm de comprimento no centro da vela aquecedora.

Como já mencionado anteriormente, não é possível inserir o termopar até a ponta da vela, sendo assim têm-se uma diferença entre a temperatura lida e a temperatura efetiva da vela, assim sendo é imprescindível a realização de um ensaio que determine como essas temperaturas comportam-se com o motor em funcionamento. Com o auxílio de um termopar, posicionado externamente na ponta da vela, variou-se a tensão de alimentação para conhecer a variação da temperatura da vela durante o funcionamento do motor. A figura 8 apresenta o resultado obtido. Nela é possível perceber que as temperaturas variam de forma linear, sendo assim o valor lido pelo termopar pode ser convertido pelo programa de controle do banco de provas, para apresentar o valor efetivo da temperatura na ponta da vela.



#### Análise do comportamento de temperaturas

Figura 8. Gráfico da temperatura lida x temperatura efetiva na ponta da vela

## 5.1) DESCRIÇÃO DOS DADOS COLETADOS PARA O ÓLEO DIESEL

Inicialmente, operou-se o motor utilizando óleo Diesel, com o objetivo de obter-se os parâmetros iniciais do motor na condição original. Realizou-se medições de quatro curvas, sendo uma de plena carga e as outras três de cargas parciais. As três últimas indicam o comportamento do motor quando em funcionamento com 75%, 50% e 25% de sua potência em plena carga (100%).

# 5.2) DESCRIÇÃO DOS DADOS COLETADOS PARA ÁLCOOL COMPARADOS COM O ÓLEO DIESEL

Após o término dos ensaios com óleo Diesel, realizou-se no motor as modificações necessárias, já comentadas anteriormente. Deu-se então início aos ensaios de desenvolvimento do motor utilizando álcool. Além das quatro curvas semelhantes às curvas obtidas com óleo Diesel, realizou-se também um ensaio de pesquisa de potência máxima para o álcool, determinando com isso o valor de maior potência que o motor pode obter com este combustível. Realizou-se também um estudo para determinar a influência da temperatura da vela aquecedora no desempenho do motor.

## 5.2.1) CURVAS CARACTERÍSTICAS UTILIZANDO ÁLCOOL

Nesta seção são apresentadas as curvas de torque, potência e consumo específico, avanço de injeção e relação ar/combustível. Deve-se ressaltar que o parâmetro de controle durante a calibração do motor utilizando álcool foi a potência. Sendo assim o motor foi mantido com a mesma potência medida para o óleo Diesel, ou seja, os valores de avanço apresentados mostram-se como os melhores para esta condição. As tabelas com os dados coletados podem ser encontrada no Apêndice B.

Deve-se salientar a necessidade do acréscimo de 2% em massa de óleo de mamona, devido a falta de lubricidade do álcool, ocasionando dificuldades de operação na bomba injetora, bicos injetores, entre outros componentes. A análise deste óleo de mamona encontra-se no Anexo B



Figura 9. Gráfico comparativo do avanço de injeção para álcool e óleo Diesel

A figura 9 mostra o gráfico de avanço de injeção em função da rotação para os dois combustíveis álcool e óleo Diesel. Não há variações muito grande na faixa de avanço de injeção com 100% de carga comparando os dois combustíveis, a menos nas condições de 3800rpm que é uma condição de rotação onde está próxima do ponto de corte da injeção.



Figura 10. Gráfico dos valores da relação ar/combustível para álcool

A figura 10 mostra o gráfico da relação ar/combustível em função da rotação para diferentes cargas do motor, operando somente com álcool. Cabe aqui uma observação importantíssima, durante o desenvolvimento do motor funcionando somente com álcool, obteve-se dificuldades de operar o motor em cargas parciais entre 50% e 25%, como observado no gráfico acima, e nos demais gráficos que mostram o desempenho do motor.

Curvas Características



Figura 11. Gráfico das curvas características com óleo Diesel e álcool

O gráfico da figura 11 mostra a comparação entre a potência, o torque e o consumo específico de combustível para o motor operando no ciclo Diesel com álcool e óleo Diesel. Vale ressaltar que, a condição de potência mostrada acima é determinada com fator de referência, ou seja, determinou-se como critério de comparação a potência entre ambos os combustíveis como sendo idênticas, desta forma consegue-

se avaliar a variação dos demais fatores de funcionamento do motor, como por exemplo, o consumo de combustível, o avanço, as temperaturas e pressões durante a operação do motor.



Figura 12. Gráfico de consumo específico para o álcool

A figura 12 mostra um mapa de consumo específico, onde as ilhas com tonalidade avermelhada mostram um consumo especifico menor e as tonaliadades mais azuladas um consumo especifico maior.

#### 5.2.2) COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS

A seguir são apresentadas as curvas de diversas temperaturas do motor durante o funcionamento com álcool e óleo Diesel.



Temperatura dos gases de escape (°C)

Figura 13. Gráfico comparativo das temperaturas dos gases de escape para álcool e para óleo Diesel

O gráfico apresentado na figura 13 mostra o comparativo das temperaturas dos gases de escape para álcool e para óleo Diesel, em ambas as condições de carga (75% e 100%). A temperatura de escape para o álcool encontra-se inferior comparada ao óleo Diesel, devido à quantidade de combustível injetado necessária para a realizar a combustão e gerar a mesma potência para o álcool ser mais elevada, comparando-a com a de óleo Diesel (fato este que pode ser verificado no gráfico da figura 12, que compara os consumos de combustíveis) e também devido ao processo de reação de combustão do álcool.



Figura 14. Gráfico comparativo das temperaturas do ar após o intercooler para álcool e para óleo

Diesel

O gráfico apresentado na figura 14 mostra o comparativo das temperaturas dos gases de admissão para o álcool e para o óleo Diesel, após serem refrigerados pelo intercooler. Nota-se uma falha no controle desta temperatura durante a coleta dos dados para o óleo Diesel, fato este percebido somente após a retirada do motor da bancada de teste.

# 5.2.3) COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES DE COMBUSTÃO

Após a realizar as curvas de desempenho, que determinaram a melhor condição para cada rotação, coletou-se os dados da pressão na câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim em plena carga para o álcool, utilizando a mesma metodologia das medições realizadas para o óleo Diesel. A seguir apresentam as curvas de pressão comparativas para as rotações de torque, potência e pressão máxima. As demais curvas podem ser encontradas no Apêndice C.



Figura 15. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de torque máximo (1800 rpm)

Como pode-se notar no gráfico da figura 15, o valor da pressão para o álcool é maior comparando-a com a do óleo Diesel. Além disso, há uma deflexação muito acentuada quando inicia-se a combustão, próximo do ângulo de 10° graus do virabrequim.

#### Pressão de combustão a 3400 rpm



Figura 16. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de potência máxima (3 400 rpm)

No gráfico da figura 16, para a rotação de 3400 rpm, há uma semelhança entre as pressões na câmara de combustão.



#### Pressão de combustão a 2400 rpm



Figura 17. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de máxima pressão (2400 rpm)

No gráfico da figura 17 acontece o mesmo efeito da figura 15. Este efeito repete-se nos demais gráficos para as outras rotações do motor, como pode ser observado no Apêndice C.

A seguir, faz-se uma comparação entre os pontos de máxima pressão medidos na câmara de combustão.



Figura 18. Gráfico comparativo dos picos de pressão no primeiro cilindro

Todos os pontos de máxima pressão no cilindro, para cada rotação e para cada um dos combustíveis, foram plotados no gráfico da figura 18 para melhor visualização do comportamento dos picos de pressão e comparação dos resultados obtidos.

Figura 39.

#### 5.2.4) RENDIMENTO GLOBAL

O rendimento global do motor é resultado do aproveitamento de energia que está sendo gerado pela combustão. O valor deste aproveitamento pode ser encontrado dividindo-se a potência mecânica medida no dinamômetro pela taxa de energia fernecida ao motor, que pode ser calculada pelo produto do consumo de combustível pelo seu pci, como descrito na equação abaixo. Para um pci de 42600 kcal/m<sup>3</sup> para o óleo Diesel e de 27420 kcal/m<sup>3</sup> para o álcool, calculou-se os rendimentos globais para cada condição do motor. A figura 40 apresenta as curvas dos rendimentos obtidos para os dois combustíveis.

$$\eta_{gl} = \frac{W_{eixo}}{m_{comb} \cdot pci}$$
(5.1)



Figura 19. Gráfico comparativo do rendimento do motor

# 5.2.5) ENSAIO DE POTÊNCIA MÁXIMA

O objetivo deste ensaio é conhecer o maior valor de potência do motor utilizando álcool. Neste ensaio coletou-se os dados para construir a curva de máxima potência. Para isso, coletou-se os dados de torque x avanço e torque x consumo, de modo a encontrar a melhor condição de avanço e débito para o maior desempenho do motor. As figuras 20 e 21 apresentam os resultados para rotação de 1400 rpm. Os demais dados coletados para a pesquisa de máxima potência pode ser consultada no Apêndice D.



Figura 20. Gráfico de torque em função do avanço de injeção do álcool a 1400 rpm

O gráfico da figura 20 mostra a evolução do torque ao variar o avanço para uma mesma rotação. Podendo assim identificar o ponto de maior potência em função do avanço.



Figura 21. Gráfico de torque em função do consumo de álcool a 1400 rpm e 9º de avanço

O gráfico da figura 21 mostra a evolução do torque ao variar o consumo de combustível. Podendo assim identificar o ponto de maior potência em função do consumo.

No decorrer do ensaio percebeu-se que, apesar da potência poder ser maior, a temperatura dos gases de escape estava se elevando excessivamente. Optou-se assim, por preservar a integridade do motor, interrompendo a curva em 2000 rpm. A figura 22 apresenta as temperaturas dos gases de escape, que já se encontravam próximas do limite.



Figura 22. Gráfico comparativo da temperatura dos gases de escape na condição de potência máxima para o álcool e para o óleo Diesel

Além da temperatura, o consumo de combustível encontrava-se muito elevado e a bomba injetora operando a 2000 rpm em seu limite de vazão.



Figura 23. Gráfico comparativo do consumo na condição potência máxima para o álcool e para o óleo Diesel

Por fim, é apresentada na figura 23 a curva de potência máxima encontrada até 2000 rpm.



Figura 24. Gráfico comparativo de potência máxima para o álcool e para o óleo Diesel

#### 5.3) Variação da tensão da vela aquecedora

Neste ensaio verificou-se a influência da tensão da vela no desempenho do motor. Escolheu-se a rotação de 1800 rpm e, para cada condição de carga, a tensão de alimentação da vela aquecedora foi variada, sem alterar as posições de acelerador. Tem-se assim os seguintes resultados:



Torque função Tensão da vela (1800rpm)

Figura 25. Gráfico do torque do motor em função da tensão na vela aquecedora para 1800rpm e cargas parciais.

É interessante notar que, na condição de 100% de carga, o motor manteve com o mesmo desempenho com a vela totalmente desligada. Deve-se lembrar, no entanto, que o motor já se encontrava quente e estabilizado, este fato não deve-se repetir com o motor frio. Com 75% de carga o motor se apresentou estável até 7,8 Volts quando um cilindro começou a ter problemas na queima do álcool. Considerou-se, portanto, sendo este o limite para o seu bom funcionamento. Já para as condições de 50% e 25% de carga o motor apresentou uma queda linear de torque e com 10,6 e 11 Volts respectivamente, com isso apresentou falhas na queima do álcool.

## 5.4) Resultados do simulador Chemkin<sup>®</sup>

Neste ítem são apresentados os resultados obtidos com o auxílio do simulador Chemkin<sup>®</sup> mencionado anteriormente. A figura 26 representa o gráfico de pressão de combustão gerado pelo simulador. O decaimento do valor da pressão de combustão mostra a convergência do processo iterativo ocorrido durante o processamento das reações.

Durante os testes de convergência das simulações, verificou-se que, sem a imposição da transferência de calor dos gases para a parede do cilindro (eq. 4.37), a distribuição de pressão simulada é muito maior do que a obtida experimentalmente. Por isso, optou-se por utilizar esta transferência de calor na simulação. Assim sendo, estuda-se o último ciclo da iteração, pois considera-se que após esta quantidade de quarenta iterações o ciclo estabilizou-se.

#### SIMULAÇÃO DA PRESSÃO DE COMBUSTÃO



Figura 26. Simulação de pressão de combustão do motor obtida pelo simulador Chemkin

A Figura 27 abaixo, mostra uma ampliação do último ciclo, com um maior detalhamento. Percebe-se que não há uma diferença significativa entre as pressões de combustão para a simulação. O mesmo não acontece para a curva obtida no ensaio em bancada dinamométrica. Este fato pode ser explicado pelo fato de o mecanismo de reação utilizado na simulação não representar exatamente as reações ocorridas no motor durante a realização do ensaio experimental.



Figura 27. Gráfico pressão de combustão do último ciclo do motor no simulador

A figuara 28 mostra a evolução da temperatura dos gases de escapamento para a simulação .



Figura 28. Temperatura dos gases de escape do motor do simulador

A figura 29 mostra um gráfico da liberação de calor comparando os dois combustíveis. Neste caso, há um maior calor liberado pelo álcool, devido a sua velocidade de reação ser maior comparado com óleo Diesel.



Figura 29. Liberação de calor do motor no simulador

#### 5.5) Comparação entre as pressões de combustão

A seguir são mostradas as curvas comparativas entre as pressões medida na câmara de combustão do motor operando com álcool e óleo Diesel, tanto do dados experimentais quanto dos dados gerados pelo simulador , para uma rotação de 1800 rpm. Neste momento são importantes algumas observações:

- Para os dados obtidos com óleo Diesel, não houve nenhuma modificação no motor, estando este original como fornecido pelo fabricante.
- Para os dados obtidos com álcool, as principais mudanças foram o controle de tensão aplicada na vela aquecedora, regulagem na quantidade injetada de combustível no motor para se adequar a necessidade de consumo, troca dos bicos injetores e alteração do ponto de injeção do combustível.
- Para os dados obtidos na simulação, utilizou-se o software Chemkin<sup>®</sup> com o mecanismo de reação das espécies obtida da literatura, tanto para o álcool como para o óleo Diesel. Os parâmetros geométricos e os parâmetros de operação do motor foram configurados com os dados fornecido pelo fabricante.

Vale lembrar que, a simulação não leva em consideração o instante da injeção de combustível. Como já dito anteriormente, o motor é modelado como um reator perfeitamente misturado, onde as reações se processam em função do mecanismo de reação das espécies nele contido. Com o aumento da pressão e temperatura na camâra de combustão do motor as reações se processam segundo o mecanismo cinético adicionado no simulador [17], [18],[19] e [20].



Figura 30. Gráfico de comparação entre as pressões de combustão

Na figura 30, pode-se observar a tendência muito próxima entre os dados obtidos no dinamômetro e dos dados obtidos com o simulador. A simetria no gráfico gerado pelos dados do simulador é característica do modelo da cinética química do simulador já discutido anteriormente. Mesmo com algumas diferenças, os resultados são bastante significativos, levando em consideração que no simulador não incorpora o efeito de turbulência, a qual acontece durante o processo de combustão de qualquer motor de combustão interna.

Segue abaixo figura 31, que mostra uma ampliação das condições de máxima pressão na câmara de combustão para as medições realizadas em dinamômetro e para a simulação.


Pressão de combustão à 1800 rpm

Figura 31 Gráfico de comparação entre as pressões de combustão para o pico de pressão

Os pontos de máxima pressão de combustão aconteceram em posições angulares do virabrequim diferentes. Para o motor instalado em dinamômetro utilizando álcool, se deu com 11 graus no virabrequim e um valor de aproximadamente 141 Mpa de pressão, para o óleo Diesel nas mesmas condições de potência se deu com 16 graus e 115 Mpa de pressão. Já para o simulador, esta condição se deu muito próxima para ambos os combustíveis, com 10 graus no virabrequim e aproximadamente 123 Mpa de pressão de combustão.

A seguir são mostrados os gráficos de comparação de liberação de energia, ambos obtidos através do processo de integração de pressão de combustão ao longo do virabreguim proposto por Trielli/Nigro [5].

A comparação se dá através dos dados de pressão de combustão obtidos com o motor em dinamômetro e com os dados de pressão obtidos com o simulador Chemkin<sup>®</sup>.



#### Gráfico de comparação da energia liberada

Figura 32 Gráfico de comparação entre as energias liberadas

A queda no valor da energia liberada, observada na figura 32, pode ser explicada pela perda de pressão na câmara de combustão entre as posições angulares de 0° graus a 4° graus devido ao fenômeno de evaporação do combustível, causando o aparecimento de valores negativos na curva de liberação de calor.



Comparativo da razão de liberação de calor

Figura 33. Curva de razão de liberação de calor

A figura 33 mostra a comparação da curva de razão de liberação de calor entre o álcool e o óleo Diesel com os dados obtidos na simulação e no dinamômetro, que é o resultado da derivação da curva de liberação de calor da figura 32. Com ela mostra-se como acontece a evolução instantânea da liberação de calor ao longo de uma revolução do virabrequim.

## Capítulo 6

# CONCLUSÕES

O principal objetivo deste estudo é contribuir para o conhecimento de um motor de combustão interna do ciclo Diesel utilizando álcool como combustível alternativo. Foi realizado um estudo experimental, e também a simulação numérica do motor. Através dos resultados apresentados anteriormente, pode-se concluir que a viabilidade técnica de um motor ciclo Diesel funcionar com álcool é real. Entretanto, ainda são necessários alguns desenvolvimentos no que tange ao funcionamento em cargas parciais. Também referente a durabilidade dos componetes do motor, como por exemplo a bomba injetora de combustível, devido à falta de lubricidade do álcool, apresentou diversos problemas de operação.

O gráfico da figura 19 evidencia que há uma queda no rendimento global do motor quando esse opera com álcool. Pode-se afirmar que isso se deve ao aumento significativo do consumo em massa de álcool quando o motor opera na mesma condição de potência com óleo Diesel. A necessidade de aumentar a temperatura do ar de admissão para o funcionamento com álcool, também contribui para a diminuição do rendimento volumétrico do motor, já que a densidade do ar admitido é inversamente proporcional à temperatura do mesmo.

A análise do gráfico apresentado na figura 11 mostra que, o consumo específico de combustível do motor funcionando com álcool é muito maior comparado com o motor operando com óleo Diesel. Os testes em dinamômetro confirmaram um consumo em média 71 % maior, enquanto o valor calculado foi de 55 %. Essa divergência ocorre, pois a hipótese de cálculo adotada para o valor calculado considera o equacionamento da reação com sendo uma combustão estequiométrica, o que não aconteceu na prática, como pode ser obsevado os valores da relação ar-combustível no gráfico 10.

Entendendo a importância da força exercida na cabeça do pistão para o dimensionamento de motores de combustão interna e observando o gráfico comparativo de picos de pressão no cilindro (figura 18), conclui-se que são necessários ensaios de durabilidade num desenvolvimento posterior, se desejar a aplicação comercial desse motor funcionando a álcool, pois estes picos de pressão podem trazer danos ao motor.

Outro aspecto que observa-se em algumas das curvas de pressão de combustão apresentadas no Apêndice D, é uma variação abrupta da pressão até atingir seu ponto máximo. Esse fato indica a ocorrência de detonação no motor quando operado com álcool. A queima do combustível neste caso ocorre atrasada, pois o álcool é injetado em excesso para gerar a mesma potência do óleo Diesel. Com isso a combustão se inicia de forma repentina, gerando picos de pressão na câmara de combustão.

Os avanços de injeção ideais para o álcool, determinados durante os ensaios, foram em geral maiores do que os do óleo Diesel adotados pelo fabricante do motor (figura 20). Para rotações mais elevadas, a regulagem de avanço existente na bomba não permitiu a obtenção de um maior de avanço de injeção. Caso isso fosse possível o consumo de combustível do motor poderia ser menor ou a pressão de combustão mais estável (sem ocorrência de detonação).

O ensaio do torque do motor em função da tensão de alimentação da vela mostrou que pode-se variar a tensão dependendo da condição do motor. Uma menor tensão de alimentação significa uma menor potência consumida. Dessa maneira, um mapeamento completo dessa variável (para cada condição de rotação e carga) facilitaria a criação de um circuito lógico programável capaz de controlar o funcionamento das velas aquecedoras com um consumo mínimo possível de energia.

Ao mesmo circuito pode ser acoplado os controles dos avanços e débitos, mas para isso é necessário o mapeamento do motor em baixas cargas e uma avaliação da temperatura dos gases de escape em cada condição. A dificuldade do funcionamento do motor em baixas cargas, observada nesse trabalho, se deve ao fato da mistura ar/combustível estar próxima do limite pobre. A introdução de uma válvula borboleta para regulagem da vazão do ar admitido é uma solução para resolver esse problema.

Quando realizado a pesquisa para a máxima potência utilizando álcool observou-se que, além da temperatura, o consumo de combustível encontrava-se muito elevado e a bomba injetora operando a 2000 rpm em seu limite de vazão. Este fato comprova que o motor estava em uma condição limite, fugindo do objetivo deste estudo, pois um consumo de álcool é tão elevado que inviabilizaria o uso do álcool como combustível substituto para o óleo Diesel nesta condição de potência.

Já os resultados da simulação, são bastante representativos como mostrado na comparação feita na figura 53, pois vê-se uma tendência muito próxima entre as curvas obtidas com o simulador e as curvas obtidas como os dados do motor em dinamômetro.

A evolução da energia da liberada acontece praticamente com o mesmo ângulo de inclinação, ou seja, as velocidades das reações são bastante próximas quando comparado os dados do Chemkin<sup>®</sup>. Porém, a energia liberada para o álcool e o óleo Diesel com o motor em dinamômetro são bastante diferentes. Isso se dá pelo fato de a pressão de combustão ser diferente e influenciar o cálculo da razão de liberação de calor (equação 3.12). Para o álcool, tem-se uma pressão de combustão maior comparando-a com o óleo Diesel.

## **APÊNDICE A – TERMOS E CONCEITOS DOS MCI**

#### Retardamento da ignição

O retardamento da ignição em motores ciclo Diesel representa as características de combinação motor-combustível para uma condição de operação. O retardamento é caracterizado pelo intervalo de tempo entre o instante que as primeiras gotas de combustível deixam o bico injetor até o início da combustão. O valor do retardamento depende de fenômenos de natureza diversa que ocorrem consecutivamente e simultaneamente ao aquecimento do combustível em contato com o ar e formação de uma mistura homogênea e preparação química para a auto-ignição.

O início da injeção é determinado pela detecção do movimento da agulha do bico injetor. Contudo a tentativa de identificar o início da auto-ignição costuma levar a um problema de ordem experimental. A forma usual de medição compreende a análise de diagramas de pressão, onde são adquiridos dados da pressão de combustão em função da posição angular do virabrequim.

O instante no qual a combustão se inicia corresponde a uma deflexão na curva (figura 34). Este ponto é de difícil identificação, sobretudo em motores onde a combustão se dá de maneira progressiva.



Figura 34. Atraso de ignição nos motores ciclo Diesel [GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999]

Na maioria dos motores comercialmente disponíveis, o ângulo de atraso varia entre 1,5 e 10,0 graus do virabrequim. É importante enfatizar que estes fatores dependem dos seguintes parâmetros: rotação, carga, sistema de injeção e formato da câmara de combustão.



Figura 35. Atraso de ignição x rotação do motor [GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999]

A figura 35 mostra a variação do retardamento em função da rotação do motor e do atraso na ignição, para diferentes motores de injeção direta e indireta. A análise destes gráficos permite concluir que existe um momento ótimo para início da injeção. Uma injeção prematura acarreta em maior retardamento devido ao fato das condições termodinâmicas de temperatura e pressão não serem ideais para a vaporização e auto-ignição do combustível.

Para melhor compreensão dos fenômenos que precedem a auto-ignição, o retardamento é separado em duas fases: físico e químico. Apesar da óbvia correlação entre os fenômenos físicos e químicos a distinção pode ser feita para uma melhor compreensão do fenômeno.

#### **Retardamento físico**

O retardamento físico compreende o instante entre o início da injeção até a formação da mistura em qualquer ponto da câmara de combustão. As zonas de mistura aparecem em função do tempo. Elas ocorrem onde a mistura está superaquecida e o combustível completamente vaporizado. Não existe um modelo de cálculo para o retardamento físico, mas algumas conclusões qualitativas podem ser tomadas:

- o retardamento físico não é desprezível, pois possui magnitude semelhante ao químico;
- mudança na volatilidade do combustível apresenta um pequeno efeito no retardamento físico. Na verdade, os fenômenos relacionados à difusão e às características hidrodinâmicas da câmara são mais determinantes que a temperatura de vaporização;
- o fenômeno físico afeta o químico, pois ele determina a temperatura e a relação combustível-ar nas zonas em que a auto-ignição inicia.

#### Retardamento químico

O retardamento químico compreende o intervalo de tempo entre a formação da mistura e o início da combustão. Contudo, a relação ar-combustível da zona onde a combustão se inicia é desconhecida. Na verdade, conforme o combustível evapora, formam-se zonas onde a temperatura aumenta rapidamente e estas são as mais propensas à auto-ignição, também conhecida como reações preliminares.

#### Processo de combustão

Para um melhor entendimento do processo de combustão do motor em estudo, serão descritas as fases do ciclo termodinâmico que envolve os MCI.

1ª fase (parte AB da figura 34) – Na primeira fase, o combustível injetado durante o atraso de ignição queima rapidamente. Isso resulta num acréscimo de pressão da ordem de 3 a 4 bar/grau do virabrequim. Esta curta fase é determinada tanto pela taxa de injeção quanto pelo atraso de ignição. Contudo, um atraso relativamente longo e um fluxo copioso do injetor levam a um acúmulo de combustível na câmara. A auto-ignição da mistura remanescente acarreta num aumento significativo da pressão, que deve ser evitado para não sobrecarregar mecanicamente ou termicamente o motor.

 $2^{a}$  fase (parte BC da figura 34) – Esta fase representa o final do período de injeção. O combustível entra num meio extremamente quente, onde encontra o oxigênio e queima rapidamente. Nesse instante, a vazão do bico injetor determina a velocidade de energia liberada. Porém, a combustão é restrinta próximo ao final do período de injeção devido à dificuldade do combustível reagir com o oxigênio.

 $3^{\underline{a}}$  fase (parte CD da figura 34) – A injeção é completada. Combustível não queimado é agitado pelos gases da câmara e a combustão depende apenas do fenômeno da difusão. É nítido que esta fase final é influenciada por eventos anteriores, como aqueles relacionados à auto-ignição. Um atraso maior causa aumento do *swirl*, o que facilita a difusão do combustível.

A figura 36 mostra a velocidade de liberação da energia em função do ângulo do virabrequim para um motor com injeção direta e outro com injeção indireta. No caso do motor com injeção direta, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão e a rápida combustão da primeira fase é facilmente identificada. Essa é seguida por uma lenta e depois renovada aceleração, que representam a existência de uma chama de difusão.



Figura 36. Velocidade de liberação de energia x ângulo do virabrequim [GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999]

Uma característica da combustão do Diesel é a emissão de fumaça e fuligem pelo escapamento. Segundo Guibet [6] esse fenômeno é causado pela existência de zonas extremamente ricas originadas pela mistura imperfeita ar-combustível. Isso ocorre especialmente em altas potências. Se a vazão de combustível for aumentada a partir desse ponto, ocorre um rápido aumento da quantidade de fumaça, a potência fica estagnada e a eficiência é sensivelmente reduzida. Portanto esta situação crítica define o que é a plena carga de um motor ciclo Diesel.

## Álcool

O álcool ou álcool etílico é um combustível líquido em condições ambientais, renovável, de fácil obtenção a partir da cana de acúçar e de fácil transporte. Conforme a porcentagem de água contida no álcool, ele pode receber duas classificações: álcool etílico anidro ou álcool hidratado carburante.

O álcool anidro é aquele praticamente isento de água, ou seja, com teor alcoólico igual ou superior a 99,6% em volume.

O álcool empregado como combustível para motores de combustão é o álcool hidratado, com teor não inferior a 91,1% em massa e nem superior a 93,9%. A porcentagem ótima de água contida no álcool, para este fim, depende da aplicação, ou seja, o tipo de motor e o seu emprego.

O Conselho Nacional do Petróleo, segundo seu regulamento técnico nº 03/79, impõe características básicas ao álcool combustível que vão desde massa específica até teores de outras substâncias orgânicas como ácidos e ésteres.

#### Inconvenientes na utilização do álcool como combustível

Abaixo, segue alguns inconvenientes para a utilização do álcool:

- Baixo poder calorífico: tal fator é responsável pelo aumento no consumo do motor, quando da utilização de tal combustível;
- Alta temperatura de ebulição: fator causador de problemas de partida a frio do motor;
- Possibilidade de contaminação por solventes de borracha: obrigando a substituição de materiais de componentes que possam ser atacados;

- Alta acidez: devido ao fato de possuir certa porcentagem de água e ácidos. A
  resolução do ANP prevê uma concentração ácida de no máximo 3,0 mg/100
  ml de álcool. Apesar de baixa, esta concentração tem seu efeito agravado
  pela presença da água, o que obriga a realização de tratamentos superficiais
  em componentes que tenham grande contato com o combustível;
- Solvente de alguns tipos de óleo: a faixa de lubrificantes que podem ser usados é restrita, pois o combustível pode se misturar ao óleo e devido a sua alta temperatura de ebulição, pode não ser facilmente eliminado (sobretudo com o motor frio);
- Fluido higroscópio: o álcool etílico absorve água com facilidade (hidratação). Esta absorção causa em primeira instância um aumento do consumo, motivado pela redução do poder calorífico. Por outro lado, a água causa um aumento da capacidade antidetonante do combustível, devido ao seu elevado calor latente de vaporização.

Um grande inconveniente da hidratação do álcool é o aumento de seu poder corrosivo. Com o aumento da hidratação, a durabilidade do coletor de escape e do silencioso é menor quando estes são fabricados em ferro fundido.

#### Óleo Diesel

Para o óleo Diesel, a densidade, a volatilidade e a viscosidade têm influência direta na injeção de combustível e na preparação de uma mistura de auto-ignição.

A densidade é muito importante, pois, embora a bomba e os bicos injetores trabalhem com razões volumétricas, é a razão mássica o parâmetro determinante para a combustão. Mudanças na densidade acarretam alterações na combustão que vão além do energia liberada e da razão estequiométrica, causando variações nas emissões que são difíceis de determinar.

O processo de combustão pode ser influenciado pela viscosidade do combustível. Um fluido muito viscoso aumenta as perdas da bomba injetora de forma que a pressão nos bicos injetores é reduzida. Caso o combustível seja menos viscoso, o seu acúmulo na bomba será maior e o fechamento dos bicos atrasará.

O combustível para operação em ciclo Diesel deve possuir uma estrutura molecular que facilite a auto-ignição. Essa característica é expressa em número de cetanos, que é obtido pela comparação de comportamento entre o combustível e dois hidrocarbonetos de referência em um motor padrão.



Figura 37. Atraso de ignição x número de cetanos [GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999]

Para veículos de produção em grande escala, com injeção direta ou indireta, estimase que um número aproximado de 50 cetanos seja o mínimo aceitável para resultados satisfatórios nas diferentes fases da combustão. O atraso de ignição é maior quanto menor o número de cetanos, conforme mostrado na figura 37. Por esse motivo a quantidade de combustível presente na câmara de combustão é maior quando ocorre a ignição, levando a um gradiente de pressão alto. A conseqüência do aumento de pressão é um maior ruído (figura 38), mas com prejuízo mínimo no desempenho do motor. Contudo, este pico no diagrama de pressões pode sobrecarregar o motor, diminuindo a vida útil de seus componentes.



Figura 38 Nível de ruído x número de cetanos (GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999)

O efeito ruidoso é facilmente percebido em marcha lenta ou a plena carga e é mais acentuado em motores com injeção direta. Para um ganho no número de cetanos em benefício ao condutor e à vida útil dos componentes, podem ser utilizados aditivos.

Os aditivos são oxidantes que geram radicais livres quando são decompostos. Esses benefícios se iniciam na oxidação que antecede a auto-ignição. Duas famílias de aditivos são atualmente empregadas: os nitratos e os peróxidos.

Nitratos: O 2-ethilhexyl-nitrato tem aplicação maior devido à sua excelente relação custo/desempenho. Seu efeito pode ser visto na figura 39 e é diretamente proporcional ao número de cetanos inicial do combustível. Existe agora no mercado um novo aditivo a base de nitrato o dinitrato de trietilenoglicol, porém seu alto custo limita sua aplicação a incremento do número de cetanos de combustíveis alternativos.

Peróxidos: São os aditivos há mais tempo conhecidos, porém a baixa estabilidade de oxidação e a alta relação custo/performance fizeram com que a sua comercialização demorasse a ocorrer. A evolução e o surgimento do *di-t-butyl* tornaram os peróxidos compatíveis aos nitratos.



Figura 39. Número de cetanos x concentração de nitrato [GUIBET, Jean-Claude; Fuels and Engines, 1999]

Esses aditivos aumentam o número de cetanos medido, não interferindo no valor calculado, pois as características físico-químicas utilizadas para tal são mantidas.

## Caracteristicas químicas do álcool e do óleo Diesel

Segue abaixo um tabela comparativa das características químicas dos combustíveis utilizado.

Propriedades	Álcool Anidro	Álcool Hidratado	óleo Diesel
Fórmula química	C₂H₅OH	C <sub>2</sub> H₅OH 19H <sub>2</sub> O	$C_{16}H_{34}$
Peso molecular	46	-	226
Densidade a 20°C (relativa ou kg/l)	0,79	0,81	0,85
Relação estequiométrica ar/combustível	8,96/1	8,3/1	14.4/1
% Carbono em peso	52	-	86,6
% Hidrogênio em peso	13	-	13,4
% Oxigênio em peso	35	-	-
Temp. de ebulição (°C)	65	78,2	180 a 360
Calor latente de vaporização (kcal/kg)	216	237	-
Temp. de auto-ignição (°C)	550	580	250
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	28 865	27 420	42 600
Índice de cetano	3	8	50
Índice de octano método motor	89	92	
Índice de octano calculado	158	162	20
Fator de acréscimo do número de moléculas durante a combustão	1,063	1,077	
Efeito de superalimentação (%)	7	9	
% em massa	99,2	93,5	-
% em volume	99,5	95,0	-

Tabela 2. Comparativo das propriedades químicas do álcool e do óleo Diesel

#### Vela aquecedora

Como já dito anteriormente, nos motores ciclo Diesel a ignição espontânea acontece quando o combustível é nebulizado dentro da câmara de combustão e se autoinflama, ao entrar em contato com o ar que foi aquecido pela compressão dos pistões.

Porém em algumas situações críticas como marcha lenta, temperatura externa baixa ou o motor frio, a temperatura do ar obtida não é suficiente para inflamar o combustível nebulizado. É nesse momento que se faz necessária a utilização de velas aquecedoras (Figura 40), de modo a garantir que a temperatura dentro da câmara de combustão atinja cerca de 850 °C.

Estudos anteriores mostram que para a utilização de álcool como combustível de motores do ciclo Diesel, a vela aquecedora é necessária mesmo em situações normais de uso. Como o álcool possui uma temperatura de auto-ignição maior que do óleo Diesel, a temperatura obtida na compressão não é suficiente. Ao contrario dos motores ciclo Diesel funcionando com óleo Diesel, ao utilizarem álcool como combustível necessitam de velas aquecedoras operando em praticamente todas as condições.

Para tal, utiliza-se o método do Ponto Quente, que é a utilização da vela aquecedora para iniciar a combustão do combustível. No motor utilizando Ponto Quente, o combustível é injetado nas proximidades da vela, inflama-se junto à mesma, propagando a chama no resto da mistura. Cabe a este estudo definir parâmetros e características do comportamento do motor em função da temperatura das velas instaladas.



Figura 40. Vela aquecedora

- A. Filamentos
- B. Vedação
- C. Conector
- D. Camada isolante de pó cerâmico
- E. Tubo de incandescência

Essas velas aquecedoras são localizadas no centro da câmara de combustão, nas proximidades do jato de combustível gerado pelo bico injetor. Posição esta, onde originalmente já existe este tipo de vela, que serve para auxílio de partida em dias com temperatura baixas. As velas comercialmente existentes consistem de um filamento elétrico fabricados com uma liga de cobalto e ferro. Esses filamentos são fixados com pó cerâmico compactado de óxido de magnésio, eletricamente isolante e resistente a vibrações, eliminando a possibilidade de curtos-circuitos que poderiam danificar a vela.

O Ponto Quente formado pela vela pode atingir uma temperatura de 1 050 °C em um período de 12 s, após a chave tenha sido virada. O tempo de pós aquecimento pode variar em torno de 10 segundos a 3 minutos. Já a corrente de acionamento durante a partida é bastante elevada, cerca de 20 a 22 A.

Sabe-se que uma procura no posicionamento desta vela é importância para o funcionamento do motor, por falta de recurso e tempo, optou-se por posicioná-la na condição original do motor, como dito anteriormente.

## Apêndice B – TABELAS DOS ENSAIOS COM ÓLEO DIESEL

Dados coletados durante os ensaios com óleo Diesel para construção das curvas apresentadas encontram-se a seguir

#### - PLENA CARGA

Rotação	rpm	1206	1400	1598	1803	1994	2201	2392	2611	2797	2996	3193	3395	3598
Potência	(kW)	22,7	31,7	47,1	61,4	66,7	71,3	72,7	80,2	83,6	86,0	86,9	91,2	89,2
Torque	(Nm)	179,8	216,3	281,5	325,2	319,5	309,5	290,3	293,6	285,7	274,2	260,0	256,8	236,8
Fator de corr		1,023	1,032	1,027	1,020	1,014	1,013	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,021	1,023
Consumo	(kg/h )	6,0	8,5	12,1	14,9	15,5	16,6	17,7	19,4	20,5	22,2	24,2	25,4	25,8
Avanço	(°)	9,0	8,0	7,0	5,0	4,0	4,0	4,0	4,0	6,0	6,0	7,0	9,0	10,0
Potência corr	(kW)	23,2	32,7	48,4	62,7	67,7	72,2	73,6	81,3	84,8	87,3	88,3	93,1	91,3
Torque corr	(Nm)	183,9	223,2	289,2	331,8	324,1	313,5	293,9	297,4	289,6	278,4	264,2	262,1	242,4
Cons espec	(g/k Wh)	256,7	260,8	249,2	237,8	229,2	230,5	241,0	238,1	242,4	253,9	274,3	273,0	282,5
Vazão de ar	(kg/m in)	4,2	3,6	3,8	4,4	5,2	5,8	6,1	6,7	6,2	6,4	6,3	6,4	6,8
Rendimento	%	32,9	32,4	33,9	35,5	36,9	36,7	35,1	35,5	34,9	33,3	30,8	31,0	29,9
Temp. comb	(°C)	25,3	23,8	24,4	21,9	24,2	25,9	27,8	27,8	26,7	27,6	26,9	26,0	29,1
P. ATM	(kPa)	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3
TBS	(°C)	22,6	23,9	23,2	22,7	23,8	23,8	23,5	24,5	25,1	26,2	24,1	30,3	32,0
TBU	(°C)	13,4	14,7	14,0	14,2	14,0	13,7	11,9	11,7	11,5	11,6	19,7	10,8	10,7
T. ent. água	(°C)	83,5	83,5	82,7	82,4	82,6	83,0	82,7	83,0	83,2	83,1	82,1	83,0	81,9
T. saída água	(°C)	88,5	88,6	88,5	88,5	88,6	88,7	88,6	88,5	88,4	88,5	88,2	88,9	88,5
Temp. óleo	(°C)	104,5	103,4	106,1	109,4	111,8	112,8	115,1	117,4	118,3	120,4	121,6	118,1	125,8
T. saí comp	(°C)	70,4	82,3	119,4	150,0	157,7	160,8	164,0	161,4	161,5	164,9	164,1	158,3	162,3
T. saí cooler	(°C)	35,6	41,6	43,8	47,4	50,7	51,7	94,1	48,9	45,8	62,9	81,1	45,7	44,7
P. água	kPa	60,9	62,0	62,7	62,3	62,7	63,4	64,0	65,1	66,3	68,4	68,2	69,1	68,0
P. carter	mmH 2O	121,6	130,3	126,3	135,0	152,6	157,4	166,0	196,5	204,0	220,3	222,5	260,1	289,8
T. escape	(°C)	488,4	557,0	591,3	579,7	541,2	522,7	565,2	547,3	544,4	576,5	635,7	597,0	616,3
T. esc. 1cil	(°C)	472,0	529,3	573,2	606,8	589,9	574,0	621,0	603,3	596,2	629,9	678,8	649,4	658,0
T. esc. 2 cil	(°C)	497,5	549,4	599,6	632,6	614,9	603,6	646,1	623,6	619,3	653,5	706,2	684,2	686,5
T. esc. 3cil	(°C)	561,9	619,9	679,4	697,1	668,4	656,3	702,8	669,9	667,1	706,0	764,6	739,8	740,2
T. esc. 4cil	(°C)	468,7	519,6	576,9	602,4	586,3	577,0	622,5	601,0	599,1	636,8	685,8	653,7	653,9
Pres. Óleo	kPa	138,9	164,9	185,8	205,4	226,7	251,6	272,4	295,8	317,6	337,4	357,8	395,6	393,2
P. comb	kPa	82,6	75,7	69,3	59,0	58,6	57,6	56,0	51,8	47,6	45,7	39,8	47,6	46,8
P. saí comp	kPa	20,1	37,5	74,0	105,2	117,3	124,8	128,1	126,8	125,8	127,9	125,3	121,1	116,9
P. saí cooler	kPa	18,6	36,4	72,7	103,8	115,7	123,1	126,3	124,8	123,6	125,6	122,6	120,0	115,3
P.esc turbo	kPa	14,0	26,7	53,1	86,6	108,3	130,0	132,2	151,4	166,3	174,5	169,7	195,8	206,0
P. escape	kPa	4,3	4,0	5,1	6,2	7,3	8,4	9,0	11,4	12,9	14,1	15,0	15,3	17,6

#### - 75% DE CARGA

Rolação rpm 1207 1399 1606 1798 2003 2207 2408 2399 2803 3003 3203	3400 3600	3798
Potência (kw) 18,9 25,8 39,9 45,5 51,2 54,6 57,0 59,6 62,5 64,8 67,0	66,8 64,6	67,5
Torque (Nm) 149,7 176,4 237,5 241,5 244,2 236,5 226,4 219,0 212,9 205,9 200,0	187,7 171,	4 169,8
Fator de         1 015         1 009         1 023         1 016         1 012         1 014         1 014         1 015         1 016         1 016	1 0 1 9 1 0 2	1 1 0 2 2
	1,010 1,02	4 1,023
Consumo ) 4,8 6,6 9,9 10,9 11,7 12,7 13,6 14,5 15,6 18,1 18,2	19,0 19,5	21,5
Avanço (°) 9,5 8,0 6,0 5,0 4,0 4,5 5,0 6,0 6,0 7,0 8,0	9,5 11,0	) 12,0
Cor         (kw)         19,2         26,0         40,9         46,2         51,8         55,4         57,8         60,4         63,4         65,8         68,2	68,0 66,1	l 69,1
Torque cor (Nm) 151,9 177,8 243,1 245,4 247,1 239,8 229,2 222,1 216,2 209,3 203,3 ·	191,0 175,	5 173,7
Cons g/kW 240.2 255.4 242.6 225.6 226.5 220.4 225.2 230.0 246.5 275.5 266.7 1	270 5 204	2 210 7
espec         n         249,2         230,4         242,0         230,0         220,5         229,4         230,2         239,9         240,5         273,5         200,7         2           Vazão de         tectmi </th <th>279,5 294,</th> <th>2 310,7</th>	279,5 294,	2 310,7
ar n 1,8 2,4 2,8 3,4 3,8 4,6 4,8 5,2 5,4 5,7 5,8	5,9 5,5	5,9
Rendiment 33.0 33.1 34.8 35.0 37.3 36.8 35.0 35.2 34.3 30.7 31.7	30.2 28.7	27.2
Temp.	30,2 20,7	21,2
comb         (°c)         19,0         20,7         22,3         23,1         24,2         25,0         25,4         25,7         26,0         26,5         27,4	26,6 27,5	5 23,7
P. ATM (kPa) 93,3 93,3 93,3 93,3 93,3 93,3 93,3 93,	93,3 93,2	93,2
TBS         (°C)         22,4         17,9         23,0         23,7         22,7         23,5         22,4         23,9         24,9         25,1         25,4	26,1 30,8	3 29,8
TBU         (°c)         19,5         16,3         16,8         17,7         17,2         18,2         16,6         16,9         17,0         17,4         17,3	17,5 17,5	5 17,3
<b>T. ent.</b>	02 1 02 2	
<b>agua</b> (*C) 04,9 05,9 05,7 05,0 04,0 05,0 05,7 04,0 05,0 05,5 05,5 05,0 <b>T. saída</b>	03,1 02,0	02,9
água (°c) 88,6 88,1 88,5 88,6 88,8 88,3 88,5 88,5 88,4 88,6 88,6	88,6 88,7	7 88,8
Temp. óleo         (°c)         101,1         103,8         106,7         108,6         110,0         112,5         114,5         116,2         118,3         120,7         122,5         1	124,4 126,	5 124,5
T. saí 55 7 69 7 96 9 111 2 123 8 136 3 144 7 149 9 152 8 154 2 155 9 1	156 2 157	6 158 2
T. saí	100,2 107,	0 100,2
cooler         (°c)         39,1         48,9         36,8         46,4         39,4         44,8         73,0         80,6         83,8         87,3         85,6	81,5 90,8	65,9
P. água         kPa         53,1         53,8         53,9         54,8         56,1         56,5         57,9         59,7         61,2         63,1         64,1	63,7 65,1	l 65,2
P. carter 20 118,4 127,3 145,4 146,2 156,0 160,6 165,6 172,5 190,7 223,0 247,0 2	272,1 289,	7 311,9
T. escape (°C) 409,5 478,8 532,6 503,6 459,8 433,8 434,6 432,1 444,9 462,2 476,8 4	486,5 498,	8 501,4
T. esc. 1cil (°C) 399,5 474,3 524,5 522,2 493,5 482,5 491,9 492,4 509,9 527,7 539,1 5	546,0 557,	0 567,3
T. esc. 2 cil (°C) 453,4 495,2 548,4 541,1 512,6 499,6 510,0 514,4 527,6 541,9 559,3 5	570,2 580,	0 597,6
T. esc. 3cil (°C) 491,6 550,6 610,7 598,5 562,9 542,8 552,0 556,4 569,2 582,3 600,8 6	613,8 624,	4 638,7
T. esc. 4cil (°C) 401,2 457,9 518,5 513,4 485,5 477,5 490,3 488,6 498,7 517,2 533,1 4	537,2 548,	0 555,7
Pres. Óleo <sub>kPa</sub> 145,5 165,4 187,0 209,0 234,8 256,6 278,5 299,8 321,0 340,7 359,8 3	377,0 393,	2 416,4
P. comb kPa 72,2 70,1 65,8 63,9 63,3 60,6 58,5 56,8 54,9 51,9 52,4	49,7 50,9	9 44,1
P. saí	101 0 101	6 110 5
P. saí	121,9 121,	0 119,5
сооler кРа 14,4 26,0 54,9 69,1 84,9 99,7 110,7 117,9 121,1 122,0 122,2 г	120,5 120,	6 118,8
P.esc 11 2 22 2 38 2 54 7 77 4 101 5 119 7 137 2 151 4 161 2 175 1	185.6 105	7 221 0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12 0 12 7	7 14.3

#### - 50% DE CARGA

Rotação	rpm	1203	1403	1600	1800	2005	2200	2402	2599	2803	2998	3199	3394	3599	3798
Potência	(kW)	12,7	17,5	26,3	30,6	33,7	35,0	37,8	39,5	41,4	42,8	43,7	43,4	42,9	45,5
Torque	(Nm)	100,7	119,0	157,2	162,2	160,7	152,2	150,4	145,1	141,1	136,5	130,6	122,2	113,8	114,4
Fator de		1 015	1 0 1 5	1 0 1 6	1 017	1 0 1 6	1 0 1 7	1 0 1 5	1 016	1 0 2 2	1 0 2 2	1 021	1 0 2 2	1 0 2 2	1 022
0	(kg/h	1,015	1,015	1,010	1,017	1,010	1,017	1,015	1,010	1,022	1,022	1,021	1,025	1,022	1,022
Consumo	)	3,3	4,5	6,7	7,5	8,3	8,8	9,7	10,3	11,3	12,4	13,5	14,3	15,5	17,0
Avanço Potência	(°)	10,0	8,0	6,0	5,0	4,5	5,0	6,0	7,0	7,0	8,5	10,0	11,0	12,5	13,0
cor	(kW)	12,9	17,8	26,8	31,1	34,3	35,6	38,4	40,1	42,3	43,8	44,6	44,4	43,8	46,5
Torque cor	(Nm)	102,3	120,8	159,8	165,0	163,3	154,8	152,7	147,4	144,2	139,5	133,2	125,1	116,4	117,0
Cons	g/kW	254.6	250.0	249.6	241.0	241.0	247 1	252.6	256.0	266.2	294.0	202.0	222.1	254 5	266 1
Vazão de	n ka/mi	254,0	250,9	240,0	241,9	241,9	247,1	255,0	250,9	200,2	204,0	302,0	322,1	354,5	300,1
ar	n n	1,3	1,6	2,2	2,8	3,4	4,4	4,7	5,1	5,0	5,5	5,8	5,9	6,2	6,5
Rendiment	%	33.2	33.7	34.0	34.9	34.9	34.2	33.3	32.9	31.7	29.8	28.0	26.2	23.8	23.1
Temp.	78	00,2	00,1	01,0	01,0	01,0	01,2	00,0	02,0	01,1	20,0	20,0	20,2	20,0	20,1
comb	(°C)	20,6	22,0	22,9	24,1	24,7	25,1	25,2	27,1	26,7	26,1	24,7	22,2	28,6	27,0
P. ATM	(kPa)	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5
TBS	(°C)	24,4	24,0	24,9	25,1	24,6	25,2	24,4	24,6	28,9	28,8	28,2	29,7	29,0	31,0
TBU	(°C)	18,8	18,7	19,3	19,3	19,3	19,7	19,3	19,4	19,2	19,1	19,1	19,4	20,4	14,6
I. ent. Água	(°C)	85.9	85.5	85 1	85 1	85.2	85 4	85.4	85.3	85.2	85 1	85.0	85.0	84.2	83.6
T. saída	(0)	00,0	00,0						00,0	00,2		00,0	00,0	0.,2	00,0
água	(°C)	88,8	88,8	89,1	88,8	89,1	88,8	88,8	88,8	89,1	89,0	89,2	89,0	88,9	89,3
Temp. óleo	(°C)	98,6	101,2	104,0	105,8	107,1	108,8	110,6	112,3	114,4	116,5	118,1	116,0	124,4	125,0
comp	(°C)	42,6	52,6	70,0	81,1	91,5	99,7	111,0	121,1	132,0	139,7	143,6	143,9	147,4	150,8
T. saí		44.0	25.2	447	20.4	26.0	45.0	40.4	44.0	40.0	11.0	46.0	42.0	40 E	66.0
Cooler D águs	(°C)	41,8	35,3	44,7	38,1	30,0	45,9	48,4	41,8	49,9	44,9	40,2	43,2	49,5	00,8
P. agua	kPa mmH	08,4	69,4	70,3	71,4	12,1	/4,/	75,9	11,5	79,3	81,0	84,1	80,1	075.4	87,9
P. Carter	20	106,1	117,1	127,3	131,3	144,4	153,0	162,6	168,7	195,7	212,2	238,9	232,4	275,1	284,0
T. escape	(°C)	313,4	361,9	425,9	412,7	382,6	358,0	335,1	312,9	314,0	321,3	336,2	345,0	228,1	295,4
T. esc. 1cil	(°C)	317,6	352,2	432,0	424,0	410,9	392,0	383,8	372,2	382,5	393,0	407,8	412,8	444,5	486,8
T. esc. 2 cli	(°C)	353,4	395,7	458,8	453,9	429,0	420,7	409,9	392,7	399,4	410,9	431,3	450,5	468,7	518,4
T. esc. 3cil	(°C)	382,1	432,4	508,1	496,2	467,1	456,5	440,8	418,7	426,2	437,2	456,2	476,0	495,2	547,2
I. esc. 4cii	(°C)	311,2	354,8	425,2	420,4	405,7	386,8	376,6	365,6	376,4	388,2	405,7	409,7	440,3	481,0
Pres. Oleo	kPa	147,4	169,4	191,1	216,1	242,4	267,2	290,8	312,6	335,3	355,0	376,2	407,9	404,6	418,9
P. comb P. saí	kPa	/3,4	84,4	80,7	63,6	64,2	63,0	57,8	57,6	53,7	49,4	51,6	47,4	49,1	46,3
comp	kPa	8,5	16,8	33,2	44,9	57,4	66,7	80,8	93,8	105,0	112,7	114,7	113,5	112,6	116,0
P. saí		0.4	16 5	22.0	11 1	56.0	66.0	00.0	02.2	104 E	110.0	114.0	112.0	114 7	115.0
P.esc	кРа	ō, 1	10,5	JZ,9	44,4	9,90	00,3	00,3	93,3	104,5	112,2	114,3	113,2	111,7	115,3
turbo	kPa	7,5	14,2	26,6	43,1	55,9	69,7	91,6	117,9	142,9	172,1	191,1	207,4	214,0	220,2
P. escape	kPa	1,2	1,5	1,9	2,1	2,3	2,7	3,4	4,4	5,1	5,8	6,4	6,9	8,4	8,8

#### - 25% DE CARGA

Rotação	rpm	1208	1400	1597	1802	2000	2197	2405	2602	2802	3002	3203	3401	3598	3800
Potência	(kW)	6,4	8,7	13,1	15,1	16,8	17,7	19,3	20,0	20,8	21,6	22,0	22,7	21,2	23,0
Torque	(Nm)	50,5	59,4	78,2	80,3	80,4	77,0	76,6	73,4	71,0	68,6	65,7	63,7	56,4	57,8
Fator de corr		1 015	1 015	1 014	1 016	1 015	1 016	1 016	1 017	1 015	1 016	1 018	1 018	1 019	1 0 1 7
Consum	(ka/h	1,010	1,010	1,014	1,010	1,010	1,010	1,010	1,017	1,010	1,010	1,010	1,010	1,010	1,017
0	Ĭ	2,1	2,5	3,7	4,4	5,1	5,7	6,4	6,9	7,7	8,4	9,4	10,5	11,5	12,9
Avanço Potência	(°)	10,0	8,0	7,0	6,0	4,5	5,0	6,0	7,0	7,5	8,0	9,0	10,0	12,0	13,5
cor	(kW)	6,5	8,8	13,3	15,4	17,1	18,0	19,6	20,3	21,1	21,9	22,4	23,1	21,6	23,4
Torque	(Marca)	51.2	60.2	70.3	81.6	81.6	78.2	77.8	74.6	72.1	60.7	66.0	64.8	57 5	58.7
Cons	a/kW	51,2	00,2	10,0	01,0	01,0	10,2	77,0	74,0	12,1	00,1	00,3	04,0	57,5	50,7
espec	h	325,8	278,8	281,8	287,6	299,0	318,0	327,2	339,7	362,9	384,7	420,6	452,9	531,7	551,9
de ar	kg/mi n	0,9	1,3	1,3	1,8	2,5	2,8	3,4	3,8	4,3	4,8	5,1	5,2	5,4	5,5
Rendime		25.0	20.2	20.0	20.4	20.2	26.6	25.0	24.0	<b></b>	22.0	20.1	10 7	15.0	15.2
Temp.	%	25,9	30,3	30,0	29,4	20,3	20,0	20,0	24,9	23,5	22,0	20,1	10,7	15,9	15,5
comb	(°C)	19,5	22,0	21,1	22,3	23,1	23,5	25,1	25,7	26,2	25,2	27,3	27,1	24,7	29,1
P. ATM	(kPa)	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5
TBS	(°C)	24,4	23,8	23,5	24,5	24,0	24,7	24,4	25,2	24,4	24,7	25,9	26,0	26,3	25,3
TBU T. ent	(°C)	18,6	18,8	18,6	18,8	18,7	19,1	18,9	19,2	19,2	19,2	19,6	19,5	19,7	19,4
água	(°C)	86,8	86,8	86,4	86,3	86,3	86,0	86,0	86,0	85,5	85,4	85,3	84,5	84,2	83,6
T. saída água	(00)	88.0	88.0	88.0	88.0	80.0	80.0	88.8	80.0	88.7	88.8	88.7	88.6	88.0	88.0
Temp.	(10)	00,5	00,3	00,3	00,5	03,0	00,0	00,0	00,0	00,7	00,0	00,7	00,0	00,5	00,5
óleo T saí	(°C)	96,6	98,6	100,7	102,3	104,2	106,0	108,2	110,4	113,0	115,3	118,1	120,9	123,5	125,4
comp	(°C)	36,5	41,4	48,0	54,6	62,6	70,3	79,0	88,5	99,8	111,5	123,1	133,1	138,3	141,5
T. saí cooler	(%C)	127	113	16.1	153	36.2	16.2	36.2	46.0	46.7	30.3	54 3	81.0	88.8	88.5
P água	(°C)	67.7	68.3	69.2	70.2	71.5	72.3	74 1	75.9	76.7	78.9	80.6	79.9	81.8	81.4
P carter	mmH	106.6	112.4	119.8	130.4	137.3	147.9	151.6	155.4	169.1	183.5	202.6	246.8	263.0	284.4
T.	20	100,0	112,7	110,0	100,4	107,0	147,0	101,0	100,4	100,1	100,0	202,0	240,0	200,0	204,4
escape	(°C)	215,1	249,3	291,7	299,3	291,2	283,9	268,5	260,8	252,6	248,3	267,9	294,3	310,6	333,9
1cil	(°C)	222,5	251,7	303,0	307,6	304,8	298,7	301,9	297,2	308,3	312,7	335,5	364,8	382,5	397,5
T. esc. 2	(%C)	252 5	283.3	326.4	333.2	332.6	334.0	310.6	324.6	320.3	327 3	352.0	380.7	404.4	440.4
T. esc.	(-0)	202,0	200,0	520,4	000,Z	552,0	004,0	515,0	524,0	020,0	521,5	552,0	505,7		-+0,+
3cil	(°C)	263,8	296,4	352,0	361,0	360,5	360,9	341,9	343,2	337,5	341,0	372,1	410,5	428,4	463,0
4cil	(°C)	218,3	249,5	289,0	305,7	295,1	294,8	295,3	300,4	298,8	300,7	322,2	356,0	380,1	408,0
Pres.	kDa	150.9	174 4	107 0	224 9	250.2	275 7	300.7	323.2	344 5	364.4	380.4	304 0	407 5	417.6
P comb	KFa kDa	76.3	74.3	68.3	69.8	84.2	83.0	67.5	66.5	61.9	57 7	57.4	67.6	47.2	53.6
P. saí	Ri a	, 0,0	, ,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,		00,0										
comp P. saí	kPa	4,6	8,6	15,6	22,3	30,2	37,7	47,8	57,1	70,1	83,6	95,4	107,0	111,4	114,1
cooler	kPa	4,4	8,5	15,3	22,2	29,9	37,4	47,5	56,6	69,7	83,0	94,6	106,3	110,7	113,2
P.esc turbo	kPo	62	10.4	16 1	23.1	32.6	42 7	57 2	70.8	92.8	122.6	145.2	168.0	186.9	206.4
P.	кга	0,2	10,4	10,1	20,1	52,0	74,1	51,2	70,0	52,0	122,0	170,2	100,0	100,9	200,4
escape	kPa	0.8	0.7	0.8	1.0	1.3	1.7	2.3	2.9	3.5	4.1	4.7	5.5	6.2	7.1

#### **APÊNDICE C – TABELAS DOS ENSAIOS COM ÁLCOOL**

Dados aquisitados durantes os ensaios com álcool para construção das curvas apresentadas encontram-se a seguir:

#### - 100% DE CARGA

Rotação	rpm	1204	1395	1602	1796	1998	2203	2403	2606	2802	3001	3201	3401	3602	3800
Potência	(kW)	22,4	31,5	46,0	58,9	64,2	68,3	69,3	76,1	79,1	82,4	83,3	87,4	85,3	79,6
Torque	(Nm)	177,9	215,6	274,4	313,2	307,0	296,1	275,7	279,1	269,7	262,2	248,5	245,5	226,1	200,1
Ft de corr		1,057	1,057	1,057	1,057	1,060	1,047	1,068	1,072	1,071	1,061	1,068	1,083	1,062	1,068
Consumo	(kg/h)	10,3	14,6	20,3	24,8	26,4	28,8	29,5	33,6	36,5	38,4	39,8	44,7	45,6	45,8
Avanço	(°)	10,0	9,0	9,0	7,0	7,0	7,0	8,0	6,0	5,0	7,0	7,0	7,0	8,0	7,0
Potência cor	(1-140)	23.7	33.3	187	62.3	68.1	71 5	74 1	81.6	84 7	87.4	88.0	04 7	00.5	85.0
Corr	(Nm)	188 1	227.9	290.1	331.2	325.4	310.0	294 5	299.1	288.8	278.3	265.4	265.8	240.1	213.6
Cons Espec		436.0	437.3	417 1	398.3	387.2	403.6	398.1	412.3	430.7	439.2	447.6	472.2	503.5	539.2
	(9/841)	400,0	407,0		000,0	007,2	400,0	000,1	412,0	400,7	400,2		472,2	000,0	000,2
Rendimento	%	30,1	30,0	31,5	33,0	33,9	32,5	33,0	31,9	30,5	29,9	29,3	27,8	26,1	24,4
Lambda		1,206	1,169	1,189	1,308	1,432	1,506	1,580	1,521	1,525	1,536	1,524	1,451	1,488	1,528
I. comb	(°C)	21,9	22,6	23,1	23,5	24,7	26,7	27,6	27,7	26,4	26,8	26,6	25,9	26,5	25,6
P. atm	(kPa)	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	94,0	94,0	94,0	94,0
TBS	(°C)	23,8	23,9	24,0	23,9	24,3	21,2	24,2	24,2	24,0	24,1	25,9	28,4	25,0	26,4
TBU	(°C)	18,1	18,1	18,1	18,3	18,1	18,4	20,7	22,4	22,1	16,9	18,9	19,7	18,2	18,1
T. ent. Água	(°C)	80,8	78,9	78,8	77,1	79,7	79,5	79,1	79,1	78,6	78,5	80,2	79,8	79,9	82,5
T. saída água	(°C)	87,6	87,3	86,7	86,4	86,6	86,7	86,7	86,8	86,8	87,1	88,1	88,1	88,1	90,8
T. óleo	(°C)	97,9	101,0	105,2	109,2	111,2	113,3	116,6	118,1	120,1	122,8	125,7	128,3	131,6	136,2
T. saí comp	(°C)	54,5	77,7	112,3	142,0	146,6	160,1	160,3	159,3	160,8	154,7	147,5	151,2	148,4	149,5
T. saí cooler	(°C)	77,4	77,0	79,1	80,5	81,4	82,1	83,5	83,7	84,4	84,2	84,6	85,4	86,2	88,3
P.água	kPa	52,1	53,8	55,3	56,6	58,4	40,2	38,6	43,4	46,6	47,9	89,2	95,3	99,4	108,9
P. Carter	mmH2O	113,6	120,1	118,2	115,3	130,5	149,2	155,5	162,2	168,7	176,6	171,6	184,7	177,3	226,3
T. escape	(°C)	469,0	523,2	515,5	532,5	415,8	487,2	473,7	512,6	538,4	519,3	529,9	550,8	516,9	542,9
T. esc. 1cil	(°C)	488,4	557,8	581,0	597,2	552,5	565,2	529,8	583,5	605,7	586,5	616,5	661,3	661,8	663,6
T. esc. 2cil	(°C)	512,5	614,6	607,5	611,6	567,1	564,4	547,6	595,6	628,5	616,8	627,8	676,8	669,0	673,9
T. esc. 3cil	(°C)	552,8	651,7	632,7	641,3	606,5	587,4	582,1	621,4	643,9	625,8	622,5	668,0	667,4	649,3
T. esc. 4cil	(°C)	495.3	552.7	572.2	591.7	555.0	553.7	527.9	571.2	589.2	572.5	630.0	681.4	675.4	678.9
P. óleo	kPa	149,5	169,0	188,0	205,0	228,3	249,6	267,9	290,1	309,6	325,4	332,3	344,5	355,4	356,7
P. comb	kPa	118,3	104,4	89,9	79,5	91,4	83,9	81,6	67,7	66,6	56,7	81,0	71,3	64,3	63,0
P. saí comp	kPa	19,2	40,6	74,8	109,5	119,4	125,9	125,4	129,4	131,3	128,4	126,5	126,9	125,1	123,9
P. saí cooler	kPa	19,1	40,4	74,3	108,9	119,0	125,0	124,0	128,1	129,8	126,9	125,3	125,7	123,7	122,7
T. vela	(°C)	945,3	947,6	931,7	950,4	965,9	965,9	969,6	969,7	974,5	984,7	912,8	911,2	911,3	902,0

#### - 75% DE CARGA

Rotação	rpm	1202	1401	1596	1805	1998	2211	2401	2593	2782	2995	3203	3408	3605	3809
Potência	(kW)	18,0	24,4	38,2	43,5	48,8	51,9	55,8	58,7	59,0	64,7	64,6	65,6	63,7	65,7
Torque	(Nm)	143,4	166,7	228,7	229,9	233,1	224,0	221,9	216,2	202,4	206,5	192,7	183,8	168,9	164,8
Ft de		1 065	1 064	1 065	1 066	1 068	1 050	1 040	1.038	1 034	1 048	1 041	1 042	1 047	1 047
Consum		1,000	1,001	1,000	1,000	1,000	1,000	1,010	1,000	1,001	1,010	1,011	1,012	1,011	1,017
0	(kg/h)	8,3	10,6	16,6	18,0	19,8	21,5	23,9	25,7	26,4	32,9	32,5	34,9	37,5	40,1
Avanço Detância	(°)	8,0	9,0	10,0	11,0	10,0	7,0	8,0	8,0	8,0	4,0	5,0	6,0	5,0	5,0
corr	(kW)	19,2	26,0	40,7	46,3	52,1	54,5	58,0	60,9	61,0	67,9	67,2	68,3	66,7	68,8
Corr	(Nm)	152,8	177,3	243,5	245,2	249,0	235,3	230,7	224,4	209,3	216,5	200,5	191,5	176,7	172,5
Cons.	(	121 6	109.3	109.2	297.0	290.1	205.0	412.1	422.7	122.2	191 6	100 7	510.6	562 4	592 F
Rendime	(g/kWh)	431,0	400,3	400,2	307,9	300,1	395,0	412,1	422,1	432,3	404,0	402,7	510,0	502,4	565,5
nto	%	1,4	1,4	1,4	1,5	1,7	1,5	1,8	1,8	1,8	1,7	1,8	1,8	1,8	1,8
Lambda		30,4	32,2	32,2	33,9	34,5	33,2	31,9	31,1	30,4	27,1	27,2	25,7	23,3	22,5
T. comb	(°C)	25,5	25,8	26,6	26,8	26,3	27,0	27,2	24,7	25,1	23,9	25,0	27,5	24,1	27,5
P. atm	(kPa)	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2
TBS	(°C)	24,0	24,0	24,4	24,3	24,4	24,1	23,9	23,9	24,1	24,4	23,8	24,3	24,1	24,3
TBU	(°C)	19,2	19,1	18,8	19,9	19,8	19,9	19,9	20,6	21,1	21,1	21,1	21,0	20,8	20,7
T. ent. Água	(°C)	82 7	80.2	79.6	80.9	81.2	81 7	80.7	81.4	81.2	80.5	80.9	79.9	794	79.5
T. saída	(0)	02,7	00,2	10,0	00,0	01,2	01,7	00,7	01,4	01,2	00,0	00,0	10,0	70,4	10,0
água	(°C)	86,7	87,5	86,7	87,9	87,8	87,8	87,4	87,8	87,6	88,0	88,2	88,0	87,6	88,5
T. óleo T. saí	(°C)	97,1	99,5	104,1	108,0	109,7	111,6	114,7	115,5	118,5	120,5	122,3	125,0	127,3	131,4
comp	(°C)	53,7	63,3	94,3	102,5	114,2	129,7	144,1	148,7	148,5	152,3	152,5	153,3	151,6	153,5
T. saí	(10)	79.0	70 E	70.6	80.0	01.0	90 E	02.2	04.1	947	047	047	95.2	94.0	95.6
D água	(°C)	70,9	12.2	16.4	22.9	20.0	02,0 35.6	51 2	64, I	64,7 50.7	60.4	61.7	62.0	64,9	69.0
P.ayua P. Cartor	kPa	0,0	112,2	10,4	23,0	29,0	125.0	125.2	142.4	170.7	174.0	102.0	204.0	04,0 207.6	00,9
T.	mmH2O	100,9	115,9	120,9	131,5	130,3	135,0	155,5	143,4	170,7	174,0	193,9	204,9	207,0	225,0
escape	(°C)	425,2	449,6	524,2	475,8	439,9	407,5	403,5	396,4	410,3	475,2	457,0	466,8	496,8	454,8
1. esc. 1cil	(°C)	438,8	463,7	525,9	509,6	487,2	468,7	470,1	477,8	475,8	555,7	528,4	534,3	577,2	607,5
T. esc.															
2cil T.esc	(°C)	451,5	490,1	579,8	544,7	551,3	484,2	487,5	488,8	487,5	567,5	548,1	561,4	601,0	505,5
3cil	(°C)	300,0	512,9	602,2	514,8	473,7	494,7	458,9	475,2	493,9	558,4	557,2	564,6	599,4	640,6
T. esc.	(10)	440.1	447 4	517.0	191 6	161 3	440.6	450.5	440.7	159 9	520.4	519 <b>5</b>	529.6	569 4	604 1
P óloo	(°C)	147.6	160.8	188.0	209.5	231 4	255.2	450,5	205.3	312.0	332.6	350.4	364.0	377.3	377 1
P. comb	кра	120 7	109,0	111 4	209,5	231,4	200,2	212,5	230,5	70.2	65.7	101.9	02.7	70 1	64.9
P. saí	кра	130,7	121,4	111,4	104,0	34,3	09,2	09,5	02,0	19,5	00,7	101,0	92,1	70,1	04,0
comp	kPa	13,6	23,2	51,5	62,4	78,0	94,0	115,8	122,9	123,5	128,9	125,8	124,1	120,3	119,0
P. sai cooler	kPa	12,6	22,4	50,5	61,5	77,1	93.2	115.0	122.0	122,5	127,7	124,4	122.8	119,1	117.5
T. vela	(°C)	947,6	953,9	961,6	977,4	957,7	957,3	964,8	970,2	973,6	957,6	974,3	979,6	986,8	988,5

#### - 50% DE CARGA

Rotação	rpm	1402	1804	2201
Potência	(kW)	17	29,5	33,7
Torque	(Nm)	116	156	146,1
Ft de corr		1,044	1,054	1,063
Consumo	(kg/h)	7,7	14	23,4
Avanço	(°)	15	17	17
Potência corr	(kW)	17,77	31,07	35,81
corr	(Nm)	121,07	164,5	155,4
Cons. Espec	(g/kWh)	436,06	451,97	654,2
Rendimento	%	1,808	1,628	1,51
Lambda		30,11	29,05	20,07
T. comb	(°C)	14,9	17	20,3
P. atm	(kPa)	94	94	93,9
TBS	(°C)	25	25,1	25,4
TBU	(°C)	17	16,7	17,5
T. ent. água	(°C)	82,9	83	82,2
T. saída água	(°C)	88,1	87,6	87,9
T. óleo	(°C)	97,7	101,5	109,2
T. saí comp	(°C)	45,4	78,8	97,5
T. saí cooler	(°C)	76,7	79,9	81,7
P.água	kPa	53,81	61,73	64,51
P. carter	mmH2O	68,87	122,65	133,11
T. escape	(°C)	344,6	437,6	402,8
T. esc. 1cil	(°C)	379,2	468,8	486,3
T. esc. 2cil	(°C)	360,7	466,5	473,5
T. esc. 3cil	(°C)	393,2	506,1	324,6
T. esc. 4cil	(°C)	391,2	499,3	505,3
P. óleo	kPa	168,75	215,44	254,51
P. comb	kPa	113,09	94,09	101,59
P. saí comp	kPa	15,54	50,45	71,07
P. saí cooler	kPa	15,7	50,69	70,78
T. vela	(°C)	866,34	841,48	869,98

#### - 25% DE CARGA

Rotação	rpm	1401	1800	2189
Potência	(kW)	8,5	14,5	16,1
Torque	(Nm)	57,9	77,1	70,1
Ft de corr		1,032	1,043	1,063
Consumo	(kg/h)	6,7	11,7	25
Avanço	(°)	21	20	12
Potência corr	(kW)	8,75	15,13	17,06
corr	(Nm)	59,72	80,34	74,45
Cons. Espec	(g/kWh)	768,52	772,28	1464,6
Rendimento	%	2,172	1,921	1,45
Lambda		17,09	17	8,97
T. comb	(°C)	14,9	17	20,3
P. atm	(kPa)	94	94	93,9
TBS	(°C)	25	25,1	25,4
TBU	(°C)	17	16,7	17,5
T. ent. água	(°C)	82,9	83	82,2
T. saída água	(°C)	88,1	87,6	87,9
T. óleo	(°C)	97,7	101,5	109,2
T. saí comp	(°C)	45,4	78,8	97,5
T. saí cooler	(°C)	76,7	79,9	81,7
P.água	kPa	53,81	61,73	64,51
P. carter	mmH2O	68,87	122,65	133,11
T. escape	(°C)	344,6	437,6	402,8
T. esc. 1cil	(°C)	379,2	468,8	486,3
T. esc. 2cil	(°C)	360,7	466,5	473,5
T. esc. 3cil	(°C)	393,2	506,1	324,6
T. esc. 4cil	(°C)	391,2	499,3	505,3
P. óleo	kPa	168,75	215,44	254,51
P. comb	kPa	113,09	94,09	101,59
P. saí comp	kPa	15,54	50,45	71,07
P. saí cooler	kPa	15,7	50,69	70,78
T. vela	(°C)	866,34	841,48	869,98

### **APÊNDICE D – CURVAS DE PRESSÃO DE COMBUSTÃO**

Curvas comparativas de pressão na câmara de combustão.



Pressão de combustão a 1200 rpm



## Pressão de combustão a 1600 rpm





Pressão de combustão a 2200 rpm







#### Pressão de combustão a 2600 rpm







Pressão de combustão a 3000 rpm







#### Pressão de combustão a 3600 rpm

#### Pressão de combustão a 3800 rpm



# APÊNDICE E – DADOS COLETADOS DURANTE A PESQUISA DE MÁXIMA

POTÊNCIA

Rotação	rpm	1199	1205	1199	1195	1206	1199	1198
Potência	(kW)	27,9	28,1	27,8	27,1	28,5	25,7	24,6
Torque	(Nm)	222,5	223,1	221,4	217	226,1	204,8	196,2
Ft de corr		1,088	1,091	1,091	1,098	1,086	1,092	1,058
Consumo	(kg/h)	20,8	23,3	23,2	18,7	15	13,1	11,7
Avanço	(°)	8	8	10	10	10	10	10
Potência corr	(kW)	30,4	30,7	30,33	29,78	30,99	28,05	26,02
corr	(Nm)	242,11	243,42	241,59	238,13	245,55	223,67	207,62
Cons. Espec	(g/kWh)	682,85	760,01	766,61	628,52	483,3	468,07	449,73
Rendimento	%	0,767	0,715	0,714	0,788	0,981	1,018	1,113
Lambda		19,23	17,27	17,13	20,89	27,17	28,05	29,2
T. comb	(°C)	18,8	19,9	20,1	20,3	20,8	21,6	21,8
P. atm	(kPa)	93,3	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7
TBS	(°C)	28,6	29,3	29	30,1	28,8	29,5	23,6
TBU	(°C)	21	20,6	20,7	21	19,6	20,3	20
T. ent. água	(°C)	81	81,4	80,9	77,1	77,2	77,7	81,8
T. saída água	(°C)	87,1	86,5	87,7	87,6	87,8	87,2	86,3
T. óleo	(°C)	100,8	99,3	99,2	99,2	99,5	97,8	98,4
T. saí comp	(°C)	86	78,2	78,9	78	84,2	69,1	70
T. saí cooler	(°C)	78,6	78,6	78,9	79,2	79,5	78,9	78,8
P.água	kPa	58,4	54,13	54,29	53,85	54,33	53,26	53,81
P. carter	mmH2O	123,74	120,9	122,03	119,43	115,23	117,62	118,94
T. escape	(°C)	517,5	477,7	475,1	503,1	614,4	559,7	560,5
T. esc. 1cil	(°C)	522	469,1	462	501,3	576,9	548,5	530,8
T. esc. 2cil	(°C)	531,2	486,8	476,9	508,4	603,4	582,5	578,6
T. esc. 3cil	(°C)	439,6	501,9	503,2	539,7	614	592,8	579,5
T. esc. 4cil	(°C)	504,7	463,7	459	495,4	559,4	548,7	543,7
P. óleo	kPa	142,23	145,1	144,22	143,63	144,47	145,99	145,34
P. comb	kPa	89,76	98,51	101,77	107,15	115,1	120,34	117,49
P. saí comp	kPa	36,49	35,34	34,53	33,24	39,52	29,97	26,61
P. saí cooler	kPa	35,2	34,14	33,33	32,11	38,27	28,68	25,39
T. vela	(°C)	944,57	937,55	932,64	941,11	941,66	930,2	932,88

## - POTÊNCIA MÁXIMA PARA 1200 rpm

## - POTÊNCIA MÁXIMA PARA 1400 rpm

Rotação	rpm	1399	1412	1399	1405	1399	1407	1397	1404	1408	1402	1396	1396
Potência	(kW)	40,5	42,2	39,5	39,3	37,3	41,2	39,2	40,0	41,0	37,6	31,4	30,7
Torque	(Nm)	276,3	285,9	270,0	267,2	254,4	260,4	267,8	272,0	278,4	256,4	214,9	210,0
Ft de corr		1,046	1,032	1,058	1,047	1,046	1,061	1,060	1,063	1,060	1,062	1,060	1,062
Consumo	(kg/h)	28,7	29,3	28,1	27,9	26,7	28,8	24,3	23,0	21,6	18,2	14,6	14,2
Avanço	(°)	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Potência corr	(kW)	42,3	43,6	41,8	41,1	39,0	43,7	41,5	42,5	43,5	40,0	33,3	32,6
corr	(Nm)	289,0	295,0	285,5	279,8	266,0	280,0	284,0	289,1	295,1	272,3	227,8	223,1
Cons. Espec	(g/kWh)	677,5	673,3	671,6	678,8	686,4	658,9	584,6	540,6	495,8	454,6	439,1	435,8
Rendimento	%	0,768	0,778	0,780	0,782	0,775	0,775	0,840	0,895	0,969	1,069	1,178	1,196
Lambda		19,4	19,5	19,6	19,3	19,1	19,9	22,5	24,3	26,5	28,9	29,9	30,1
T. comb	(°C)	22,0	21,4	21,3	21,4	21,4	22,2	22,2	22,4	22,6	22,9	23,6	24,0
P. atm	(kPa)	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7
TBS	(°C)	21,8	19,7	23,6	22,1	22,0	24,0	24,0	24,1	23,6	24,1	23,9	24,1
TBU	(°C)	19,4	18,7	19,9	18,1	18,6	20,2	20,3	20,7	20,5	20,8	20,3	20,6
T. ent. água	(°C)	78,0	78,0	78,3	78,6	78,2	77,7	77,9	78,1	77,8	78,0	79,4	79,2
T. saída água	(°C)	86,5	86,8	86,8	86,6	86,7	86,8	86,5	86,6	86,5	86,5	86,8	86,6
T. óleo	(°C)	101,8	103,3	103,5	103,7	104,0	106,3	105,1	104,6	104,6	104,3	102,8	102,5
T. saí comp	(°C)	100,7	105,1	101,2	99,5	97,0	107,0	102,6	104,5	109,6	103,5	86,8	84,9
T. saí cooler	(°C)	78,8	78,7	78,6	78,5	78,4	79,1	79,2	78,9	79,0	78,9	78,7	78,5
P.água	kPa	57,2	56,6	56,3	56,3	56,3	56,5	56,3	56,5	56,7	56,3	56,3	56,3
P. carter	mmH2O	130,3	123,0	122,5	129,2	125,1	127,0	122,7	120,2	129,0	125,5	124,0	119,9
T. escape	(°C)	533,5	534,5	528,4	524,7	517,4	539,7	563,1	595,9	644,3	645,3	590,7	584,6
T. esc. 1cil	(°C)	542,5	545,2	541,7	543,8	538,5	548,7	584,3	604,9	616,5	599,1	559,1	556,4
T. esc. 2cil	(°C)	572,1	563,1	553,4	548,2	535,2	560,9	593,5	617,0	646,0	653,1	632,3	629,0
T. esc. 3cil	(°C)	588,9	589,5	579,3	574,8	557,4	569,1	531,7	611,8	644,6	662,6	647,4	638,4
T. esc. 4cil	(°C)	537,1	541,2	530,4	531,3	522,8	540,0	572,8	592,3	602,0	597,1	568,0	558,1
P. óleo	kPa	165,7	164,7	162,4	163,2	161,5	158,6	159,3	160,9	160,8	161,0	163,4	163,8
P. comb	kPa	82,7	80,8	82,9	82,8	84,2	75,7	83,3	86,8	89,2	96,1	106,7	107,4
P. saí comp	kPa	58,3	62,2	56,1	56,5	51,2	59,2	55,7	60,1	66,2	57,1	41,8	40,4
P. saí cooler	kPa	57,2	61,0	54,8	55,3	49,9	57,4	54,1	58,4	64,5	55,6	40,2	39,0
T. vela	(°C)	941,3	940,6	943,5	945,2	945,6	950,4	958,3	958,1	957,0	954,4	952,6	952,9

# - POTÊNCIA MÁXIMA PARA 1600 rpm

Rotação	rpm	1604	1606	1596	1594	1609	1665
Potência	(kW)	66,8	66,9	65,1	64,1	66,9	70,0
Torque	(Nm)	397,6	397,7	390,0	383,9	397,3	401,7
Ft de corr		1,059	1,055	1,056	1,057	1,059	1,058
Consumo	(kg/h)	33,2	33,5	32,9	32,5	33,4	34,1
Avanço	(°)	9,0	9,0	11,0	13,0	7,0	5,0
Potência corr	(kW)	70,7	70,5	68,8	67,7	70,9	74,1
corr	(Nm)	421,0	419,6	412,0	405,8	420,7	425,1
Cons. Espec	(g/kWh)	470,0	474,5	477,9	480,5	471,7	460,9
Rendimento	%	1,006	0,998	1,000	1,002	1,001	1,002
Lambda		27,9	27,7	27,5	27,3	27,8	28,5
T. comb	(°C)	22,7	22,6	22,7	22,8	23,0	23,1
P. atm	(kPa)	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7
TBS	(°C)	24,0	23,8	24,0	24,2	24,1	24,4
TBU	(°C)	18,7	17,7	17,9	18,1	18,4	18,1
T. ent. água	(°C)	77,4	75,5	74,0	76,4	75,6	75,7
T. saída água	(°C)	87,4	87,8	86,6	85,6	85,9	86,9
T. óleo	(°C)	109,8	111,8	112,1	112,2	112,5	113,3
T. saí comp	(°C)	170,8	176,3	175,9	175,2	177,3	178,2
T. saí cooler	(°C)	80,8	81,2	81,2	81,6	82,1	81,8
P.água	kPa	61,8	62,2	61,8	62,7	63,9	63,8
P. carter	mmH2O	108,3	108,1	116,7	111,0	118,4	114,1
T. escape	(°C)	705,5	724,6	716,8	707,4	725,2	740,1
T. esc. 1cil	(°C)	704,0	711,3	682,5	663,6	722,1	746,3
T. esc. 2cil	(°C)	742,6	716,8	561,1	652,5	759,7	785,1
T. esc. 3cil	(°C)	744,7	759,1	731,9	710,2	761,6	811,9
T. esc. 4cil	(°C)	709,6	717,4	696,3	680,3	725,8	749,7
P. óleo	kPa	173,9	170,0	168,4	167,8	169,5	174,0
P. comb	kPa	68,3	69,6	69,1	69,8	68,8	62,5
P. saí comp	kPa	134,0	133,7	132,2	130,9	133,6	135,2
P. saí cooler	kPa	132,1	131,5	130,0	128,4	131,0	132,5
T. vela	(°C)	969,4	969,6	966,6	967,7	971,7	973,3
#### - POTÊNCIA MÁXIMA PARA 1800 rpm

Rotação	rpm	1802	1790	1804	1803	1805	1798	1799
Potência	(kW)	75,5	75,0	75,3	73,7	75,2	72,9	70,5
Torque	(Nm)	400,5	400,2	398,5	390,8	398,2	387,4	374,5
Ft de corr		1,058	1,056	1,058	1,059	1,057	1,060	1,062
Consumo	(kg/h)	35,7	35,4	35,6	35,1	35,5	33,3	31,3
Avanço	(°)	5,0	7,0	9,0	11,0	7,0	7,0	7,0
Potência corr	(kW)	79,9	79,2	79,6	78,1	79,5	77,3	74,9
corr	(Nm)	423,5	422,8	421,6	413,8	420,8	410,7	397,8
Cons. Espec	(g/kWh)	447,5	447,6	447,7	448,9	446,0	430,5	417,7
Rendimento	%	1,043	1,048	1,051	1,048	1,047	1,095	1,160
Lambda		29,3	29,3	29,3	29,3	29,4	30,5	31,4
T. comb	(°C)	23,5	23,7	23,5	23,5	23,5	23,7	23,9
P. atm	(kPa)	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7	93,7
TBS	(°C)	24,3	24,0	24,0	24,4	24,0	24,4	24,6
TBU	(°C)	17,7	17,8	18,3	18,3	17,6	18,6	19,0
T. ent. água	(°C)	76,1	76,0	76,5	76,7	75,7	76,7	77,3
T. saída água	(°C)	86,8	87,1	86,5	87,1	86,4	87,2	87,0
T. óleo	(°C)	114,9	114,7	114,9	114,7	114,9	114,8	114,5
T. saí comp	(°C)	175,5	175,2	174,6	173,9	173,6	172,7	170,9
T. saí cooler	(°C)	82,2	82,2	82,2	81,9	82,8	82,2	81,9
P.água	kPa	66,5	66,2	66,4	66,3	67,4	66,3	66,2
P. carter	mmH2O	105,3	112,8	109,6	113,4	108,5	108,1	118,5
T. escape	(°C)	731,2	726,0	716,0	701,9	704,0	664,0	621,4
T. esc. 1cil	(°C)	188,8	186,8	184,9	178,8	169,4	164,9	153,6
T. esc. 2cil	(°C)	777,1	766,9	750,3	723,1	755,9	726,4	692,0
T. esc. 3cil	(°C)	807,0	791,4	773,3	745,0	779,6	749,7	712,2
T. esc. 4cil	(°C)	751,3	739,6	724,9	700,2	729,6	703,9	674,5
P. óleo	kPa	188,6	186,7	188,8	188,5	189,2	188,3	189,5
P. comb	kPa	56,4	56,5	56,8	56,9	56,2	59,4	63,2
P. saí comp	kPa	135,8	135,4	135,3	134,5	135,5	133,2	130,6
P. saí cooler	kPa	145,2	132,8	132,7	131,8	133,0	130,6	128,0
T. vela	(°C)	969,2	968,1	967,1	969,4	963,5	962,8	955,9

### - POTÊNCIA MÁXIMA PARA 2000 rpm

Rotação	rpm	2002	2001	2004
Potência	(kW)	78,1	80,6	81,2
Torque	(Nm)	372,6	384,7	387,3
Ft de corr		1,059	1,058	1,057
Consumo	(kg/h)	37,8	37,7	37,8
Avanço	(°)	2,0	5,0	7,0
Potência corr	(kW)	82,7	85,3	85,9
corr	(Nm)	394,5	407,0	409,4
Cons. Espec	(g/kWh)	457,5	442,4	440,5
Rendimento	%	1,088	1,081	1,083
Lambda		28,7	29,7	29,8
T. comb	(°C)	23,9	24,1	24,2
P. atm	(kPa)	93,7	93,7	93,7
TBS	(°C)	24,1	24,3	24,2
TBU	(°C)	18,1	18,1	18,0
T. ent. água	(°C)	75,6	74,9	76,5
T. saída água	(°C)	86,9	86,4	86,7
T. óleo	(°C)	115,4	116,2	116,4
T. saí comp	(°C)	172,9	172,5	172,3
T. saí cooler	(°C)	82,7	82,8	82,9
P.água	kPa	71,2	71,1	71,4
P. carter	mmH2O	140,2	133,6	142,0
T. escape	(°C)	660,7	676,3	658,5
T. esc. 1cil	(°C)	165,6	175,8	179,0
T. esc. 2cil	(°C)	806,0	786,8	774,0
T. esc. 3cil	(°C)	833,8	817,0	800,9
T. esc. 4cil	(°C)	763,1	756,0	746,0
P. óleo	kPa	214,6	212,2	211,6
P. comb	kPa	68,9	69,1	68,8
P. saí comp	kPa	138,3	136,9	136,6
P. saí cooler	kPa	135,7	134,4	134,1
T. vela	(°C)	969,6	968,8	967,6

## ANEXO A - CURVA DE DESEMPENHO FORNECIDA PELA MWM MOTORES DIESEL



# ANEXO B – ANÁLISE DO ÓLEO DE RÍCINO UTILIZADO COMO ADITIVO LUBRIFICANTE NO ÁLCOOL

roduto: "ÓLEO DE R Wantidade: x Litro FF: liente:	cado de Ana foixo= s Lote:6013-72	[Fab: JUX/05	6013  Val: ວບ <sub>N/08</sub>
ASPECTO VISCOSIDADE DENSIDADH (25° C) COR GARDNER ACIDEZ INDICE DE UMIDADE INDICE DE IODO ÍNDICE DE SAPONIFICA INDICE DE REFRAÇÃO SOLUBILIDADE EM ÁLI INDICE DE HIDROXILA	NÇÃO COOL PTILICO	LIQUIDO VISCOS	0 TRANSPARENTE U - V 0.962 g/cm3 4 0.48 % 360 ppm 82 cg12/g 181 mgKOH/g 1.485 100 % 162 mgKOH/g

2 December/January 1989/90 pp 298-301

#### **Referências Bibliograficas**

[1] Amar Patel, Song-Chang e Rolf D. Reitz "Development and validadtion of a reduced reaction mechanism for hcci engine simulations"sae tecnical paper (2004-01-0558)2004 SAE Word Congress Detroit, Michigan March 8-11, 2004Engine Research Center University of Wisconsin-Madson

[2] *Chemkin Theory manual,* modelo físico para o motor de combustão internada parte utilizada no simulador chemkin<sup>®</sup>Reaction Design (Release 4.0.1) Item 8.4 Internal combustion Engine Model (pg. 115 to pg 139)

[3] Marinov N. M. "A detailed chemical kinetic model for high temperature ethanol oxidation" Contract Grant Sponsor: U.S. Departmnet of Enetgy/Lawrence Livermore Natl. Lab.<sup>©</sup>1999 John Wiley & Sons, Inc.15, October 1998

[4] Rakopoulos C.D , K. A Antonopoulos, D.C Rakopoulos, E.G Giakoumis. "Study of combustion in divided chamber turbocharged Diesel engine by experimental heat release analysis in its chambers."internal engine laboratory, school of mechanical engineering national technical university of athens, Greece.9 january 2006

[5] Nigro, Francisco E. Baccaro e Trielli, Mauricio "Estudos sobre a liberação de calor durante a combustão de esteres de óleos vegetais em motores Diesel" Instituto de Pesquisa Tecnológicas do Estado de São Paulo (Pgs. 385 a 405)

[6] Guibert, Jean-Claude Fuels and Engines, 1999) Cap4 (pg 117 a 134)

[7] Stephen R. Turns "An introdution to combustion (concepts and application)" Ed.Mc Graw Hill Cap.2 (pg 16 e17 e 153 e 155)

[8] Taylor, Charles F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, SP: Edgar Blücher, 1971. volume 1 558p.

[9] Brunetti, Franco (1992) 2.Edicao Motores de combustao interna Utilização de Álcool em Motores Diesel pelo método do Ponto quente. São Paulo, SP: 1988. Relatório N. 105/88. 157p.

[10] Wylen, Van; SONNTAG; BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo, SP: 1998. 537p

[11] Heywood , John B. tranferência de energia térmica convectiva "Internal Combustion Engine Fundamentals" Editora Mc Gran Hill Cap 12.5 Radiative Heat Transfer (pg 683 to pg 697)

[12] Marinov, N. M "A detailed chemical kinetic model for high temperature ethanol oxidation" Contract Grant Sponsor: U.S. Departmnet of Energy/Lawrence Livermore Natl. Lab. Contract Grant number W-7405-ENG-48<sup>©</sup>1999 John Wiley & Sons, Inc.

[13] INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transmissão de calor e de massa. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2002. 5<sup>a</sup> edição 698p.

[14] PENIDO FILHO, Paulo. O álcool como combustível; detenção e aplicação nos motores. São Paulo, SP: Nobel, 1981. 265p.

[15] TRİBOLI, Edson P. D. R. Apresentação e editoração eletrônica de trabalhos acadêmicos: comentários sobre os elementos da NBR 14724 e suas construções com auxílio do Word. Escola de Engenharia Mauá, 2004. 115p.

[16] Golovitchev, V.I., and Schley, C.-A., Preliminary Modification of KIVA-II Code for Rocket Thrust Chamber Modeling, DLR IB 643-95-04, 1995.

[17] <u>http://www-cms.llnl.gov/combustion/ethanol\_v1b\_therm.txt</u>

[18] http://www-cms.llnl.gov/combustion/ethanol\_mech.txt

[19] http://www-cms.llnl.gov/combustion/heptanesymp\_therm.txt

[20] http://www-cms.llnl.gov/combustion/heptanesymp159 mec.txt