



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

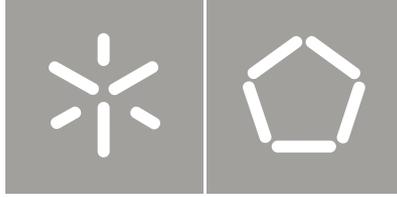
Pedro Miguel Cerqueira Correia

Desenvolvimento de
motor de combustível Dual

Pedro Miguel Cerqueira Correia
Desenvolvimento de
motor de combustível Dual

UMinho | 2011

outubro de 2011



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Pedro Miguel Cerqueira Correia

Desenvolvimento de
motor de combustível Dual

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins

Co-Orientador
Doutor Francisco Brito

Aos meus pais toda a sua dedicação esforço para que eu pudesse estudar e aos meus irmãos a ajuda ao longo da minha vida

RESUMO

Na presente dissertação de mestrado é apresentado o estudo efetuado a um motor monocilindrico de 435 cm³ da marca *Yanmar*, na utilização de dois combustíveis, gasóleo e GPL, funcionando simultaneamente, ao qual se designa de motor de combustão *Dual Fuel*.

O motor inicialmente a gasóleo, foi alterado para funcionar com os dois combustíveis, sendo o gasóleo responsável por uma parte da energia fornecida e o gás por outra. Foram realizados ensaios em dinamómetro hidráulico. A inserção de gás dá-se pela admissão mas sem a existência de carburador, ou seja o gás é insuflado sob pressão.

Apresentam-se as medições efetuadas ao binário, potência, velocidades de rotação e a temperaturas de gases de escape, culassa, cárter, dinamómetro e de admissão de forma eletrónica. As medições de consumo foram efetuadas numa balança digital mas com aquisição visual dos dados.

Para a modificação do motor foi necessário projetar e conceber, por fundição, um novo coletor de admissão no qual coloca o injetor de gás. Além deste componente foi necessário conceber uma ligação do dinamómetro ao motor e as flanges de ligação.

É também apresentado um estudo sobre outros trabalhos efetuados no desenvolvimento destes motores e uma abordagem termodinâmica possível ao tipo de estudo efetuado

. ABSTRACT

In the present MSc dissertation a study that was made with a 435 cm³ *Yanmar* mono-cylinder engine adapted to Dual Fuel operation has been made. This mode consists on the simultaneous use of two fuels, in this case diesel and LPG, in the engine.

The original diesel engine was modified in order to work with the two fuels, with the diesel injection being responsible for the ignition of the premixed gas. Several combinations of loads from the two fuels have been tested. Tests were performed with a hydraulic brake dynamometer. The gas admission was made without using a carburetor but under pressure.

Measurements concerning torque, power, rotational speed, exhaust gas temperature, engine head, carter, dynamometer and admission were made by a data acquisition system. Consumption measurements were performed visually with the use of a digital weighing-machine.

For the engine adaptation it was necessary to design and build by foundry a new intake manifold for installing the gas injector. Besides this component it was necessary to build a link between the brake dynamometer and the connecting flanges.

Other Works that were involved in the study of this engine, including a thermodynamic approach to the problem have been presented

AGRADECIMENTOS

Após conclusão desta dissertação de Mestrado não quero deixar de agradecer a todos aqueles que me ajudaram tanto na elaboração desta como no meu percurso académico ate então.

Quero agradecer em primeiro lugar à minha família, nomeadamente aos meus pais, irmão, irmã e cunhado e avó todo o apoio, dedicação e sacrificio, bem como o alento prestado ao longo de todo o meu percurso académico. Não quero deixar de agradecer à Dona Glória e ao Sr. Fernando todo o apoio. Apesar de terem partido quero agradecer aos meus avós e ao Sr Domingos, especialmente ao meu avô Adelino toda a instrução e inspiração que de certa forma teve na transmissão de conhecimento de várias gerações na metalomecânica e mecânica automóvel.

Não posso deixar de agradecer aos meus orientadores, o professor Jorge Martins e Francisco Brito, ao Tio Mané e ao pai, ao Tio Nando, ao Rui Meireles, ao professor Joaquim Barbosa, ao Eng. Hélder Puga e ao professor Caetano Monteiro, o apoio prestado por cada um na elaboração deste trabalho, quer na transmissão de conhecimento quer no fornecimento de material e serviços.

Agradeço também aos elementos da equipa BebUMlitro a ajuda na concretização desse projeto e o apoio na elaboração do trabalho

Quero agradecer de forma especial a uma pessoa que apesar de ter partido estará para sempre lembrada, Júlio Caldas, a forma como confiou em mim e me permitiu conhecer o laboratório e a forma como me ajudou em alguns momentos da vida académica.

Por último mas não menos importante, quero agradecer a todos os meus amigos, que sem menosprezar ninguém, pretendo enumerar alguns, em especial, ao Carlos, Cris, Susana, Marco, Daniel, Daniel Vieira, Tânia, Lourenço, Hugo, Otelo, Nelson Silva, Rogério Meireles, Rita, Ana, Tiago, Ricardo e Carina toda o apoio, dedicação paciência, confiança e amizade que cada um de vocês depositou em mim.

PALAVRAS-CHAVE

Motores de Combustão Interna

Motores de Combustão Interna de ignição por compressão

Motores a gasóleo e gás

Motores *Dual Fuel*

Motores de combustível *Dual*

GPL

Motores a gás

Testes de motores

KEYWORDS

Internal Combustion Engines

Internal Combustion Engines by compression ignition

Gas and Diesel engines

Dual-Fuel Engines

LPG

Gas Engines

Testing Engines

ÍNDICE

RESUMO	v
. ABSTRACT	vii
AGRADECIMENTOS	ix
PALAVRAS-CHAVE	xi
KEYWORDS	xi
ÍNDICE	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABELAS	xvii
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xviii
GLOSSÁRIO DE SIMBOLOS E TERMOS	xxi
1 INTRODUÇÃO	1
2 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO	5
2.1 Características termo-físico-químicas dos combustíveis nos motores de ignição por compressão	9
2.2 Combustão nos motores de ignição por compressão.....	11
2.3 Combustão nos motores de ignição por compressão com dois combustíveis	14
2.3.1 Influência dos parâmetros de funcionamento na combustão de motores de ignição por compressão com dois combustíveis.....	18
3 ENSAIOS NO MOTOR.....	21
3.1 Preparação do motor.....	23

3.2	Banca de ensaio e medição de parâmetros.....	30
3.2.1	Medição de temperatura.....	31
3.2.2	Medição do Binário, velocidade de rotação e Potência.....	32
3.2.3	Medição de consumo de gasóleo e gás.....	33
3.2.4	Escolha do injetor de gás.....	36
3.3	Ensaio em modo Diesel e modo <i>Dual</i>	38
3.4	Ensaio a Diesel.....	39
3.5	Ensaio a <i>Dual Fuel</i>	41
3.5.1	Ensaio <i>Dual-Fuel</i> : carga total de gasóleo e gás.....	41
3.5.2	Ensaio <i>Dual-Fuel</i> : $\frac{3}{4}$ carga de gasóleo e gás.....	44
3.5.3	Ensaio <i>Dual Fuel</i> : $\frac{1}{2}$ carga gasóleo e gás.....	47
3.5.4	Ensaio <i>Dual Fuel</i> : $\frac{1}{4}$ carga gasóleo e gás.....	50
3.6	Análise dos resultados.....	53
4	CONCLUSÃO.....	57
4.1	Preparação do motor de teste.....	57
4.2	Ensaio com o motor.....	57
4.3	Trabalhos futuros.....	58
5	REFERÊNCIAS.....	59
6	BIBLIOGRAFIA.....	61
Anexo A:	Propriedades de combustíveis.....	64
Anexo B:	Processo Fundição.....	67

Anexo C	Desenhos 3D e 2D.....	78
Anexo D:	Tabelas dos resultados dos ensaios.....	82

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1- Ciclo termodinâmico misto/ <i>Dual</i>	5
Figura 2-2- Comparação entre ciclos com diferentes restrições, adaptado de [5].....	7
Figura 2-3. Diagrama pressão vs ângulo cambota de motor CI	13
Figura 2-4- Representação da combustão num motor <i>Dual Fuel</i> , adaptado de [4]	15
Figura 2-5- Diagrama pressão vs angulo cambota	16
Figura 3-1- Curvas originais do motor.....	22
Figura 3-2- Desenho 3D das flanges e ligação flexível	23
Figura 3-3-Flanges reais e ligação flexível	24
Figura 3-4- Desenho3D em corte do veio de construção	24
Figura 3-5- Chapa de fixação ao motor.....	24
Figura 3-6-Conjunto em 3D das flanges e estrutura de apoio	25
Figura 3-7-Resultado real da estrutura e dinamómetro com veio de construção	25
Figura 3-8-Peça em 3D com varias vistas.....	26
Figura 3-9-Simulação em "novafLOW" da peça a fundir	27
Figura 3-10- Esquema de alimentação, enchimento e de uma cavidade modalmente.....	27
Figura 3-11-Moldes de madeira superior e inferior	29

Figura 3-12-Enchimento das caixas de moldação com areia	29
Figura 3-13-Peça fundida com vários estágios de limpeza	30
Figura 3-14-Conjunto do colector-5,termopar-1, borboleta-2,3-suporte borboleta, ligação coletor-suporte borboleta-4 injetor de gás-6 e válvula, abertura-7.....	30
Figura 3-15- Layout da instalação.....	31
Figura 3-16- esquema de colocação do reservatório na balança.....	34
Figura 3-17.Sistema de roldana para colocar reservatório de gás na balança.....	34
Figura 3-18-Optimização do consumo em vários regimes de funcionamento em Dual Fuel.....	54
Figura 3-19. Curvas iso binário-rpm-consumo específico.....	55
Figura B 1- Vistas do coletor em 3D	69
Figura B 2- Simulação em novafLOW das temperaturas após vazamento	69
Figura B 3- Simulação em novafLOW da solidificação e da contracção.....	70
Figura B 4-Simulação em novafLOW do tempo de solidificação.....	70
Figura B 5-Simulação em novafLOW da percentagem de contracção do material	71
Figura B 6-Macho em areia de silicato sódio	71
Figura B 7-Macho e caixa de macho em poliuretano.....	72
Figura B 8-Meia moldação em areia de silicato sodio.....	73
Figura B 9-Desmoldação de meia moldação.....	73
Figura B 10-Desmoldação de meia moldação.....	73
Figura B 11-Inserção de meia moldação num saco para insuflar CO ₂	74

Figura B 12- Batimento da areia da moldação superior em areia de Silicato Sodio	74
Figura B 13-Enchimento da areia da moldação superior em areia de Silicato Sodio.....	74
Figura B 14- Esquema de montagem das cavidades moldantes e macho.....	75
Figura B 15- Colector fundido	75
Figura B 16-Colector fundido visto de lado	76
Figura B 17-Colector sem rebarbagem.....	76
Figura B 18-Colector com rebarbagem parcial.....	76
Figura B 19.Meia moldação inferior já com areia calcada	77
Figura B 20-Início da calçada da meia moldação superior.....	77
Figura B 21- Dois meios moldes	77

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2-1- Resumo da comparação entre os 3 ciclos, adaptado de [5]	8
Tabela 3-1- Características do motor	21
Tabela 3-2- Composição química do alumínio usado no coletor	28
Tabela 3-3- Características do alumínio usado no coletor.....	28
Tabela 3-4- Tipo de termopar e colocação	31
Tabela 3-5-Medias dos caudais para as várias posições da válvula de gás.....	37
Tabela 3-6.Resumo dos ensaios efetuados.....	38
Tabela 3-7-Resumo dos resultados dos ensaios efetuados.....	53

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3-1- Caudal de combustível esperado	23
Gráfico 3-2-Curvas de binário a gasóleo	40
Gráfico 3-3-Curvas de potência a gasóleo	40
Gráfico 3-4-Temperaturas de gases de escape a gasóleo	41
Gráfico 3-5-Consumos específicos a gasóleo	41
Gráfico 3-6- Curvas de Binário Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo	42
Gráfico 3-7- Curva Potência Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo	43
Gráfico 3-8-Curvas consumo Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo.....	43
Gráfico 3-9-Curvas rendimento Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo	44
Gráfico 3-10-Curvas Temperatura gases escape Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo.....	44
Gráfico 3-11-Temperaturas Diesel e <i>Dual</i> a carga total gasóleo	44
Gráfico 3-12- Curva de Binário de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ gasóleo	45
Gráfico 3-13-Curva de Potência de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ gasóleo	45
Gráfico 3-14-Temperaturas gases escape de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ gasóleo	46
Gráfico 3-15- Curvas de Temperaturas de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ Diesel.....	46
Gráfico 3-16- Curvas de consumo de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ Diesel	47
Gráfico 3-17- Curvas de rendimento de $\frac{3}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{3}{4}$ Diesel	47
Gráfico 3-18-Curva Binário $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ gasóleo.....	48

Gráfico 3-19-Curva Potência $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ gasóleo	48
Gráfico 3-20-Curva temperaturas gases escape $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ gasóleo	49
Gráfico 3-21-Curva Temperaturas $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ Diesel	49
Gráfico 3-22-Curva consumo $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ gasóleo	50
Gráfico 3-23-Curva rendimento $\frac{1}{2}$ carga Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{2}$ gasóleo	50
Gráfico 3-24- Curva Binário a $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ gasóleo	51
Gráfico 3-25-Curva Potência a $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ gasóleo.....	51
Gráfico 3-26-Curvas temperatura gases escape $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ Diesel	51
Gráfico 3-27- Curvas temperatura $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ Diesel.....	52
Gráfico 3-28-Curva consumo a $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ Diesel	52
Gráfico 3-29-Curva rendimento a $\frac{1}{4}$ Diesel e <i>Dual</i> a $\frac{1}{4}$ Diesel.....	52
Gráfico 3-30-Curva 3D do consumo específico binário-rpm	55
Gráfico 3-31-Curva 3D do rendimento-binário-rpm	55

GLOSSÁRIO DE SIMBOLOS E TERMOS

Ihp	Indicated Horse Power (Potência indicada em cavalos)
Rpm	Rotações por minuto
Bio-gás	Gás produzido naturalmente em meio anaeróbico pela acção de bactérias em matérias orgânicas
CH ₄	Metano
GN	Gás Natural
Índice Cetano	Numero que caracteriza a propensão do combustível a entrar em autoignição
<i>Dual Fuel</i>	Motor que usa dois combustíveis para produzir trabalho
PMS	Ponto Morto Superior
<i>Knock</i> ,	“Auto-ignição” de um combustível.
Pobreza	Rácio Ar/Combustível inferior a estequiométrica
Riqueza	Rácio Ar/Combustível superior a estequiométrica
SI	Spark Ignition (ignição por vela)
CI	Compression Ignition (ignição por compressão)
Monocilíndrico	Motor com um único cilindro
Taxa de compressão	Rácio entre Volume da câmara combustão no PMS e no PMI.
p _x	Pressão em Pa
V _x	Volume em m ³
T _x	Temperatura em K
Adiabática	Transformação termodinâmica onde não há trocas de calor
Isentrópica	Transformação termodinâmica onde a entropia permanece constante
Cte	Constante
Cv	Calor específico a volume constante
Cp	Calor específico a pressão constante
A/F	Rácio entre Ar e Combustível

Q	Calor em kJ
W	Trabalho em kJ
$A(\Psi, \varepsilon)$	Constante
$B(\lambda, \varepsilon)$	Constante
$C(\lambda, \Psi, \varepsilon)$	Constante
“Flash point”	Temperatura que um material volátil é capaz de vaporizar e misturar com ar de forma a poder entrar em ignição.
C	Carbono
S	Enxofre
Q_{pi}	Poder calorífico inferior em MJ/kg
PCI	Poder calorífico inferior em kJ/kg
Estequeometria	Reacção química onde todos os reagentes são transformados em produto ou produtos finais
Inqueimados	Produtos resultados de uma combustão que não sofreram reacção química
Termopares	Sensores de temperatura que usam o efeito Seebeck
“Borboleta”	Válvula restritora de ar n admissão de ar
Carburador	Doseador e misturador de ar e combustível
P	Potência em kW
E	Energia em kJ ou kWh
t	Tempo em s
Consumo específico	Quantidade de combustível consumido em g/kWh
m	Massa em kg
\dot{m}	Caudal em kg/s
Tamb	Temperatura ambiente em K
Ti	Temperatura interior do reservatório em K
Moldes	Peças que dão origem as cavidades moldantes
Cavidade Moldante	Cavidade com a forma inversa da peça a fundir

Moldações	Caixa onde esta inserida a cavidade moldante
Macho	Elemento da fundição para criar elementos vazios num interior de uma peça
3D	Desenho CAD
“grillar”	Som agudo característico de motores
Culassa	Parte superior do motor
Cárter	Reservatório de óleo do motor
Flanges	Uniões de veios
Bacia de vazamento	Local por onde se insere o metal liquido
Ataques	Canais que estão em contacto com a cavidade moldante
Canal de descida	Canal que liga a bacia de vazamento ao canal de distribuição
Cana de distribuição	Canal que liga o canal de distribuição aos ataques
Alimentação	Sistema que permite compensar a contracção do material fundido
Alimentadores	Quantidade de material que permite compensar a contracção do material fundido
\dot{R}	Constante específica de um gás (J/(kg.K))
A	Area em m ²

Letras Gregas

ε	Taxa de compressão
γ	Rácio entre os calores <i>específicos</i>
Ψ	Fornecimento de calor a volume constante
δ	Fornecimento de calor a pressão constante
λ	Coefficiente de excesso de ar
η	Rendimento
η_{Otto}	Rendimento do ciclo Otto
η_{Diesel}	Rendimento do ciclo Diesel
η_{Dual}	Rendimento do ciclo <i>Dual</i> ou Misto
Ψ'	Fornecimento de calor a volume constante em função da carga

Δh_{vap}

Calor latente de vaporização em kJ/kg

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna com ignição por compressão são atualmente máquinas térmicas de elevado desenvolvimento tecnológico e são resultado dos esforços iniciais de Rudolf Christian Karl Diesel. Este desenvolveu um motor alternativo de pistões que consumia menos combustível por unidade de potência que os daquela época.

Foi também o primeiro a desenvolver um princípio termodinâmico diferente e sendo também um dos primeiros investigadores que conjugava a experiência e os resultados analíticos dos construtores com os princípios teóricos termodinâmicos [5].

O seu primeiro objetivo recaía sobre o uso de um motor de combustão interna com fornecimento de calor a temperatura constante, aproximando o ciclo a um de Carnot. Mais tarde este foi modificado para um de fornecimento de calor a pressão constante.

Diesel construiu e testou o seu primeiro motor em 1894 que produziu 13.2 ihp (indicated horse-power) durante 1 minuto a 88 rpm. Produziu outro em 1895 que desenvolveu 20 ihp às 165 rpm. Em 1898 3 grandes marcas (Krupp, Deutz e MAN) expuseram os seus motores a funcionar segundo este ciclo.

A simplicidade de preparação e modificação da carga e dos sistemas de ignição fez dos motores segundo o ciclo Diesel um sucesso, pois podiam queimar combustíveis pesados. Hoje em dia estes motores são usados em grande escala em quase todo o tipo de aplicações, desde maquinaria industrial pesada, marinha, produção de eletricidade transporte de mercadorias, veículos ligeiros.

Num mundo cada vez mais ligado à necessidade de sistemas eficientes e ecológicos, apesar do grande desenvolvimento destes motores, continuam a ser ainda bastante deficitários no que diz respeito a emissão de poluentes. Os gases como CO_2 , NO_x , SO_x , CO e partículas pequenas são os grandes problemas dos motores de combustão interna. A gestão eletrónica, um vasto e intensivo estudo e desenvolvimento permitiu contudo fazerem-se melhorias significativas. Mas serão elas suficientes?

Por outro lado a crise do petróleo, provocado pela sua concentração em determinados locais e pela sua escassez promoveu a utilização de novos combustíveis. O gás natural é um deles. O gás natural é um gás que parece ser abundante em variadas zonas do mundo. A sua utilização na substituição de outros combustíveis

pode ser uma solução cada vez mais interessante. É um combustível barato, fácil acesso, fácil transporte e distribuição e que a sua combustão é mais “limpa” que derivados do petróleo.

Além do referido o gás natural pode ser substituído por biogás, pois a sua composição é maioritariamente metano (CH_4).

A utilização de gás natural pode ter duas vertentes: o desenvolvimento de novos motores e a modificação de alguns atuais.

Neste trabalho apenas iremos falar do estudo referente a motores com o desenvolvimento atual promovendo a transformação para utilização de GN, não se descartando no entanto que este estudo é essencial para se poder perceber as necessidades que um motor específico para GN pode ter.

Uma das formas de promover a utilização do uso de GN é a utilização de motores *Dual Fuel*. Estes motores usam dois combustíveis para produzir trabalho. Um primeiro combustível promove a ignição e o outro arde devido à pressão e temperatura promovidas pela ignição do combustível piloto. Na realidade não é algo de muito novo no uso de motores de ignição por compressão atuais. A gestão eletrónica, e os novos progressos permitiu o uso de um ciclo Misto apenas com gasóleo. Uma primeira injeção atrasada relativamente ao PMS (Ponto Morto Superior) inicia a combustão e posteriormente o restante combustível é injetado e queimado. Este tipo de utilização permite uma melhor queima do combustível, mais eficiente com produção de menos poluentes. Este sistema pode assim ser substituído pela introdução de uma pré-mistura de ar e gás combustível que é inflamada pelo combustível piloto (gasóleo).

Estes são motores de enormes atrativos. Possuem elevado limite ao *knock*, elevada eficiência térmica, elevada potência de saída e baixas emissões de NO_x . [3]

Normalmente uma pobreza de 1.7 é o limite para um motor de SI de câmara de combustão aberta, começando a ignição a desestabilizar e os níveis de NO_x a aumentar. Usando um motor de pré câmara pode-se aumentar o limite de pobreza devido a riqueza na pré-câmara mas isto produz elevados NO_x , pelo que é difícil arranjar um bom compromisso entre uma boa combustão e baixas emissões de NO_x .

Para reduzir as emissões e manter a elevada eficiência térmica pode-se usar um combustível piloto para a ignição. Esta combustão é caracterizada por ter uma elevada energia de combustão o que melhora a combustão. Assim pode-se aumentar a pobreza da mistura relativamente aos motores de SI e diminuir e/ou suprimir a produção de NO_x [3].

O Gás Natural não é contudo o único combustível possível de usar. Numa já montada linha de implementação de propano em motores de combustão interna pode-se aproveitar para o fazer.

Neste trabalho, tendo em conta a disponibilidade do gás, utilizou-se gás propano para se efetuar testes num motor em funcionamento *Dual-Fuel*. Será relativamente fácil adaptar posteriormente o motor para funcionamento com GN

A ideia concebida para se utilizar um motor monocilíndrico a gasóleo como ponto de partida concretizou-se, utilizando um motor de 435 cm³ da marca *Yanmar* modificando a entrada de ar deste colando um injetor de gás sem obstrução da entrada de ar, ou seja sem borboleta. Esta ideia teve por base não criar perdas por bombagem e por outro lado criar uma melhor que a de um sistema baseado no de carburador.

Num carburador o gás aumentaria o caudal com o aumento de velocidade, pois a velocidade de entrada do ar delimita a quantidade de gás, contudo nesta ideia de consumo contínuo o gás baixa o caudal com o aumento de rotação.

Por outro lado é essencial testar em dinamómetro, bem como a medição de combustível inserido, pelo que se efetuou esse trabalho, além de toda a preparação para o efeito sendo os resultados apresentados nos capítulos desta dissertação.

2 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Os motores de ignição por compressão são motores que tiveram por base o uso do ciclo Diesel convencional (fornecimento de calor a pressão constante) para o seu funcionamento. Contudo nem este nem o Otto são os mais indicados para descrever e prever a energia libertada nos atuais motores [5]. Nos motores de ignição por compressão há um aumento inicial da pressão, quer por pré injeção de gásóleo propositada, quer pela vaporização das primeiras gotas de combustível, tornando-se depois a combustão mais suave [6]. Assim um ciclo combinado de fornecimento de calor a volume e pressão constante (misto) é o mais indicado para a análise teórica a estes motores [5] e [6].

Este ciclo pode ser dividido em 5 etapas, que podem ser observadas na Figura 2-1.

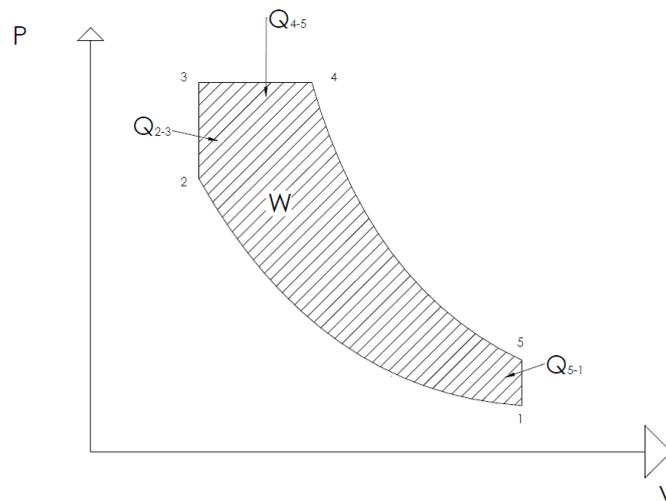


Figura 2-1- Ciclo termodinâmico misto/ Dual

- 1-2 Compressão adiabática isentrópica em que:

$$pV^\gamma = Cte \quad (2.1)$$

$$Tp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = Cte \quad (2.2)$$

Em que sabendo a taxa de compressão ε :

$$p_2 = p_1(\varepsilon)^\gamma \quad (2.3)$$

$$T_2 = T_1(\varepsilon)^{\gamma-1} \quad (2.4)$$

- 2-3 Fornecimento de calor a volume constante em que:

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \quad (2.5)$$

- 3-4 Fornecimento de calor a pressão constante em que:

$$Q_{3-4} = C_p(T_4 - T_3) \quad (2.6)$$

- 4-5 Expansão adiabática em que:

$$pV^\gamma = Cte \quad (2.7)$$

$$Tp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = Cte \quad (2.8)$$

- 5-1 Rejeição de calor a volume constante em que:

$$Q_{5-1} = C_v(T_5 - T_1) \quad (2.9)$$

Sabendo que existe uma porção de calor fornecido a volume constante e outra a pressão constante é necessário, para calcular o trabalho e o rendimento térmico, definir as quantidades de cada uma das partes, assim, sendo Ψ a quantidade de calor fornecido a volume constante e δ a pressão constante, definidas nas equações 2.10 e 2.11 respetivamente, o rendimento será dado pela equação 2.12.:

$$\Psi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.10)$$

$$\delta = \frac{p_4}{p_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (2.11)$$

$$\eta = \frac{W}{Q} = 1 - \frac{|Q_{5-1}|}{Q_{2-3} + Q_{3-4}} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} \quad (2.12)$$

Que substituindo as relações a volume e pressão constante tem-se que:

$$\eta_{dual} = 1 - \frac{\delta^\epsilon \Psi - 1}{\epsilon \gamma^{-1} [\Psi - 1 + \gamma \Psi (\delta - 1)]} \quad [6] \quad (2.13)$$

A equação 2.13 pressupõe o motor a trabalhar em carga total.

A expressão do rendimento para o ciclo Diesel, pode ser expressa como sendo uma situação especial do, Misto, onde a relação a volume constante Ψ é um, ou seja não existe quantidade de calor a volume constante [5].

Assim o rendimento para o ciclo a pressão constante será pela equação 2.14.

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{\delta^\epsilon - 1}{\epsilon \gamma^{-1} \gamma (\delta - 1)} \quad [6] \quad (2.14)$$

Na Figura 2-2 podemos observar uma comparação entre 3 ciclos, Diesel, e Otto. Nesta pode-se observar a forma como em cada ciclo o rendimento pode ser aumentado

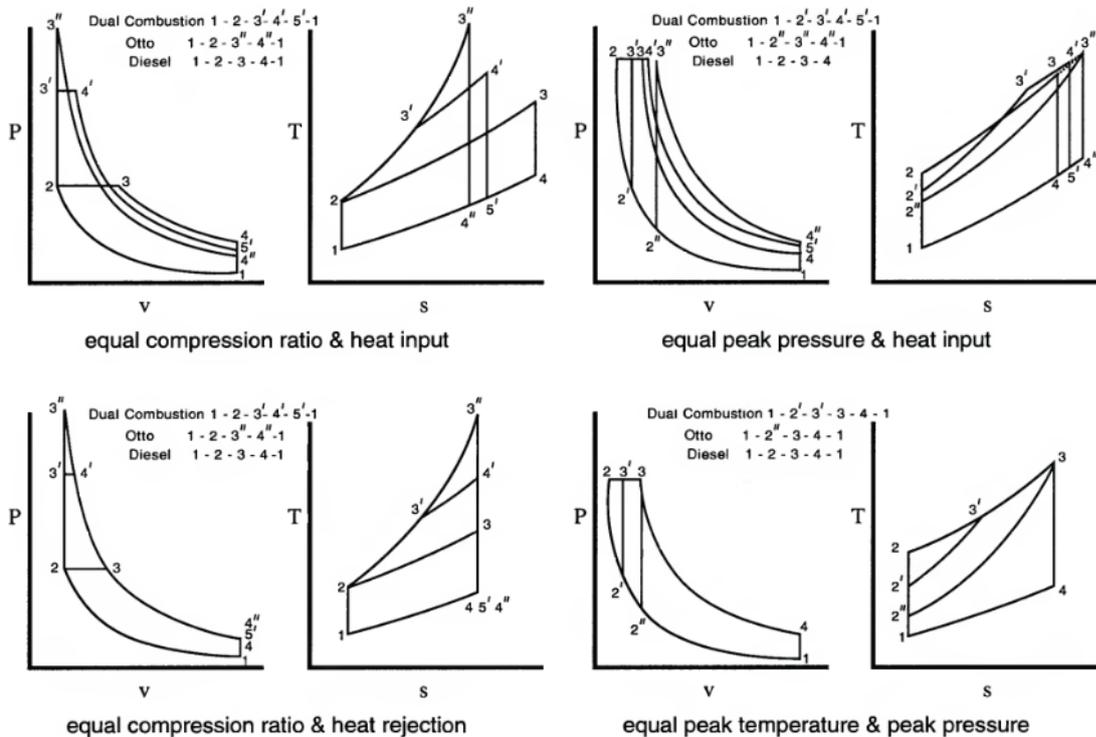


Figura 2-2- Comparação entre ciclos com diferentes restrições, adaptado de [5]

Relembrando que o rendimento do ciclo Otto é dado pela equação 2.15:

$$\eta_{otto} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} \quad (2.15)$$

Na Tabela 2-1 podemos observar um resumo da Figura 2-2.

Tabela 2-1- Resumo da comparação entre os 3 ciclos, adaptado de [5]

Restrições	Rendimento
Fornecimento de calor e taxa de compressão	Otto>Misto>Diesel
Fornecimento de calor e pressão máxima	Diesel>Misto>Otto
Trabalho e máxima pressão	Diesel>Misto>Otto

Assim podemos dizer que, de certa forma é uma falácia dizer que determinado ciclo poderá ter maior rendimento, podendo apenas fazê-lo em determinadas condições.

Tanto a expressão para o ciclo Misto e Diesel, equações 2.13 e 2.14, não são apenas função da taxa de compressão como no Otto, equação 2.15. Na realidade o Otto varia com a carga devido à restrição de admissão que permite controlar a relação A/F (perdas por bombagem). Contudo à partida o ciclo Diesel e Misto são função de relações pressão e volume constante, que variam com a carga do motor.

Neste trabalho apenas se mostrará como varia o rendimento com a carga no ciclo Misto pois este é o que mais se aproxima do real funcionamento do Diesel e do *Dual Fuel* a estudar neste trabalho.

Existem duas formas de fazer variar a carga. Uma é variando a quantidade de calor a volume constante e a outra variando a quantidade de calor a pressão constante.

Nos atuais motores a Diesel existem as pré-injeções que são em grande parte responsáveis pela elevação de pressão. Esta quantidade de combustível não varia muito. Assim o rendimento fazendo variar a carga com a relação de calor fornecido a pressão constante é dada pela expressão 2.16:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} \cdot \frac{C(\lambda, \Psi, \varepsilon) \cdot \frac{1 + B(\lambda, \varepsilon) + (\gamma - 1) \cdot A(\Psi, \varepsilon)}{\gamma} - 1}{B(\lambda, \varepsilon)} \quad [6] \quad (2.16)$$

Em que:

$$A(\Psi, \varepsilon) = 1 + \frac{(\gamma - 1) \cdot Q_{pi} \cdot \Psi}{RT_1 \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + (A/F)_{est}} \quad (2.17)$$

$$B(\lambda, \varepsilon) = \frac{(\gamma - 1) \cdot Q_{pi}}{RT_1 \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + \lambda(A/F)_{est}} \quad (2.18)$$

$$C(\lambda, \Psi, \varepsilon) = 1 + \frac{(1 - \lambda\Psi)Q_{pi}}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot R \cdot A(\Psi, \varepsilon) \cdot T_1 \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + (A/F)_{est}} \quad (2.17)$$

No motor a funcionar em *Dual Fuel* pode-se também considerar este rendimento pois segundo [4] faz sentido falar em fornecimento de calor a volume constante para o combustível piloto. No entanto varia a relação de calor a volume constante que pode ser posta como:

$$\Psi' = \Psi \cdot \lambda \quad (2.18)$$

Podemos assim calcular o rendimento para uma dada carga, uma dada taxa de compressão e quantidade de calor a volume constante.

2.1 Características termo-físico-químicas dos combustíveis nos motores de ignição por compressão

Os combustíveis usados nos motores de ignição por compressão, nomeadamente os “Diesel”, são sujeitos a uma série de acontecimentos até que seja possível usá-los para produzir potência. O armazenamento, filtragem, bombeamento, pré aquecimento, injeção, atomização, mistura com o ar e por fim combustão. Todos estes processos têm impacto na performance do combustível, alterando as suas características termo-físico-químicas [5].

Entre todas as propriedades dos combustíveis as mais importantes são: volatilidade, viscosidade, pontos de mudança de fase, temperatura de autoignição, curva de destilação, calor latente e poder calorífico.

Os motores de ignição por compressão são capazes de queimar uma panóplia mais alargada de hidrocarbonetos destilados que os motores de ignição por faísca. Alguns motores de baixa velocidade podem queimar vários tipos de hidrocarbonetos, desde os combustíveis pesados até a outros provenientes de

querosene. Contudo, os de mais elevada velocidade, como os usados nos automóveis, apenas admitem combustíveis leves.

A viscosidade do combustível deve ser tal que lhe dê propriedades lubrificantes em toda a linha de bombagem, garantindo também que a sua atomização produz uma distribuição de gotas pequenas em toda a câmara de combustão. Existe então a necessidade de um compromisso entre a auto-lubrificação e a atomização do combustível. Existe ainda a necessidade de garantir que não existam fugas. Nos motores de baixa velocidade, em geral de dimensões elevadas, a viscosidade é menos importante que nos motores de elevadas velocidades, pois estes são mais pequenos e sensíveis ao número, tamanho e localização dos injetores e dos seus orifícios dado o atravancamento bastante limitado.

A volatilidade do combustível tem a ver com a temperatura à qual 90% do combustível é vaporizado. Os combustíveis para motores de elevada velocidade, onde o tempo para a reação é menor devem possuir maior volatilidade que os usados para motores mais lentos.

O “flash point” do combustível deve ser superior a 77°C [5] para garantir a compressão por ignição e a segurança do seu armazenamento e manuseamento. Um ponto de solidificação adequado garante que o combustível pode ser bombado e “transportado” sem necessidade de pré-aquecimento, pelo que usualmente se usa uma temperatura à volta de -17.4 °C [5].

O poder calorífico é sem dúvida a característica mais importante da combustão de um combustível. Com esta característica conseguimos para um dado motor estimar a potência sabendo qual a energia fornecida por um dado combustível por unidade de massa desse mesmo. O calor latente de vaporização também é importante num motor de ignição por compressão, bem como num de ignição por faísca. Esta característica define a energia necessária para vaporizar o combustível, através do calor proporcionado pela compressão do ar pelo pistão. Quando o motor está “frio” pode ser necessário o uso de uma vela de incandescência de forma a aquecer o seio da câmara de combustão para haver uma temperatura suficiente para a vaporização do combustível em tempo útil.

A facilidade com que uma mistura combustível entra em autoignição na presença de pressão e temperatura é o índice ou número de Cetano. Claro que esta facilidade será não só função das características do combustível mas também da câmara de combustão, pelo que este valor é obtido experimentalmente para um motor normalizado, segundo normas específicas ASTM a exemplo do índice de octano usado para os combustíveis com ignição por faísca. Os valores de índice de cetano indicados para motores de elevada

velocidade rondam os 50 a 60 [5]. O *Diesel knock* é caracterizado por este índice, que quanto mais elevado melhor as suas características de autoignição. Na Tabela A 1 do Anexo A podemos consultar algumas propriedades de alguns combustíveis e na Tabela A 2 do Anexo A podemos consultar a temperatura adiabática de chama.

Por fim a composição química do combustível não afeta em muito as performances do motor, sendo mais importante na formação de produtos de combustão indesejáveis [5]. Por isso deve-se manter, quer por razões de longevidade do motor quer de saúde pública algumas substâncias dentro dos seguintes limites:

- C < 0.01%
- S entre 0.5-1.5%
- Cinzas e sedimentos entre 0.01-0.05%

2.2 Combustão nos motores de ignição por compressão

Os motores de ignição por compressão são máquinas térmicas que inicialmente eram pensadas para funcionarem numa ótica de expansão a pressão constante (Diesel). Contudo reparou-se que na realidade o ciclo indicado de um motor de ignição comandada ou por faísca não era assim tão diferente de um de ignição por compressão.

No motor de CI (compression ignition) há interesse em que a combustão se prolongue ao longo do tempo de expansão do pistão para que se dê uma combustão mais suave, enquanto que, no motor de SI (Spark Ignition) a combustão deve dar-se o mais rápido possível. Há ainda que evitar o *knock* nos motores de SI, que consiste numa transição de uma combustão de velocidades inferiores à do som, para velocidades de chama sónicas, que causa oscilações da pressão interna do cilindro demasiado violentas para a integridade do motor.

A combustão de um motor de CI é caracterizada pela auto inflamação um combustível, ocorrendo uma combustão do tipo detonante. Contudo não é comum existirem as variações de pressão de elevada frequência e amplitude dos motores a gasolina, que se denomina *knock*. Apesar disso é possível ocorrer *knock* nos motores de ignição por compressão devido ao atraso da ignição.

Assim, nestes motores é admitido ar, que é comprimido até atingir pressões e temperaturas que permitam a inflamação do combustível (30-35 bar e 700-900 °C [6]) injetado. Esta injeção começa ligeiramente antes

do PMS e prolonga-se para lá deste, ao longo da expansão. Assim, a preparação da mistura é heterogénea em paradoxo com a dos motores a gasolina, que é homogénea.

Um motor a gasolina ou de SI necessita de uma preparação de mistura adequada, em que a quantidade de ar aspirado é regulada com uma borboleta para fazer variar a carga. Este método produz perdas significativas por bombagem. Num motor CI a carga é variada através da quantidade de combustível injetada, não se limitando a entrada de ar, que é independentemente da carga. Em consequência, o motor tende a trabalhar com misturas pobres, o que produz um coeficiente de expansão, superior ao do motor a gasolina produzindo-se mais trabalho, e aumentando-se a eficiência.

A preparação da mistura heterogénea e a riqueza da mistura variam muito entre o centro do *spray* e a zona do cilindro afastada do *spray*. No centro do *spray* podem-se atingir razões A/F de 20:1 até 100:1 [5] nas zonas mais afastadas. A penetração do *spray* faz-se pulverizando combustível com elevada velocidade à custa de elevadas pressões, no seio do ar que deve possuir elevada temperatura e turbulência. Para se obter o máximo rendimento possível seria necessário que a massa de ar se misturasse uniformemente com combustível, o que implicaria penetrações diferentes e dirigidas. Num motor de baixas velocidades onde as dimensões são generosas é possível obter um bom compromisso, mas em motores pequenos como os dos automóveis tal objetivo dificilmente é atingido. Uma outra grande vantagem destes motores é não possuírem variação cíclica [6], pois todo o combustível injetado é queimado uma vez que se trabalha sempre com misturas pobres. Na realidade, quanto menor quantidade de combustível, mais fácil será queimá-lo, pois como a inflamação se dá por transferência de calor do ar para o combustível, esta será facilitada se proporcionalmente existir um maior rácio ar/combustível.

Tipicamente, a combustão de um motor de CI é caracterizada por grande parte da sua combustão ser tipo difusivo, contudo esta possui, devido à preparação da mistura e inflamação, várias fases. Tipicamente um motor que funcione com um combustível líquido possui 4 fases [5] e [6]:

- Atraso da ignição/inflamação
- Combustão explosiva
- Combustão progressiva
- Combustão por difusão

As 4 fases podem ser observadas na Figura 2-3, que representa um diagrama de pressão vs ângulo de cambota.

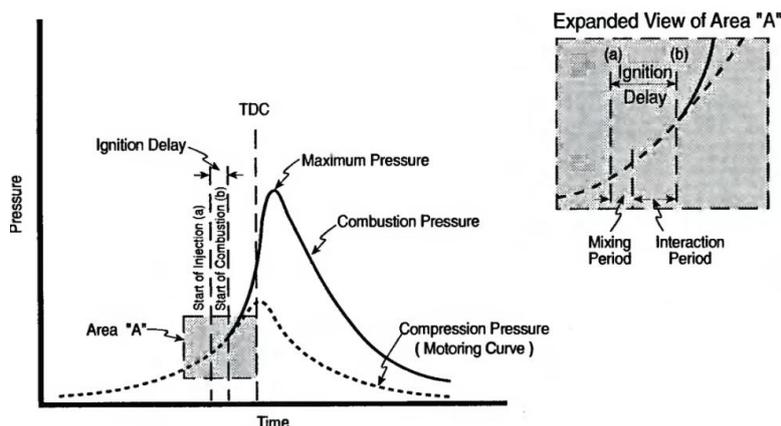


Figura 2-3. Diagrama pressão vs ângulo cambota de motor CI

A primeira etapa, o atraso da ignição, ocorre devido ao facto de que quando se injeta o combustível é necessário um determinado tempo até que este se evapore, se misture e reaja com o ar quente. Este atraso pode ser dividido em duas componentes: o atraso físico devido a transferência de calor, vaporização das gotas e a mistura e o atraso químico devido à cinética química das reações de oxidação.

Existem vários fatores que influenciam esta etapa. Se o atraso da ignição for demasiado, quando se iniciar a combustão inflamar-se-á muita massa de combustível num curto espaço de tempo, aumentando a pressão bruscamente, o que provoca vibrações e um “*grilar*” do motor podendo dizer-se que este está em *knock*. Assim, torna-se essencial diminuir este atraso, atuando essencialmente na pulverização e na turbulência.

O atraso físico é função da atomização do *spray*, da taxa de aquecimento e da vaporização do combustível. Todos estes parâmetros são função da velocidade de injeção e do tamanho das gotas, pelo que aumentando a velocidade de injeção se diminui este atraso, porque se diminui o tamanho das gotas e melhora-se assim a transferência de calor e massa.

O aumento da turbulência do ar ajuda à transferência de calor e massa entre as gotas e o ar pelo que em geral também diminui o atraso de ignição. A turbulência é afetada pela geometria da câmara de combustão e do pistão, bem como pela admissão do ar. Contudo, a velocidade do motor (e consequentemente do pistão) afeta muito este parâmetro. O aumento de velocidade aumenta a turbulência diminuindo o atraso de ignição em termos de tempo.

O aumento da taxa de compressão aumenta a temperatura, e assim a energia interna do ar, traduzida num aumento das colisões moleculares do ar e do combustível, diminuindo assim o atraso químico.

O atraso químico é função da composição química do combustível, estando relacionado com o seu índice de cetano. Aditivos no combustível podem diminuir o atraso da combustão.

Após esta etapa, a combustão inicia-se, propagando-se rapidamente por toda a câmara. A pressão e temperatura sobem rapidamente proporcionando uma combustão dura típica destes motores. Como esta combustão é essencialmente cinética não é fácil controlá-la, pelo que se deve regular os parâmetros iniciais como a pressão de injeção, o avanço à injeção, tipo de injetor e caudal injetado anteriormente. A geometria da câmara de combustão e a composição do combustível influencia também esta etapa.

Iniciada esta etapa, a combustão prossegue à medida que se injeta combustível no seio do ar quente. O controlo nesta fase é difusivo. Para que ocorra uma combustão eficiente é necessário que o combustível se espalhe uniformemente por toda a câmara ou que a turbulência do ar o induza a passar pelo *spray*.

Por fim, quando se finaliza a injeção, ocorre a combustão do combustível remanescente por difusão. Esta etapa é fundamental para o controlo das emissões de partículas pois nesta fase deverá ser queimado o combustível residual e os resíduos da combustão anterior.

2.3 Combustão nos motores de ignição por compressão com dois combustíveis

Os motores *Dual Fuel* são máquinas que funcionam segundo um ciclo que permite a introdução de um combustível gasoso e ar numa pré mistura, a sua compressão e posteriormente a injeção de um combustível piloto que tem por função iniciar a combustão do combustível primário.

Quando se pretende compreender o funcionamento de um tipo de motor, quer este seja de ignição por faísca, por compressão ou de ignição por combustível piloto, é imperioso o estudo do processo de combustão. Num motor de ignição por faísca, como o motor a gasolina, quando se usa gás, a combustão é mais simples pois os combustíveis têm combustões semelhantes [4]. Contudo num motor segundo o ciclo Diesel a adição de um gás torna-se mais complexa.

Segundo [4] pode-se representar a combustão da seguinte forma na Figura 2-4:

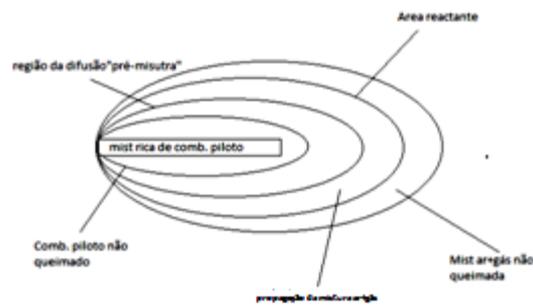


Figura 2-4- Representação da combustão num motor *Dual Fuel*, adaptado de [4]

Idealmente perto do fim da compressão, o *spray* de gasóleo é injetado no cilindro resultando em 3 zonas de combustão. Uma primeira zona de gasóleo não vaporizado e uma mistura altamente rica em volta do injetor no núcleo da combustão. A segunda zona é formada pela difusão do gasóleo vaporizado até perto da mistura ar+gás, que é inflamada devido às condições de temperatura e pressão. A queima desta pré-mistura forma a 3ª região.

A zona em volta do injetor que contém uma mistura muito rica em gasóleo líquido constitui uma zona de inqueimados. A reação do gasóleo vaporizado com o ar dá-se numa proporção estequiométrica, até que atinge a zona de difusão da pré-mistura inflamando-a. A zona mais afastada da injeção piloto é também uma zona de inqueimados mas desta feita de gás+ar. Esta zona é relativamente pequena, sendo posteriormente novamente comprimida e queimada no ciclo seguinte [4]

O *spray* quando injetado no período de atraso cria uma reação com a pré-mistura ar+gás, ardendo e fomentando assim o início da combustão desta. Posteriormente mais *spray* é injetado e queimado.

O uso do gás natural traz uma grande desvantagem que é a baixa velocidade propagação de chama típica deste combustível, pelo que o uso de sobrealimentação pode melhorar o enchimento da câmara e o rendimento [1].

Segundo [1] até 20% de substituição de gasóleo por GN não existem diferenças significativas, pelo que com o aumento da carga há uma diminuição da potência.

A Temperatura dos gases de escape baixa com o aumento de GN pois a velocidade da combustão mais lenta permite mais transferência de calor na câmara de combustão.

Os motores em funcionamento segundo um ciclo que permita o uso de dois combustíveis em simultâneo – *Dual Fuel* – envolvem na realidade duas etapas de ignição e combustão, que podem levar ao aparecimento de 3 tipos de *knock* [2].

Como se pode observar na figura a combustão pode ser dividida em 5 etapas:

1-2:atraso da injeção piloto;

2-3:combustão da injeção piloto;

3-4: atraso da combustão da mistura de combustível primário;

4-5:combustão da" mistura primária";

5-6: difusão.

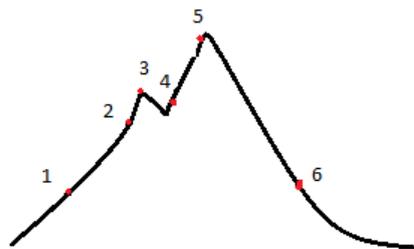


Figura 2-5- Diagrama pressão vs ângulo cambota

Os 3 tipos de *knock* que podem surgir, segundo [2], podem ser designados da seguinte forma:

Diesel *knock*

Spark *knock*

Knock destrutivo

Diesel Knock

Os motores Diesel são geralmente barulhentos e o *knock* ocorre em quase todas as condições de funcionamento, especialmente quando a temperatura de funcionamento do motor é baixa. O tipo de *knock* que ocorre nestes motores provoca um som metálico.

Segundo [2], o grau de *knock* na fase de injeção de combustível piloto é função do rácio de combustível primário introduzido. Este rácio é função da carga e da velocidade de rotação do motor. É necessário ter em atenção que se deve aumentar o atraso de ignição aumentando a velocidade

Spark Knock

O *knock* nos motores de ignição comandada pode ser identificado como a autoignição do combustível devido às pressões e temperatura ou a um ponto quente na câmara. Pode acontecer antes do PMS ou depois. Sendo que se acontecer antes pode ser destrutivo. Sobre este ultimo falar-se-á mais a frente.

A deteção de *knock* pode ser conseguida à custa de um som metálico, grilar, que ele provoca e pela elevada flutuação de pressões dentro do cilindro que vão decaindo com o tempo.

Num motor a funcionar em *Dual Fuel* a ignição ocorre em vários pontos provocando várias frentes de chama na câmara de combustão. O que acontece é que o combustível piloto entra em auto ignição quando é injetado, havendo posteriormente um pequeno espaço de tempo até que se inicia a segunda combustão da mistura primária.

Este intervalo de tempo é o necessário para se dar a transferência de calor, aumentando a temperatura e a velocidade de reação.

Este processo é função do desenho da câmara de combustão e do nível de turbulência [2]. No motor *Dual Fuel* o funcionamento é, em geral, caracterizado por enormes flutuações especialmente a baixas cargas onde o atraso da ignição é maior [2]. A elevadas velocidades estas variações são menores talvez devido à redução do atraso de ignição e ao aumento da temperatura que provoca um aumento da velocidade de reação e consequentemente uma diminuição no atraso da segunda combustão.

A auto-combustão da mistura primária dá-se quando a energia libertada pela reação de oxidação (combustão) é maior que o calor transferido para a vizinhança [2]. A temperatura da mistura aumenta aumentando a velocidade de reação atingindo-se assim a temperatura de autoignição.

O nível de “*spark knock*” nos motores a *Dual Fuel* é função do intervalo entre a primeira e a segunda combustão, baixando com a diminuição deste atraso, havendo menos oscilações. O atraso diminui com o aumento da carga, velocidade e temperatura, funcionando assim no inverso dos motores de IC, em que a propensão ao *knock* aumenta com a carga do motor [2].

Knock destrutivo

Este tipo de *knock*, nos motores a funcionar em *Dual-Fuel* ocorre essencialmente devido a duas causas: a 1ª devido à quantidade de combustível primário e 2ª devido às condições de funcionamento do motor, como velocidade, temperatura e quantidade de oxigénio prevalecente na altura da combustão.

O diagrama de pressão vs ângulo de cambota de um *Dual Fuel* mostra que a pressão máxima ocorre, em média, devido à combustão do combustível primário [2]. O pico de pressão devido à injeção piloto é muito pequeno e ocorre muito mais cedo que o de pressão máxima. A diferença temporal entre as duas combustões, e conseqüentemente picos de pressão, torna o motor mais “áspero” e provoca um *knock* severo.

O motor a trabalhar em *Dual Fuel* tem uma pressão máxima inferior ao funcionamento em Diesel [2]. Uma forma perspicaz de saber quais as condições limites de *knock*, é provocar o maior atraso da injeção piloto, podendo começar no final do curso de expansão, e introduzindo mais ou menos gás natural verifica-se assim as condições de *knock*.

2.3.1 Influência dos parâmetros de funcionamento na combustão de motores de ignição por compressão com dois combustíveis

A flutuação de pressões afecta a estabilidade de funcionamento do motor. Localmente, a proporção relativa entre o oxigénio e o combustível a uma dada temperatura e pressão define uma melhor ou pior combustão e portanto a sua variabilidade é a principal causa das flutuações de pressão.

Ao converter um motor Diesel num motor *Dual Fuel* passa a ser admitida uma mistura de ar e combustível e não apenas de ar. A combinação de combustível pré-misturado e combustível injetado melhora a combustão aumentando a sua temperatura. A baixas cargas a diminuição do combustível primário e o aumento do combustível piloto melhoram a combustão [2].

A influência do aumento da velocidade no funcionamento do motor em modo *Dual Fuel* pode-se observar dois aspetos: afecta o atraso de ignição e é benéfico para o nível de fumos [2]. Em geral nos motores a Diesel o atraso da ignição diminui com o aumento da velocidade enquanto no *Dual Fuel* aumenta.

Segundo [3] nos motores a funcionarem em modo *Dual-Fuel*, a combustão do combustível piloto, começa em volta do injetor, e fixa-se posteriormente na ponta do mesmo. A combustão deste tipo de motores é mais

eficiente que a de um motor SI, pois a energia de ignição do combustível piloto é 60 a 70 J maior que a da vela, pelo que, falhas de ignição são muito menos prováveis [3]. Além disso, a fonte de ignição está presente até uma fase posterior da combustão fazendo com que a energia da ignição permaneça por mais tempo e seja mais fácil a ignição de misturas pobres.

Assim, a estabilidade da ignição e da propagação de chama é, em muito, melhorada, permitindo aumentar a pobreza da mistura até ao limite tipicamente utilizado nas câmaras de combustão abertas (por exemplo turbinas a gás).

No que se refere ao comportamento da combustão com a variação de carga, segundo [3], as características mais afetadas são o tempo de ignição e a intensidade da combustão.

O atraso de ignição é maioritariamente função da pressão de admissão, podendo dizer-se que é inversamente proporcional a esta, provavelmente devido ao facto de haver mais oxigénio com o aumento da pressão e haver um melhoramento da reação do oxigénio com o combustível piloto do ponto de vista químico [3]. Assim reduzindo a pressão, diminui-se a reação química e aumenta-se o atraso até que apareçam falhas na ignição. Pode-se descobrir assim qual o valor de carga mínima.

Contudo falhas nas ignições são possíveis de acontecer. Segundo [3], existem duas possibilidades para a não ocorrência de ignição num motor a trabalhar em modo *Dual*. A primeira é o combustível não se inflamar e a segunda a fonte de ignição não ser capaz de propagar para a mistura. Com a redução da carga a intensidade de combustão baixa pelo que se podem verificar zonas de falha de combustão.

A quantidade de combustível piloto é um dos grandes responsáveis também pela qualidade da combustão num motor em funcionamento *Dual Fuel*.

A baixas cargas, segundo [7], é normal que este tipo de motores tenha um decréscimo da eficiência térmica, e da potência, comparando com os Diesel puros, sendo também maiores as emissões de NO_x, CO, CO₂ e HC não queimados.

Em [7] um estudo acerca da influência da quantidade de combustível foi efetuado tentando perceber para uma dada carga qual a influência de se aumentar ou diminuir a quantidade de combustível piloto. A muito baixas cargas e com pequenas quantidades de combustível piloto a quantidade de HC não queimados era elevada, devido provavelmente á fraca combustão resultante e/ou até á sua inexistência. Com o aumento do combustível piloto a combustão da pré-mistura é afetada pela combustão deste, que sendo melhor reduz as

emissões de poluentes, pois uma maior quantidade de combustível piloto proporciona um *spray* mais amplo e com mais frentes de chama para o combustível primário.

A elevadas cargas, onde a quantidade de pré-mistura é maior podendo acontecer misturas mais ricas mais fáceis de arder, a quantidade de combustível piloto tem menos influência [7].

A reação de oxidação do azoto, acontece a elevadas temperaturas, formando NO_x. Esta reação tem capacidade de se desenvolver com o aumento do combustível piloto, pois a combustão é melhor e a temperatura sobe dando origem a condições ótimas de oxidação do azoto. O aumento da carga também induz a formação de NO_x pois a combustão é mais próxima da estequiométrica.

O aumento do combustível piloto aumenta também a potência, favorecendo também as condições de aparecimento de *knock* [7]. Também o aumento da quantidade de combustível piloto aumenta a eficiência térmica [7].

3 ENSAIOS NO MOTOR

Este trabalho, além de um estudo sobre a motores de ignição por compressão e dual fuel, tem como principal finalidade o teste de motores *Dual Fuel*. O ensaio do motor em dinamômetro sob carga é para isso determinante, incidindo assim este trabalho essencialmente num estudo prático acerca do uso destes motores quer em termos de binário e potência quer em termos de consumos (gasóleo e combustível gasoso).

Para se proceder ao estudo do uso de um ciclo *Dual Fuel* usou-se um motor monocilíndrico, de 435 cc, de injeção direta da marca *Yanmar* arrefecido a ar. Este motor possui as características descritas na Tabela 3-1.

Tabela 3-1- Características do motor

Potência em contínuo	7,7 cv@3000 rpm
	9,0 cv@3600rpm
Máxima Potência	8,8 cv@3000 rpm
	10 cv@3600rpm
Número de cilindros	1
Sistema de arrefecimento	Ar
Diâmetro x deslocamento	86 x 75 mm
Volume Varrido	0,435 L
Peso em seco	53,5 kg
Comprimento	412 mm
Largura	471 mm
Altura	494 mm
Capacidade do reservatório gasóleo	5,4 L

O motor Yanmar possui ainda as curvas apresentadas na Figura 3-1.

Foram usados como combustíveis o gasóleo convencional e o propano. O uso de gás natural seria o mais indicado e era o objetivo inicial. Mas devido a problemas de fornecimento e medição de consumos optou-se pelo uso de propano, que apesar apresentar um poder calorífico inferior pensamos não obter características muito diferentes em termos de comportamento na combustão e na globalidade dos parâmetros a medir

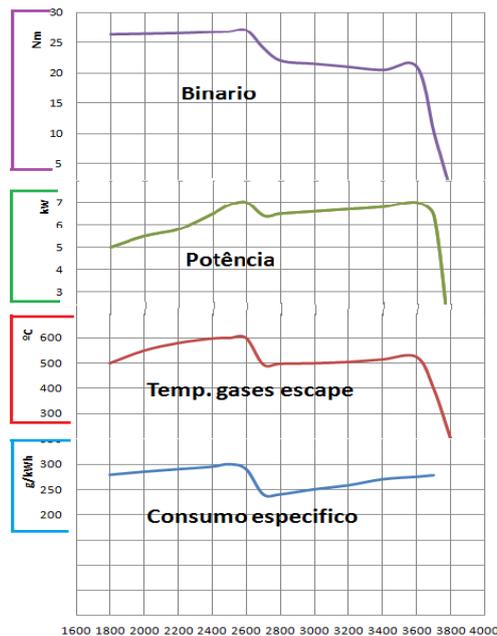


Figura 3-1- Curvas originais do motor

Este tipo de ensaios foi já usado no passado, existindo no mercado algumas marcas que fabricam motores de grandes dimensões a *Dual Fuel*. Contudo todos estes motores são de injeção direta de gás ou com uso de “carburetor” de gás. Estes últimos usam uma “borboleta” e neste trabalho pretende-se testar a possibilidade de não a usar para eliminar perdas de bombagem, contudo esta foi incluída para, caso necessário, se controlar o *Knock*.

A vantagem de não se usar borboleta não se limita às perdas por bombagem. Quanto pensamos num motor de injeção mecânica como o utilizado neste trabalho, sabe-se que o fornecimento de gasóleo por ciclo é constante para uma determinada posição do acelerador, pois existe um deslocamento de uma came sobre um mecanismo que pressiona o gasóleo e o curso da came é sempre igual, apenas variando a sua velocidade de rotação. Tal como se observa no Gráfico 3-1, o caudal de gasóleo será constante, mas o de gás irá diminuir com o aumento de velocidade. Cria-se assim uma situação inversa à do carburador, com misturas pobres a mais elevadas velocidades e uma variação do fornecimento de combustível gasoso.

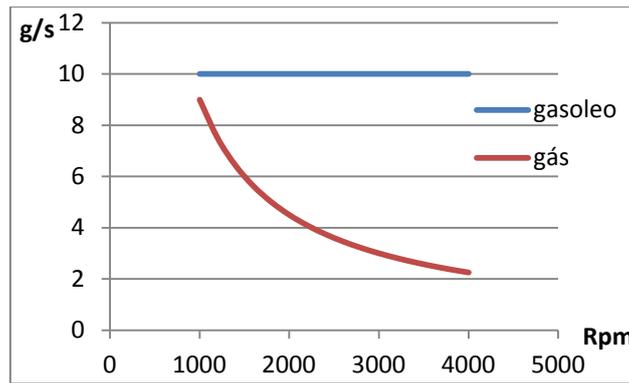


Gráfico 3-1- Caudal de combustível esperado

Como o motor não estava completamente preparado para funcionar a *Dual Fuel*, foi necessário para a elaboração deste projeto desenhar e construir um novo coletor de admissão que permitisse a colocação de um injetor de gás, construir uma estrutura de suporte do dinamômetro hidráulico e as flanges de ligação motor-dinamômetro.

3.1 Preparação do motor

Para a realização do trabalho foi necessário numa primeira fase, antes de iniciar os testes, proceder a algumas alterações ao motor. Assim, foi necessário adaptar o dinamômetro para ser acoplado no motor para o testar em carga e foi ainda necessário conceber o sistema de injeção de GPL.

Numa primeira fase desenvolveu-se o acoplamento do dinamômetro hidráulico, *D-100 da Go Power Systems*, ao motor *yanmar*. Assim, optou-se por fazer uma estrutura soldada que permitisse a ligação entre os dois componentes, sendo os veios correspondentes ligados por duas flanges com uma união de veios flexível. Pode observar-se na Figura 3-2 o conjunto das flanges e união de veios em modelação 3D e o resultado real na Figura 3-3.

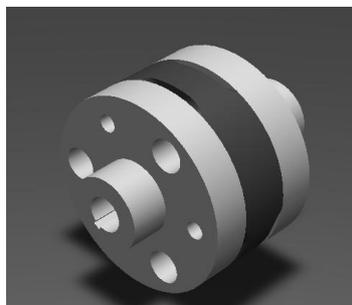


Figura 3-2- Desenho 3D das flanges e ligação flexível



Figura 3-3-Flanges reais e ligação flexível

Para acoplar o dinamómetro e o motor fez-se uma estrutura soldada. Para garantir a concentricidade entre os veios fez-se uma união rígida (Figura 3-4) que permitisse a ligação dos dois veios para que quando a estrutura fosse soldada não se verificasse um desalinhamento dos veios.

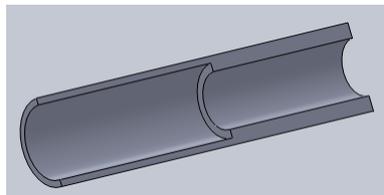


Figura 3-4- Desenho3D em corte do veio de construção

Para fixar a estrutura ao motor fez-se também uma chapa metálica segundo a configuração da Figura 3-5, para permitir fixá-la ao motor e garantir o paralelismo da estrutura com o motor.

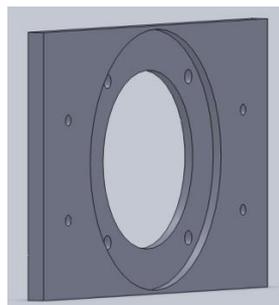


Figura 3-5- Chapa de fixação ao motor

Posteriormente foram feitas umas abas em aço com perfil em L de 40x40 para este suporte anterior e para o dinamómetro. Ligando posteriormente as abas com tubo de secção quadrada de 40x40 mm. O conjunto sem o dinamómetro pode ser visto na Figura 3-6.

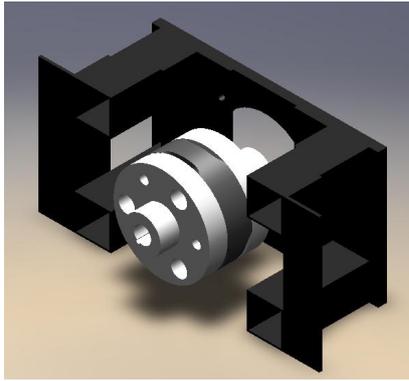


Figura 3-6-Conjunto em 3D das flanges e estrutura de apoio

Foi possível então, fazer os apoios que permitem ligar os dois componentes. O resultado pode ser observado na Figura 3-7.



Figura 3-7-Resultado real da estrutura e dinamómetro com veio de construção

Após esta fase foi necessário projetar e construir o sistema de injeção de gás.

Pretende-se um sistema que permita a introdução de gás de forma contínua e que este seja admitido juntamente com o ar aspirado pelo motor, no tempo de admissão. Para isso foi necessário o projeto e conceção de um novo coletor de admissão

Este novo coletor deveria possuir as seguintes características:

- Admissão e mistura de gás natural com o ar: é importante a existência de uma câmara de mistura que permita que o GPL se misture com o ar o mais homogeneamente possível e não se criem zonas de mistura muito rica ou muito pobre.
- Possibilidade de medição do caudal de ar e controlo do mesmo.
- Fixação sem fugas ao motor.

- Minimização de custos.

Optou-se então por fundir, em alumínio, uma peça o mais completa possível. Após algumas soluções a mais condizente com as características é a apresentada na figura 5 em modelação 3D.

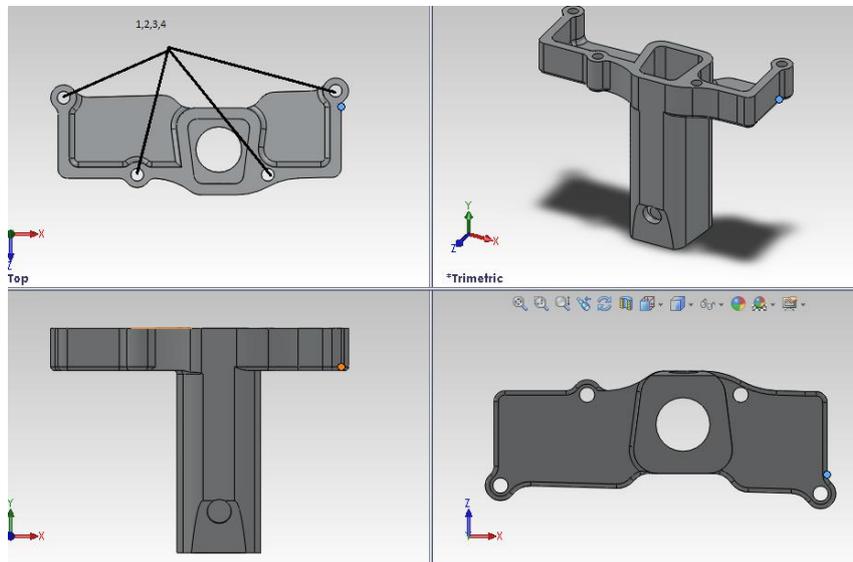


Figura 3-8-Peça em 3D com varias vistas

Para o fabrico deste componente por fundição teve-se por base algum conhecimento empírico, e alguma das regras deste processo de fabrico. Após a definição do canal de descida, do canal de distribuição e dos ataques fez-se a validação no software **“novaflow”**. No entanto os furos numerados na figura como 1,2,3,4 de suporte do coletor ao motor e o furo 5 que serve para colocar o injetor de gás, bem como a “caixa” para o efetuar foram efetuados por maquinagem posteriormente à fundição sendo apenas a entrada central de ar feita com um macho.

Na Figura 3-9 podemos observar a simulação em **“novaflow”** da fundição da peça, onde se observa a temperatura final, a fase líquida e os rechupes que podem ocorrer. Após verificação dos resultados validou-se a hipótese e partiu-se para a fabricação de moldes e sistema de enchimento, sem necessitar de alimentadores. Os moldes, processo enchimento e a fundição podem ser consultados no Anexo B com mais pormenor, uma vez que não é objetivo do trabalho uma explicação e tratamento exaustivo de fundição.

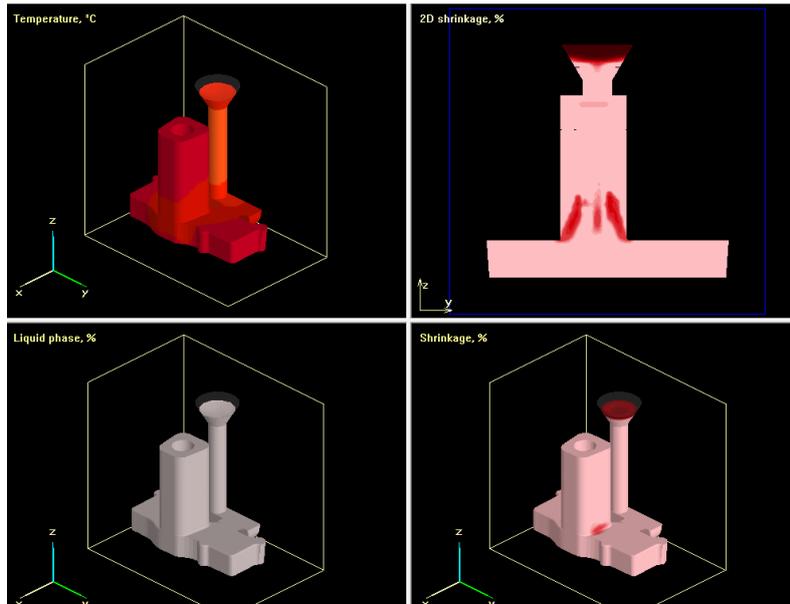


Figura 3-9-Simulação em "novaflow" da peça a fundir

O metal líquido é vazado na bacia de vazamento, sendo posteriormente conduzido pelo canal de descida até ao canal de distribuição, que através de ataques efetua o enchimento da cavidade moldante. A bacia de vazamento utilizada foi do tipo copo enquanto que o canal de descida escolhido possuía de secção circular devido à sua simplicidade. Na Figura 3-10 pode-se verificar um exemplo de um sistema de enchimento, alimentação e cavidade moldante.

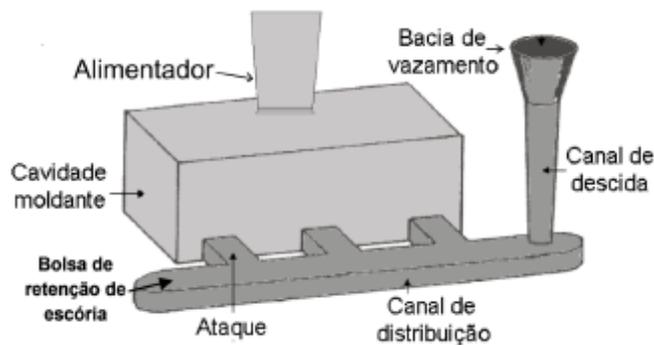


Figura 3-10- Esquema de alimentação, enchimento e de uma cavidade modalmente

Tanto para o canal de distribuição como para os ataques foram tidos em consideração os seguintes aspetos:

- Provocar a menor perda de temperatura possível no material;
- Resistir à temperatura e à erosão provocada pela passagem de metal líquido;
- Induzir a menor perda de carga possível;
- Distribuir a mesma quantidade de metal pelos ataques;

- Reter possíveis inclusões não metálicas;
- Assegurar o total enchimento da peça;
- Evitar a erosão das paredes da cavidade moldante;
- Os ataques devem ser colocados em locais que permitam a sua fácil rebarbagem.

O alumínio usado foi uma liga com a designação francesa de AS9U3, com as seguintes características e composição:

Tabela 3-2- Composição química do alumínio usado no coletor

Elemento	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn	Ti	Pb	Sn	Al
Quantidade %	8-11	1.3	2-4	0.55	0.05-0.55	0.55	1.2	0.25	0.35	0.25	Restante

Tabela 3-3- Características do alumínio usado no coletor

Adptado de -http://www.molfisa.es/id_frances/tablaALUMINIO.htm

Massa volúmica - kg/dm ³	2.75
Temperatura fusão - °C	510-610
Coef. Contração	1.2
Coef. Dilatação - x10 ⁶ K ⁻¹	21.5
Condutividade térmica - W/m.K	109
Condutividade elétrica - μΩ.cm ² /cm	7.5
Resistência a tração – MPa	170
Limite elástico a 0.2% - MPa	100
Módulo de elasticidade- MPa	72.500
Alongamento %	1
Dureza Brinell	75

Foram usadas duas técnicas de fundição. A primeira consistia na fabricação de moldes de poliuretano extrudido, e depois a utilização de areia com secagem por silicato sódio/CO₂.

Neste processo utiliza-se areia de base que é misturada com um aglomerante (silicato de sódio) que quando se insufla uma corrente de CO₂ polimeriza fornecendo a resistência a moldação. A utilização deste processo consistia na moldação dos moldes de poliuretano e posterior queima/degradação por aumento da temperatura. Contudo este processo não resultou, pois o poliuretano expandia de tal forma que destruía todas as moldações.

Contudo foi possível executar o macho desta forma, pois criou-se uma caixa de machos em poliuretano, com possibilidade de ser aberta e retirar o respetivo macho. No desenvolver deste processo foi possível contudo aprender e apreender muitos conceitos novos. Utilizou-se um processo de prototipagem rápida para efetuar os moldes, o que permitiu uma aprendizagem enorme no projeto de maquinagem em CNC.

A segunda técnica utilizada foi a fundição em areia verde, com o macho obtido pelo processo acima descrito. A fundição em areia verde é responsável por mais de metade da produção mundial de peças obtidas por fundição. É um processo simples, barato e possível de se usar em quase todas as ligas.

Utiliza-se como material de moldação areia de sílica aglomerada com argila (bentonite normalmente) e ligando os dois componentes com adição de água. A mistura dos componentes fez-se utilizando um moinho. Posteriormente colocaram-se os moldes, Figura 3-11, na caixa de moldação e encheu-se com areia, como se pode verificar na Figura 3-12 e calcou-se a areia.

Uma vez que não é intenção deste trabalho uma descrição e estudo exaustivo do processo de fundição da peça a sua total descrição e estudo encontra-se no anexo B.



Figura 3-11-Moldes de madeira superior e inferior



Figura 3-12-Enchimento das caixas de moldação com areia

O resultado após fundição e o verificado na Figura 3-13 e após rebarbagem e maquinagem e abertura dos furos da Figura 3-8.



Figura 3-13-Peça fundida com vários estágios de limpeza

Por fim foi necessário criar um elemento de ligação entre este coletor e o elemento que possui uma restrição regulável de ar (“borboleta”) para o caso de ser necessário controlar o motor dessa forma e proceder à furação e fresagem da rosca para colocar o injetor. A solução final é mostrada na Figura 3-14 já com o conjunto montado no motor.



Figura 3-14-Conjunto do colector-5,termopar-1, borboleta-2,3-suporte borboleta, ligação colector-suporte borboleta-4 injetor de gás-6 e válvula, abertura-7

3.2 Banca de ensaio e medição de parâmetros

Os testes a efetuar no motor foram sempre divididos em dois grandes grupos. Funcionamento em modo Diesel e modo *Dual Fuel*. Para se poder comparar os dois modos de funcionamento colocou-se o motor num

dinamómetro hidráulico, modelo D-100 da Go Power Systems. Contudo comparar apenas potência, binário e velocidades de rotação não é suficiente. Mediu-se também o consumo de gasóleo em modo Diesel e o de gás e gasóleo em modo *Dual*. Fez-se também medições da temperatura do motor na culassa, cárter, temperaturas de admissão, temperaturas do dinamómetro e dos gases de escape. Um layout da instalação pode ser observado na Figura 3-15

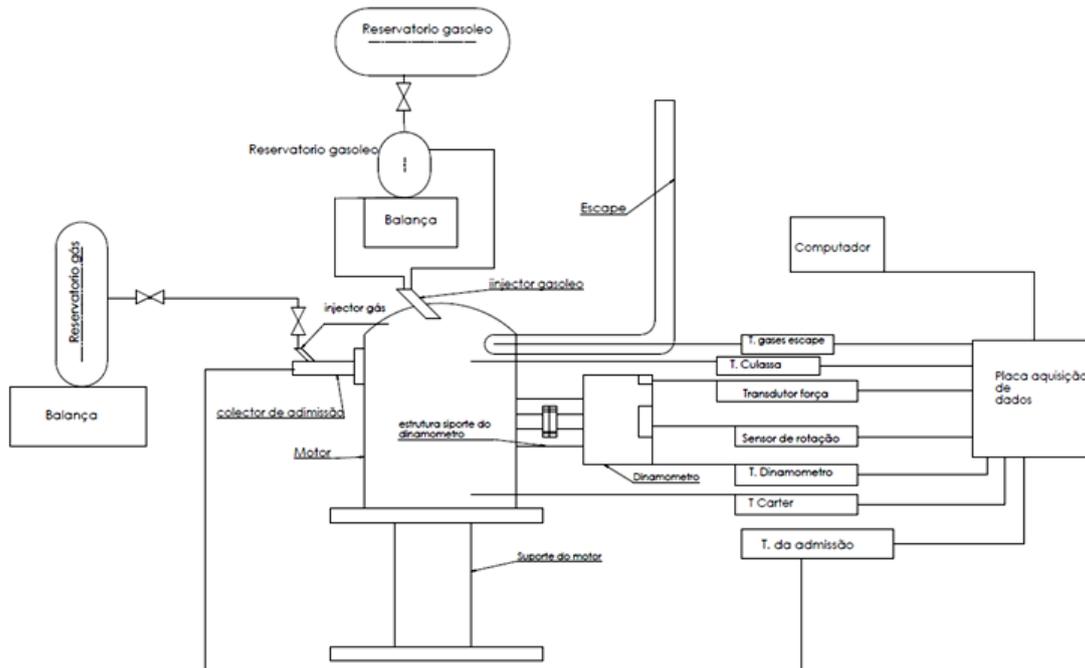


Figura 3-15- Layout da instalação

3.2.1 Medição de temperatura

Para medir as temperaturas enumeradas colocaram-se termopares indicados na Tabela 3-4, ligando-os a uma placa de aquisição de dados da National Instruments que permitiu a medição da temperatura num software “virtual bench-logger”.

Tabela 3-4- Tipo de termopar e colocação

Medição	Tipo	Fotografia
Gases de escape	K	

Ar de admissão	K	
Culassa	K	
Cárter	J	
Dinamómetro	K	

3.2.2 Medição do Binário, velocidade de rotação e Potência

Para efetuar medições de binário mediu-se, na mesma placa de aquisição que as temperaturas, a tensão de saída com dada carga imposta ao sensor.

Assim foi possível criar uma equação através da colocação de pesos calibrados e verificar qual a tensão de saída e criar a equação 3.1:

$$y = 3.434x \quad (3.1)$$

Onde

y – binário em Nm;

x – tensão de saída em mV.

Para medir a velocidade de rotação usou-se um aparelho da *Omron* que permite a leitura digital da velocidade de rotação e uma tensão de saída linear com a velocidade de rotação. Assim, à semelhança do

binário, foi possível deduzir a equação 3.2, linear, que permite determinar a velocidade em função da tensão, ligando esta saída também à mesma placa.

$$y = 28204x - 46618 \quad (3.2)$$

Onde

y- velocidade em rpm

x- tensão em V.

Para calcular a potência utilizou-se a equação 3.3.

$$P = B \times \omega \quad (3.3)$$

P- Potência em W

B- Binário em Nm

ω - Velocidade rotação em rad/s.

3.2.3 Medição de consumo de gasóleo e gás.

Para se efetuar a medição do consumo de gasóleo e gás utilizou-se uma balança da marca *AND Instruments* com precisão de 0.1g. Tentou-se ligar a balança ao computador para poder efetuar o controlo de todos os parâmetros eletronicamente. Contudo não foi possível efetuá-lo por motivos de falta de equipamento. Assim, para se medir consumos efetuou-se a medição da massa de combustível ao fim de um dado tempo para se saber assim o caudal gasóleo e/ou gás. Para se relacionar os dados com os adquiridos eletronicamente iniciou-se o teste ao mesmo tempo que se colocou um cronómetro a contar, e comparando os tempos parciais das medições de combustível sabe-se que a dado tempo corresponde os parâmetros medidos manual e eletronicamente.

Uma vez que se utilizou um reservatório de 2kg de gás e 3kg no total, e a balança possuindo um limite de 1.2 kg foi necessária uma montagem através de uma roldana, como se ilustra na Figura 3-16. Na Figura 3-17 podemos ver a construção real. Este sistema além do facto de não se poder adquirir os dados eletronicamente possui ainda outro problema, que o motor a trabalhar e as vibrações daí resultantes induzem

um elevado erro de medição. Contudo, dadas as condições de instalação e tempo disponível foi a solução que se afigurou mais adequada.

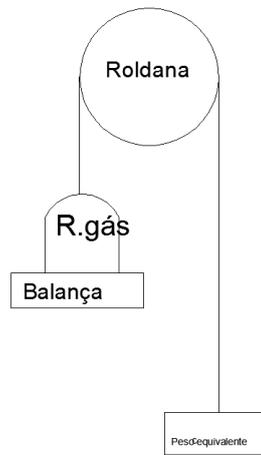


Figura 3-16- esquema de colocação do reservatório na balança



Figura 3-17.Sistema de roldana para colocar reservatório de gás na balança

Em termos de consumo em modo *Dual*, o que se considerou considerou-se foi o consumo de gasóleo a dada velocidade de rotação medido anteriormente, e fez-se como consumo total a soma o consumo de gasóleo com o de gás medido no ensaio dual, conforme se mostra na equação 3.4.

$$C_t = c_{gasoleo} + c_{gásequivalente} \quad (3.4)$$

Em que:

C_t -Consumo total em g;

$C_{gasóleo}$ - Consumo gasóleo em g;

$C_{gásequivalente}$ - Consumo de gás equivalente em gasóleo;

O consumo de gás equivalente em gasóleo é a quantidade de gasóleo que será necessário para produzir a mesma energia que dada quantidade de gás, obtido pela equação 3.5:

$$C_{g\text{sequivalente}} = \frac{PCI_{g\acute{a}s}}{PCI_{gas\acute{o}leo}} \times m_{g\acute{a}s} = \frac{46}{44} \times m_{g\acute{a}s} \quad (3.5)$$

Em que:

$C_{g\text{sequivalente}}$ - Consumo de gás equivalente em gasóleo;

$m_{g\acute{a}s}$ - massa de gás;

$PCI_{gas\acute{o}leo}$ - Poder calorífico inferior gasóleo em kJ/g

$PCI_{g\acute{a}s}$ - Poder calorífico inferior gás em kJ/g

Pelo que o consumo específico será dado pela equação 3.6

$$C_s = \frac{C_t}{E} \quad (3.6)$$

Em que

C_s - Consumo específico total do motor g/kWh;

E- energia produzida pelo motor em kWh;

C_t - consumo total de combustível em g.

Tratando-se apenas de modo Diesel utilizou-se apenas a parte concernente ao gasóleo e considerando o consumo total o consumo de gasóleo.

Uma vez determinada a potência através de aquisição de dados eletronicamente, efetuou-se a edição dos tempos com um cronómetro simultaneamente com a aquisição de dados para posteriormente comparar os tempos parciais a que se fez a medição de consumos de combustível. A obtenção da potência fez-se através de uma média dos valores adquiridos no intervalo de tempo medido.

Elaborada essa comparação sabe-se pela equação 3.7 que a energia depende da potência e que 3600 kJ são 1 kWh de energia. Assim, obtém-se a equação 3.8.

$$P = \frac{E}{t} \quad (3.7)$$

Em que

P- Potência em kW

E- Energia em kJ

t- tempo em segundos (s)

$$E = \frac{P \times t}{3600} \quad (3.8)$$

Em que

P- Potência em kW

E- Energia em kWh

t- tempo em segundos (s)

O cálculo do rendimento que é o inverso do consumo específico, foi obtido usando a equação 3.9:

$$\eta = \frac{\dot{m} * 3600}{C_s * PCI_{gas\acute{o}leo}} \quad (3.9)$$

P- Potência em kW

\dot{m} -caudal de gasóleo em g/s

C_s - Consumo específico total do motor g/kWh;

$PCI_{gas\acute{o}leo}$ - Poder calorífico inferior gasóleo em kJ/kg;

3.2.4 Escolha do injetor de gás

A escolha de um injetor de gás foi por um processo iterativo. Começou-se com a utilização de um reservatório de gás muito pequeno (200g de gás) que se demonstrou inutilizável pois a pressão de saída da válvula do reservatório era demasiado pequena para alimentar o motor, fornecendo caudais demasiado

pequenos. Senão vejamos, se quisermos produzir os mesmos 7kW do motor, e considerando um rendimento de 30%, seriam necessário 21 kW de gás. Observando a Tabela D 1, no anexo D, verifica-se que um injetor de 6 mm de diâmetro, já sem restrições, produz metade da potência necessária, em todos os casos com o máximo de caudal possível.

Após se ter concluído da impossibilidade de usar este reservatório utilizou-se um reservatório de 2kg de gás. Com o mesmo injetor de 6 mm de diâmetro efetuaram-se medições, tendo sido o resultado apresentado na Tabela D 2 e na Tabela D 3 do Anexo D.

Os resultados das médias efetuadas são os apresentados na Tabela 3-5.

Tabela 3-5-Medias dos caudais para as várias posições da válvula de gás

“Carga”	Caudal (g/s)	P _{gás} (kW)
1/2	0,075	3,45
1	0,325	14,97
1+1/4	0,512	23,55
1+1/2	0,712	32,74

Como se pode verificar neste caso o caudal de gás já é suficiente e capaz de produzir as potências pretendidas.

Contudo foi possível observar ainda que devido à pequena quantidade de gás armazenado, consoante o seu consumo e redução de pressão no interior e consequentemente diminuição de temperatura, a taxa de vaporização do gás era menor causando variações indesejadas no caudal.

O caudal varia com a temperatura interior, que segundo a lei dos gases ideais, expressa na equação 3.10, varia proporcionalmente com a pressão.

$$pV = m\bar{R}T \quad (3.10)$$

Em que:

p- Pressão em Pa

V- Volume em m³

m- Massa de gás em kg

\bar{R} - Constante dos gases ideais J/kg.K

T- Temperatura em K

3.3 Ensaios em modo Diesel e modo *Dual*.

Os ensaios em modo Diesel foram efetuados com o objetivo de se determinar as curvas do motor e compara-las com as originais. Por outro lado, podem-se obter curvas de motor para vários regimes de funcionamento e de carga. Assim pode-se fazer a comparação com as obtidas no modo *Dual Fuel*.

Foram realizados um total de 15 ensaios válidos, 4 em modo Diesel e os restantes em modo *Dual Fuel*.

Para se realizar os ensaios dividiu-se a carga Diesel em 4 partes. Assim poder-se-á realizar o ensaio com gasóleo e posteriormente adicionar gás (*Dual*) medindo assim binário, potência, temperaturas e consumos.

Para uma melhor percepção do que se efetuou dividiu-se a carga do motor pela posição da válvula que regula a quantidade de gasóleo (4 partes-1/4;1/2;3/4 e carga total) e a válvula que regula a entrada de gás pelo numero de voltas da maneta que a abre/fecha (1/2 volta, 1 volta, 1+1/2 ou 1+1/4 volta). Um resumo dos ensaios efetuados pode ser verificado na

Tabela 3-6, onde consta, a carga gasóleo, a carga do gás e o nome dado ao ensaio

Tabela 3-6. Resumo dos ensaios efetuados

Nome	Gasóleo	Gás
Diesel1	1/4	0
<i>Dual</i> 1	1/4	1/2
<i>Dual</i> 2	1/4	1
<i>Dual</i> 3	1/4	1+1/2
Diesel 2	1/2	0
<i>Dual</i> 4	1/2	1/2
<i>Dual</i> 5	1/2	1
<i>Dual</i> 6	1/2	1+1/4
<i>Dual</i> 7	1/2	1+1/2
Diesel 3	3/4	0
<i>Dual</i> 8	3/4	1/2

<i>Dual</i> 9	3/4	1
Diesel 4	1	0
<i>Dual</i> 10	1	1/2
<i>Dual</i> 11	1	1

3.4 Ensaios a Diesel

No ensaio Diesel 4, efetuado com máxima carga de gasóleo, usou-se apenas este combustível de forma a poder comparar-se os valores obtidos com os das curvas especificadas pelo fabricante. Este ensaio realizou-se com uma temperatura ambiente de 23 °C.

O binário medido foi mais baixo que o especificado bem como a potência, como se pode observar no Gráfico 3-2 e no Gráfico 3-3. Este fenómeno pode ter acontecido por variadas razões. Uma delas pode ser o facto de o motor ser novo e carecer de alguma rodagem. Outra poderá ser as temperaturas de trabalho do motor diferentes das usadas pelo fabricante, que não são por este especificadas. Pode haver diferenças significativas na temperatura ambiente bem como no tipo de óleo utilizado.

O ensaio a $\frac{3}{4}$ da carga total de Diesel foi efetuado a uma temperatura ambiente de 23 °C, e tal como nos outros, este ensaio teve como principal objetivo, obter as curvas de binário e potência, bem como de consumo específico e temperaturas. Pode-se observar que nesta situação o binário e potência baixaram em todos os regimes, relativamente à carga total, como se pode observar no e no Gráfico 3-2 e no Gráfico 3-3, como seria de esperar pois se coloca menos combustível.

A forma da curva é pouco convencional e não muito similar à de carga total.

Colocando o motor em $\frac{1}{2}$ da carga total de gasóleo efetuaram-se testes de modo a permitir obter de igual forma as curvas de binário, potência, temperaturas e consumo específico. O ensaio Diesel 2, foi feito a uma temperatura ambiente de 24 °C. Como se pode observar no Gráfico 3-2 e no Gráfico 3-3 a curva Diesel de potência e binário é um pouco diferente das anteriores em modo Diesel, assim como aconteceu com $\frac{3}{4}$ carga.

O teste com funcionamento a $\frac{1}{4}$ de carga total de gasóleo foi efetuado a uma temperatura ambiente de 21 °C. Como no anterior ensaio em modo Diesel 2 ($\frac{1}{2}$ da carga de gasóleo) não existe nenhuma semelhança

na curva com as de $\frac{3}{4}$ e carga total de gasóleo. As curvas de binário e potência podem ser observadas no Gráfico 3-2 e no Gráfico 3-3.

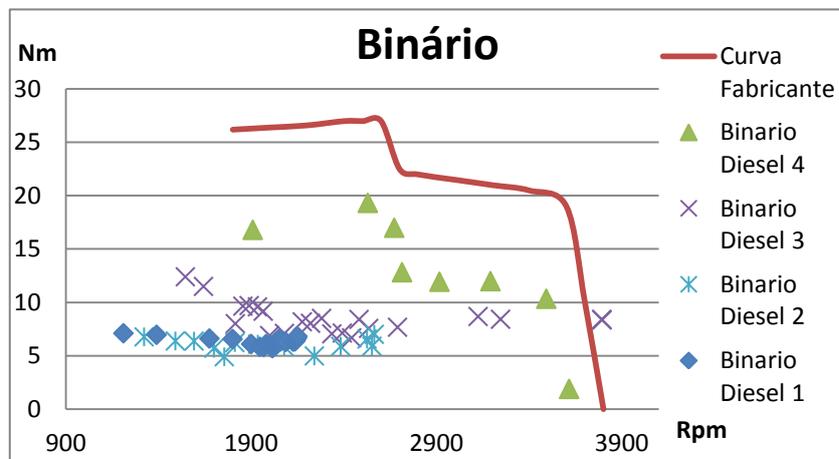


Gráfico 3-2-Curvas de binário a gasóleo

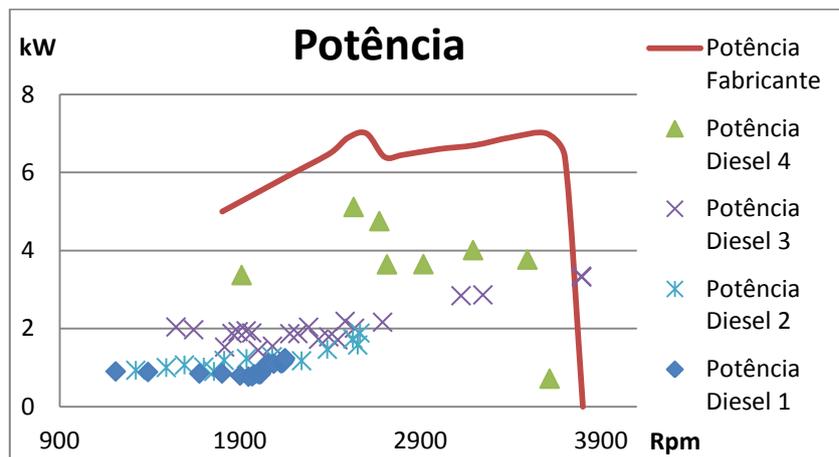


Gráfico 3-3-Curvas de potência a gasóleo

No Gráfico 3-4 e no Gráfico 3-5 podemos observar, as curvas das temperaturas de gases de escape consumo específicos a gasóleo medidas e do fabricante.

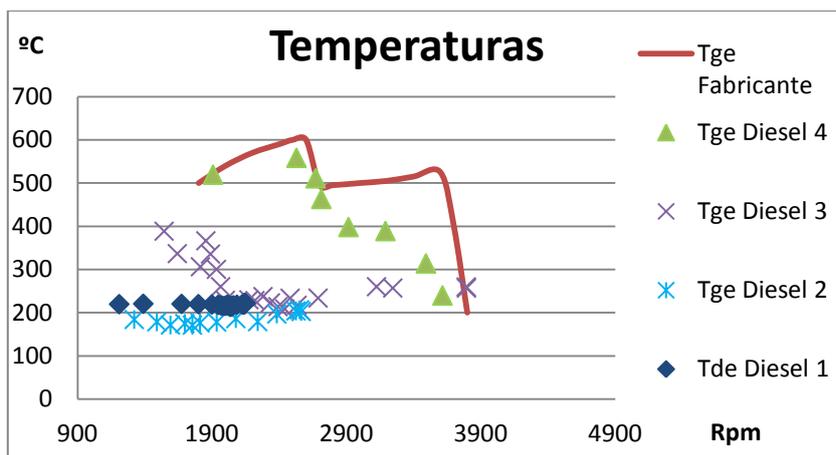


Gráfico 3-4-Temperaturas de gases de escape a gasóleo

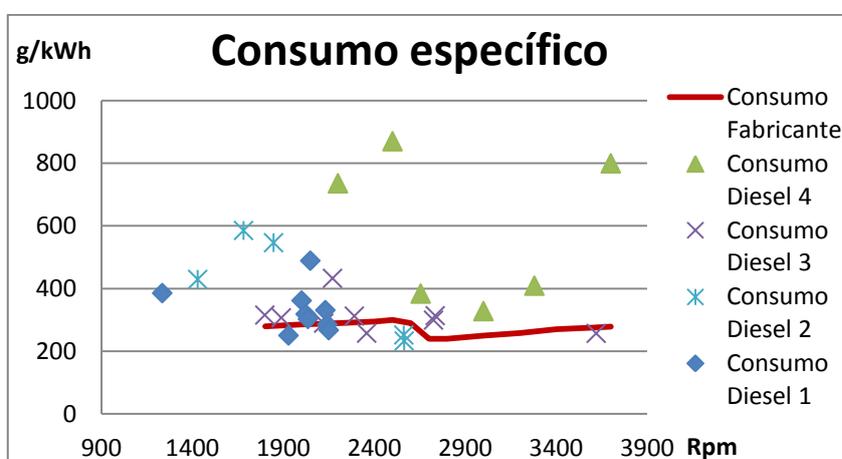


Gráfico 3-5-Consumos específicos a gasóleo

3.5 Ensaios a *Dual Fuel*

Os ensaios a *Dual Fuel* foram divididos em 4 partes, consoante a carga de gasóleo. Os ensaios a *Dual Fuel* foram numerados de 1 a 10, conforme se ilustrou na

Tabela 3-6 e os caudais de gás correspondentes podem ser observados na Tabela 3-5.

3.5.1 Ensaio *Dual-Fuel*: carga total de gasóleo e gás

Em termos de funcionamento a *Dual Fuel* testou-se o motor em duas situações. Como se pode observar na

Tabela 3-6, o ensaio com o nome *Dual 10* corresponde a $\frac{1}{2}$ da “carga” com um caudal de gás de 0.075 g/s, e o *Dual 11* a uma volta da válvula com um caudal de gás de 0.325 g/s.

O ensaio *Dual 10* foi efetuado a uma temperatura ambiente de 25 °C. Além de se poder dizer que a forma da curva poder-se-ia aproximar da do Diesel, os valores de binário são em quase todos os regimes mais baixos e bastante irregulares das 2500 às 3300 rpm o que pode levar a concluir que existem combustões

irregulares e “*knock*” devido as vibrações e sons de “grilar”. Em termos de potência o resultado é semelhante, sendo apenas de salientar que se consegue maiores velocidades e a partir das 3500 rpm o binário e potência sobem relativamente ao Diesel. No ensaio efetuado, as curvas não “caem” o que acontece nos outros ensaios a carga total e é normal acontecer nos motores de combustão interna.

O ensaio *Dual* 11, efetuado com uma temperatura ambiente de 22 °C, promoveu algumas novidades. Embora a curva possa assumir em termos geométricos uma forma semelhante à do Diesel, os valores de binário e potência são mais elevados e não foi possível manter o motor abaixo das 2500 rpm. Contudo atingiu às 4125 rpm. A curva tende a “cair” a partir das 4050 rpm, e o binário e potência máximas ocorrem em rotações mais elevadas. Contudo em termos de potência consegue-se assim, e apenas assim, chegar perto do fabricante, observados na Figura 3-1. Denota-se também alguma variação dos valores de binário e potência em alguns regimes, nomeadamente das 2900 às 3500 rpm o que uma vez mais induz que nestes regimes podem ocorrer falhas de combustão e *knock*. Eventualmente tanto neste como no 1º ensaio poder-se-ia testar o atraso da injeção de forma a verificar se este fenómeno ocorria da mesma forma. Contudo o sistema era de injetor-bomba não sendo flexível nesse aspeto.

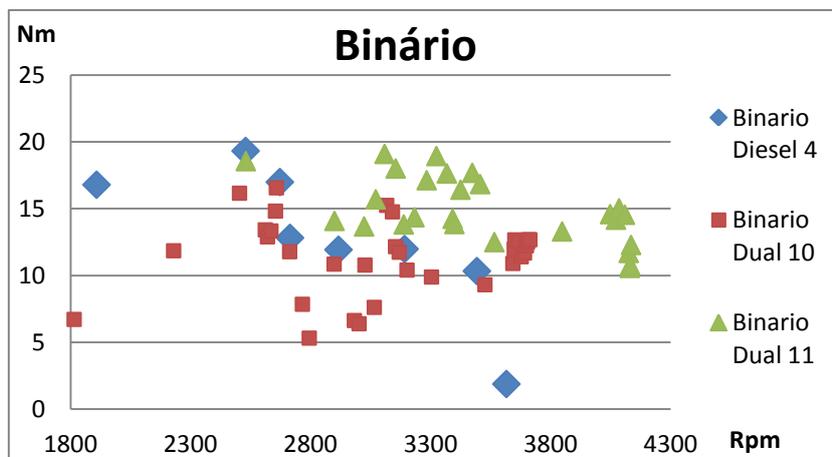


Gráfico 3-6- Curvas de Binário Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

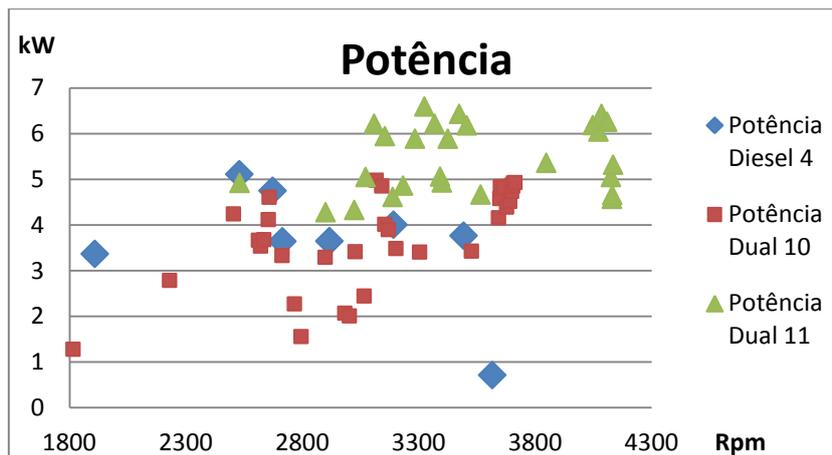


Gráfico 3-7- Curva Potência Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

Em termos dos ensaios a *Dual*, no *Dual* 10 observa-se que o consumo é ligeiramente mais elevado que o Diesel 4, pese embora decresça a mais elevadas rotações enquanto o Diesel aumenta, como se observa no Gráfico 3-8 e numa análise ao rendimento no Gráfico 3-9. No Gráfico 3-10 podemos observar que as temperaturas de gases de escape são ligeiramente mais elevadas que na situação Diesel 4 e as temperaturas do motor são igualmente mais elevadas como se observa no Gráfico 3-11.

No ensaio *Dual* 11 o consumo é um pouco mais elevado que o Diesel em alguns regimes, mas bastante estável num alargado regime de funcionamento, como se verifica no Gráfico 3-8. O rendimento chega aos 46%, semelhante ao Diesel, mas a rotações mais elevadas. As temperaturas de gases de escape são mais baixas que o *Dual* 10, mas mais elevadas que o Diesel. Já no que concerne ao motor são um pouco mais elevadas que o Diesel mas mais baixas que o *Dual* 10 como se observa no Gráfico 3-11

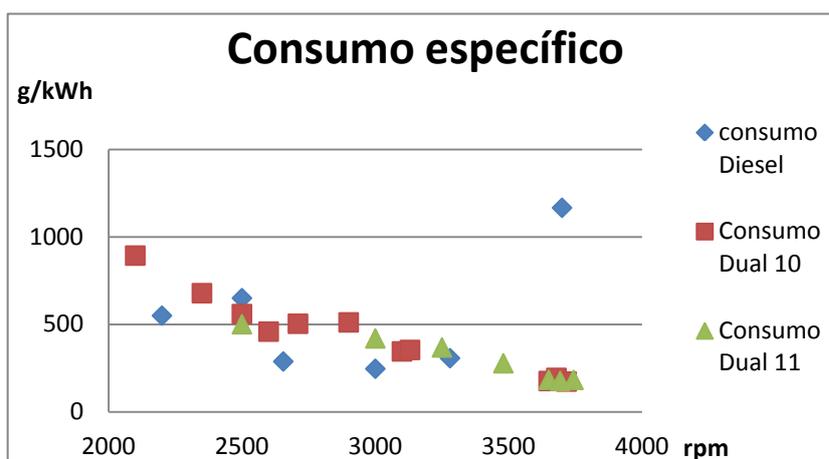


Gráfico 3-8-Curvas consumo Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

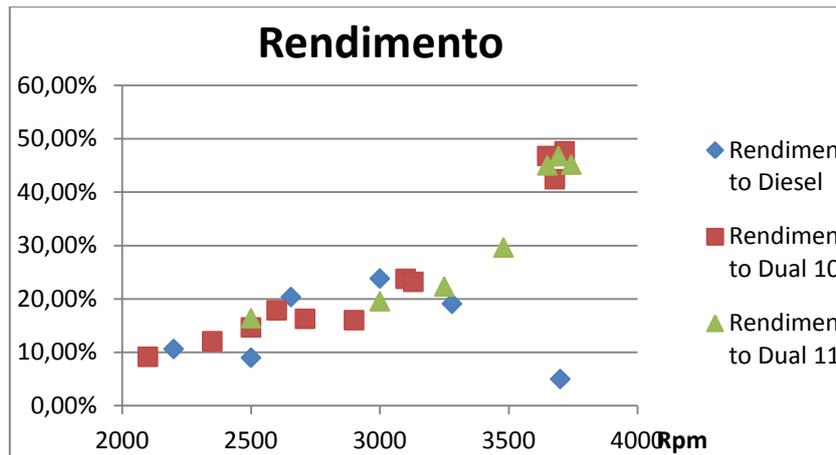


Gráfico 3-9-Curvas rendimento Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

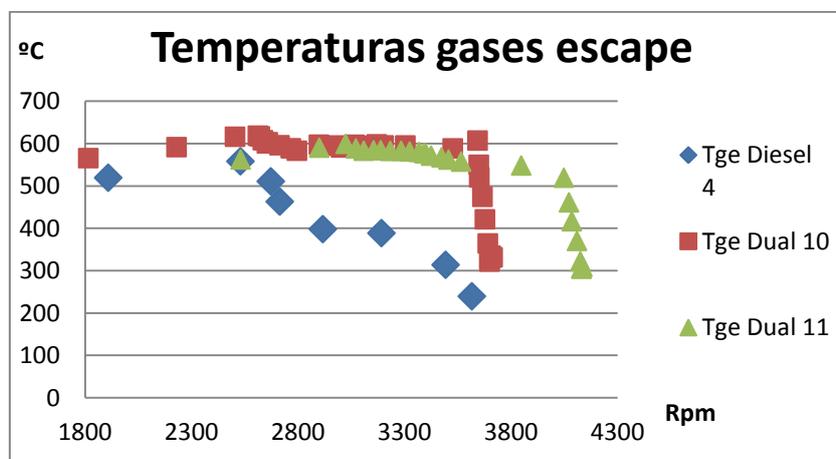


Gráfico 3-10-Curvas Temperatura gases escape Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

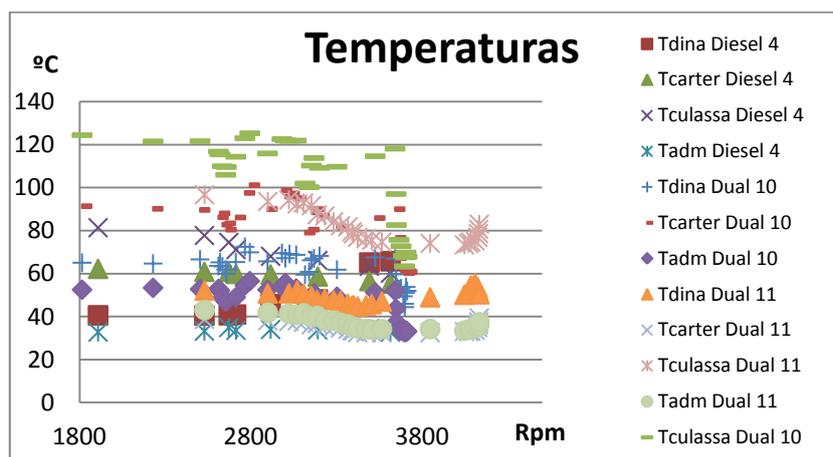


Gráfico 3-11-Temperaturas Diesel e *Dual* a carga total gasóleo

3.5.2 Ensaio *Dual-Fuel*: 3/4 carga de gasóleo e gás

O ensaio a *Dual*, designado por *Dual* 8, com 1/2 da válvula de gás aberta, ocorreu com uma temperatura ambiente de 23 °C. Na curva de potência e binário deste ensaio já se pode verificar, no Gráfico 3-12 e no

Gráfico 3-13, alguma semelhança com a de carga total, quer em forma quer em número. Embora a velocidade atingida seja ligeiramente mais baixa que a carga total é superior à de $\frac{3}{4}$ de carga Diesel (Diesel 3). Em termos de binário e potência houve aumentos significativos que em determinados regimes foram o dobro.

No *Dual*/9, com um caudal de gás de 0.325 g/s, a forma da curva não se alterou, mas existem mais oscilações. Os valores de binário e potência aumentaram ligeiramente bem como a velocidade de rotação, como se observa no Gráfico 3-12 e no Gráfico 3-13.

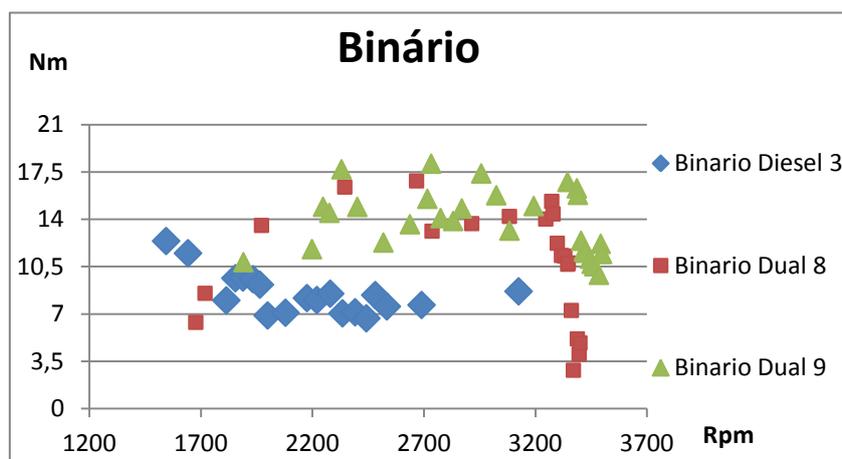


Gráfico 3-12- Curva de Binário de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ gasóleo

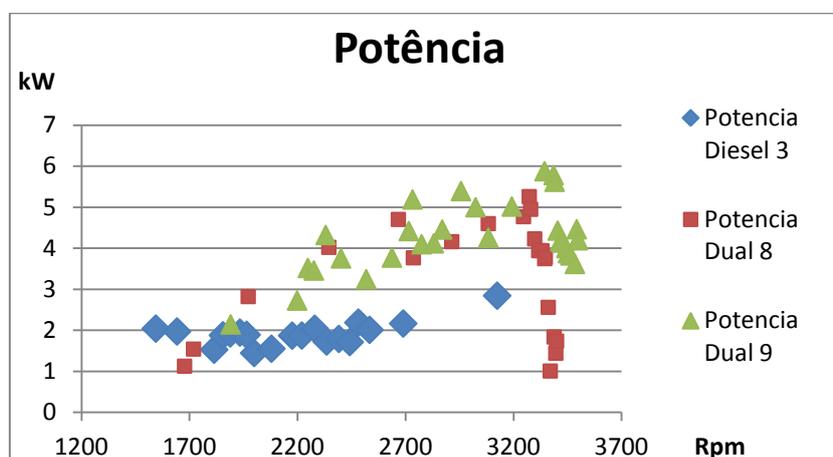


Gráfico 3-13-Curva de Potência de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ gasóleo

Em termos de temperaturas, o teste Diesel 3 comparado com os de *Dual*, a temperatura dos gases de escape é muito mais baixa, como se observa no Gráfico 3-14. Nestes últimos é semelhante em número e forma Diesel 4, a carga total de gasóleo, corroborando assim a ideia já apresentada no binário e potência. As temperaturas de motor sobem significativamente (30 a 40 °C) relativamente a $\frac{3}{4}$ de Diesel, como se observa no Gráfico 3-15.

No que respeita a consumos e rendimentos verificamos que o *Dual 8* é mais eficiente que o $\frac{3}{4}$ Diesel em alguns regimes, estando limitada medição pois para baixo das 2500 rpm o motor não é fácil de se manter num estado estacionário, como comprova a curva de binário onde este aumenta de forma bastante acentuada.

Comparando então as curvas de *Dual 8* e 9 com as de Diesel 3 pode-se observar consumos mais baixos para as mesmas gamas de potências que o Diesel 10 e, tendo o *Dual 8* em alguns regimes melhores consumos que o Diesel 4 e os *Dual* (10 e 11) a carga total de Diesel. Podendo-se afirmar que o *Dual 8* será em determinados regimes um bom substituto do Diesel a carga total, pois o *Dual 9* parece ter combustões mais irregulares que o *Dual 8*.

Podemos observar Gráfico 3-17 que o *Dual 8* pode apresentar rendimentos elevados, sendo por isso bastante eficaz.

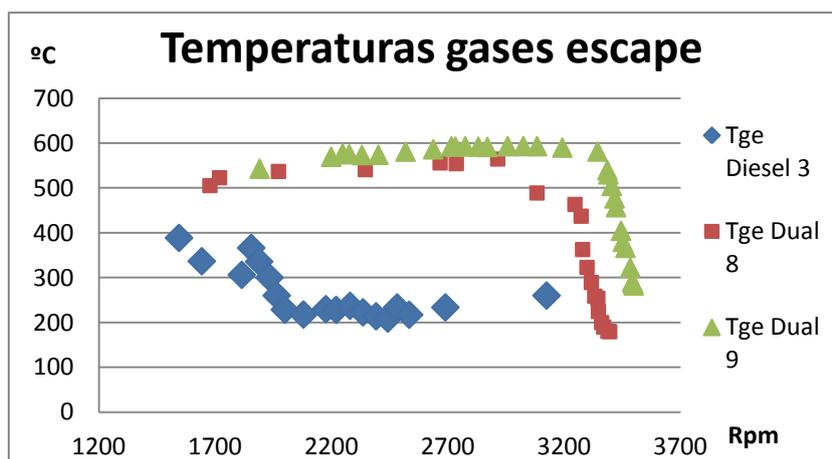


Gráfico 3-14-Temperaturas gases escape de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ gasóleo

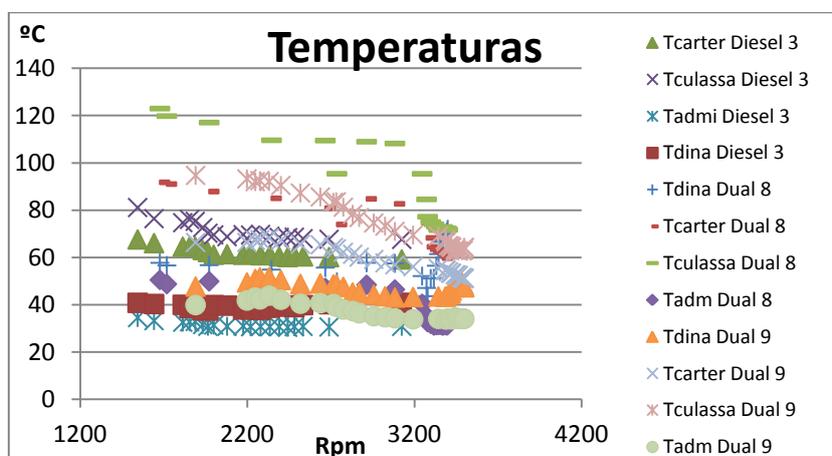
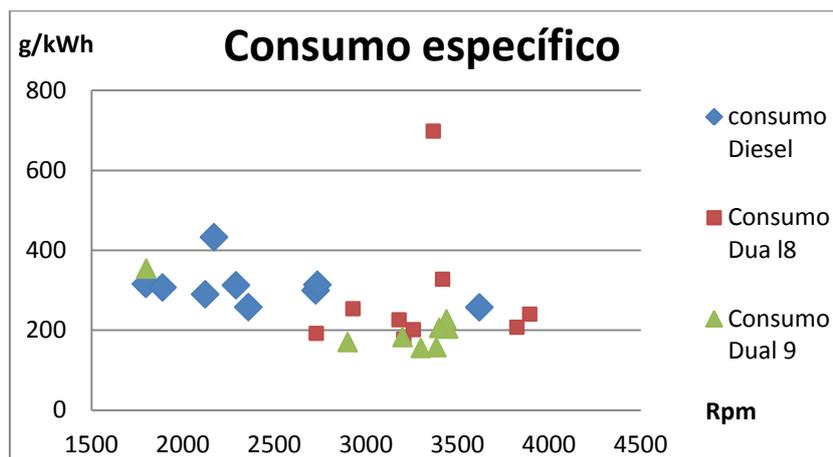
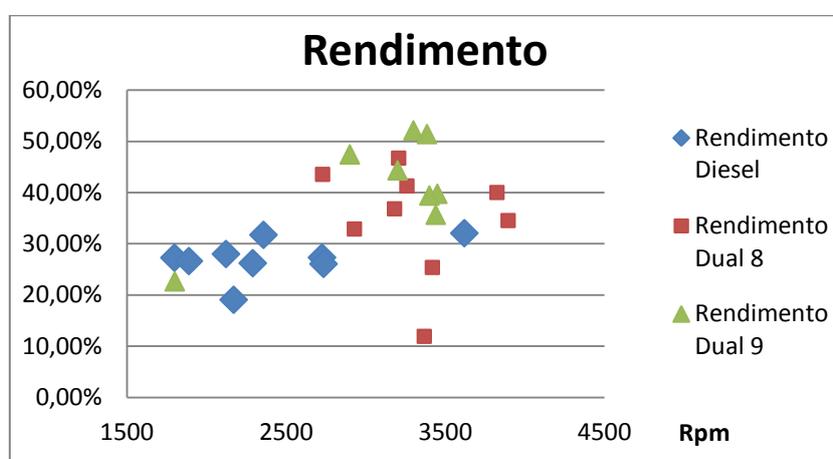


Gráfico 3-15- Curvas de Temperaturas de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ Diesel

Gráfico 3-16- Curvas de consumo de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ DieselGráfico 3-17- Curvas de rendimento de $\frac{3}{4}$ Diesel e *Dual* a $\frac{3}{4}$ Diesel

3.5.3 Ensaio *Dual Fuel*: $\frac{1}{2}$ carga gasóleo e gás

Em termos de funcionamento do motor em modo *Dual*, foram efetuados 4 ensaios (*Dual* 4,5,6 e 7) com a quantidade de gás a aumentar respetivamente do 4 ao 7.

Nos ensaios *Dual* 4 e 5, com caudal de 0.075 e 0.325 g/s respetivamente, pode-se observar, no Gráfico 3-18 e no Gráfico 3-19 que o binário e potência baixaram, pese embora no *Dual* 5 a velocidade de rotação ter aumentado. No *Dual* 4, além de muito “grilar” o que indicia *knock*, o motor não funcionava bem, foi impossível rodá-lo a velocidades diferentes das observadas. O ensaio *Dual* 4 e o *Dual* 5 foram efetuados no com uma temperatura ambiente de 25 °C.

No caso dos ensaios, *Dual* 6 e 7, com um caudal de 0.51 e 0.71 g/s, respetivamente, o binário sobe em determinados regimes para mais do dobro, como se pode observar no Gráfico 3-18. Em ambos os casos foi, possível aumentar não só o binário mas o próprio regime de funcionamento do motor. Em termos de potência

o resultado é semelhante, como se verifica no Gráfico 3-19. Além deste aumento generoso de potência e binário a geometria das curvas aproxima-se da de $\frac{3}{4}$ e carga total a Diesel bem como dos *Dual* a estas cargas.

Os testes *Dual* 6 e 7 foram realizados com uma temperatura ambiente de 24 °C e 27 °C respetivamente.

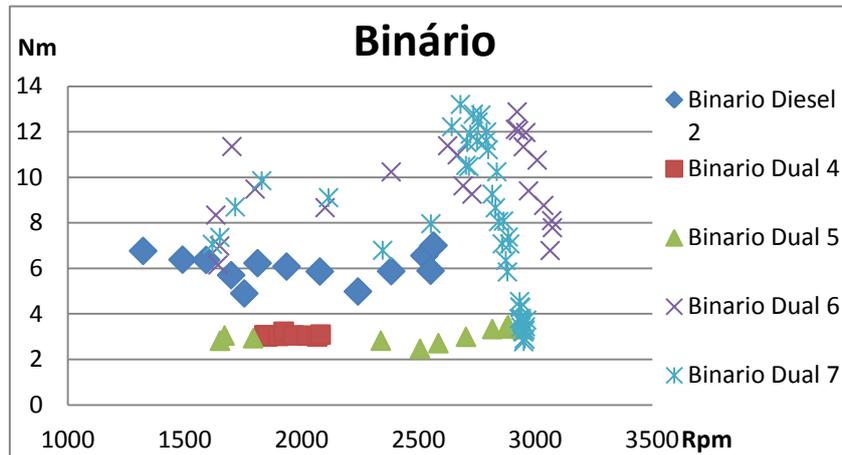


Gráfico 3-18-Curva Binário $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ gasóleo

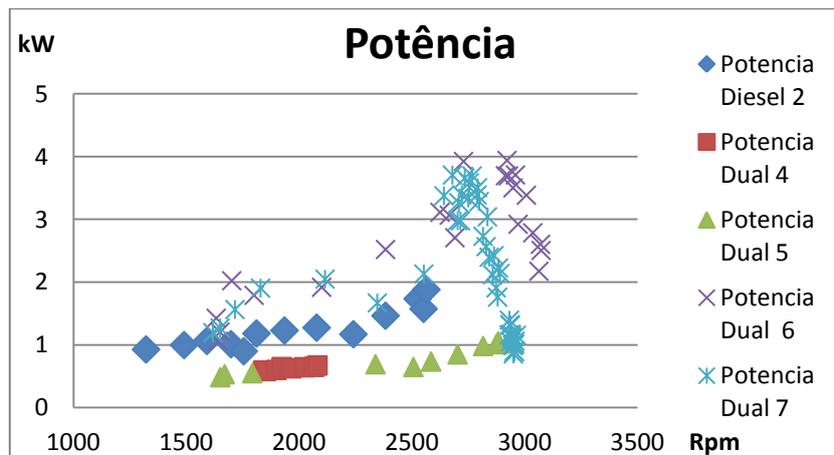


Gráfico 3-19-Curva Potência $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ gasóleo

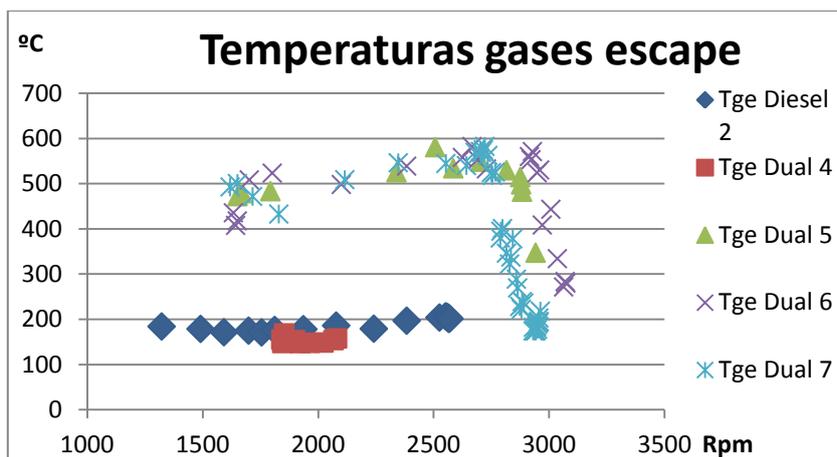


Gráfico 3-20-Curva temperaturas gases escape $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ gasóleo

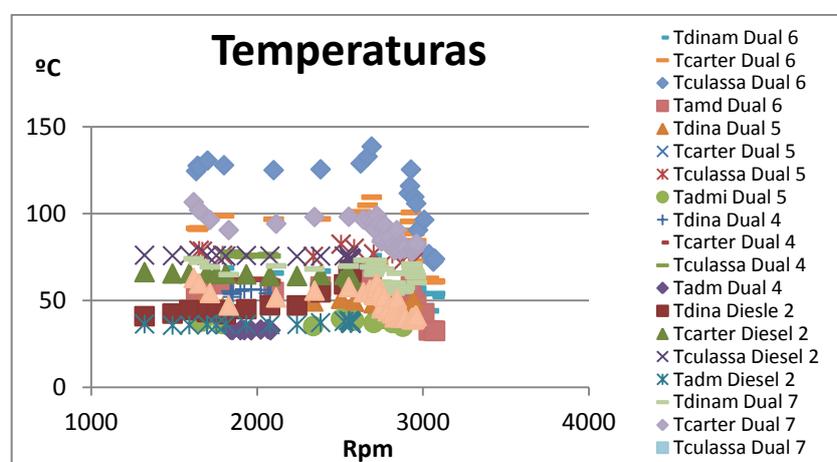


Gráfico 3-21-Curva Temperaturas $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ Diesel

No caso de temperaturas em todos os casos o modo *Dual* fez aumentar as temperaturas dos gases de escape para aproximadamente o dobro, como se observa no Gráfico 3-20. Em termos de temperaturas de culassa e cárter o aumento é significativo também, podendo em determinadas situações serem dramáticas atingindo 130 °C na culassa, como pode ser observado no Gráfico 3-21. Pode-se assim afirmar que para o funcionamento em modo *Dual* é necessário um arrefecimento mais eficiente.

No que diz respeito a consumo e rendimentos, o ensaio *Dual* 4 por devido à sua irregularidade e baixo regime de funcionamento não foi possível medir. Contudo nos restantes o consumo do $\frac{1}{2}$ Diesel é bastante baixo. No caso do *Dual* 5 o consumo é muito elevado tendo em conta o baixo binário e potência obtido.

Observando o Gráfico 3-23, do rendimento, pode-se observar que o do $\frac{1}{2}$ Diesel é elevado, mas ultrapassado pelos *Dual* 6 e 7, embora o consumo específico seja semelhantes em parte dos regimes. Observa-se que o *Dual* 6 possui um consumo mais baixo que todos os outros ensaios e possui maior potência e binário.

Assim pode-se dizer que o ensaio *Dual* 6, pode ser um substituto do Diesel a $\frac{3}{4}$ carga (Diesel 3), pois conseguem-se binários semelhantes com consumos mais baixos. O *Dual* 7 possui o problema das combustões parecerem mais irregulares e o surgimento de “*knock*” nestes motores ser um receio constante

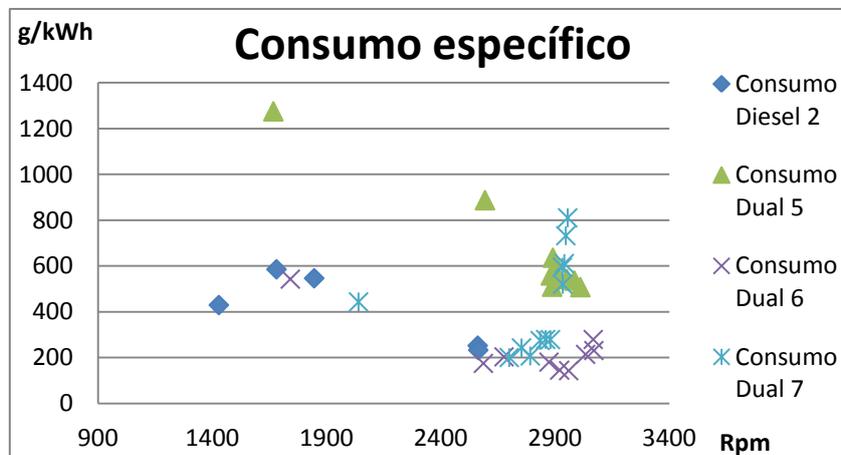


Gráfico 3-22-Curva consumo $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ gásóleo

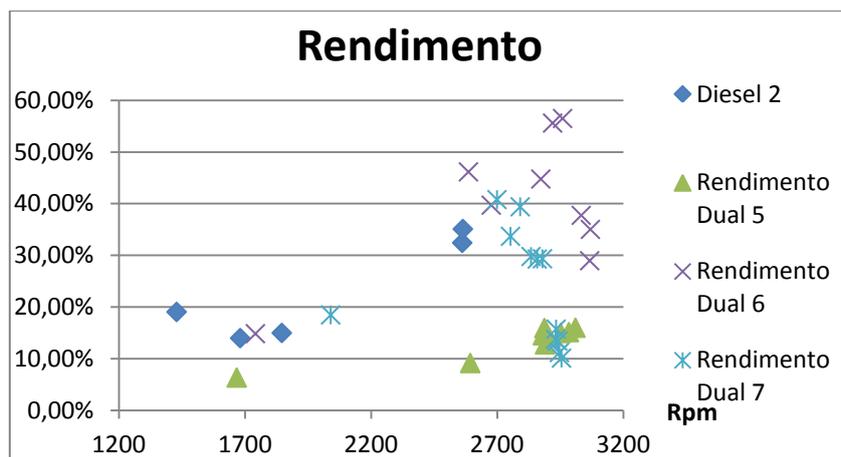


Gráfico 3-23-Curva rendimento $\frac{1}{2}$ carga Diesel e *Dual* a $\frac{1}{2}$ gásóleo

3.5.4 Ensaio *Dual Fuel*: $\frac{1}{4}$ carga gásóleo e gás

. Como se pode observar no Gráfico 3-24 e no Gráfico 3-25 a potência e binário neste ensaio em modo *Dual* baixam drasticamente.

No ensaio *Dual* 2, tende-se a denotar que a curva é um “final” da curva de Diesel, pois não se consegue baixar da rotação demonstrada no Gráfico 3-24 e no Gráfico 3-25. Em termos de potência e ligeiramente mais elevada no início da curva e término da curva de Diesel.

O ensaio *Dual* 3, embora tenda expectavelmente a descer, num razoavelmente alargado regime de funcionamento aumenta o binário, a potência e a velocidade do motor.

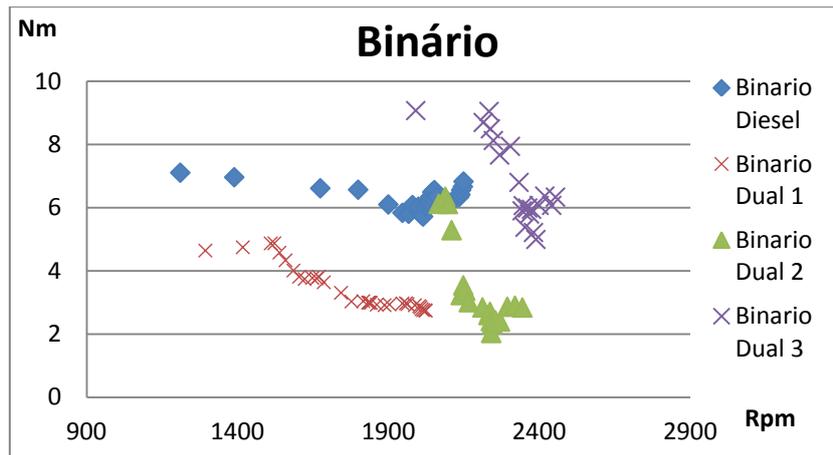


Gráfico 3-24- Curva Binário a ¼ Diesel e Dual a ¼ gasóleo

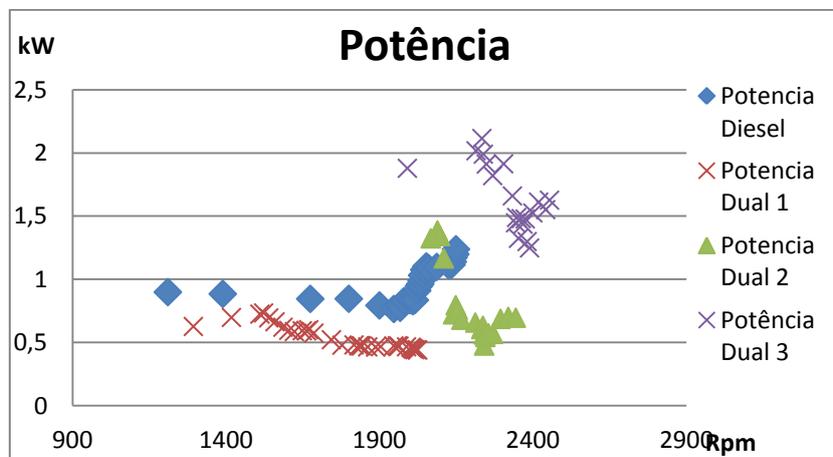


Gráfico 3-25-Curva Potência a ¼ Diesel e Dual a ¼ gasóleo

Uma vez mais, a semelhança dos restantes ensaios *Dual*, pode-se observar no Gráfico 3-26 que a temperatura de gases de escape sobe substancialmente bem como a temperatura do motor, como se observa no Gráfico 3-27.

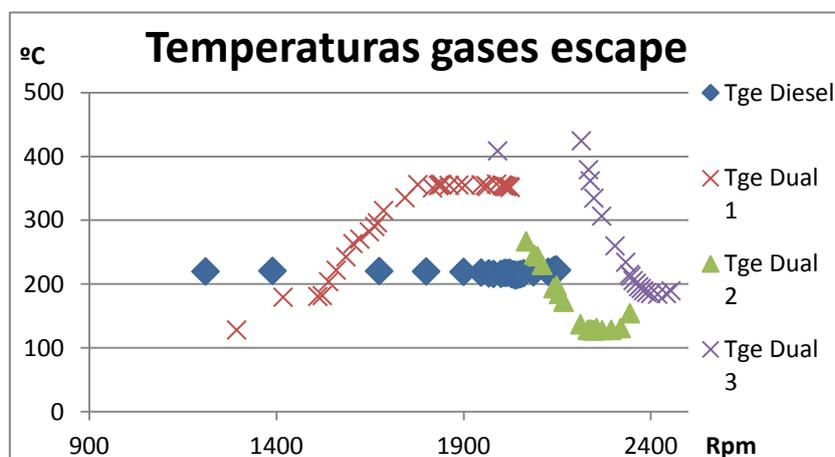


Gráfico 3-26-Curvas temperatura gases escape ¼ Diesel e Dual a ¼ Diesel

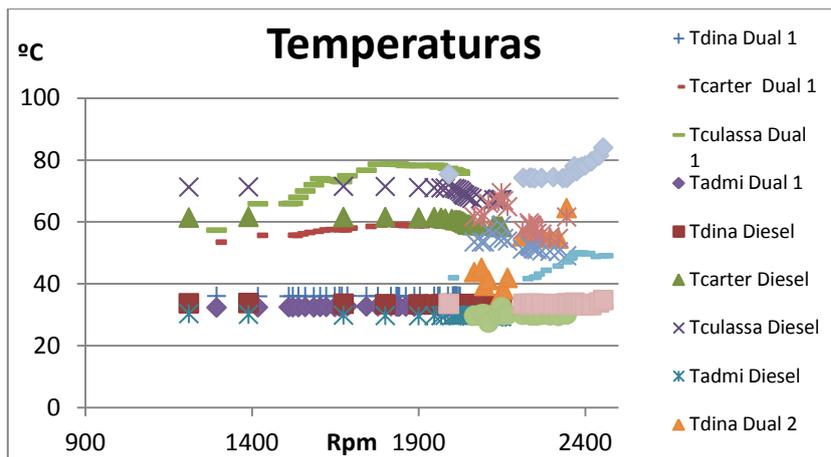


Gráfico 3-27- Curvas temperatura ¼ Diesel e Dual a ¼ Diesel

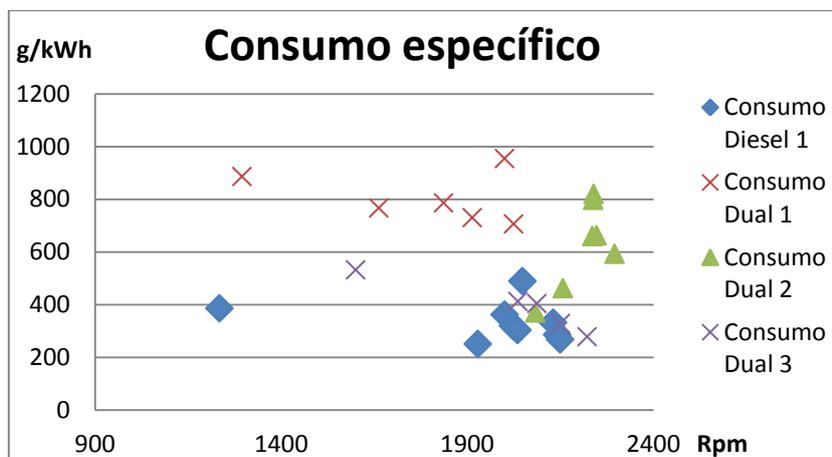


Gráfico 3-28-Curva consumo a ¼ Diesel e Dual a ¼ Diesel

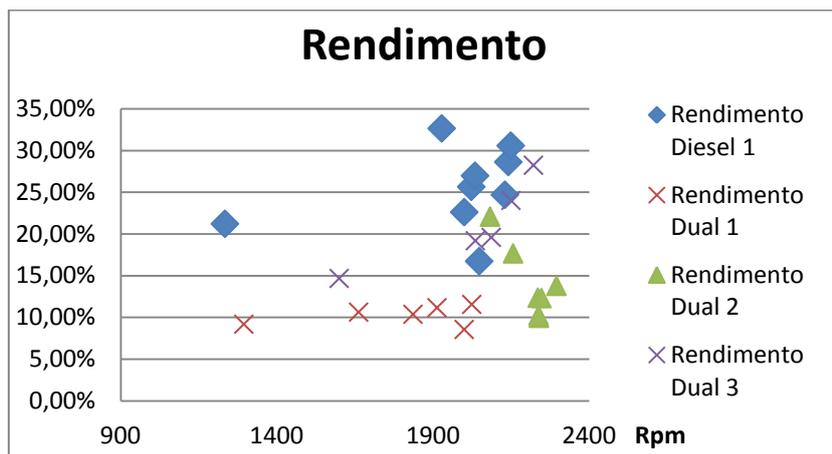


Gráfico 3-29-Curva rendimento a ¼ Diesel e Dual a ¼ Diesel

No que toca a consumos, Gráfico 3-28 mostra que no ensaio a Dual 1 e 2 estes aumentam. O ensaio a Dual 3 prova que em determinados regimes o consumo deste funcionamento é semelhante ao do Diesel ou mais baixo.

Fazendo uma comparação destas curvas com as de ½ carga Diesel, verifica-se que o *Dual* 3 possui binários semelhantes ao Diesel 2 podendo este ser tido como um “final” de curva convencional, pese embora não seja muito vantajoso substituir o gasóleo por gás a baixas cargas.

É no entanto conveniente salientar que a já baixa suavidade do motor piora em regimes *Dual*, e mais gravoso a cargas baixas de gasóleo com gás.

3.6 Análise dos resultados

Na Tabela 3-7, podemos observar um resumo dos resultados efetuados. Nestas constam os ensaios, a potência, binário, velocidade rotação e consumo máximos, bem como o menor consumo, e a potência, binário e velocidade de rotação desse acontecimento.

Tabela 3-7-Resumo dos resultados dos ensaios efetuados

Nome	Diesel	Gás	P _{max} kW	rpm@ P _{max}	Consumo @ P _{max} g/kWh	B _{max} Nm	rpm @ B _{max} x	P@ Cs _{min} kW	B@ Cs _{min} Nm	rpm @ Cs _{min}	Cs g/kWh
Diesel1	1/4	0	1,239	2149	267	7	1211	1,17	5,8	1928	250
<i>Dua1</i>	1/4	1/2	0,735	1528	800	4,9	1528	0,57	3	2024	706
<i>Dua2</i>	1/4	1	1,308	2088	370	6,4	2088	1.288	5,9	2083	370
<i>Dua3</i>	1/4	1+1/2	2,11	2233	283	9	1990	2.11	8,88	2222	283
Diesel 2	1/2	0	1,88	2564	233	7	2564	1.88	6,9	2564	233
<i>Dua4</i>	1/2	1/2	0,67	2081		3,1	2081				
<i>Dua5</i>	1/2	1	1,03	2879	510	3,4	2879	1	2,38	2593	508
<i>Dua6</i>	1/2	1+1/4	3,94	2922	145	13	2922	3.71	11.97	2959	143
<i>Dua7</i>	1/2	1+1/2	3,69	2769	239	13	2734	2.98	10.53	2700	197
Diesel 3	3/4	0	3,24	3619	257	12	1544	3,24	8,47	3619	257
<i>Dua8</i>	3/4	1/2	5,26	3273	150	17	2667	3,76	13	2729	127
<i>Dua9</i>	3/4	1	5,87	3344	156	18	2331	5.8	16.5	3300	155
Diesel 4	1	0	5,11	2529	870	19	2529	3,9	12	3000	328

<i>Dual</i> 10	1	1/2	4,98	3117	345	16	2504	4,9	12,7	3717	171
<i>Dual</i> 11	1	1	6,59	3324	290	19	3108	5.187	13.4	3693	174

Na Figura 3-18 observa-se um esquema onde se pode perceber para os vários regimes de funcionamento, binário e velocidade, qual dos ensaios será o mais eficiente em termos e consumo e rendimento. Assim a cada cor corresponde dos ensaios da legenda e verificou-se qual deles tem o consumo mais baixo e criou-se um conjunto de “áreas” onde estes podem ser usados.

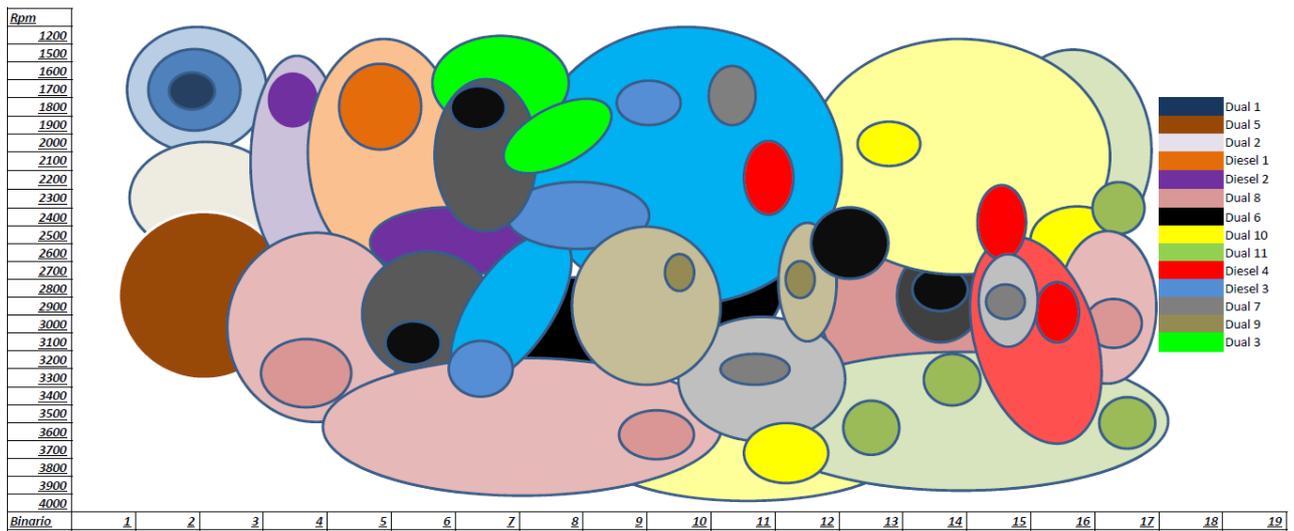


Figura 3-18-Optimização do consumo em vários regimes de funcionamento em Dual Fuel

Na Figura 3-19 observa-se as curvas iso, que são a transformação a duas dimensões da tabela que deu origem à Figura 3-18 e ao Gráfico 3-30.

No Gráfico 3-30 podemos observar a curva 3D que relaciona o binário, a velocidade e o consumo específico mais baixo, tendo assim uma noção de como é o consumo em todos os regimes do motor, obtida dos valores que permitiram criar a Figura 3-18, isto é o Gráfico 3-30 é a concretização numérica da Figura 3-18. No Gráfico 3-31 observa-se o rendimento pelo que se pode perceber os regimes mais interessantes para trabalhar em contínuo.

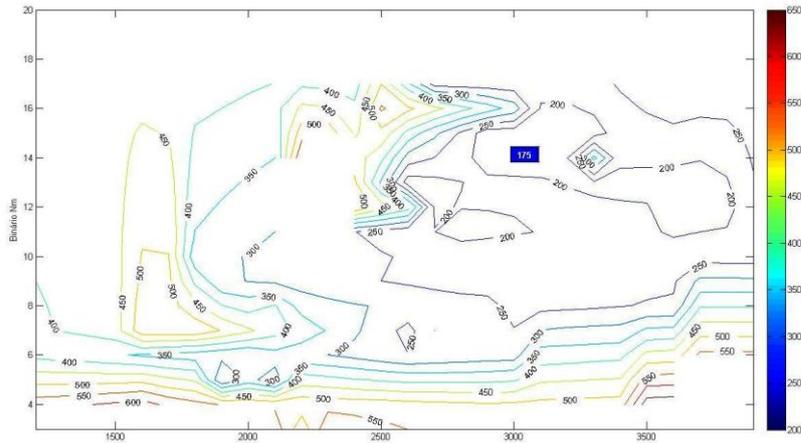


Figura 3-19. Curvas iso binário-rpm-consumo específico

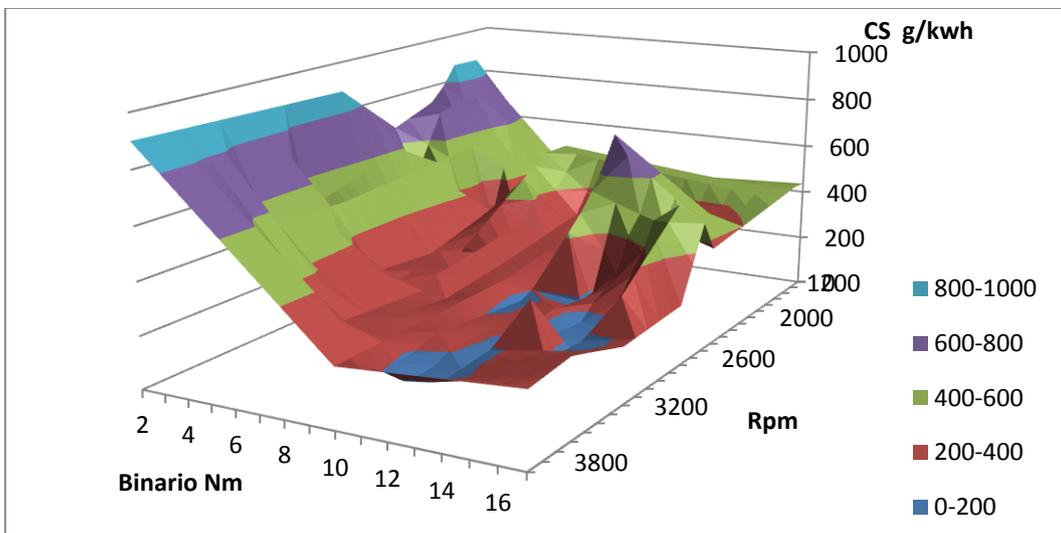


Gráfico 3-30-Curva 3D do consumo específico binário-rpm

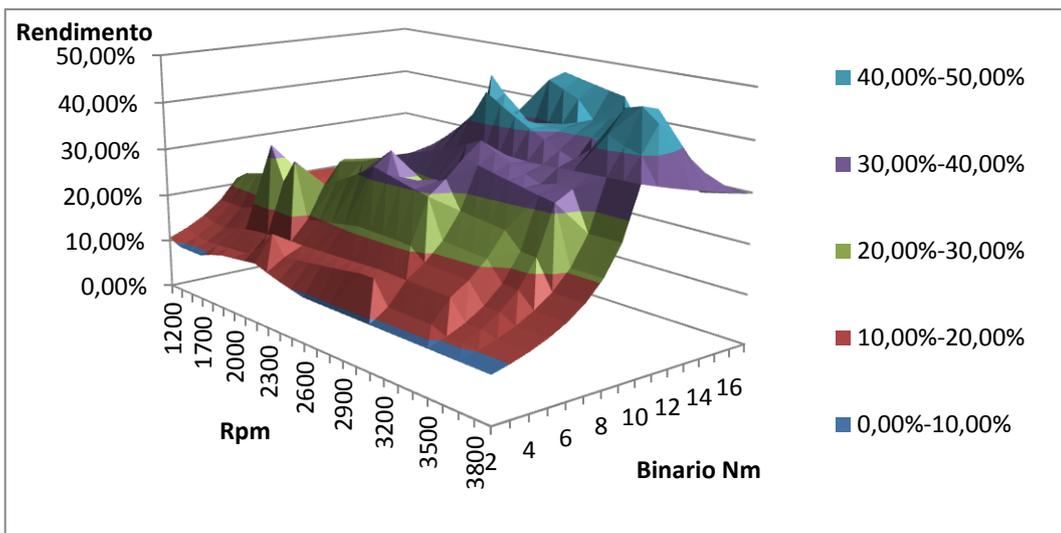


Gráfico 3-31-Curva 3D do rendimento-binário-rpm

4 CONCLUSÃO

As conclusões deste trabalho podem ser divididas em três partes. Numa primeira a preparação do motor, uma segunda os ensaios e trabalhos futuro a finalizar

4.1 Preparação do motor de teste

Para se fazer o programa de testes foi necessário modificar o motor. Uma das tarefas principais foi a construção de um novo coletor de admissão. Esta tarefa que se revestia de alguma complexidade foi concluída com êxito.

A fundição pelo método de moldação com moldes de poliuretano é uma técnica a melhorar mas com enormes vantagens nomeadamente no que se refere à facilidade de maquinagem dos moldes.

4.2 Ensaios com o motor

No que respeita aos testes efetuados com o motor pode-se concluir que no que toca à otimização do consumo e rendimento a melhor estratégia será:

- Para baixas cargas e velocidades usar 25% da válvula de gasóleo aberta sem gás (Diesel 1)
- Para baixas cargas e médias velocidades 50% de gasóleo sem gás (Diesel 2), e para baixas cargas e velocidades elevadas o 50% Diesel e 1+1/4 de válvula de gás (*Dual 6*)
- Para médias cargas e baixas velocidades o mais eficiente é usar 75% de carga gasóleo sem gás (Diesel 3) e médias velocidades 50% Diesel e 1+1/4 de válvula de gás (*Dual 6*), enquanto que para elevadas velocidades 75% gasóleo e 1/2 válvula de gás aberta (*Dual 8*) é o mais indicado.
- Para 75% carga o mais eficiente será usar para baixas velocidades usar carga total de gasóleo e 1/2 válvula de gás (*Dual 10*), para médias 75% gasóleo e 1/2 válvula de gás aberta (*Dual 8*) e para elevadas carga total de gasóleo e 1 volta de válvula de gás (*Dual 11*);
- Para elevadas cargas será mais recomendado para melhores consumos usar, para baixas e elevadas velocidades carga total de gasóleo e 1 volta de válvula de gás (*Dual 11*) e para médias velocidades 75% gasóleo e 1/2 válvula de gás aberta (*Dual 8*).

4.3 Trabalhos futuros

Numa tentativa de dar seguimento ao trabalho elaborado alguns melhoramentos poderiam ser efetuados. Por isso sugere-se algumas alterações:

- Fornecimento de gás num reservatório maior, com controlo sobre a pressão de injeção;
- Medição anterior de caudal de gás para várias pressões de injeção, pesando o gás numa balança de maiores dimensões;
- Modificação do sistema de fornecimento de gasóleo de forma a poder variar o atraso da injeção.
- Modificação do sistema de injeção de gasóleo para medição em contínuo do consumo de gasóleo;
- Análise dos gases de escape;
- Utilização de outros combustíveis gasosos como Gás Natural e biogás;
- Utilização de outros combustíveis líquidos como biodiesel, gasolina ou etanol;
- Utilização de um motor de 4 cilindros, mais estável do que um monocilíndrico;
- Uso de injeção direta de ambos os combustíveis.

5 REFERÊNCIAS

1. Ahmada Nafis, Babu M. K. Gajendra and Ramesh A., “Experiemental Investigations of Different Parameters Affecting the Permormance of a CNG-Diesel *Dual Fuel* Engine”, SAE Transactions, 01-3767,2005.
2. M I NWAFOR, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Technology, Owerri, Imo State, “*Knock* characteristics of *Dual-Fuel* combustion in Diesel engines using natural gas as primary *Fuel*”, Nigeria *Sadhana* Vol. 27, Part 3, June 2002, pp. 375–382. © Printed in India
3. Hitsoshi Saito, Terusiro Sakurai and Tatsuo Sakonji, Takayoshi Hirashima and koy kanno Nissan Diesel Motor Co. LTd, “Study on lean burn gás engine using oil the ignition source”, SAE Transactions, 01-0143,2001.
4. D:B:Lata, Ashok Misra, Departement of Mechanical Engineering, Birla Institute of Technology , Mesra, Ranchi 835215, India, “Theoretical and experimental investigation on the performance of *Dual Fuel* Diesel engine with hydrogen and LPG as secondary *Fuels*”, International journal of hydrogen energy 35 (2010) 11918-11931.
5. Keating, Eugene L.(1993), “APLLIED COMBUSTION”, MARCEL DEKKER, INC.
6. MARTINS, JORGE, “Motores de Combustão Interna”, Publindústria, Porto, 2006
7. G.H. Abd Alla, H.A. Solimand, O.A. Badr, M.F. Abd Rabbo, Zagazig University, Shoubra Faculty of Engineering, 108 Shoubra Street, Cairo, Egypt, “Effect of pilot *Fuel* quantity on the performance of a *Dual Fuel* engine”, Energy Conversion & Management 41, 559-572, 2000.

6 BIBLIOGRAFIA

BARBOSA, J., “Processos De Fundição”, Universidade do Minho, 2003

BARBOSA, J., “Fundamentos De Enchimento e Alimentação”, Universidade do Minho, 2003

BARBOSA, J., “Introdução À Tecnologia Da Fundição”, Universidade do Minho, 2003

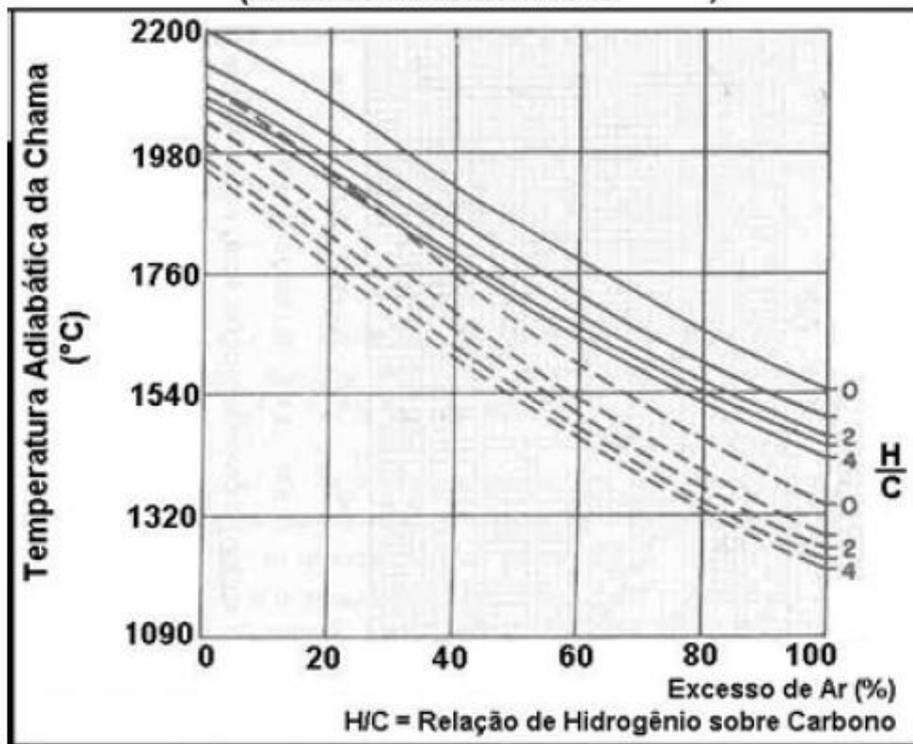
Anexos

Anexo A: Propriedades de combustíveis

Tabela A 1 Propriedades de alguns combustíveis

Properties of Fuels (a)									
Property	Gasoline	No.2 Diesel Fuel	Methanol	Ethanol	MTBE	Propane	Compressed Natural Gas	Hydrogen	Biodiesel
Chemical Formula	C4 to C12	C8 to C25	CH3OH	C2H5OH	(CH3)3COCH3	C3H8	CH4 (83-99%), C2H6 (1-13%)	H2	C12-C22 FAME
Molecular Weight	100-105	~200	32.04	46.07	88.15	44.1	16.04	2.02	~292(g)
Composition, Weight %									
>Carbon	85-88(b)	87(g)	37.5	52.2	68.1	82	75	0	77(g)
>Hydrogen	12-15(b)	13(g)	12.6	13.1	13.7	18	25	100	12(g)
>Oxygen	0	0(g)	49.9	34.7	18.2	-	-	0	11(g)
Specific gravity, 60° F/60° F	0.72-0.78(b)	0.85(g)	0.796(h)	0.794(h)	0.744(k)	0.508(m)	0.424	0.07(o)	0.88(g)
Density, lb/gal @ 60° F	6.0-6.5(b)	7.079(g)	6.63(b)	6.61(b)	6.19(k)	4.22	1.07(n)	-	7.328(g)
Boiling temperature, °F	80-437(b)	356-644(g)	149(h)	172(h)	131(h)	-44(m)	-263.2 to -126.4(m)	-423(m)	599-662(g)
Reid vapor pressure (100° F), psi	8-15(c)	<0.2	4.6(i)	2.3(i)	7.8(l)	208	2400	-	<0.04(r)
Heating value (2)									
>Lower (Btu/gal) (d)	116,090	128,450	57,250	76,330	93,540	84,250	-	-	119,550
>Lower (Btu/lb) (d)	18,676	18,394	8,637	11,585	15,091	19,900	20,263	52,217	16,131
>Higher (Btu/gal) (d)	124,340	137,380	65,200	84,530	101,130	91,420	-	-	127,960
>Higher (Btu/lb) (d)	20,004	19,673	9,837	12,830	16,316	21,594	22,449	59,806	17,266
Octane no.(1)									
>Research octane no.	88-98(c)	-	-	-	-	112	-	130+	-
>Motor octane no.	80-88(c)	-	-	-	-	97	-	-	-
Cetane no.(1)	-	40-55(g)	-	0-54(f)	-	-	-	-	48-65(g)
Freezing point, °F	-40(e)	-40-30(4)	-143.5	-173.2	-164(h)	-305.8(m)	-296	-435(p)	26-66(g)(7)
Viscosity, mm ² /s									
>@104 °F	-	1.3-4.1(g)	-	-	-	-	-	-	4.0-6.0(g)
>@68 °F	0.5-0.6(f)	2.8-5.0(f)	0.74(f)	1.50(f)	0.47(f)	-	-	-	-
>@-4 °F	0.8-1.0(f)	9.0-24.0(f)	1.345(f)	3.435(f)	0.77(f)	-	-	-	-
Flash point, closed cup, °F	-45(b)	140-176(g)	52(i)	55(i)	-14(c)	-156(m)	-300	-	212-338(g)
Autoignition temperature, °F	495(b)	~600	867(b)	793(b)	815	842(m)	900-1170(m)	932(m)	-
Water solubility, @ 70° F									
>Fuel in water, volume %	Negligible	Negligible	100(h)	100(h)	4.8(f)	-	-	-	-
>Water in fuel, volume %	Negligible	Negligible	100(h)	100(h)	1.5(f)	-	-	-	-
Flammability limits, volume%									
>Lower	1.4(b)	1.0	7.3(i)	4.3(i)	1.6(c,e)	2.2	5.3	4.1(o)	-
>Higher	7.6(b)	6.0	36.0(i)	19.0(i)	8.4(c,e)	9.5	15	74(o)	-
Latent heat of vaporization									
>Btu/gal @ 60° F	~900(b)	~710	3,340(b)	2,378(b)	863(5)	775	-	-	-
>Btu/lb @ 60° F	~150	~100	506(b)	396(b)	138(5)	193.1	219	192.1(p)	-
Specific heat, Btu/lb °F	0.48(e)	0.43	0.60(j)	0.57(j)	0.50(j)	-	-	-	-
Stoichiometric air/fuel, weight	14.7	14.7	6.45	9.00	11.7	15.7	17.2	34.3(o)	13.8(g)
Volume % fuel in vaporized stoichiometric mixture	2.0 (b)	-	12.3(b)	6.5(b)	2.7(l)	-	-	-	-

Tabela A 2-Temperatura adiabática de chama de combustíveis em função da composição e do excesso de ar (Ar de combustão a 38°C —) (Ar de combustão a 315°C)



Fonte: Gas Engineers Handbook / SINDE

Anexo B: Processo Fundição

FUNDIÇÃO DO COLECTOR DE ADMISSÃO

O coletor de admissão foi um dos componentes a desenvolver de modo a permitir a elaboração deste trabalho. O processo de fabrico de um dado componente é muitas vezes um processo moroso e complicado. Devido às suas características, este componente poderia ter sido fabricado por maquinaria, contudo este seria além de dispendioso em termos económicos e de materiais mais limitado em termos de geometria.

O componente a fabricar devia cumprir algumas especificações, tais como:

- Introdução e mistura de gás com o ar: é importante a existência de uma câmara de mistura que permita que o gás natural reaja com o ar e quando esta for introdução seja o mais homogénea possível e não criem pontos de mistura muito rica e/ou muito pobre.
- Possibilidade de medição do caudal de ar e controlo do mesmo.
- Fixação sem fugas ao motor.
- Minimização de custos.

Uma forma simples de resolver as fugas e permitir a estanquidade foi utilizar a geometria frontal do coletor original. Criou-se um comprimento de coletor suficiente para possuir uma câmara de mistura. Tendo em vista a minimização de custos e devido a geometria da parte frontal optou-se então pela fundição da mesma.

Uma vez definidos os parâmetros foi-se construindo opções de coletores até se chegar ao da Figura B 1.

Após esta fase, tendo em conta os princípios básicos da tecnologia de fundição, definiu-se o canal de descida, distribuição e ataques tendo em conta algum conhecimento empírico com a ajuda do prof. Barbosa e Prof. Monteiro.

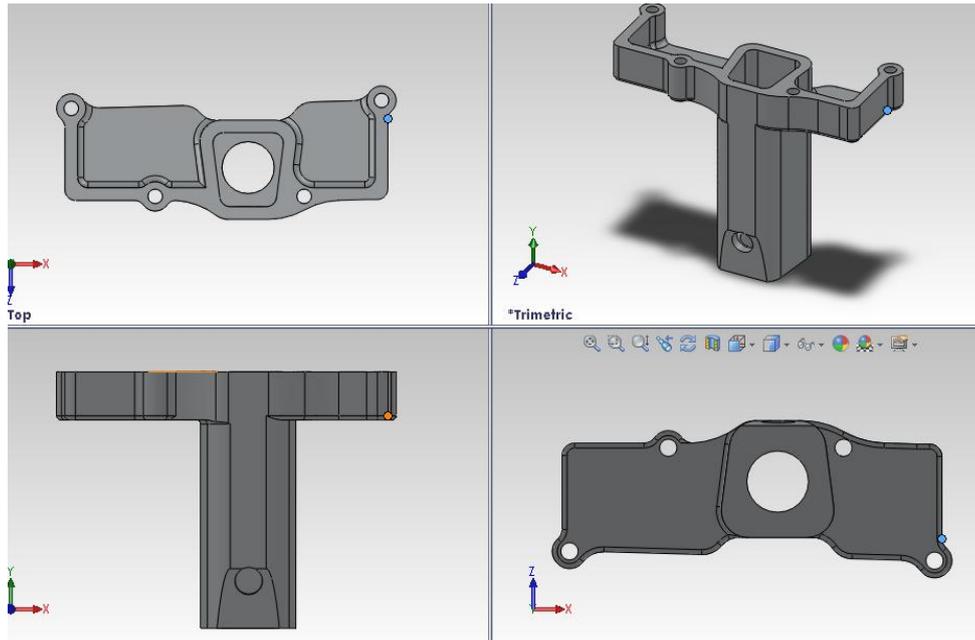


Figura B 1- Vistas do coletor em 3D

Efetuada o desenho em 3D foi necessário também simular a fundição no software *“novaflow”*. Para isso fez-se o desenho 3D do coletor com o sistema de enchimento. Efetuada a simulação pode-se observar na Figura B 2 a temperatura após vazamento, na Figura B 3 a parte que solidifica e a sua contração e na Figura B 5 a porcentagem dessa contração. Na Figura B 4 é mostrado o tempo de solidificação da peça.

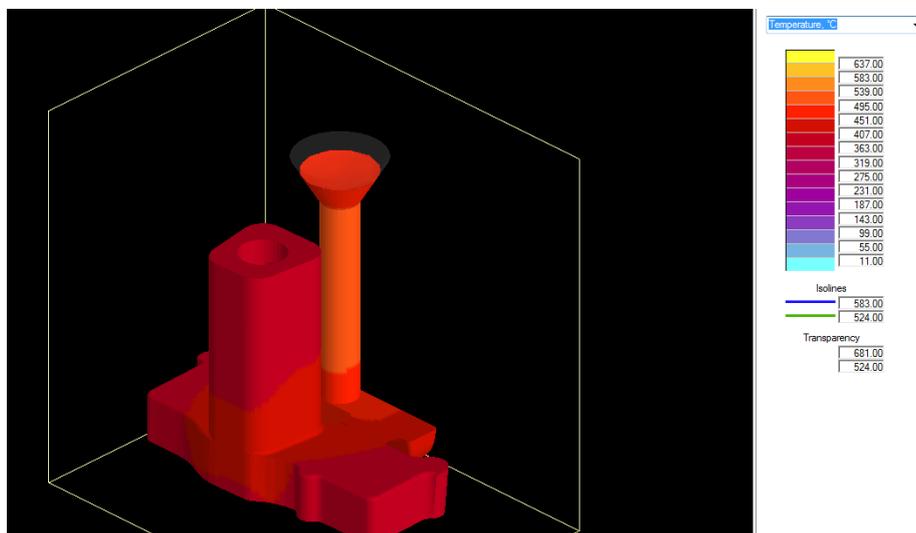


Figura B 2- Simulação em novaflow das temperaturas após vazamento

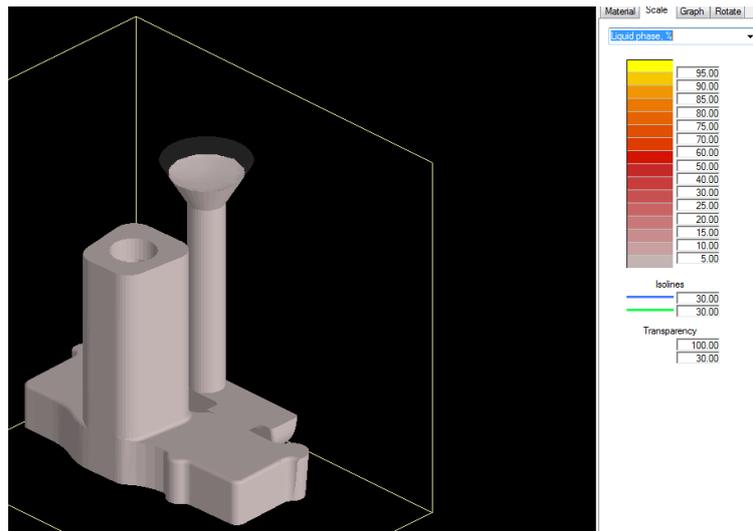


Figura B 3- Simulação em novafLOW da solidificação e da contração

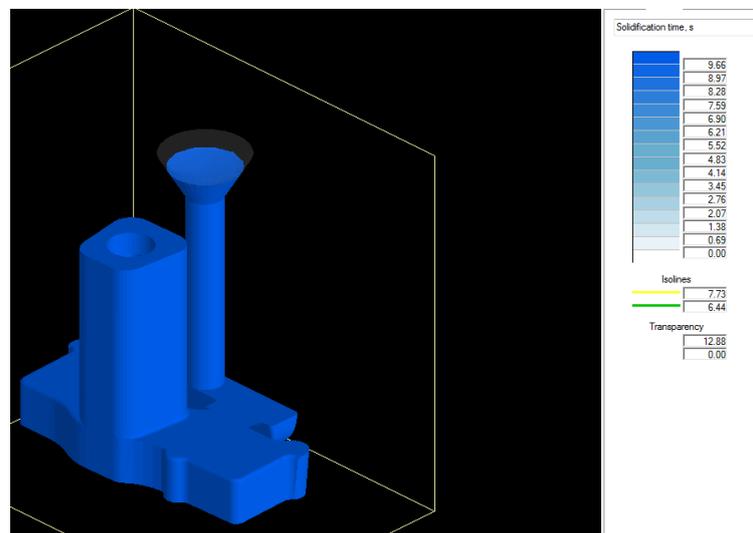


Figura B 4-Simulação em novafLOW do tempo de solidificação

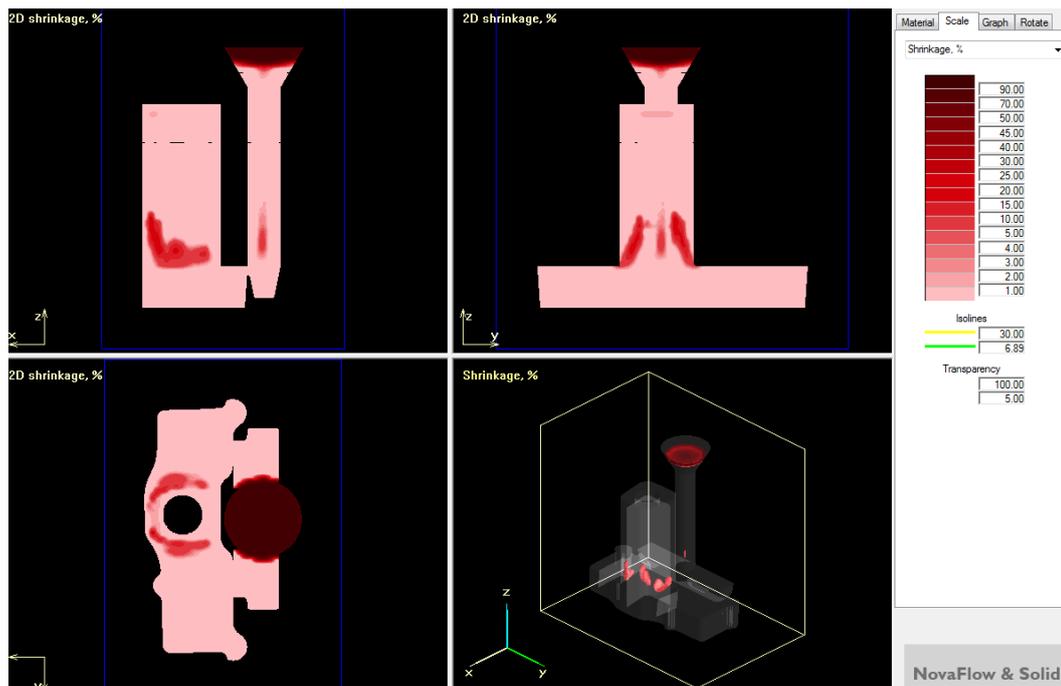


Figura B 5-Simulação em novaflow da percentagem de contracção do material

Numa tentativa de desenvolver competências em outros tipos de tecnologias de fundição que não a areia verde e que não moldes de madeira, numa primeira fase criaram-se moldes em poliuretano extrudado com o objetivo de utilizar uma areia de silicato de sódio com secagem por CO_2

Na Figura B 6 e na Figura B 7 podemos observar o macho e caixa de machos pelo método do poliuretano que mostrou ser capaz de efetuar moldes por este método.



Figura B 6-Macho em areia de silicato sódio



Figura B 7-Macho e caixa de macho em poliuretano

Após esta tentativa falhada uma outra com moldes de madeira e areia de silicato de sódio com secagem por CO₂ mas também falhada

Na Figura B 8, Figura B 9, Figura B 10 e Figura B 11 podemos observar uma parte das etapas de desmoldação por ordem inversa de uma meia moldação inferior. Na Figura B 12 e na Figura B 13 observa-se algo análogo para a moldação superior.

Na Figura B 14 observa-se um esquema de montagem das cavidades moldantes e do macho em desenho 3D.

Uma vez que ao desmoldar as duas meias moldações inferiores estas se desfizeram parcialmente e a superior totalmente, apenas se utilizou o macho para a fundição, e não se efetuou a moldação do sistema de enchimento.



Figura B 8-Meia moldação em areia de silicato sodio

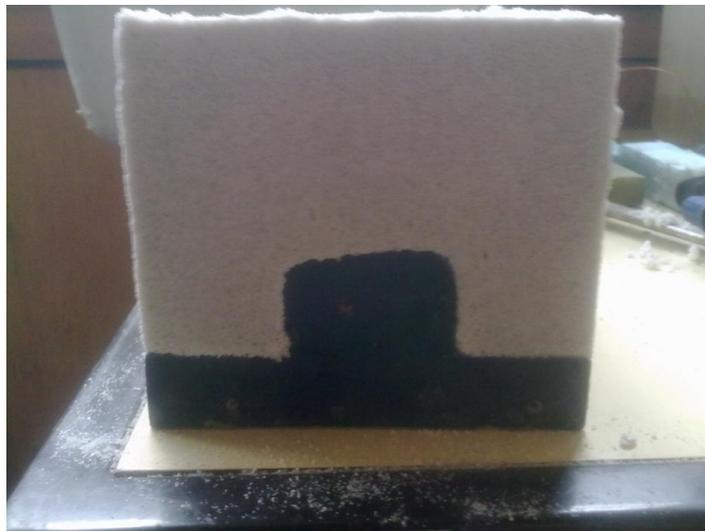


Figura B 9-Desmoldação de meia moldação



Figura B 10-Desmoldação de meia moldação



Figura B 11-Inserção de meia moldação num saco para insuflar CO₂



Figura B 12- Batimento da areia da moldação superior em areia de Silicato Sodio



Figura B 13-Enchimento da areia da moldação superior em areia de Silicato Sodio

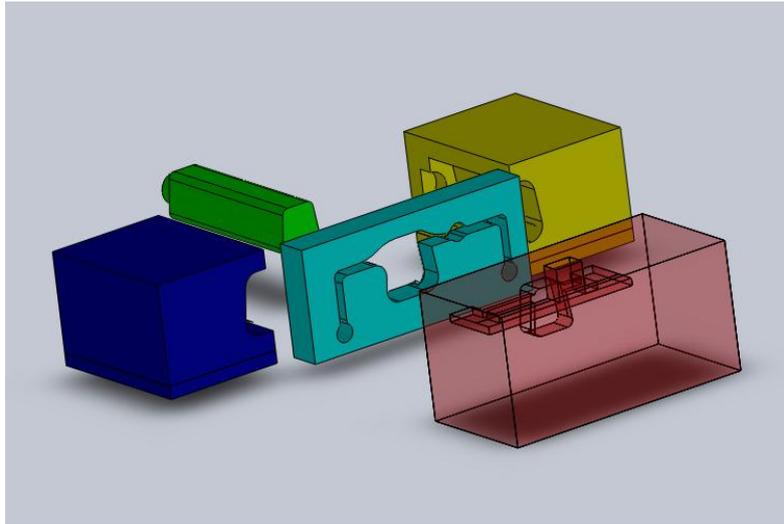


Figura B 14- Esquema de montagem das cavidades moldantes e macho.

Após estas tentativas falhadas de fundir a peça usou-se o método de fundição em areia verde com moldes de madeira. Aproveitando o meio molde superior anterior e tornando-o na meio molde inferior fez-se a aparte da moldação superior e aproveitou-se o macho em areia de silicato sódio. O resultado final já com rebarbagem pode ser observado na Figura B 15 e na Figura B 16 O coletor sem rebarbagem após a fundição pode ser observado na Figura B 17 e na Figura B 18.

No que concerne a preparação e calcação da areia podemos observar essas etapas na Figura B 19 e na Figura B 20 Os dois meio moldes observa-se na Figura B 21.



Figura B 15- Coletor fundido



Figura B 16-Coletor fundido visto de lado



Figura B 17-Coletor sem rebarbagem



Figura B 18-Coletor com rebarbagem parcial



Figura B 19.Meia moldação inferior já com areia calcada



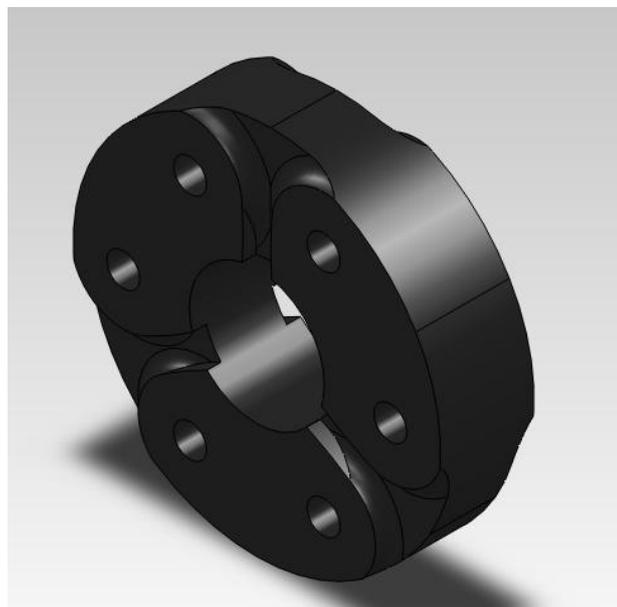
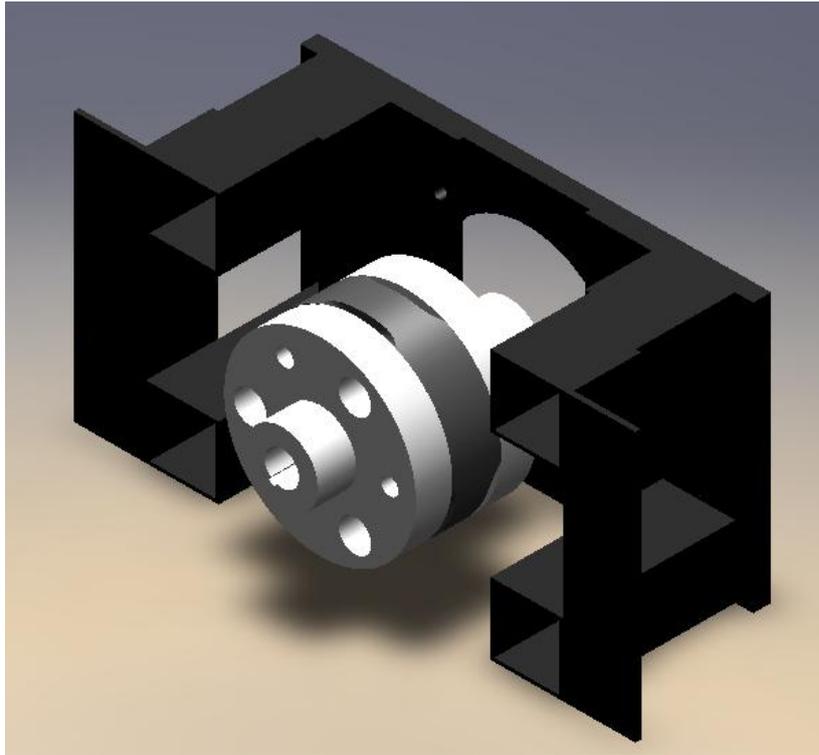
Figura B 20-Início da calcação da meia moldação superior

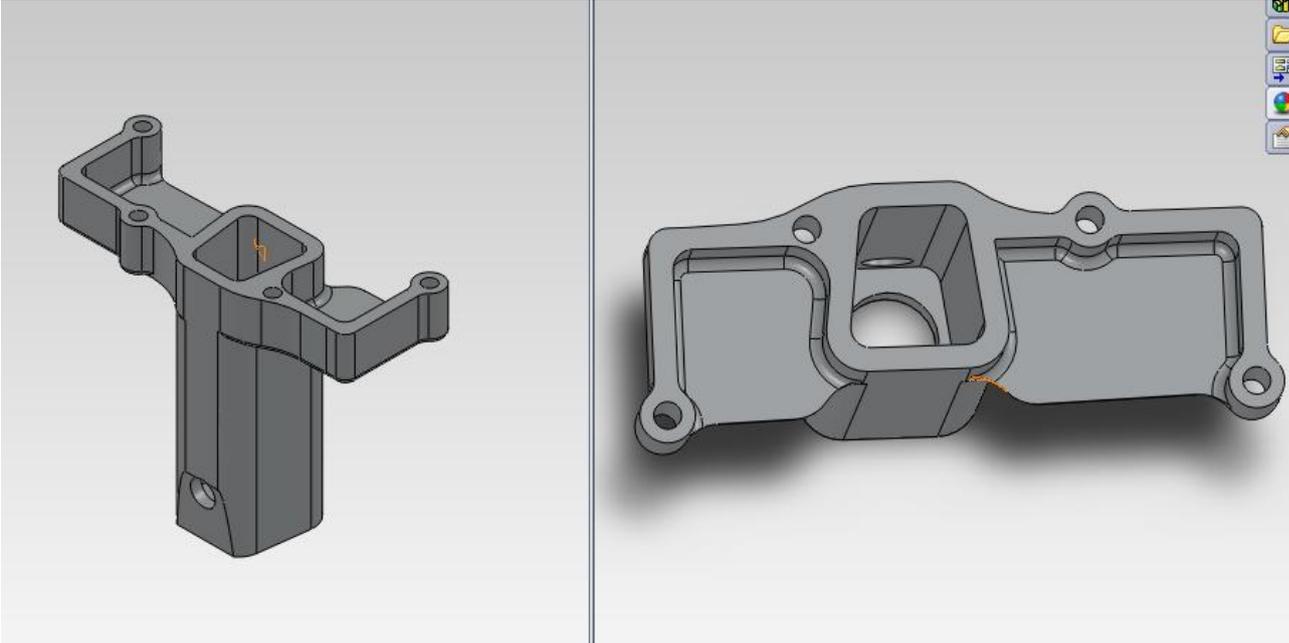


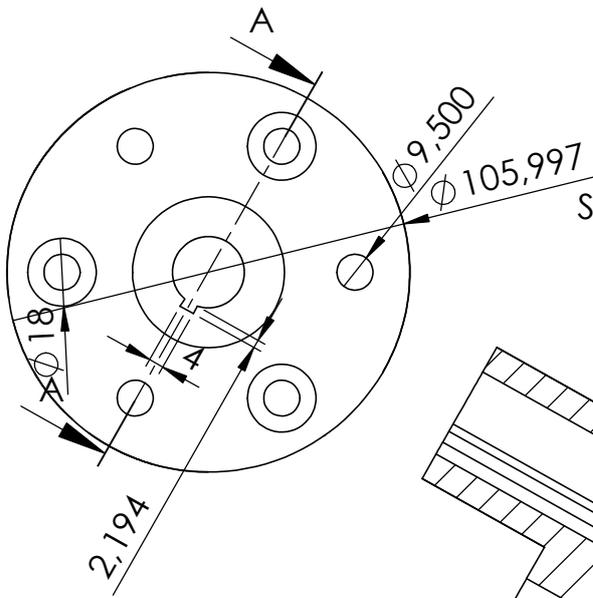
Figura B 21- Dois meios moldes

Anexo C

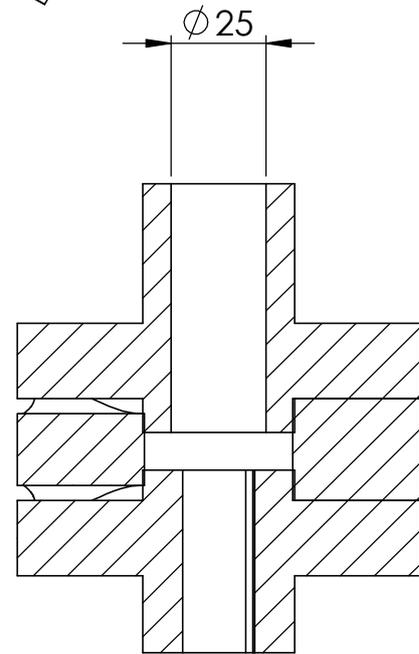
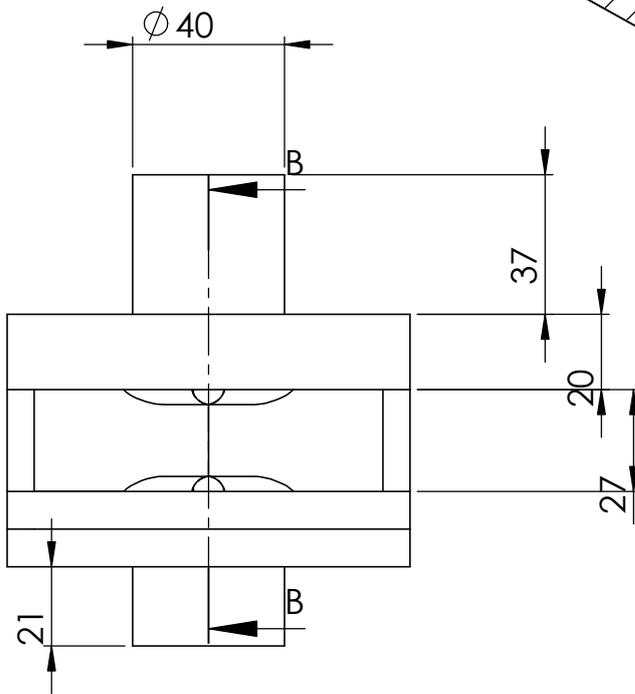
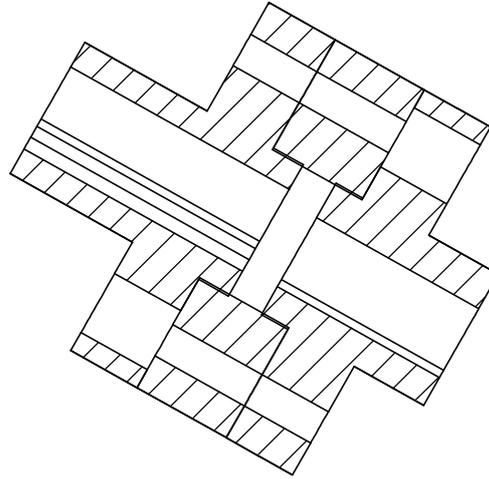
Desenhos 3D e 2D







SECTION A-A
SCALE 1 : 2



SECTION B-B
SCALE 1 : 2

Desenhou	P. Correia	10/05/2011	União de veios motor-dinamometro	MIEMEC-UMINHO
				Pedro Correia
Escala	União Elástica			
1:2				

Anexo D:

Tabelas dos resultados dos ensaios

Tabela D 1-Calculo da potência do injetor

	mgasi (g)	mgasf (g)	tempo (s)	Potência (cv)	Potencia (kW)	Energia térmica (J)	Energia térmica (kJ)
Injetor 1 mm	598,2	597,8	20	1,25	0,92	18434	18,4
	597,8	597,4	20,58	1,22	0,90	18434	18,4
	597,4	597	20,57	1,22	0,90	18434	18,4
	602,4	601,7	35,31	1,24	0,91	32259,5	32,3
	601,7	600,9	34,26	1,46	1,08	36868	36,9
	600,9	599,9	34,62	1,81	1,33	46085	46,1
	599,9	598,9	54,95	1,14	0,84	46085	46,1
	598,9	597,8	54,74	1,26	0,93	50693,5	50,7
Injetor de 2mm	619	614,9	21,66	11,86	8,72	188948,5	188,9
	614,9	611,9	22,2	8,47	6,23	138255	138,3
	611,9	609,6	22,13	6,51	4,79	105995,5	106,0
Injetor 3,5 mm	598,8	596,7	22,41	5,87	4,32	96778,5	96,8
	596,7	594,8	22,87	5,21	3,83	87561,5	87,6
	593,8	591,4	23,11	6,51	4,79	110604	110,6
	571,8	568,8	29,72	6,32	4,65	138255	138,3
injetor 6 mm	548,8	546,5	10,82	13,32	9,80	105995,5	106,0
	546,5	543,1	11,36	18,75	13,79	156689	156,7

Tabela D 2-Calculo da potência a1/2 volta da válvula

mi	mf	tempo	m	caudal	Média
871	869	16,39	2	0,122026	0,075092
867	866,4	10,35	0,6	0,057971	

DESENVOLVIMENTO DE MOTOR DE COMBUSTÍVEL *DUAL*

864,7	864,3	9,86	0,4	0,040568	
863,6	862,3	16,29	1,3	0,079804	

Tabela D 3-Calculo potência do injetor a várias posições da válvula

Posição	mi	mf	tempo	m	caudal
1/2	597	591,8	8,12	5,2	0,640394
1	759,3	756,5	9,18	2,8	0,305011
1 1/4	758,1	754,1	6,34	4	0,630915
1 1/2	756,2	752,7	5,42	3,5	0,645756
1/2	822,8	821,5	3,28	1,3	0,396341
1	818,9	816,3	7,52	2,6	0,345745
1 1/4	816,6	814,2	6,11	2,4	0,392799
1 1/2	820,7	813,5	9,26	7,2	0,777538

Tabela D 4- Resultados do ensaio a *Dual* com carga total de Diesel e 1/2 volta de gás (*Dual* 10)

Rpm	Binário (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1815	6,72	1,28	1,72	566	65	91	124	52	25
2230	11,86	2,79	3,74	592	65	90	121	53	
2504	16,16	4,24	5,70	616	67	90	122	53	
2612	13,42	3,67	4,93	619	64	86	117	53	
2621	12,90	3,54	4,75	617	65	88	115	52	
2635	13,34	3,68	4,94	608	63	83	110	49	
2654	14,83	4,12	5,53	601	62	83	106	47	
2658	16,56	4,61	6,19	604	60	80	110	47	
2713	11,78	3,33	4,47	596	65	86	114	49	

2766	7,85	2,27	3,05	589	72	98	123	54	
2795	5,32	1,56	2,09	583	70	101	125	56	
2898	10,86	3,30	4,42	598	66	90	116	52	
2983	6,64	2,07	2,78	596	69	99	123	54	
3002	6,40	2,01	2,70	591	67	96	122	56	
3027	10,79	3,42	4,59	594	69	97	122	53	
3066	7,62	2,45	3,28	598	69	95	122	53	
3117	15,26	4,98	6,69	595	59	79	102	44	
3141	14,77	4,86	6,52	594	61	80	100	43	
3154	12,17	4,02	5,39	595	66	88	110	47	
3169	11,75	3,90	5,24	599	67	90	114	51	
3202	10,41	3,49	4,68	596	68	87	109	48	
3304	9,89	3,41	4,58	596	62	82	110	49	
3526	9,32	3,43	4,60	589	68	86	115	51	
3643	10,91	4,16	5,59	607	67	90	118	52	
3649	11,99	4,58	6,15	550	60	77	97	44	
3651	12,67	4,85	6,50	521	54	67	83	37	
3666	12,54	4,82	6,46	475	53	63	76	34	
3677	11,41	4,39	5,90	422	53	62	73	33	
3691	11,69	4,52	6,07	365	49	61	68	33	
3698	12,58	4,87	6,54	326	46	60	63	33	
3699	12,23	4,74	6,36	322	44	60	63	33	
3704	12,51	4,85	6,51	336	51	61	68	33	
3707	12,68	4,92	6,61	331	54	61	70	33	
3713	12,69	4,93	6,62	332	52	61	68	33	

Tabela D 5- resultados do ensaio *Dual* a carga total Diesel e uma volta de gás (*Dual* 11)

Rpm	Binário (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb
2.530	18,56	4,92	6,61	563	52	39	97	43	22
2.900	14,09	4,28	5,75	591	51	38	94	42	
3.023	13,67	4,33	5,81	600	51	38	94	41	
3.072	15,71	5,05	6,78	589	52	38	92	41	
3.108	19,11	6,22	8,35	583	51	37	93	41	
3.155	18,01	5,95	7,99	584	49	36	92	40	
3.188	13,83	4,62	6,20	585	48	37	87	40	
3.233	14,37	4,86	6,53	583	48	35	87	38	
3.284	17,14	5,89	7,91	583	48	35	84	38	
3.324	18,95	6,60	8,85	582	47	35	82	37	
3.368	17,64	6,22	8,35	581	46	34	82	36	
3.392	14,25	5,06	6,79	578	45	33	80	35	
3.399	13,86	4,93	6,62	577	45	33	78	35	
3.425	16,43	5,89	7,91	572	45	32	77	35	
3.474	17,69	6,44	8,64	568	45	32	76	34	
3.506	16,85	6,18	8,30	563	46	33	75	34	
3.566	12,51	4,67	6,27	558	47	32	75	34	
3.848	13,30	5,36	7,20	549	49	32	74	34	
4.048	14,60	6,19	8,31	520	50	33	73	33	
4.072	14,18	6,05	8,12	462	52	33	74	34	
4.085	15,04	6,43	8,64	417	54	33	75	34	
4.109	14,55	6,26	8,41	371	55	34	75	35	
4.126	11,70	5,05	6,78	322	53	35	77	35	
4.130	10,58	4,57	6,14	306	52	36	79	35	

4.131	10,77	4,66	6,25	305	51	37	81	36	
4.135	12,29	5,32	7,15	310	50	39	83	37	

Tabela D 6- Resultado do ensaio a 3/4 Diesel (Diesel 3)

Rpm	Binário (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1545	12,40	2,04	2,73	389	41	68	81	35	23
	11,50	1,97	2,64	337	40	66	76	33	
1815	8,01	1,52	2,05	306	40	65	75	33	
1855	9,65	1,87	2,52	367	39	65	76	33	
1889	9,70	1,92	2,58	336	39	65	75	33	
1934	9,58	1,94	2,60	300	38	63	73	32	
1965	9,17	1,89	2,53	260	37	62	70	31	
2000	6,90	1,44	1,94	229	40	61	70	31	
2080	7,10	1,55	2,08	218	40	61	69	31	
2176	8,18	1,87	2,51	230	38	61	70	31	
2220	8,04	1,87	2,51	228	38	62	69	31	
2280	8,50	2,03	2,73	237	38	61	70	31	
2336	7,05	1,72	2,31	223	39	61	69	31	
2392	7,13	1,79	2,40	214	39	60	68	31	
2442	6,68	1,71	2,29	209	40	60	68	30	
2482	8,40	2,18	2,93	234	39	61	69	31	
2534	7,56	2,01	2,69	217	40	60	68	31	
2690	7,67	2,16	2,90	234	40	60	68	31	
3125	8,68	2,84	3,81	260	41	59	68	31	
3246	8,42	2,86	3,84	257	38	59	72	31	

3794	8,35	3,32	4,45	257	38	59	72	31	
3792	8,41	3,34	4,48	260	42	63	71	32	

Tabela D 7- Resultados dos ensaios *Dual* a 3/4 carga Diesel e 1/2 gás (*Dual*8)

Rpm	Binario (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tambi (°C)
1678	6	1	2	505	58	92	123	50	23
1719	9	2	2	523	57	91	120	49	
1972	14	3	4	537	57	88	117	50	
2346	16	4	5	541	55	85	110	48	
2667	17	5	6	556	56	81	109	47	
2737	13	4	5	554	50	74	95	39	
2915	14	4	6	569	58	85	109	48	
3084	14	5	6	565	57	83	108	46	
3247	14	5	6	489	52	75	95	40	
3273	15	5	7	463	47	68	85	35	
3280	14	5	7	437	44	64	77	33	
3298	12	4	6	363	51	64	75	32	
3317	11	4	5	323	51	63	74	31	
3332	11	4	5	289	56	62	73	31	
3345	11	4	5	259	61	62	72	31	
3348	11	4	5	254	64	62	72	32	
3361	7	3	3	225	67	61	72	31	
3371	3	1	1	200	67	60	73	31	
3388	5	2	2	190	70	60	72	31	
3396	4	1	2	180	71	61	72	31	

3400	5	2	2	180	72	61	72	32	
------	---	---	---	-----	----	----	----	----	--

Tabela D 8- Resultados dos ensaios *Dual* a 3/4 Diesel e 1 volta valvula g-as (*Dual*9)

Rpm	Binário (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb
1891	10,84	2,14	2,87	543	48	66	95	40	22
2199	11,80	2,72	3,65	570	49	66	93	42	
2248	14,93	3,52	4,72	577	51	67	92	43	
2277	14,48	3,45	4,64	575	52	68	92	42	
2331	17,71	4,32	5,80	573	52	68	92	44	
2402	14,92	3,75	5,03	574	50	67	90	42	
2519	12,29	3,24	4,35	581	49	66	87	40	
2638	13,64	3,77	5,06	586	49	65	86	41	
2716	15,52	4,42	5,93	593	49	64	83	40	
2733	18,12	5,18	6,96	592	49	64	84	39	
2775	14,09	4,09	5,49	593	48	62	81	38	
2831	13,88	4,12	5,52	592	45	61	78	37	
2870	14,81	4,45	5,98	592	45	60	77	36	
2958	17,40	5,39	7,23	593	44	59	75	35	
3025	15,78	5,00	6,71	594	44	58	73	35	
3084	13,17	4,25	5,71	593	43	57	71	34	
3193	14,99	5,01	6,73	590	43	56	69	34	
3344	16,77	5,87	7,88	581	43	55	69	34	
3386	16,30	5,78	7,76	539	43	55	67	34	
3391	15,82	5,62	7,54	530	43	55	67	34	
3405	12,42	4,43	5,94	504	44	54	65	34	

3417	11,65	4,17	5,60	477	45	53	65	34	
3424	11,53	4,13	5,55	457	46	53	64	34	
3445	11,09	4,00	5,37	404	47	53	63	35	
3453	10,72	3,88	5,20	380	48	53	63	34	
3464	10,54	3,82	5,13	367	49	52	63	34	
3485	9,90	3,61	4,85	322	49	52	63	34	
3493	12,19	4,46	5,99	291	49	51	63	34	
3497	11,46	4,20	5,63	287	48	51	64	34	
3499	11,45	4,20	5,63	283	47	51	64	34	

Tabela D 9- Resultados dos ensaios a 1/2 carga Diesel (Diesel 2)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmissao (°C)	Tadmi (°C)
1322	6,77	0,93	1,25	184	41	66	76	36	24
1491	6,38	1,00	1,34	179	42	66	76	36	
1592	6,37	1,06	1,43	171	44	66	76	36	
1699	5,70	1,01	1,36	175	43	66	76	36	
1755	4,90	0,90	1,21	171	44	65	76	36	
1812	6,23	1,18	1,59	176	42	65	76	36	
1936	6,08	1,23	1,65	178	45	65	76	36	
2078	5,86	1,28	1,71	186	47	64	76	36	
2241	4,99	1,17	1,57	179	47	64	75	36	
2383	5,88	1,47	1,97	197	55	65	76	37	
2526	6,56	1,74	2,33	204	59	65	76	38	
2552	5,90	1,58	2,12	207	65	64	76	38	
2565	7,01	1,88	2,53	203	67	63	74	37	

Tabela D 10- Resultados dos ensaios *Dual* a 1/2 carga Diesel e 1/2 gás (*Dual4*)

Rpm	Binario Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb
1841	3,06	0,59	0,79	155	55	62	76	33	25
1845	3,07	0,59	0,80	147	54	62	77	33	
1849	3,06	0,59	0,79	151	52	61	78	33	
1853	3,01	0,58	0,78	169	54	61	76	33	
1900	3,03	0,60	0,81	154	55	62	76	33	
1924	3,22	0,65	0,87	147	56	62	75	33	
1965	3,06	0,63	0,84	148	56	62	76	33	
2023	3,04	0,65	0,87	149	56	62	76	33	
2067	3,01	0,65	0,87	154	54	62	76	34	
2082	3,09	0,67	0,90	158	54	61	76	33	

Tabela D 11- Resultados dos ensaios a *Dual* a 1/2 carga Diesel e 1 volta de valvula aberta (*Dual5*)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge (°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb
1651	2,82	0,49	0,65	473	46	79	101	38	25
1671	3,05	0,53	0,72	479	46	78	98	38	
1793	2,93	0,55	0,74	483	46	76	93	36	
2339	2,83	0,69	0,93	525	49	75	95	35	
2507	2,47	0,65	0,87	581	51	82	105	39	
2585	2,72	0,74	0,99	534	49	80	104	38	
2703	2,99	0,85	1,14	549	48	77	97	37	
2816	3,33	0,98	1,32	530	49	77	96	37	
2879	3,43	1,03	1,39	498	45	73	88	35	

2942	3,33	1,03	1,38	347	50	72	85	35	
------	------	------	------	-----	----	----	----	----	--

Tabela D 12- Resultados dos ensaios a *Dual* a 1/2 carga Diesel e 1+1/4 de gás (*Dual* 6)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1633	8,34	1,43	1,92	436	61	92	125	53	24
1643	6,16	1,06	1,42	408	60	91	128	53	
1650	6,99	1,21	1,62	418	62	92	127	53	
1702	11,35	2,02	2,72	508	70	99	131	59	
1801	9,49	1,79	2,40	523	69	99	128	59	
2101	8,67	1,92	2,58	498	66	97	125	55	
2383	10,24	2,52	3,39	539	67	97	126	58	
2625	11,39	3,11	4,18	558	69	101	129	58	
2666	10,99	3,07	4,12	582	73	105	133	62	
2691	9,63	2,71	3,64	554	76	110	139	67	
2729	9,26	3,93	5,27	533	49	72	92	40	
2915	12,11	3,70	4,96	560	62	90	112	50	
2922	12,88	3,94	5,29	553	65	96	116	52	
2928	12,06	3,70	4,96	571	69	101	125	58	
2949	11,35	3,50	4,70	524	60	89	110	49	
2959	11,97	3,71	4,98	530	57	84	106	47	
2971	9,41	2,92	3,93	409	54	73	91	40	
3008	10,76	3,39	4,55	443	54	78	96	43	
3036	8,77	2,79	3,74	334	44	63	77	33	
3063	6,78	2,18	2,92	271	52	61	72	33	
3070	8,10	2,60	3,50	284	52	61	74	33	

3073	7,79	2,51	3,36	280	54	61	74	32	
------	------	------	------	-----	----	----	----	----	--

Tabela D 13- Resultados dos ensaios a *Dual* a 1/2 carga Diesel e 1+1/2 de gás (*Dual*7)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1619	7,06	1,20	1,61	493	74	107	134	63	27
1651	7,36	1,27	1,71	500	72	102	132	60	
1716	8,70	1,57	2,10	472	69	96	118	54	
1830	9,86	1,91	2,56	433	65	91	101	47	
2116	9,11	2,05	2,75	509	70	94	113	52	
2347	6,79	1,67	2,24	546	68	98	124	56	
2553	7,97	2,13	2,86	545	70	98	125	58	
2642	12,22	3,38	4,53	540	73	97	115	55	
2680	13,20	3,71	4,98	569	69	97	116	56	
2703	10,53	2,98	4,00	571	65	95	109	54	
2708	11,52	3,27	4,39	569	67	91	111	53	
2716	10,47	2,98	4,00	575	71	97	121	57	
2722	11,90	3,39	4,55	583	73	99	121	60	
2735	12,78	3,66	4,92	563	69	94	113	55	
2751	11,60	3,34	4,49	525	60	84	99	46	
2755	12,43	3,59	4,81	518	60	85	99	47	
2767	12,74	3,69	4,96	526	68	94	116	52	
2789	11,61	3,39	4,55	380	58	82	95	44	
2792	12,00	3,51	4,71	395	58	83	98	45	
2799	11,21	3,29	4,41	401	60	86	102	46	
2816	9,27	2,73	3,67	346	56	81	93	43	

DESENVOLVIMENTO DE MOTOR DE COMBUSTÍVEL *DUAL*

2829	8,66	2,57	3,45	322	54	79	89	40	
2835	10,24	3,04	4,08	338	60	80	88	42	
2843	8,06	2,40	3,22	378	66	90	113	51	
2859	7,08	2,12	2,85	289	58	81	94	42	
2864	8,08	2,42	3,25	269	57	79	89	40	
2874	6,35	1,91	2,57	228	55	83	96	41	
2881	5,84	1,76	2,37	223	56	81	93	43	
2884	7,38	2,23	2,99	239	56	80	89	41	
2891	7,08	2,14	2,87	236	57	80	89	40	
2931	3,79	1,16	1,56	174	70	78	83	40	
2933	4,55	1,40	1,87	182	71	79	82	39	
2935	4,31	1,32	1,78	175	69	78	83	40	
2937	4,28	1,31	1,77	176	71	79	82	39	
2939	3,42	1,05	1,41	174	68	80	83	39	
2940	3,80	1,17	1,57	175	67	79	83	40	
2941	3,70	1,14	1,53	175	67	79	83	40	
2943	3,62	1,12	1,50	175	67	79	84	39	
2947	3,22	0,99	1,33	185	65	80	85	39	
2950	2,78	0,86	1,15	178	66	80	86	40	
2951	3,22	0,99	1,34	190	65	81	87	40	
2954	2,91	0,90	1,21	194	65	82	89	40	
2955	2,88	0,89	1,20	193	64	81	88	41	
2956	3,29	1,02	1,37	203	64	82	91	41	
2957	3,43	1,06	1,43	195	64	82	89	41	
2963	3,73	1,16	1,55	218	60	83	92	41	

Tabela D 14- Resultados dos ensaios a 1/4 carga Diesel (Diesel 1)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1211	7,11	0,90	1,21	220	34	61	71	30	21
1390	6,96	0,89	1,19	221	34	62	71	30	
1675	6,61	0,85	1,14	220	34	62	72	30	
1800	6,57	0,85	1,14	220	33	62	71	30	
1900	6,10	0,79	1,07	219	33	61	71	30	
1947	5,84	0,77	1,03	218	33	62	71	30	
1967	5,80	0,78	1,04	217	33	61	71	30	
1980	6,08	0,83	1,11	216	34	61	71	30	
2000	6,03	0,84	1,12	216	34	61	71	30	
2009	5,78	0,83	1,11	217	33	61	71	30	
2015	5,72	0,84	1,12	217	33	61	71	30	
2023	6,04	0,91	1,22	218	34	61	70	30	
2029	6,14	0,95	1,27	215	33	60	70	30	
2033	6,10	0,96	1,29	215	33	60	69	30	
2037	6,16	0,99	1,33	215	33	60	69	30	
2039	6,34	1,03	1,39	213	33	60	69	30	
2046	6,49	1,08	1,44	215	33	59	68	30	
2053	6,56	1,10	1,48	215	34	59	68	30	
2060	6,35	1,09	1,46	217	34	59	68	30	
2087	6,29	1,10	1,48	218	33	59	67	30	
2126	6,32	1,11	1,49	219	33	59	67	29	
2135	6,34	1,12	1,50	219	33	59	67	29	
2139	6,41	1,14	1,53	219	33	58	67	30	
2141	6,56	1,17	1,58	222	33	59	67	30	

2147	6,66	1,20	1,61	223	33	58	67	29	
2149	6,83	1,24	1,66	221	33	59	67	30	

Tabela D 15- Resultados dos ensaios *Dual* a 1/4 carga Diesel e 1/2 gás (*Dual 1*)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1294	4,64	0,63	0,84	128	36	53	57	32	24
1418	4,75	0,70	0,94	179	36	56	66	32	
1511	4,87	0,73	0,97	181	36	56	66	33	
1523	4,87	0,74	0,99	182	36	56	66	32	
1539	4,58	0,70	0,93	204	36	56	68	32	
1560	4,33	0,66	0,89	222	36	57	70	33	
1586	4,01	0,62	0,83	242	36	57	72	32	
1605	3,81	0,60	0,80	263	36	57	74	33	
1623	3,74	0,59	0,79	270	36	58	74	33	
1649	3,77	0,59	0,80	282	36	57	73	33	
1663	3,76	0,59	0,80	290	36	57	73	33	
1670	3,81	0,60	0,81	296	36	57	73	33	
1686	3,64	0,58	0,77	315	36	58	75	33	
1743	3,30	0,52	0,70	335	36	59	77	33	
1778	3,03	0,48	0,64	356	36	59	79	33	
1817	3,04	0,48	0,65	351	36	59	79	33	
1833	2,99	0,47	0,64	354	36	59	79	33	
1835	3,00	0,48	0,64	355	36	59	79	33	
1838	3,00	0,48	0,64	356	36	59	79	33	
1842	2,98	0,47	0,64	356	36	59	79	33	

1862	2,93	0,47	0,63	355	36	59	78	33	
1887	2,91	0,46	0,62	355	36	59	78	33	
1904	2,93	0,47	0,63	355	36	59	78	33	
1947	2,97	0,47	0,64	356	36	59	78	33	
1958	2,97	0,48	0,64	355	36	59	78	33	
1963	2,95	0,47	0,63	353	36	59	78	33	
1988	2,91	0,47	0,63	357	36	59	77	33	
2003	2,88	0,46	0,62	355	36	59	77	33	
2006	2,84	0,46	0,61	354	36	59	77	33	
2010	2,79	0,45	0,60	353	36	59	77	33	
2015	2,76	0,44	0,60	353	36	59	76	33	
2022	2,75	0,44	0,60	353	36	59	76	33	
2024	2,74	0,44	0,59	351	36	59	76	33	

Tabela D 16- Resultados do esnaio *Dual* a 1/4 carga Diesel e 1 gás (*Dual 2*)

Rpm	Binário Nm	Potencia kW	Potencia cv	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
2067	6,12	1,33	1,78	267	44	54	62	30	22
2089	6,35	1,39	1,86	246	45	53	61	30	
2097	6,12	1,34	1,80	244	39	54	62	30	
2110	5,29	1,17	1,57	230	41	57	66	28	
2140	3,23	0,72	0,97	193	35	55	67	30	
2149	3,54	0,80	1,07	197	36	59	69	32	
2155	3,37	0,76	1,02	184	38	55	67	30	
2167	3,01	0,68	0,91	172	42	54	65	30	
2212	2,84	0,66	0,88	137	55	51	57	30	

2232	2,60	0,61	0,82	128	56	53	60	30	
2235	2,62	0,61	0,82	128	56	52	59	30	
2237	2,70	0,63	0,85	128	56	52	59	30	
2240	2,41	0,56	0,76	128	56	52	59	30	
2241	2,03	0,48	0,64	128	56	52	58	30	
2245	2,32	0,54	0,73	128	56	51	58	30	
2248	2,41	0,57	0,76	127	55	51	57	30	
2255	2,43	0,57	0,77	131	55	51	56	30	
2270	2,39	0,57	0,76	128	55	51	56	30	
2294	2,86	0,69	0,92	128	55	51	55	30	
2320	2,90	0,70	0,94	131	55	50	55	30	
2344	2,84	0,70	0,94	154	64	49	62	30	

Tabela D 17- Resultados dos ensaios *Dual* a 1/4 carga Diesel e 1+1/2 gás (*Dual*3)

Rpm	Binário (Nm)	Potencia (kW)	Potencia (cv)	Tge(°C)	Tdinam (°C)	Tcarter (°C)	Tculassa (°C)	Tadmi (°C)	Tamb (°C)
1991	9,07	1,88	2,52	409	42	32	75	34	22
2215	8,69	2,02	2,71	424	42	32	74	34	
2234	9,05	2,12	2,84	379	42	32	74	34	
2238	8,50	1,99	2,67	362	42	32	74	34	
2248	8,12	1,91	2,57	335	43	32	74	34	
2269	7,66	1,82	2,44	306	44	32	74	34	
2304	7,94	1,91	2,57	260	46	32	74	33	
2333	6,80	1,66	2,23	234	47	32	74	34	
2344	5,90	1,45	1,94	215	48	32	74	34	
2347	6,06	1,49	2,00	212	49	32	74	34	

2353	5,38	1,33	1,78	205	50	32	75	34	
2362	5,99	1,48	1,99	201	50	32	76	34	
2368	5,80	1,44	1,93	196	50	32	78	34	
2375	5,95	1,48	1,99	193	50	32	76	33	
2381	5,21	1,30	1,74	190	50	32	77	34	
2389	4,99	1,25	1,68	187	50	31	78	33	
2400	6,07	1,53	2,05	185	50	31	78	33	
2418	6,37	1,61	2,16	184	49	32	80	33	
2441	6,07	1,55	2,08	185	49	32	81	34	
2454	6,33	1,63	2,18	189	49	33	84	35	