



APARATO EXPERIMENTAL PARA AVALIAÇÃO DE DEPÓSITOS EM BICOS INJETORES DE MOTORES DIESEL OPERANDO COM ÓLEOS VEGETAIS

Rafael Fleischman

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientadores: Prof. Albino José Kalab Leiroz, D.Sc. e Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.

Rio de Janeiro

Agosto de 2013

APARATO EXPERIMENTAL PARA AVALIAÇÃO DE DEPÓSITOS EM BICOS
INJETORES DE MOTORES DIESEL OPERANDO COM ÓLEOS VEGETAIS

Rafael Fleischman

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinado por:

Prof. Albino José Kalab Leiroz, D.Sc

Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande

Eng. Nauberto Rodrigues Pinto

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2013

Fleischman, Rafael

Aparato Experimental para Avaliação de Depósitos em Bicos Injetores de Motores Diesel Operando com Óleos Vegetais / Rafael Fleischman. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

X, 99 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz e Marcelo José Colaço.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 67-70.

1. Depósitos em Bicos Injetores. 2. Biocombustíveis. 3. Óleos vegetais. 4. Motor Diesel. 5. Sistema de Injeção. I. Leiroz, Albino José Kalab. Colaço, Marcelo José II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Miriam e Alfredo Fleischman e à minha família por tudo.

Agradeço à Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ e aos professores que aqui tive, por todo o aprendizado. Agradeço também à Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, que me recebeu de braços abertos por um ano pelo programa de Mobilidade Acadêmica.

Agradeço aos meus orientadores, Prof. Albino José Kalab Leiroz e Prof. Marcelo José Colaço, bem como ao engenheiro Nauberto Pinto pela orientação, os aprendizados e a enorme paciência. Agradeço também aos técnicos da FADIESEL que, no percurso deste trabalho me auxiliaram de bom grado.

Agradeço à equipe da gerência de Desempenho de Produtos em Motores do Centro de Pesquisas da Petrobras (DPM/CENPES/PETROBRAS), onde estagiei por um ano, agregando muito conhecimento.

Agradeço à ANP, que, através de seu Programa de Recursos Humanos 37, apoiou a realização deste projeto, bem como de muitos outros na área de biocombustíveis por todo o país.

Por fim, agradeço a todos os amigos que estiveram comigo nos desafios e nas conquistas do curso de Engenharia. Agradeço em especial aos membros do Sangue da UFRJ, com quem vi que Universidade é muito mais que sala de aula e laboratório.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aparato Experimental para Avaliação de Depósitos em Bicos Injetores de Motores Diesel Operando com Óleos Vegetais

Rafael Fleischman

Agosto/2013

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz e Marcelo José Colaço

Curso: Engenharia Mecânica

A previsão de escassez de petróleo, a flutuação de seus preços no mercado internacional e os impactos ambientais de sua utilização estão impulsionando pesquisas no campo dos combustíveis alternativos. Neste contexto, os óleos vegetais, triglicerídeos extraídos de plantas, aparecem como candidatos a substituir os combustíveis derivados do petróleo em motores de ignição por compressão. No entanto, devido às suas altas viscosidades, estes óleos devem passar por uma etapa de pré-aquecimento antes de serem admitidos nos motores.

Um dos problemas associados ao uso destes combustíveis em motores diesel é a formação de depósitos sólidos em bicos injetores. Estes depósitos representam um grave problema para os motores, pois obstruem os orifícios dos bicos injetores. Este efeito dificulta a injeção de combustível na câmara de combustão, prejudicando o desempenho do motor, aumentando o seu consumo de combustível e a sua emissão de poluentes. Este trabalho visa selecionar e adaptar equipamentos para serem utilizados em um banco de prova de motor a fim de avaliar a formação de depósitos em bicos injetores de motores diesel operando com óleos vegetais.

Palavras-chave: Banco de Prova, Óleos vegetais, Depósitos em Bicos Injetores, Motores Diesel.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Experimental Apparatus for Evaluation of Diesel Injectors Deposits Operating on
Vegetable Oils

Rafael Fleischman

August/2013

Advisors: Albino José Kalab Leiroz and Marcelo José Colaço

Course: Mechanical Engineering

The forecast of oil shortage, the fluctuation of its price in the international market and the environmental impacts of its usage are driving research in the field of alternative fuels. In this context, vegetable oils, triglycerides extracted from plants appear as candidates to replace petroleum fuels in compression ignition engines. However, due to their high viscosities, these oils must be preheated prior to being admitted to the engines.

One problem associated with the usage of these fuels in diesel engines is the formation of solid deposits on injectors. These deposits represent a serious problem for the engines, because they block the nozzle holes. This effect hinders the fuel injection into the combustion chamber, harming the engine performance, increasing its fuel consumption and its pollutants emissions. This work aims to select and adapt equipment to be used at an engine test stand to evaluate the formation of deposits in injector nozzles of diesel engines operating with vegetable oils.

Keywords: Engine Test Stand, Vegetable Oils, Diesel Injectors Deposits, Diesel Engines.

SUMÁRIO	Pg.
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. MOTIVAÇÃO.....	1
1.2. OBJETIVO.....	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1. ÓLEOS VEGETAIS.....	4
2.2. FORMAÇÃO DE DEPÓSITOS EM BICOS INJETORES	7
3. INJEÇÃO EM MOTORES DIESEL.....	11
3.1. SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL.....	13
3.1.1 Tanque de Combustível.....	14
3.1.2 Bomba Alimentadora	14
3.1.3 Filtro de Combustível.....	13
3.1.4 Linhas de Combustível.....	13
3.2. SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	15
3.3. TIPOS DE SISTEMAS DE INJEÇÃO.....	16
3.3.1 Bomba-Linha-Bico.....	17
3.3.2 Unidade Injetora.....	17
3.3.3 Common Rail	18
3.4. COMPONENTES DO SISTEMA DE INJEÇÃO:.....	19
3.4.1 Bomba Injetora em linha	19
3.4.1.1 O-Ring	21
3.4.2 Linhas de Alta Pressão	25
3.4.3 Injetores.....	25
4. METODOLOGIA DE TESTES.....	27
4.1. BANCO DE PROVAS DE MOTOR	27
4.2. REDUÇÃO DA VISCOSIDADE.....	28
4.3. DINAMÔMETRO.....	30
4.4. ACOPLAMENTOS.....	31
5. APARATO EXPERIMENTAL.....	33
5.1. SELEÇÃO DO MOTOR	33
5.2. CIRCUITO DE COMBUSTÍVEL DO MOTOR	36
5.2.1 Bomba Injetora Utilizada.....	40
5.2.1.1 O-Ring da Bomba Injetora.....	41

5.2.2	Conjunto Porta-Injetor	42
5.2.3	Linhas de Combustível do Motor	43
5.2.4	Filtro de Combustível Utilizado	44
5.3.	TANQUE DE COMBUSTÍVEL UTILIZADO.....	46
5.3.1.	Cálculo Térmico para o Tanque de Combustível	47
5.4.	DINAMÔMETRO SELECIONADO	55
5.5.	ACOPLAMENTO SELECIONADO	58
5.5.1.	Instalação do Acoplamento	61
6.	CONCLUSÃO.....	65
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
	ANEXO 1 – MOTORES PESQUISADOS	71
	ANEXO 2 – CATÁLOGO DO MOTOR AGRALE M95W	73
	ANEXO 3 – COTAÇÕES DO MOTOR AGRALE M95W.....	87
	ANEXO 4 – COTAÇÕES DE PEÇAS DE REPOSIÇÃO AGRALE M95W	89
	ANEXO 5 – DESCRIÇÃO DO FILTRO DE COMBUSTÍVEL.....	94
	ANEXO 6 – COTAÇÃO DO FILTRO DE COMBUSTÍVEL	96
	ANEXO 7 – COTAÇÃO DO ACOPLAMENTO	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Mudanças climáticas globais recentes	2
Figura 2.1 – Uso global de biomassa de 1971 a 2005	4
Figura 2.2 – Composição de uma molécula de óleo vegetal	4
Figura 2.3 – Bico injetor e arredores limpos (E) e com depósitos (D).....	8
Figura 2.4 – Bico injetor com depósitos (E) e bico injetor limpo (D).....	9
Figura 3.1 – Esquema do circuito de combustível de um motor diesel	12
Figura 3.2 – Circuito de combustível em um motor diesel	13
Figura 3.3 – Esquema de filtro de combustível	15
Figura 3.4 – Sistema Bomba-Linha-Bico	17
Figura 3.5 – Unidade Injetora da Delphi	18
Figura 3.6 – Sistema Common Rail com 4 injetores	18
Figura 3.7 – Vista de seção de bomba injetora em linha.....	19
Figura 3.8 – Hélice usinada no pistão da bomba em linha	20
Figura 3.9 – Mecanismo de Hélice em uma bomba em Linha	20
Figura 3.10 – Sistema de Controle de uma bomba em linha.....	21
Figura 3.11 – Geometria de um O-Ring	21
Figura 3.12 – Instalação de um O-Ring.....	22
Figura 3.13 – Comportamento Tensão-Deformação de Polímeros	23
Figura 3.14 – Conjunto Porta-Injetor	26
Figura 4.1 – Viscosidade de alguns fluidos em função da temperatura	30
Figura 4.2 – Acoplamento Elástico de Garras	32

Figura 5.1 – Motor Agrale M95W	35
Figura 5.2 – Conjunto Tanque de Combustível do motor Agrale M95W	37
Figura 5.3 – Conjunto da Bomba Injetora do motor Agrale M95W	38
Figura 5.4 – Conjunto da Porta-Injetor do motor Agrale M95W	39
Figura 5.5 – Vista explodida da bomba injetora Bosch PFR 1K 80 A 465.....	40
Figura 5.6 – Vista Explodida do Porta Injetor Bosch KDAL 84 P27	42
Figura 5.7 – Filtro FIG.14 Spirax Sarco.....	45
Figura 5.8 – Desenho do tanque TS-75042 AR-5	47
Figura 5.9 – Modelo de transferência de calor nas paredes laterais do tanque	49
Figura 5.10 – Modelo de circuito térmico	49
Figura 5.11 – Curvas de Torque x Rotação do Dinamômetro de do Motor	56
Figura 5.12 – Vistas do Dinamômetro 66 D.G.....	57
Figura 5.13 – Vista Lateral do Acoplamento DAG 112.....	60
Figura 5.14 – Flange do Acoplamento Antes da Usinagem.....	61
Figura 5.15 – Flange do Acoplamento Após a Usinagem.....	62
Figura 5.16 – Cubo do Acoplamento Antes da Usinagem	63
Figura 5.17 – Cubo do Acoplamento Após sua Usinagem.....	64

LISTA DE SÍMBOLOS

P	potência desenvolvida pelo motor
T	torque do motor
n	rotação do motor
T_r	torque requerido pelo acionamento
T_t	torque transmitido
F_1	fator de tipo de máquina acionadora
F_2	fator de tipo de máquina acionada
F_3	fator de tempo de serviço
F_4	fator de tipo de carga
T_n	torque nominal
FS	fator de segurança
μ	viscosidade dinâmica
τ	tensão cisalhante
$\frac{du}{dy}$	taxa de deformação
A	constante
B	constante
C	constante
q_x	taxa de transferência de calor
k	condutividade térmica
A	área perpendicular à direção da transferência de calor
θ	temperatura
x	comprimento de parede
R_{cond}	resistência de condução
L	comprimento total da parede
R_{cond}	resistência de convecção
h	coeficiente de convecção
Nu	Número de Nusselt
Ra	número de Rayleigh
Pr	número de Prandtl
g	aceleração da gravidade

β	coeficiente de expansão volumétrica
α	difusividade térmica
ν	viscosidade cinemática
L_c	comprimento característico
P	perímetro
R	distância do braço de alavanca

1. INTRODUÇÃO

A Revolução Industrial iniciou-se na Inglaterra em meados do século XVIII e espalhou-se para muitos países do mundo no século XIX. Ela trouxe grandes inovações tecnológicas, as quais causaram enorme impacto nos meios de produção e na organização socioeconômica e cultural de muitos países. As indústrias estabeleceram-se como meio de produção predominante, introduzindo novos métodos e processos. Além disso, houve uma massiva migração populacional do campo para as cidades, de forma que hoje a grande maioria da população vive em meio urbano. Essas mudanças imprimiram grande transformação na sociedade, que passou a depender enormemente de produtos derivados do petróleo, em especial de combustíveis, destacando-se dentro destes, a gasolina e o óleo diesel.

O uso extensivo do petróleo como fonte energética, bem como a atuação industrial, têm gerado os maiores níveis de emissão de gases poluentes da história. Devido à poluição ambiental, aliada à previsão de escassez do petróleo nas próximas datas, muita pesquisa está sendo feita em combustíveis alternativos àqueles derivados do petróleo [1]. Um desses combustíveis, de grande importância, é o óleo vegetal *in natura*, um combustível de alta viscosidade que pode ser utilizado em motores de ignição por compressão.

Um problema que ocorre nesses motores é o aparecimento de depósitos sólidos em bicos injetores de combustíveis. Como o óleo diesel é o combustível mais utilizado nesse tipo de motor, há extensiva pesquisa desenvolvida ao longo dos anos para estudar como o combustível fóssil está relacionado a este fenômeno. No entanto, o estudo do depósito em bicos relacionado ao uso de óleos vegetais ainda é um campo que carece de informações.

1.1. MOTIVAÇÃO

O último século foi marcado por um aumento sem precedentes no número de atividades humanas que se utilizam de energia, destacando-se, principalmente, a atividade industrial e os transportes. Para dar conta de toda essa demanda energética foi necessário o desenvolvimento de máquinas capazes de gerar potência. Dentre todas as máquinas criadas para este fim, destacam-se os motores de combustão interna, usados extensivamente em inúmeras aplicações em todo o globo. Classicamente, estes motores

são abastecidos por combustíveis de origem fóssil, principalmente o óleo diesel e a gasolina.

Essa nova conjuntura tem aumentado, desde então, a emissão de gases de efeito estufa em escala global. De acordo com o IPCC (International Panel on Climate Change) [2], 69% de toda emissão de CO₂ está relacionada com energia e 60% de toda emissão de gases de efeito estufa pode ser atribuída ao fornecimento e uso de energia. Toda esta conjuntura está ocasionando impactos ambientais a nível globais que não podem ser ignorados, como apresentados na figura 1.1, que mostra mudanças observadas na (a) temperatura média global da superfície; (b) média global do nível do mar; e (c) cobertura por neve do Hemisfério Norte no período Março-Abril. Os gráficos são relativos às médias correspondentes ao período de 1961-1990.

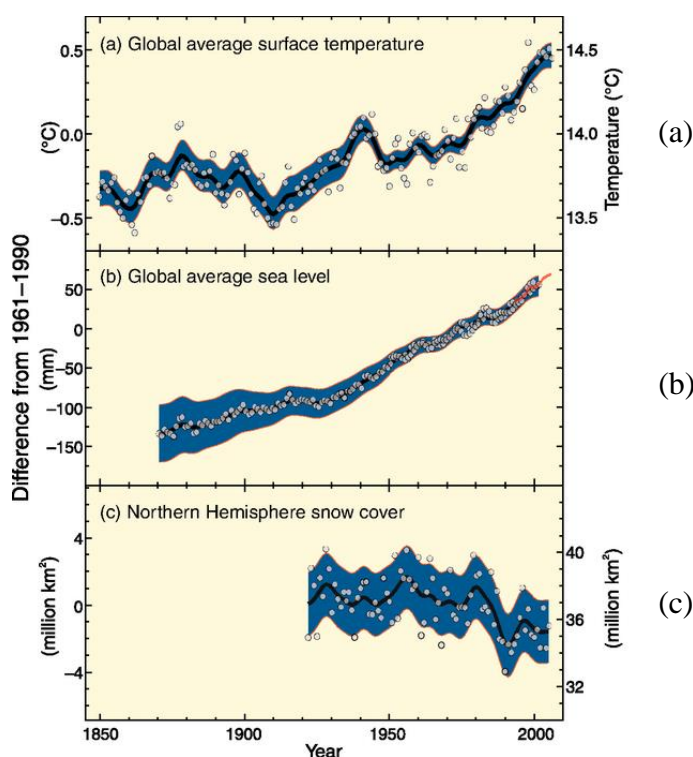


Figura 1.1– Mudanças climáticas globais recentes [3]

Por este motivo, aliado à previsão de escassez de petróleo [2], diversos combustíveis alternativos têm sido desenvolvidos, entre eles os óleos vegetais *in natura*. Estes combustíveis, por serem provenientes de fontes renováveis, representam grande esperança de amenização de impactos ambientais a nível global.

No entanto, ainda existem dificuldades tecnológicas quanto à utilização destes combustíveis. Eles apresentam alta viscosidade e cadeias complexas, agravando problemas observados com combustíveis tradicionais nos motores. Isto faz com que a confiabilidade neles seja reduzida, e sua utilização seja até evitada para aplicações de média e alta responsabilidade. A expansão do conhecimento sobre a operação de motores com óleos de alta viscosidade permitirá a expansão da utilização destes produtos.

Além disso, destaca-se o papel que esses combustíveis podem ter em pequenas e médias comunidades isoladas, principalmente na região da Amazônia. Essas são regiões caracterizadas por longas distâncias até os principais centros urbanos, tornando difícil o acesso da rede elétrica e até o envio de combustíveis. A utilização de óleos vegetais produzidos pelas próprias comunidades poderia trazer grandes benefícios de ordens logística (garantia do abastecimento de combustível), social (geração de empregos) e ambiental (emissão evitada de CO₂) [4].

1.2. OBJETIVO

Este projeto pretende desenvolver uma ferramenta experimental para avaliar a formação de depósitos em bicos injetores de motores diesel funcionando com óleos vegetais *in natura*. Trata-se, portanto, de selecionar e fazer as adaptações necessárias em equipamentos que serão utilizados um banco de prova de motor. Este banco de prova permitirá avaliar a qualidade desses combustíveis de alta viscosidade no que diz respeito à formação de depósitos em bicos injetores.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. ÓLEOS VEGETAIS

Óleos vegetais são biomassa, a qual pode ser definida como um conjunto de materiais orgânicos cultivados, coletados ou colhidos para usos energéticos [5]. A biomassa é uma fonte renovável de hidrocarbonetos que pode ser convertida em energia (tanto em forma de calor, quanto em eletricidade). Há um rápido crescimento no uso de biomassa nos últimos anos, como pode ser visto na figura 2.1.

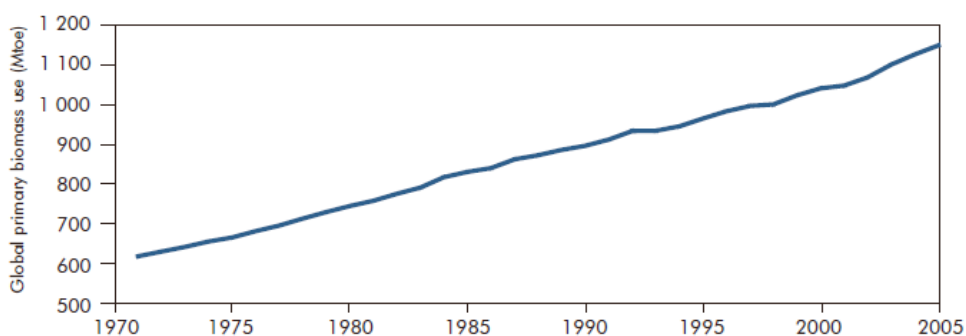


Figura 2.1 – Uso global de biomassa de 1971 a 2005 [5]

Esses óleos são extraídos de alguma fonte vegetal e consistem principalmente de hidrocarbonetos saturados. Eles são triglicerídeos formados de ésteres de glicerol de ácidos graxos [6]. Até três ácidos graxos são ligados à molécula de glicerina, como representado na figura 2.2. Os ácidos graxos variam no comprimento de suas cadeias de carbono e número na localização de suas ligações duplas, resultando em propriedades físicas e químicas diferentes para cada óleo vegetal. As moléculas de óleos vegetais são extensas (cerca de três ou quatro vezes maiores que aquelas de combustíveis de hidrocarbonetos) e com grandes pesos moleculares (tipicamente cerca de 880 g/mol) [8].

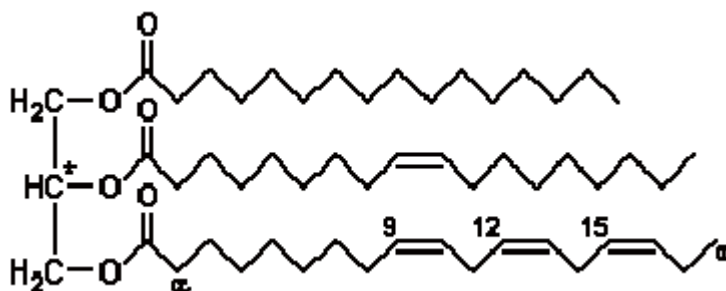


Figura 2.2 – Composição de uma molécula de óleo vegetal [7]

A ideia de se usar óleos vegetais em motores não é nova. Rudolf Diesel desenvolveu o motor diesel em 1895 e, em 1900, o apresentou na Exposição de Paris com óleo de amendoim como combustível [9]. Desde então, muitas tentativas têm sido feitas para conhecer melhor os desafios para a implantação deles nos motores de ignição por compressão.

Clevenger *et al.* [10] apresentou quatro diferenças principais entre óleos vegetais e o diesel:

- As viscosidades de óleos vegetais são significativamente maiores, enquanto as densidades são apenas moderadamente maiores;
- Óleos vegetais têm poderes caloríficos mais baixos;
- A razão estequiométrica combustível/ar é maior para óleos vegetais devido à presença de oxigênio molecular;
- Pode ocorrer craqueamento térmico com óleos vegetais nas temperaturas encontradas no spray de combustível motores diesel naturalmente aspirados.

Murayama *et al.* [8] constataram que óleos vegetais geram desempenho do motor e níveis de emissão de poluentes aceitáveis para aplicações de curta duração, porém, após longa operação podem ser observados depósitos de carbono e aderência dos anéis do pistão. Foram sugeridos ainda, como soluções práticas para estes problemas, o aumento da temperatura do combustível para 200°C e a mistura dos óleos vegetais com combustíveis fósseis. A tabela 2.1, adaptada de Nettles-Anderson e Olsen [7], relaciona as propriedades dos óleos vegetais e seus impactos em aplicações em motores.

Tabela 2.1 – Impacto de propriedades de óleos vegetais no desempenho e durabilidade de motores

Propriedades do Óleo	Eficiência do Motor	Emissões	Durabilidade do Motor
Alta Viscosidade	Baixa Eficiência	Afeta emissões de formas adversas	Limita a vida do motor
Ponto de Nuvem (Cloud Point)	Baixos Pontos de Nuvem correspondem a baixas viscosidades	Desconhecido	Alto ponto de nuvem pode limitar a vida do motor

Propriedades do Óleo	Eficiência do Motor	Emissões	Durabilidade do Motor
Poder Calorífico Inferior	Baixo PCI resulta em alto consumo	Aumenta as emissões	Desconhecido
Fosfatos	Altos níveis diminuem a potência de saída	Desconhecido	Limita a vida do filtro
Alta Densidade	Mais energia por volume diminui o consumo	Diminui as emissões	Desconhecido
Alta Temperatura do Combustível	Temperaturas maiores que 90°C podem causar danos em componentes	Pode aumentar NO _x	Aumenta a vida do motor devido à redução de viscosidade
Ácidos Graxos Poliinsaturados	Baixos níveis não afetam o desempenho	Altos níveis aumentam NO _x	Afeta o motor de formas adversas

Devido ao grande tamanho das moléculas de óleos vegetais, a tendência à formação de depósitos é maior com eles. Vellguth [11] e Suda [12] constataram que óleos vegetais podem abastecer motores diesel, mas haverá coqueamento nos motores com injeção direta, caso estes não sejam modificados, para qualquer período de operação. Barsic e Humke [13] sugerem que o uso de óleos vegetais resulta em níveis significativos de formação de depósito em bicos injetores.

Além de terem importante função em relação à tendência de redução das emissões de poluentes em comparação com o óleo diesel mineral, os óleos vegetais podem representar uma importante solução para os problemas energéticos de comunidades isoladas, localizadas, principalmente, na Amazônia. O Brasil é um país de dimensões continentais e possui diversas comunidades, que por estarem excessivamente distantes dos principais centros urbanos, não estão ligadas ao sistema de abastecimento de energia elétrica. Estas comunidades devem, portanto, ter a capacidade de gerar sua própria energia.

Normalmente a geração de energia nesses sistemas isolados é feita por meio de grupos geradores a óleo diesel. No entanto, devido às grandes distâncias e dificuldade

de acesso, o fornecimento de combustível pode sofrer atrasos, deixando a comunidade sem energia. Além disso, destacam-se os altos custos de transporte do óleo diesel.

Uma solução para estes problemas seria, portanto, a capacidade da comunidade isolada gerar o próprio combustível que será consumido. Cavaliero e Silva [4] estudaram a viabilidade de geração de energia a partir do óleo de buriti na localidade de Vila Campinas, município de Manacapuru, AM. Eles descobriram que há uma grande variedade de sementes oleaginosas na Região Amazônica, como o buriti, a andiroba e o babaçú. A extração do óleo a partir das sementes ocorre através de processos relativamente simples, envolvendo a desidratação das mesmas seguida pela sua prensagem.

No entanto, deve-se observar que, devido à sua alta viscosidade quando não aquecidos, óleos vegetais *in natura* não podem ser utilizados na partida e na parada dos motores. Deve haver, dessa forma, outros combustíveis para serem utilizados nestes momentos. Para estas aplicações pode-se utilizar o óleo diesel mineral ou o biodiesel, o qual poderia ser fornecido pronto ou produzido na própria comunidade isolada a partir de seus óleos vegetais mediante uma reação de transesterificação com álcool. No entanto, haveria neste caso, necessidade de importação do álcool. Nota-se, desta maneira, que o uso de óleos vegetais não garante a completa autonomia do sistema isolado, mas reduz substancialmente a sua dependência externa, seja de óleo diesel mineral, de biodiesel ou de álcool.

Além do aspecto energético, a utilização de óleos vegetais reduz a necessidade de importação de combustíveis minerais, trazendo benefícios sociais, como a geração de empregos locais. Estes novos empregos aumentariam a qualidade de vida local e reduziriam a emigração para os grandes centros urbanos.

2.2. FORMAÇÃO DE DEPÓSITOS EM BICOS INJETORES

Bicos injetores são os equipamentos de motores por onde o combustível é injetado, mediante grandes pressões, na câmara de combustão. Normalmente trata-se de um bocal com pequenos orifícios, por onde o combustível é pulverizado em forma de spray. A fim de atender à legislação de emissões, cada vez mais severa, é necessário um projeto do sistema de injeção cada vez mais sofisticado. Para potencializar a atomização do combustível, são utilizados orifícios em bicos injetores cada vez menores. Por

exemplo, o motor Peugeot DW10 (que atende às normas Euro 5) utiliza bicos injetores com 6 orifícios com diâmetro de 110 micrômetros enquanto há projetos de motores Euro 6 com 24 orifícios de diâmetro de até 80 micrômetros [14].

No entanto, as altas pressões e temperaturas geradas por projetos de sistemas de injeção mais eficientes parecem favorecer o aparecimento dos fenômenos de coqueamento e incrustação do combustível nos injetores. Estes fenômenos ocasionam a formação de depósitos sólidos nos orifícios dos bicos injetores e em seus arredores. A figura 2.3 apresenta uma comparação entre um bico injetor e seus arredores limpos e com formação de depósitos.

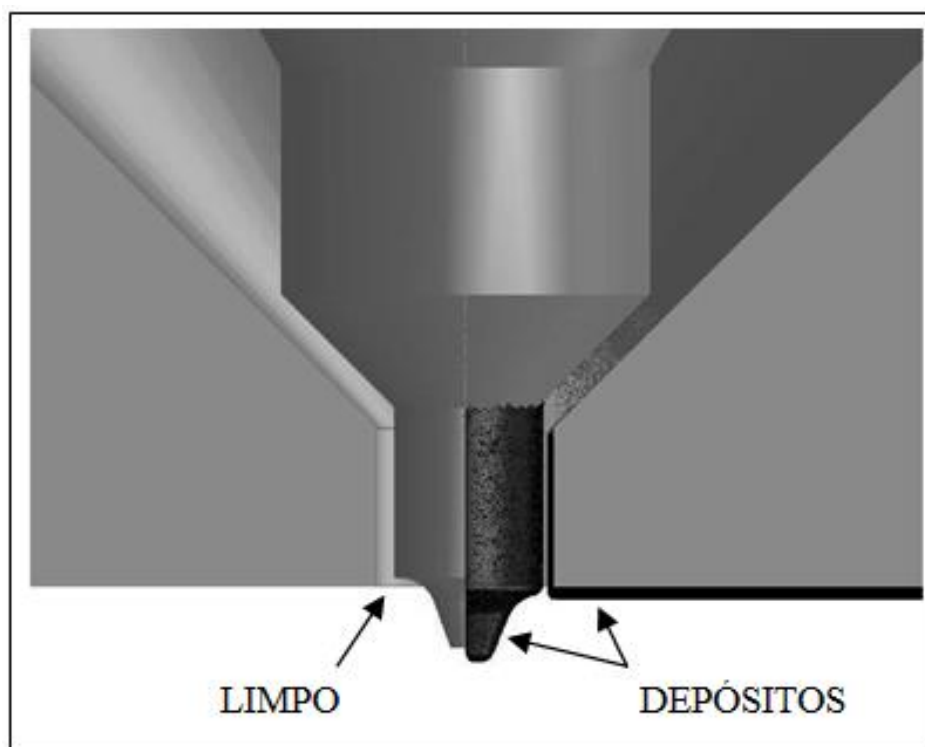


Figura 2.3 – Bico injetor e arredores limpos (E) e com depósitos (D) [15]

Depósitos em bicos injetores representam um sério problema para motores de ignição por compressão, piorando seu desempenho. Os depósitos obstruem os orifícios, reduzindo seu diâmetro hidráulico. Cabe observar que, como estes orifícios já são de dimensões micrométricas, qualquer redução de área se torna altamente relevante. Com isto, a qualidade do spray é fortemente alterada e, para obter a mesma penetração, se faz necessário injetar mais combustível, aumentando o consumo e com isso as emissões e reduzindo, por conseguinte, a eficiência térmica. Estes efeitos foram estudados por Winterbone *et al.* [16]. Um exemplo de bico injetor com grande formação de depósitos pode ser comparado com um bico limpo de mesmo modelo na figura 2.4. Além de

obstruir os orifícios, a formação de depósitos causa mudança nos ângulos de injeção, alterando a forma do spray e prejudicando a reação de combustão.

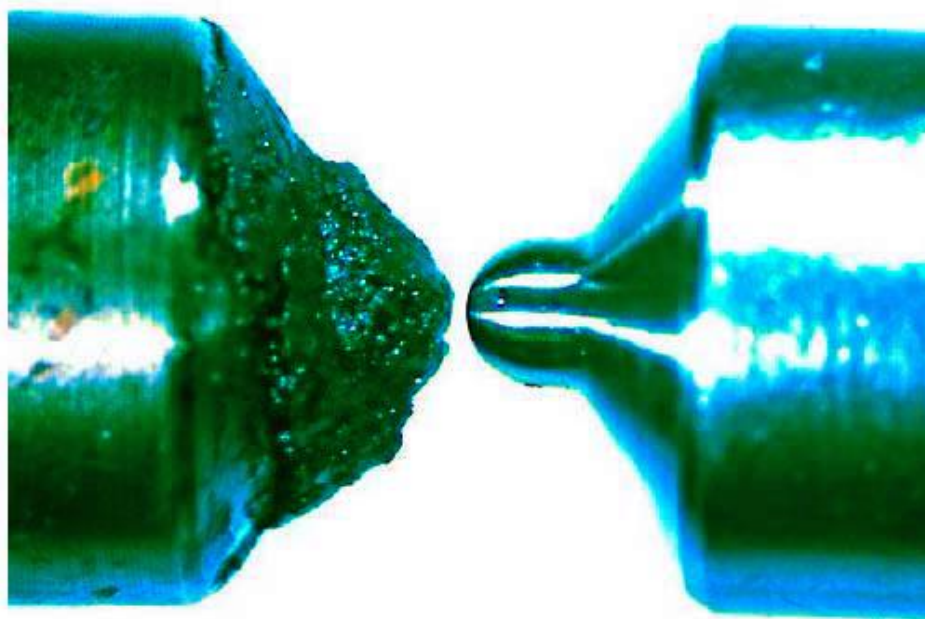


Figura 2.4 – Bico injetor com depósitos (E) e bico injetor limpo (D) [17]

De acordo com Edwards [18] o principal empecilho para o uso de combustíveis a altas temperaturas é a deposição de material rico em carbono nos componentes do sistema de combustível, como passagens de trocadores de calor, filtros, e bicos injetores. Edwards tenta resumir o problema e propõe cinco métodos para minimizar o coqueamento:

1. Reduzir a pressão de operação;
2. Aumentar a razão vapor/hidrocarbonetos;
3. Reduzir tempos de residência (aumentar velocidades dos fluidos), para tipicamente menos de 1s;
4. Evitar pontos quentes;
5. Passivação cuidadosa de materiais.

Ainda segundo Edwards, a formação de coque pode ocorrer por três diferentes mecanismos:

- Mecanismo 1: Carbono filamentososo é formado pela interação do hidrocarboneto com o metal da superfície.
- Mecanismo 2: Carbono amorfo é formado pelo depósito de líquidos de alto peso molecular (alcatrões).

- Mecanismo 3: Carbono amorfo é formado pela adição de pequenas partículas e radicais.

De acordo com Birgel *et al.* [17], diversos fatores influenciam a ocorrência de depósitos, como a incrustação através de condensação térmica e reações de craqueamento em temperaturas de cerca de 300°C no bico injetor. O projeto do bico injetor também é um parâmetro, pois pode influenciar na cavitação.

Além disso, Caprotti *et al.* [19] realizaram diversos ensaios em motores e demonstraram que a presença de zinco no combustível leva um grande aumento da formação de depósitos, mesmo em pequenas quantidades.

Desta maneira, nota-se que a formação de depósitos em bicos injetores é um grande obstáculo para ampliar utilização de óleos vegetais *in natura* em motores diesel. Este trabalho pretende, portanto, fornecer uma ferramenta para estudo deste indesejável fenômeno. A utilização destes biocombustíveis acarreta em uma série de benefícios nos âmbitos econômico (como menor sujeição às variações do preço do óleo diesel), ambiental (emissão evitada de CO₂) e social (geração de empregos, principalmente em regiões remotas).

3. INJEÇÃO EM MOTORES DIESEL

Neste capítulo será feita uma breve revisão acerca do funcionamento do sistema de injeção de combustível em motores diesel. Esta revisão é relevante, pois ela traz conceitos importantes e apresenta os componentes que serão levados em consideração ao selecionar o aparato experimental para o banco de provas que será montado.

Motores diesel trabalham com razões de compressão bastante mais elevadas que as de motores Otto (variando entre 12:1 a 24:1). Por este motivo, atinge-se, nos motores de ignição por compressão, valores de temperatura e pressão sensivelmente mais elevados que nos motores de ignição por centelha. Ar atmosférico é admitido no cilindro, sendo comprimido no cilindro pelo movimento do pistão. Alguns graus antes do Ponto Morto Superior inicia-se a injeção de combustível dentro do cilindro. O combustível é injetado em jatos a alta velocidade por um ou mais pequenos orifícios do bico injetor do motor.

A injeção de combustível na câmara de combustão se dá por meio de um grande diferencial de pressão no bico injetor. Segundo Heywood, valores típicos de pressão no cilindro no momento da injeção são de 50 a 100 atm, enquanto que a pressão de injeção varia de 200 até 1700 atm [20]. Essa diferença de pressão deve ser grande o suficiente para garantir que o combustível atomize e vaporize em pouco tempo e que atravesse a câmara de combustão para conseguir uma melhor distribuição e aproveitamento da carga de ar presente no cilindro.

O jato de combustível penetra a câmara de combustão, atomizando-se em pequenas gotas. Devido às altas temperaturas, o combustível injetado evapora rapidamente, misturando-se com o ar. O ar está em um estado de temperatura e pressão acima do ponto de auto-ignição do combustível, de forma que, após decorrido um pequeno tempo, chamado de “atraso de ignição”, inicia-se a auto-ignição da mistura ar-combustível.

A chama, a partir disso, propaga-se rapidamente, aumentando a pressão e a temperatura de outras regiões dentro do cilindro. Este aumento de pressão e temperatura acelera o processo de auto-ignição para as regiões de mistura não queimada, fazendo com que, em pouco tempo, a combustão espalhe-se para todo o cilindro. É importante notar que nem todo o combustível é necessariamente injetado de uma vez, podendo

haver injeções múltiplas e diferenciadas [21]. De fato, o perfil de injeção é um parâmetro importantíssimo na qualidade da combustão.

Este processo de combustão libera a energia química que estava armazenada no combustível, o que, em última análise, é o que gera a potência para o motor.

Para completar esta complexa tarefa, há um circuito de combustível nos motores. Este circuito é responsável por conduzir o combustível desde seu reservatório, o tanque, até seu destino final, o cilindro, onde ocorre a combustão. Classicamente, divide-se este circuito em dois sistemas distintos:

- Sistema de alimentação de combustível, que compreende as etapas de baixa pressão;
- Sistema de injeção de combustível, que compreende as etapas de alta pressão.

A figura 3.1 apresenta um esquema de um circuito de combustível.

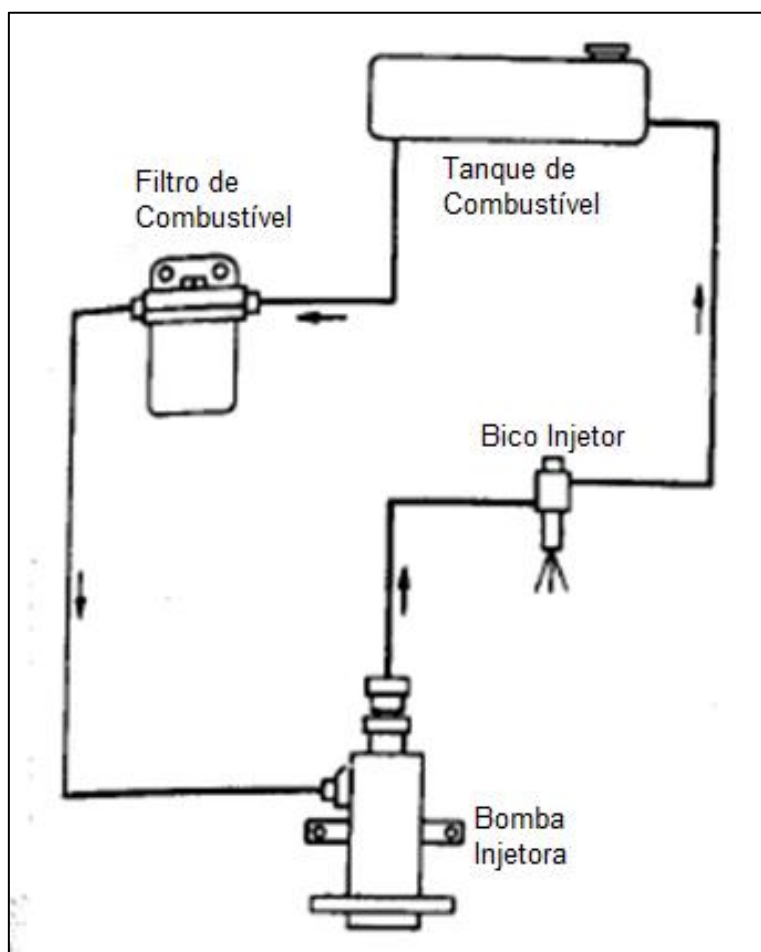


Figura 3.1 – Esquema do Circuito de Combustível de um Motor Diesel [20]

3.1. SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

A função do sistema de alimentação de combustível em motores diesel é transferir o combustível armazenado no tanque para que este chegue no sistema de injeção sob determinadas condições de pressão e filtragem. Este sistema trabalha com baixas pressões.

O combustível, para sair do tanque e chegar até a injeção na câmara de combustão, deve passar por um circuito dentro do motor. Um desenho esquemático de um circuito de alimentação de combustível em um motor diesel pode ser visualizado na figura 3.2. Apesar de haver variações nesse circuito de motor para motor, há alguns elementos essenciais, que estão presentes na maioria absoluta dos modelos. São eles:

- Tanque de combustível
- Bomba alimentadora
- Filtro de combustível
- Linhas de combustível

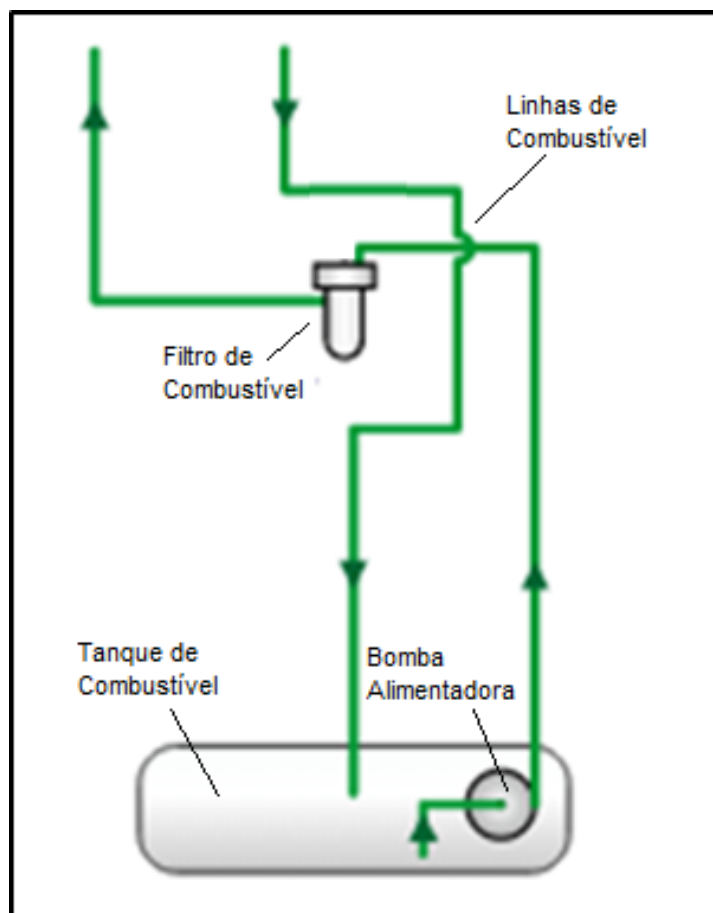


Figura 3.2 – Circuito de Combustível em um Motor Diesel [22]

3.1.1. Tanque de Combustível

O tanque de combustível é o dispositivo em que se armazena o combustível. Ele deve ser resistente à corrosão e projetado para que não ocorram vazamentos, devendo haver, contudo, respiros ou válvulas de segurança para aliviar a pressão interna [21]. Por motivos de segurança, o tanque de combustível é montado normalmente longe do motor a fim de evitar o risco de ignição da expressiva quantidade de combustível armazenada.

3.1.2. Bomba Alimentadora

A bomba alimentadora é responsável por retirar o combustível do tanque, fazendo-o atravessar o filtro e chegar à bomba injetora. Normalmente as bombas alimentadoras são projetadas para bombear mais combustível do que é consumido pelo motor, garantindo assim, o abastecimento contínuo da bomba injetora. Com efeito, a eventual deficiência na chegada de combustível neste componente acarretaria em problemas no sistema de injeção do motor [22]. Este excesso de combustível retorna ao tanque pelas linhas de retorno.

No caso de motores pequenos, que operem a relativamente baixas pressões e vazões de combustível, esta bomba pode ser suprimida apenas posicionando-se o tanque acima dos outros componentes e deixando o fluido escoar por ação gravimétrica.

3.1.3. Filtro de Combustível

A função do filtro de combustível é evitar a contaminação do sistema de injeção de combustível. Esta medida ajuda a reduzir problemas no motor e aumentar a vida útil do mesmo. Os dois principais contaminantes presentes no diesel são o material particulado e as gotículas de água [22]. Atualmente, os elementos filtrantes são constituídos de fibras sintéticas ou celulose. Os filtros são projetados para permitir facilidade na troca dos elementos filtrantes, já que estes devem ser substituídos com certa frequência devido à alta contaminação de diesel [21]. Os filtros podem ser simples ou duplos. A figura 3.3 apresenta o esquema de um filtro de combustível.

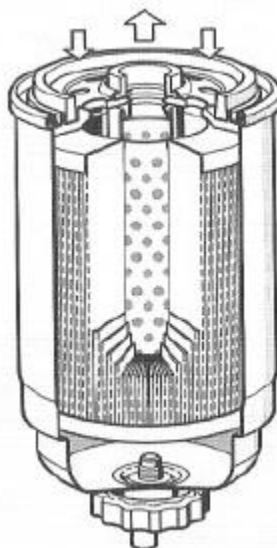


Figura 3.3 – Esquema de Filtro de Combustível [21]

3.1.4. Linhas de Combustível

A função das linhas de combustível é conduzir o diesel entre os diferentes equipamentos. Como a etapa da alimentação de combustível se dá em baixas pressões, pode-se utilizar mangueiras feitas de materiais poliméricos e flexíveis envolvidas por abraçadeiras de aço [21]. Estas linhas devem ser projetadas com o cuidado necessário para que não haja estrangulamento, nem fugas de combustível.

3.2. SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

A função do sistema de injeção de combustível em um motor é levar combustível até o cilindro para a combustão [23]. No entanto, não basta garantir que o combustível chegue à câmara de combustão, pois o desempenho, as emissões e o ruído de motores diesel são grandemente influenciados pela forma com que o combustível chega. É necessário também controlar essa forma a fim de obter os melhores resultados.

Ao contrário das pressões moderadas dos motores de ignição por centelha, os motores diesel injetam combustível a pressões altíssimas. Isto significa que os componentes destes motores estarão submetidos a tensões mecânicas mais altas e, portanto, deverão ser constituídos de materiais mais nobres ou de maior espessura. Além disso, será necessária uma maior precisão de fabricação e menores tolerâncias, além de um sofisticado sistema de controle. Devido a estes fatores, o sistema de injeção pode chegar a representar 30% do custo total do motor [23].

Para garantir uma injeção apropriada de combustível se faz necessário controlar os seguintes parâmetros:

- **Dosagem:** Para uma dada potência, quanto maior for a eficiência térmica de um motor, menor será a quantidade de combustível injetada. O primeiro motor de Rudolf Diesel tinha uma eficiência de 26,2%, enquanto hoje se consegue atingir até 50% de eficiência [24]. Para isto ser possível, o sistema de injeção tem que ser capaz de medir com precisão quantidades muito pequenas de combustível.
- **Tempo:** O momento da injeção de combustível afeta muitos parâmetros de operação do motor diesel. Em última análise, este tempo exerce grande influência sobre a eficiência do motor. Hoje em dia consegue-se controlar o momento de injeção de combustível com uma tolerância de 0,25° no ângulo do virabrequim [24].
- **Atomização:** É necessário garantir que o combustível atomize-se nas menores gotículas possíveis. Quanto maior a atomização, maior a vaporização de combustível, aumentando a participação de combustível na combustão. A ocorrência de gotas não atomizadas gera uma combustão incompleta devido à falta de oxigênio localizada. Estas gotas de combustível queimadas de forma incompleta acabam indo diretamente para o escapamento do motor.
- **Formação da mistura Ar-Combustível:** Assim como a atomização de combustível é importante para uma queima completa, a mistura deste com o ar também o é. Quando a válvula de admissão abre, o ar é admitido na câmara. A válvula, então, fecha e o ar é comprimido. A injeção de combustível, pouco antes do Ponto Morto Superior, deve ocorrer com pressão suficiente para garantir uma penetração adequada.

Os principais componentes do sistema de injeção de combustível são:

- Bomba injetora
- Bico injetor
- Acumulador (apenas no caso do Common Rail)

3.3. TIPOS DE SISTEMAS DE INJEÇÃO

Basicamente há hoje três tipos distintos de sistemas de injeção de combustível [25], os quais são apresentados, respectivamente, nas figuras 3.4, 3.5 e 3.6. Esses tipos são:

1. Bomba-Linha-Bico (Pump-Line-Nozzle)
2. Unidade Injetora (Unit Injector)
3. Common Rail

3.3.1. Bomba-Linha-Bico

Este sistema, desenvolvido por Prosper L'Orange [24], consiste como sugere o nome, em três componentes: uma bomba acionada pelo motor que pressuriza o combustível, uma linha (tubulação) que conduz o fluido em alta pressão até o injetor e um bico injetor que o atomiza e injeta dentro da câmara de combustão. Este é o sistema de injeção mais utilizado em motores diesel.

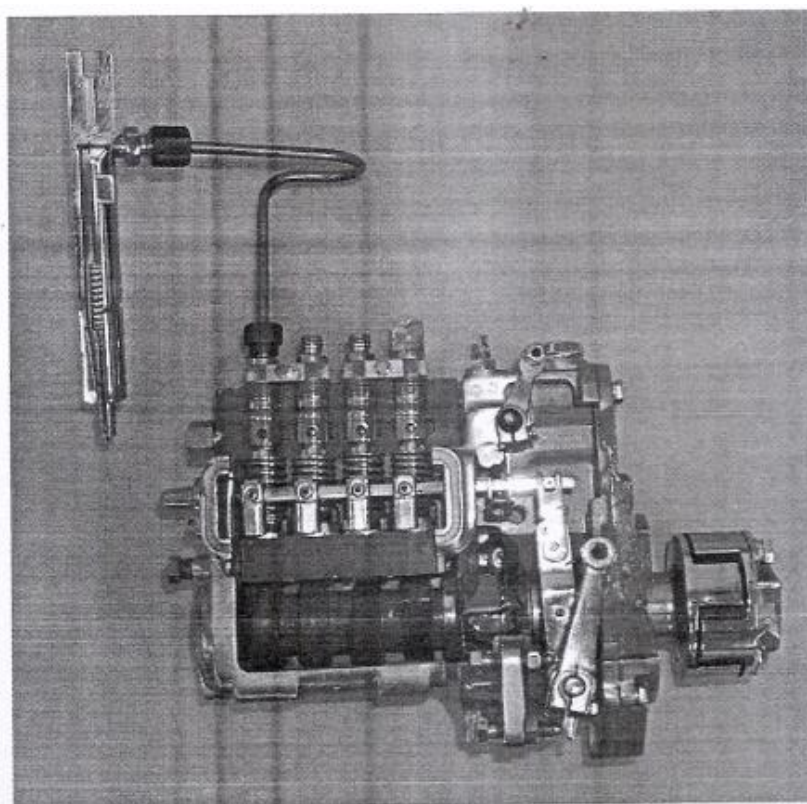


Figura 3.4 – Sistema Bomba-Linha-Bico [24]

3.3.2. Unidade Injetora

O mecanismo de Unidade Injetora se baseia em unificar o sistema Bomba-Linha-Bico em apenas um elemento. Com isto, aproxima-se o local em que o combustível é pressurizado do local em que ele é injetado, podendo eliminar a linha de alta pressão, o que reduz a possibilidade de alguns problemas, como superposição de ondas e injeções secundárias [26].

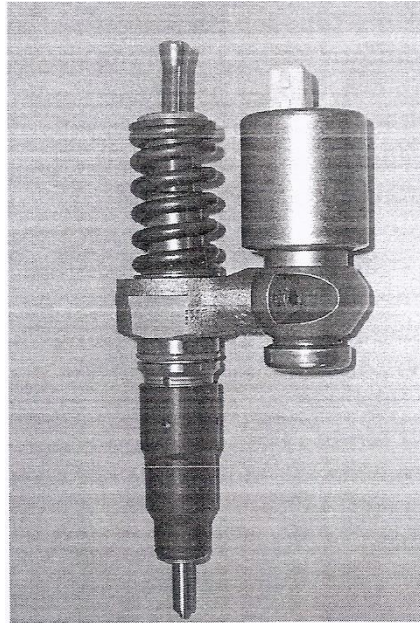


Figura 3.5 – Unidade Injetora da Delphi [24]

3.3.3. Common Rail

O mecanismo Common Rail utiliza um acumulador de combustível pressurizado (o rail), comum a todos os cilindros do motor. O rail, montado no bloco do motor, é alimentado com combustível pressurizado por uma bomba e é conectado aos injetores por linhas de alta pressão.

Common-rail system for passenger cars with delivery-controlled high-pressure pump

- 1 High-pressure pump CP3,
- 2 Rail-pressure sensor,
- 3 "Common Rail" fuel rail,
- 4 Pressure limiter,
- 5 Injectors,
- 6 Fuel filter,
- 7 Fuel tank with preliminary filter,
- 8 ECU,
- 9 Engine-speed sensor,
- 10 Phase sensor,
- 11 Pedal-travel sensor,
- 12 Boost-pressure sensor,
- 13 Air-temperature sensor,
- 14 Engine-temperature sensor.

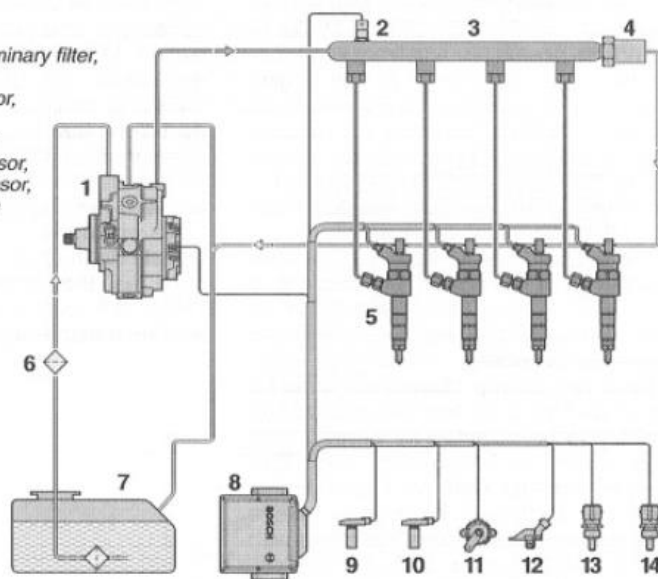


Figura 3.6 – Sistema Common Rail com 4 injetores [21]

3.4. COMPONENTES DO SISTEMA DE INJEÇÃO:

Cada tipo de sistema de injeção visto anteriormente utiliza componentes próprios para desempenhar suas funções. Neste trabalho iremos analisar apenas os componentes do sistema Bomba-Linha-Bico, pois este é o sistema utilizado pelo motor selecionado para o ensaio, como será visto adiante.

3.4.1. Bomba Injetora em linha

A bomba injetora em linha tem duas funções principais:

1. Gerar alta pressão para injetar o combustível em alta velocidade na câmara de combustão, garantindo assim, uma boa penetração, atomização e mistura com o ar. As pressões são diferentes de motor para motor, mas variam entre 200 e 1700 atm [20];
2. Medir a quantidade de combustível injetado na câmara de combustão.

O princípio de funcionamento da bomba injetora em linha é o mecanismo pistão-cilindro (também chamado de elemento), havendo um desses para cada cilindro do motor. O pistão comprime o fluido devido ao movimento de um came e uma mola o traz de volta a sua posição original. A figura 3.7 ilustra os principais componentes de uma bomba em linha [27].

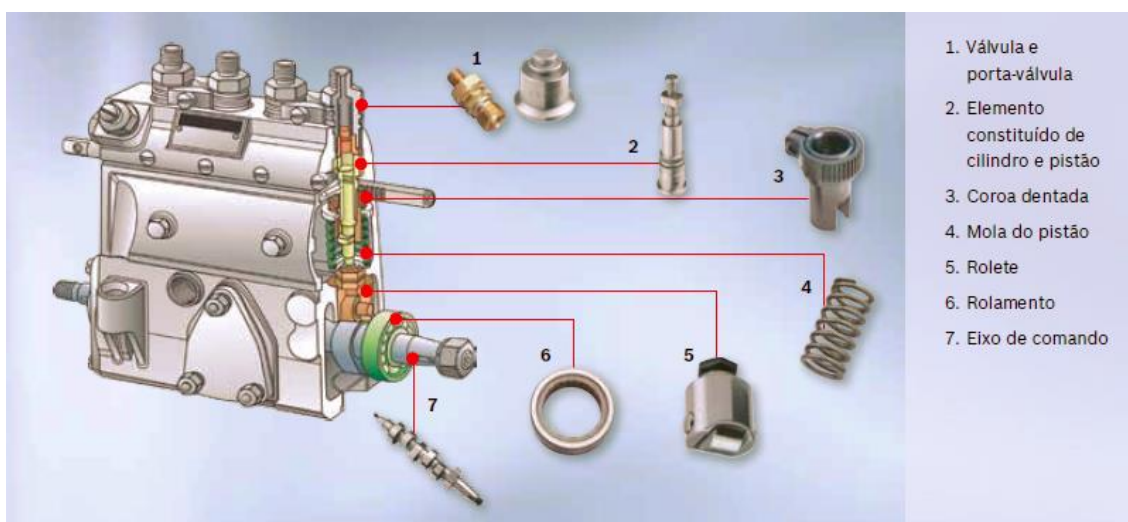


Figura 3.7 – Vista de seção de bomba injetora em linha [21]

O curso do pistão é sempre constante. No entanto, é possível ajustar a quantidade de combustível injetada alterando o chamado “curso efetivo” [21]. Há

hélices usinadas no pistão com o propósito de alterar o seu curso efetivo. Isto é conseguido fazendo-o girar em torno de seu próprio eixo. A figura 3.8 mostra em detalhe uma dessas hélices.



Figura 3.8 – Hélice Usinada do Pistão da Bomba em Linha [28]

O combustível proveniente do sistema de alimentação entra lateralmente no cilindro da bomba injetora. O bombeamento inicia-se quando o topo do cilindro fecha a entrada de combustível e é interrompido quando a hélice abre o canal que leva ao retorno. Este mecanismo está representado na figura 3.9.

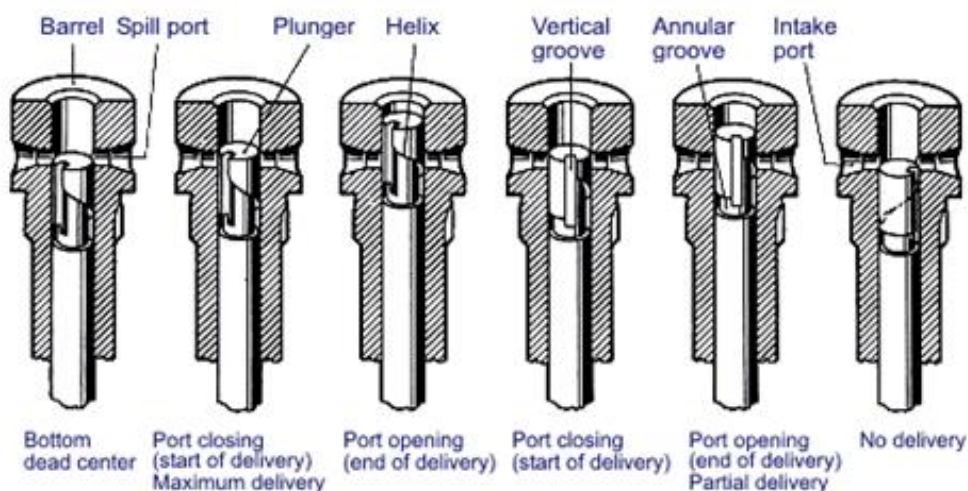


Figura 3.9 – Mecanismo de Hélice em uma Bomba em Linha [22]

O sistema de controle da bomba em linha é essencialmente mecânico. Conectada ao pistão há uma pequena engrenagem, a qual é acionada por uma cremalheira de controle. Esta cremalheira, por meio de uma série de ligações, conecta-se ao acelerador.

Desta forma, o comando do acelerador transforma-se em movimento linear na cremalheira, o qual é convertido em movimento angular do pistão. Esta rotação, em última análise, é a responsável por mover a hélice, controlando a quantidade de combustível injetada no cilindro. A figura 3.10 ilustra este mecanismo em condições de (a) Débito nulo, (b) Débito parcial e (c) Débito máximo.

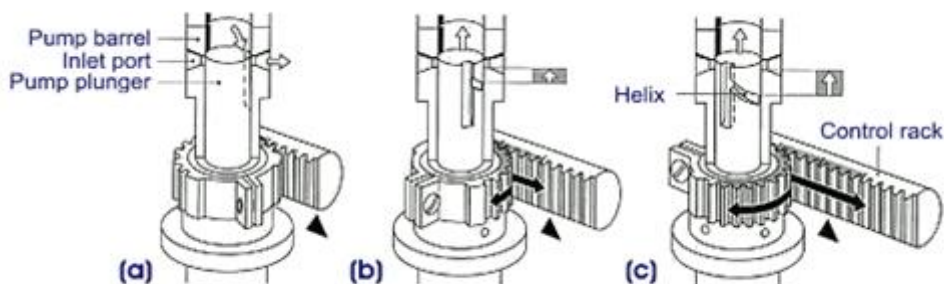


Figura 3.10 – Sistema de Controle de uma Bomba em Linha [22]

Para garantir a vedação apropriada da bomba injetora, utiliza-se um O-Ring. Este elemento é o mais sensível do componente, e merece, por isso, uma análise mais detalhada.

3.4.1.1. O-Ring

Um O-Ring é um objeto toroidal geralmente constituído de um elastômero, apesar de haver também alguns feitos de outros materiais termoplásticos ou até metais, podendo ser ocos ou maciços. A geometria de um O-Ring pode ser completamente descrita conhecendo-se apenas o seu diâmetro interno e sua espessura, como pode ser observado na figura 3.11. Sua função primordial é a selagem mecânica, sendo hoje talvez o mais versátil elemento para este fim disponível para projetos mecânicos [29].

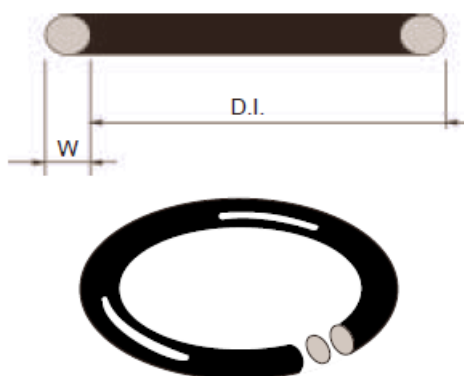


Figura 3.11 – Geometria de um O-Ring [29]

Os primeiros O-Rings de que se tem registro eram de ferro fundido e surgiram em meados do século XVIII, com a função de vedar cilindros a vapor. Ele era um elemento de difícil uso, apresentando diversos problemas. Isto mudou com o advento da borracha nitrílica, material que hoje compõe a maioria dos O-Rings.

O selo mecânico é utilizado em equipamentos que operam com fluidos e tem o objetivo de evitar o escapamento deste, seja ele líquido ou gás. Entre quaisquer duas superfícies rígidas sempre haverá uma folga, através da qual o fluido poderá escoar. A propensão do fluido escoar por esta folga depende de alguns fatores (como a sua viscosidade, a pressão à qual está submetido e a geometria da folga, entre outros). O princípio de funcionamento do O-Ring é ser confinado no espaço entre as duas superfícies, deformando-se e sendo moldado até preencher a folga, como pode ser observado na figura 3.12:

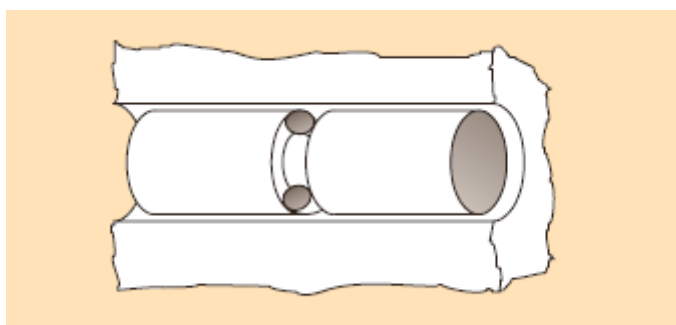


Figura 3.12 – Instalação de um O-Ring [30]

Os O-Rings são largamente utilizados, pois apresentam diversas vantagens em relação aos outros métodos de selagem. Entre as principais, pode-se citar [30]:

- Vedação sobre uma ampla faixa de pressões, temperaturas e tolerâncias;
- Facilidade de instalação e ausência de necessidade de reapertos;
- Pouco espaço requerido e pouco peso;
- Reutilização possível;
- Falha gradual e de fácil identificação;
- Resistência a diferentes faixas de compressão;
- Baixo preço.

No entanto, estes equipamentos também apresentam limitações. Segundo Pearl [31], apesar de os O-Rings oferecerem um modelo razoável para a vedação hidráulica

ideal, eles não devem ser tomados como uma solução imediata para todos os problemas de selagem. Há situações em que sua utilização não é recomendada, como:

- Em aplicações rotativas, com velocidades de contato acima de 500 m/minuto;
- Incompatibilidade dos elastômetros disponíveis com o ambiente;
- Espaço disponível insuficiente.

Como explicado anteriormente, O-Rings são dispositivos selantes feitos de elastômeros. Elastômeros são polímeros com alta massa molecular que exibem pouca deformação plástica e recuperação rápida e quase completa de forças externas, sejam estas de tração ou de compressão [29]. Na figura 3.13 vemos o comportamento tensão-deformação de alguns materiais. No gráfico, a curva A representa um polímero frágil, a curva B um polímero plástico e a curva C um elastômero.

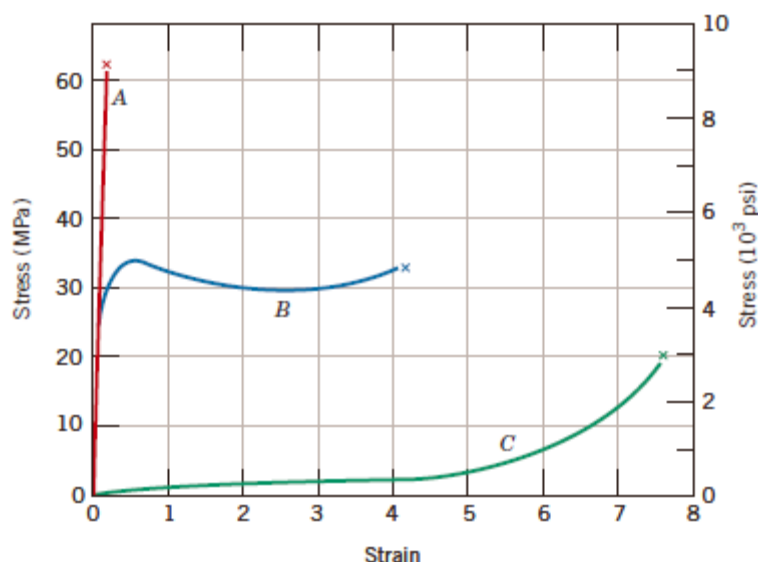


Figura 3.13 – Comportamento Tensão-Deformação de Polímeros [32]

Há diferentes tipos de elastômeros, os quais diferenciam-se em termos de propriedades físico-químicas. As características mais importantes ao selecionar o material de um O-Ring para uma determinada aplicação mecânica são:

- Resistência química ao fluido;
- Resistência à temperatura de trabalho;
- Dureza;
- Tensão de ruptura;
- Alongamento máximo.

Os materiais mais comuns para a fabricação de O-Rings são:

- Borracha Nitrílica (ou “NBR”);
- Poliacrílico (ou “ACM”);
- Fluorcarbono (ou Viton);
- Policloropreno (ou Neoprene);
- Estireno Butadieno (ou Buna S);
- Etileno Propileno (ou “EPDM”);
- Silicone (ou “SI”);
- Fluorsilicone (ou “FSI”).

A tabela 3.1 traz os compostos “Standard” dos O-Rings da Parker.

Tabela 3.1 – Compostos “Standard” dos O-Rings [29]

Polímero Básico	Dureza Shore "A"	Resistência à temperatura em serviço	Aplicação / uso recomendado e especificação
Policloropreno (CR)	70 ± 5	-42 à +120°C máx. +148°C	Freon 12, água salgada, óleos minerais, Ozônio.
Etileno Propileno (EPDM)	80 ± 5	-56 à +120°C máx. +204°C	Ester-fosfatados, vapor, ar, água, ácidos diluídos e alcalinos.
Nitrílica (NBR)	70 ± 5	-34 à +120°C máx. + 135°C	Óleos minerais, fluidos hidráulicos, ar, gasolina, Freon 11. SAE 120R, classe 1.
Nitrílica (NBR)	90 ± 5	-34 à +120°C máx. + 135°C	Óleos minerais, fluidos hidráulicos, gasolina e ar. Grande resistência à extrusão.
Silicone (SI ou MVQ)	70 ± 5	-54 à +232°C máx. + 260°C	Ar e gases, aplicação estática unicamente.
Fluorcarbono (FKM) Viton DuPont®	75 ± 5	-26 à +204°C máx. + 260°C	Óleos a alta temperatura, solventes aromáticos, serviço químico.

3.4.2. Linhas de Alta Pressão

A função das linhas de alta pressão é conectar a bomba injetora ao bico injetor. Elas são constituídas de aço com paredes espessas o suficiente para aguentar as altas pressões às quais serão submetidas.

3.4.3. Injetores

Injetores são componentes montados no cabeçote do motor que contêm o bico injetor. Eles são o último equipamento do sistema de injeção, por meio do qual, o combustível é, enfim, injetado no cilindro para a combustão. Suas principais funções são:

- Medição da quantidade de combustível injetada;
- Definir taxa e forma da injeção;
- Selar a câmara de combustão.

Diesel é injetado na câmara de combustão sob altíssimas pressões (de até 1700 atm [20]) por períodos muito curtos de tempo (da ordem de 1 ms) [21]. Alguns parâmetros do injetor, como o número de orifícios, seus diâmetros, a direção do jato e a forma do jato influenciam a formação da mistura, interferindo na qualidade da combustão, e com isso, o desempenho do motor, seu consumo, sua emissão de poluentes.

É importante que o injetor sele eficientemente a câmara de combustão, pois, caso contrário, os gases de combustão com temperaturas de até 1000°C retornariam no sentido inverso da injeção. Este efeito indesejado poderia iniciar a ignição de combustível no sistema de injeção.

Sistemas Bomba-Linha-Bico utilizam porta-injetores nos quais se inserem o bico injetor. O bico injetor é formado por uma agulha e um corpo. A agulha pode movimentar-se livremente na direção axial dentro do corpo. O combustível proveniente da bomba injetora chega ao corpo do injetor e desce por canais até uma galeria onde está a ponta da agulha. Conforme o débito de combustível é feito pela bomba, a pressão de combustível na galeria aumenta enormemente. Esta pressão empurra a agulha para cima, desobstruindo o orifício e permitindo a saída do spray em alta pressão para dentro

da câmara de combustão. O retorno da agulha à sua posição original é feita a partir de um mecanismo com molas. A figura 3.14 ilustra um porta-injetor fabricado pela BOSCH.

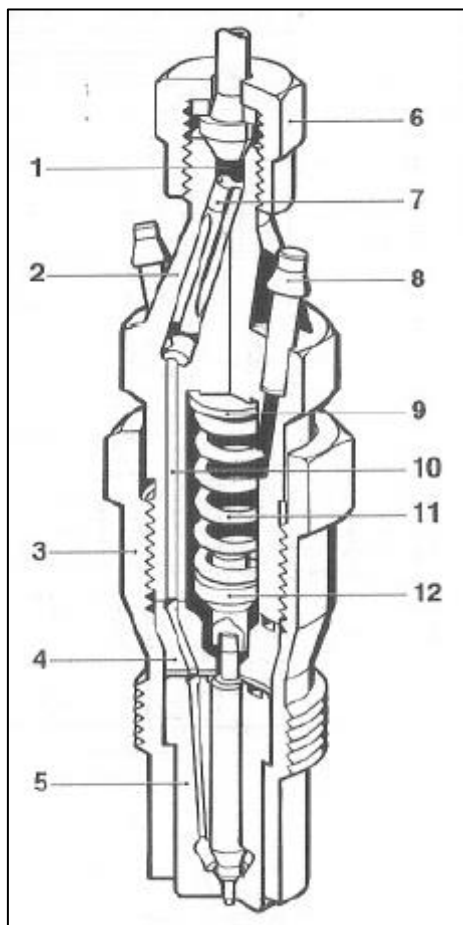


Figura 3.14 – Conjunto Porta-Injetor [21]

4. METODOLOGIA DE TESTES

Para avaliar os diferentes tipos de óleos vegetais quanto à sua tendência à formação de depósitos sólidos em bicos injetores será utilizado um procedimento experimental baseado em um banco de provas de motor.

4.1. BANCO DE PROVAS DE MOTOR

Um banco de provas de motor é uma montagem usada para testar motores, permitindo o funcionamento do mesmo em diferentes regimes de operação. Através do uso de um acoplamento, une-se o eixo do dinamômetro ao volante do motor. A partir de uma série de sensores e equipamentos de medição instalados, é possível obter informações sobre grandezas físicas associadas ao funcionamento do motor. O banco pode ter como objetivo obter informações sobre o motor, sobre o combustível ou sobre o lubrificante sendo utilizado. Alguns parâmetros normalmente medidos são:

- Torque e velocidade angular no virabrequim;
- Vazão de ar de admissão;
- Consumo de combustível;
- Razão Ar-Combustível;
- Emissão de poluentes;
- Temperaturas e pressões em diversos estágios do motor.

O banco de provas será montado no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da UFRJ/COPPE. Com o banco propriamente instalado, será possível fazer o motor operar em um ciclo determinado para obter o resultado desejado. Em geral, utilizam-se dois diferentes tipos de ciclos [17].

O primeiro consiste em operar o motor em alta carga durante rápidos intervalos para atingir altas temperaturas nos injetores, passando, em seguida, por operação em baixa carga. Um dos testes mais comuns nesse método é o Ensaio XUD-9, explicado em detalhes por Giongo *et al.* [15]. O segundo método consiste em operar o motor em regime constante por períodos mais longos, como executado por Winterbone [16].

Estes testes são usados para induzir a formação de depósitos em bicos injetores e investigar a influência destes no desempenho do motor. Para avaliar esta influência, sugere-se para este trabalho três métodos [16]. O primeiro e mais utilizado método

consiste em observar a perda de torque e potência por parte do motor durante sua operação [16]. O segundo baseia-se na inspeção visual dos bicos injetores [16]. O terceiro método é analisar a redução de vazão de ar com valores determinados de levantamento da agulha [15].

4.2. REDUÇÃO DA VISCOSIDADE

Babu e Devaradjane [8] realizaram estudos relacionando a viscosidade de diversos óleos vegetais. A tabela 4.1 compara estes resultados com a viscosidade do óleo diesel, segundo resolução da ANP [33].

Tabela 4.1 – Viscosidades de óleos vegetais e óleo diesel [8], [33]

Óleo Vegetal	Viscosidade cinemática (mm²/s)
Algodão	33,5 (a 38°C)
Girassol	37,1 (a 38°C)
Soja	32,6 (a 38°C)
Amendoim	39,6 (a 38°C)
Mamona	297 (a 38°C)
Diesel S10	2,0 a 4,5 (a 40°C)

Observa-se que óleos vegetais têm viscosidades bastante elevadas quando comparados ao óleo diesel. Desta forma, seria impraticável operar um motor de ignição por compressão com um desses óleos devido ao seu difícil escoamento. É necessário, portanto, algum mecanismo para reduzir a viscosidade do óleo.

A viscosidade de um fluido newtoniano (μ) é uma medida da sua resistência ao escoamento e pode ser expressa indiretamente por:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

onde τ é a tensão cisalhante e $\frac{du}{dy}$ é a taxa de deformação.

Um método possível para reduzir a viscosidade do combustível seria realizar uma mistura com óleo diesel. Fishinger *et al.* mostraram que uma mistura com até 20% de óleos vegetais e 80% de óleo diesel pode operar sem causar danos ao motor [34]. No entanto, esta opção não é interessante no escopo deste trabalho, já que o foco dele é justamente conhecer a formação de depósitos causada pelos óleos vegetais. Deve-se buscar, desta maneira, uma forma de reduzir a sua viscosidade sem fazer uso de misturas.

Fox *et al.* afirmam que a viscosidade de um fluido newtoniano pode ser determinada conhecendo-se o estado termodinâmico do fluido. Ela é, portanto, uma função que varia com a temperatura e a pressão do mesmo, isto é $\mu = \mu(T, p)$, sendo a temperatura o parâmetro mais importante [36].

No entanto, não é possível estimar com precisão por meios teóricos a viscosidade de um líquido, pois o fenômeno da transferência de momento pelas colisões moleculares é ofuscado pelo efeito da interação dos campos de força das moléculas no líquido [36]. Não obstante, pode-se estimar a viscosidade de um líquido a partir da seguinte equação empírica:

$$\mu = Ae^{B/(\theta-C)}$$

onde A , B , e C são constantes que variam de fluido para fluido e θ é a temperatura. A equação sugere um comportamento exponencial de diminuição da viscosidade de líquidos em função da temperatura, o que pode ser comprovado com a figura 4.1.

Portanto, utilizaremos o aumento da temperatura do combustível como método de redução de sua viscosidade. Desta forma, antes de ser admitido no motor, o combustível deve passar por uma etapa de pré-aquecimento. A temperatura a ser atingida depende do óleo a ser usado.

Nettles-Anderson e Olsen argumentam que, a temperaturas abaixo de 60°C a viscosidade dos óleos vegetais é ainda muito alta, impossibilitando seu uso [7]. No entanto, deve-se evitar a ocorrência de superaquecimento do combustível, o que ocorre para muitos óleos a cerca de 100°C, pois isto cria bolhas de vapor, gerando turbulência nas linhas de combustível e prejudicando a combustão [7]. Desta maneira, sugere-se a operação com óleos vegetais a 70°C, que é a temperatura recomendada pela maioria das fontes [35].

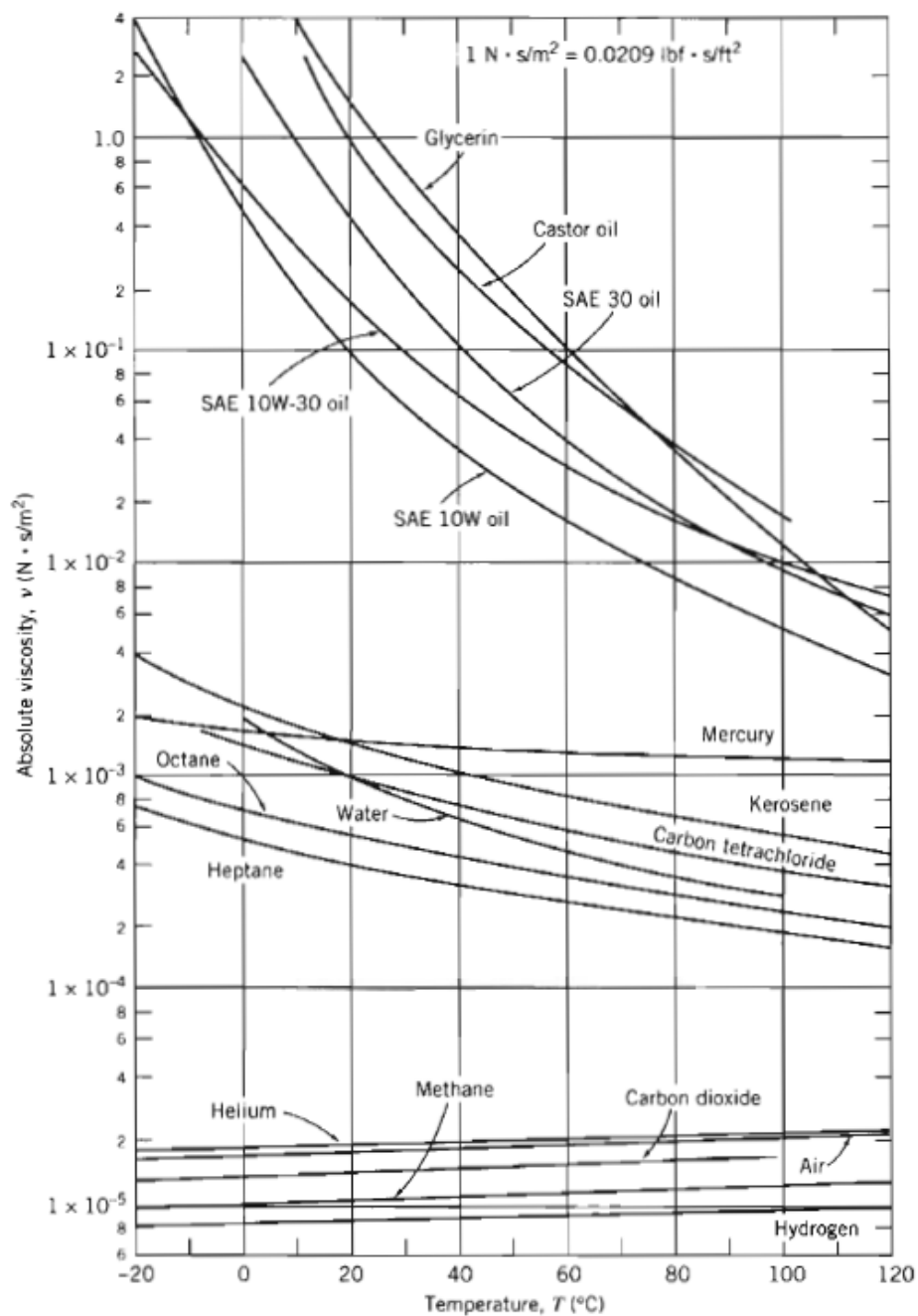


Figura 4.1 – Viscosidade de alguns fluidos em função da temperatura [36]

4.3. DINAMÔMETRO

Um dinamômetro é um equipamento usado geralmente para medir a força, a velocidade angular e o torque de um motor. Ele é acoplado ao motor e exerce uma força contra a do motor. Os sensores no dinamômetro medem, normalmente, a velocidade angular (rotação) e o torque. A partir desses valores, é possível calcular a potência desenvolvida pelo motor através da equação:

$$P = T \cdot n$$

onde P é a potência desenvolvida, T é o torque e n é a rotação. Há diversos tipos de dinamômetros, sendo os mais comuns [37]:

- Atrito Seco: É o tipo mais antigo. Consiste em um sistema de freio mecânico, usualmente uma cinta ou uma sapata. Caiu em desuso após a invenção dos outros tipos.
- Hidráulico: É basicamente uma bomba hidráulica cujo impelidor é acionado pelo motor.
- Eletromagnético: O motor sendo testado aciona um rotor no dinamômetro. Há corrente elétrica passando em bobinas ao redor do rotor, induzindo uma resistência magnética ao giro do rotor.

Ao selecionar um dinamômetro para testar um determinado motor é fundamental conhecer as curvas de torque destes dois equipamentos. A partir dela, deve-se certificar que, para toda a faixa de rotações em que o teste irá ocorrer, o dinamômetro terá capacidade de exercer um torque de frenagem compatível, levemente superior ao torque produzido pelo motor.

4.4. ACOPLAMENTOS

Acoplamentos são conjuntos mecânicos que têm a função de unir e transmitir movimento de rotação entre dois eixos [38]. Na maioria dos casos são constituídos por dois cubos mecânicos e um elemento de transmissão, como pode ser observado na figura 4.2. Alternativamente, pode-se substituir um ou os dois cubos por flanges.

Máquinas operatrizes normalmente produzem vibrações e choques, e por este motivo, em muitos casos vezes recomenda-se o uso de acoplamentos elásticos, capazes de absorver esses fenômenos indesejados. Pode-se também utilizar acoplamentos flexíveis, o quais acomodam pequenos desalinhamentos.

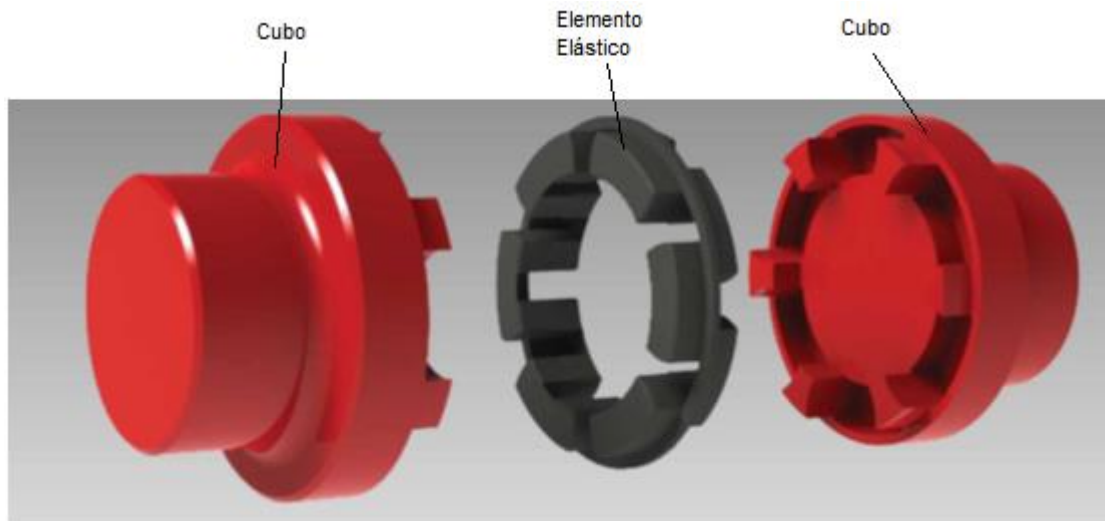


Figura 4.2 – Acoplamiento Elástico de Garras [48]

5. APARATO EXPERIMENTAL

Conforme explicado anteriormente, este trabalho se propõe a indicar equipamentos para serem usados em um banco de provas funcionando com óleos muito viscosos. Para realizar esta tarefa, foi necessário selecionar os equipamentos que serão empregados nos testes e avaliar sua possibilidade de serem utilizados em altas temperaturas.

Para alguns equipamentos verificou-se a possibilidade de sua utilização sem problemas. No entanto, outros não puderam ser aproveitados. Nestes casos, foi necessário buscar soluções, tanto substituindo equipamentos, quanto realizando adaptações ou até projetando novas peças.

Este capítulo dedica-se a descrever detalhadamente o aparato experimental que será utilizado, bem como o processo de sua seleção.

5.1. SELEÇÃO DO MOTOR

O mercado de motores estacionários é bastante desenvolvido e oferece muitas opções. Para selecionar o motor foram pesquisadas diferentes marcas e modelos de motores, tanto nacionais quanto importados. Esta pesquisa retornou muitos resultados de motores que poderiam ser utilizados nos testes. Os resultados da pesquisa para a seleção do motor encontram-se no anexo 1

Por este motivo, foi necessário estabelecer critérios a fim de selecionar o motor mais adequado à pesquisa. Buscou-se um motor que atendesse aos seguintes requisitos:

- Motor de ignição por compressão;
- Baixa potência desenvolvida;
- Baixo consumo de combustível;
- Motor monocilíndrico;
- Arrefecimento por radiador a água;
- Injeção direta de combustível;
- Operação em 2 tempos.
- Partida elétrica.

Optou-se por um motor de baixa potência desenvolvida e baixo consumo a fim de evitar altos custos com a aquisição do equipamento e do combustível durante os

testes. A refrigeração por radiador a água foi selecionada por permitir o controle da temperatura da água de arrefecimento, e, assim, controlar mais um parâmetro de operação do motor.

Além disso, buscou-se motores que operem em ciclos de 2 tempos, visto que estes tendem a apresentar maior formação de depósitos em bicos injetores do que motores de 4 tempos. Isto se deve ao fato de que, nestes motores, a reação de combustão ocorre a cada volta completa do virabrequim, havendo pouco tempo para o resfriamento do bico injetor. Em motores de 4 tempos a reação de combustão ocorre a cada duas voltas do virabrequim, possibilitando maior arrefecimento do bico.

No entanto, motores de 2 tempos apresentam maiores índices de emissões de poluentes por causa da mistura do fluido de trabalho queimado com o não queimado, bem como maior entrada de óleo na câmara de combustão [20]. Devido à legislação nacional cada vez mais rigorosa em relação ao controle de poluentes, os fabricantes de motores estacionários de pequeno porte estão deixando de produzi-los. Por este motivo, foi necessário adquirir um motor que funcione com ciclo de trabalho de 4 tempos.

Realizou-se uma extensa pesquisa, listando diversos modelos de motores nacionais e importados e discriminando seus principais parâmetros de operação. Em seguida, analisou-se, um a um, se os motores atenderiam aos requisitos estabelecidos, eliminando os que não atendessem. Com isto, reduziram-se significativamente as opções.

Poucos modelos de motores foram admitidos depois desta triagem. Destes, selecionou-se o motor estacionário Agrale M95W por ser o único fabricado por indústria nacional, a Lintec Veículos e Motores Ltda, uma empresa subsidiária da Agrale S.A, com sede em Caxias do Sul, RS. Além disso, levou-se em consideração o fato que o Laboratório de Máquinas Térmicas da UFRJ, já realizou pesquisas utilizando motores desta empresa, os quais tiveram um desempenho bom e confiável.

O motor Agrale M95W é um motor de ignição por compressão, de ciclo de 4 tempos, com um cilindro vertical, refrigerado a água [39]. A figura 5.1 ilustra este motor algumas de suas características técnicas principais podem ser vistas na tabela 5.1. Seu catálogo completo está disponível no anexo 2.

Tabela 5.1 – Características técnicas principais do motor Agrale M95W [39]

Modo de Refrigeração	Líquida
Potência NF (NBR ISO 1585) Cv/kW/rpm	17,5/12,8/3000
Potência NB (NBR 6396/ISO 3046)Cv/kW/rpm	16,5/12,1/3000
Potência NA (NBR 6396/ISO 3046)Cv/kW/rpm	15,5/11,4/3000
Torque Máximo (NBR ISO 1585) daNm/rpm	4,2/2500
Número de Cilindros	1 Vertical
Diâmetro do cilindro (mm)	95
Curso de Pistão (mm)	105
Cilindrada (cm ³)	744
Taxa de Compressão	21:01
Capacidade do Cárter (litros)	3
Capacidade do tanque de combustível (litros)	12,5
Consumo de Combustível (g/kWh)	248
Sistema de Injeção	Direta
Peso a Seco, Versão Standard (kg)	170
Comprimento (mm)	683
Altura (mm)	702
Largura (mm)	575

**Figura 5.1 – Motor Agrale M95W [40]**

Como os testes serão conduzidos com combustível em temperaturas acima daquelas para as quais o motor foi projetado, prevê-se um desgaste acentuado dos componentes do motor que entrem em contato com o combustível. Por este motivo, será necessário realizar a reposição destas peças.

O motor e algumas peças de reposição foram orçados com diversos fornecedores de diferentes estados do Brasil. As cotações para o motor encontram-se no anexo 3 e para as peças, no anexo 4.

5.2. CIRCUITO DE COMBUSTÍVEL DO MOTOR

O motor Agrale M95W é um motor de ignição por compressão e apresenta um circuito de combustível característico deste tipo de motor, isto é, há o sistema de alimentação de combustível e o sistema de injeção.

Nas etapas de baixa pressão, a movimentação do fluido se dá exclusivamente por ação gravitacional, não havendo bomba alimentadora. A figura 5.2 mostra o conjunto do tanque de combustível do motor e a tabela 5.2 explicita o nome de suas peças. O combustível, armazenado no tanque (componente 1), escoar por linhas de baixa pressão (componente 20), passando através do filtro de combustível (componente 22). De lá, novamente por linhas de baixa pressão (componente 23), chega à bomba injetora.

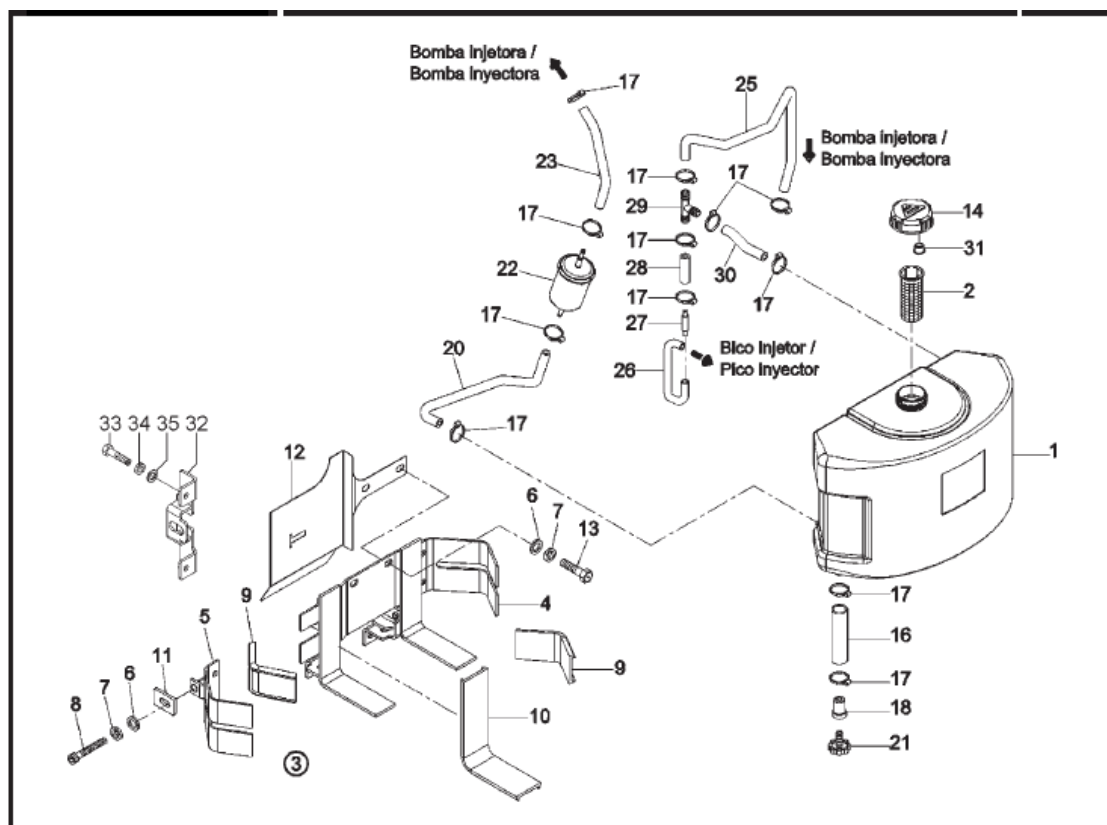


Figura 5.2 – Conjunto tanque de combustível do motor Agrale M95W [41]

Tabela 5.2 – Peças relativas à figura 5.2 [41]

Item	Denominação	Item	Denominação
1	Tanque de combustível	18	Adaptador espiga rosca
2	Filtro tanque de combustível	20	Tubulação de combustível
3	Cj. suporte tanque de combustível (inclui itens 4 a 10)	21	Parafuso de dreno
4	Conjunto suporte fixo	22	Conjunto filtro de combustível
5	Conjunto suporte móvel	23	Tubulação de combustível
6	Arruela lisa A10,5	25	Tubulação de combustível - bomba / tanque
7	Arruela de pressão A10	26	Mangueira de combustível - bico / tanque
8	Parafuso sextavado interno M10x80	27	Adaptador
9	Perfil protetor	28	Tubulação de combustível
10	Perfil protetor	29	Terminal "T"
11	Presilha do defletor	30	Tubulação de combustível
12	Defletor	31	Filtro tampa do tanque
13	Parafuso sextavado M10x25	32	Conj. suporte fixo defletor
14	Conj. tampa tanque de combustível (inclui item 31)	33	Parafuso Sext. M6x16
16	Mangueira de combustível	34	Arruela lisa A6,4
17	Abraçadeira 1/2"x5/8"	35	Arruela de pressão A6

Este motor utiliza um sistema de injeção do tipo Bomba-Linha-Bico. Na bomba injetora (representada na figura 5.3) há uma bifurcação. O combustível chega, proveniente do filtro, pelo terminal da tubulação (componente 31). A maior parte deste é pressurizada, atravessando o porta-válvula (componente 1) e sendo conduzida por

linhas de alta pressão até o conjunto porta-injetor. Uma outra parte, como visto anteriormente, não é pressurizada, sendo conduzida por uma linha de retorno até o tanque. A quantidade de combustível envolvida neste retorno é significativa e tem a pressão de alimentação.

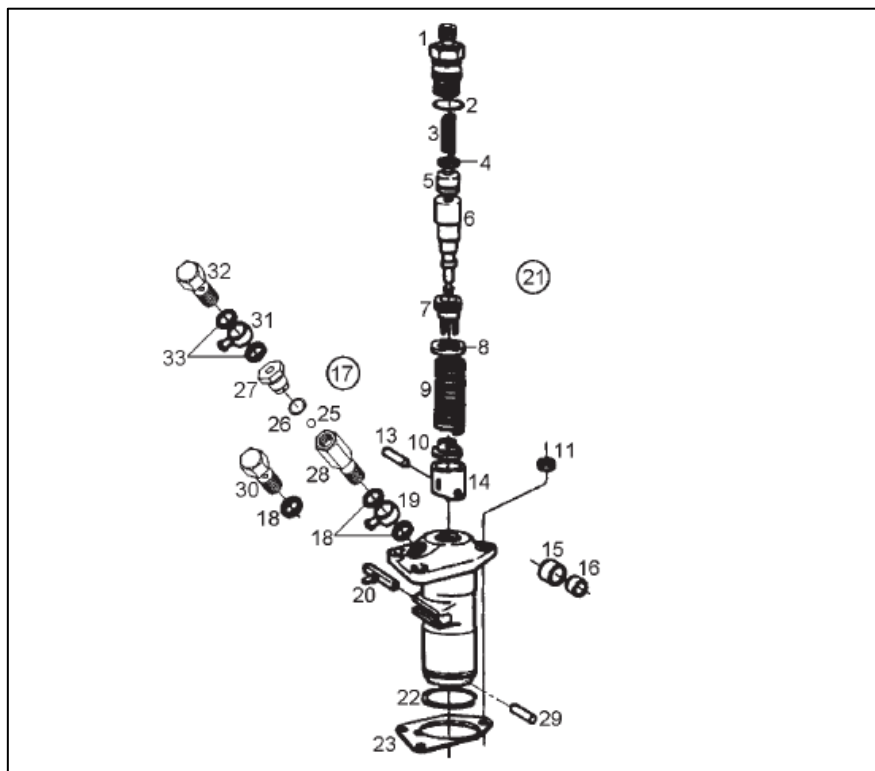


Figura 5.3 – Conjunto da Bomba Injetora do motor Agrale M95W [41]

Tabela 5.3 – Peças relativas à figura 5.3 [41]

Item	Denominação	Item	Denominação
1	Porta-válvula	19	Terminal da tubulação
2	Anel de vedação	20	Cremalheira - bomba injetora
3	Mola válvula	21	Conjunto bomba injetora - completa (Inclui Itens 1 a 10, 13 a 16, 20, 22 e 29)
4	Anel de vedação	22	Anel de segurança
5	Válvula pressão	23	Junta - 0,1 mm
6	Elemento - bomba injetora	23	Junta - 0,2 mm
7	Manga de regulagem	23	Junta - 0,3 mm
8	Prato superior da mola	23	Junta - 0,5 mm
9	Mola helicoidal	25	Esfera ø6 5401
10	Prato inferior da mola	26	Anel vedação A14x18x1,5
11	Porca sextavada M8	27	Parafuso Óco
13	Pino bomba injetora	28	Item sem reposição Individual
14	Kit tubos e roletes completo	29	Pino fixador tucho bomba injetora
15	Rolete bomba Injetora	30	Parafuso Óco da bomba injetora
16	Bucha guia bomba injetora	31	Terminal da tubulação
17	Conj. válvula - sangria automática (inclui itens 25 ao 28 e 31 ao 33)	32	Parafuso Óco
18	Anel de vedação A12 x 16 x 1,5	33	Anel de vedação

A figura 5.4 representa o conjunto porta-injetor. O combustível que segue pela linha de alta pressão (componente 7) atinge o conjunto porta-injetor (componente 1), onde se encontra o bico injetor (componente 2), equipamento responsável pela injeção dentro do cilindro. Novamente, há uma bifurcação. A maior parte do combustível é injetada, misturando-se com o ar e sendo consumida na reação de combustão, saindo, portanto, com os gases da descarga. A eventual fração de combustível não injetado, relacionada à fuga entre a agulha e o bico injetor, atravessa o terminal de retorno de combustível (componente 3) e volta para o tanque por uma outra linha de retorno.

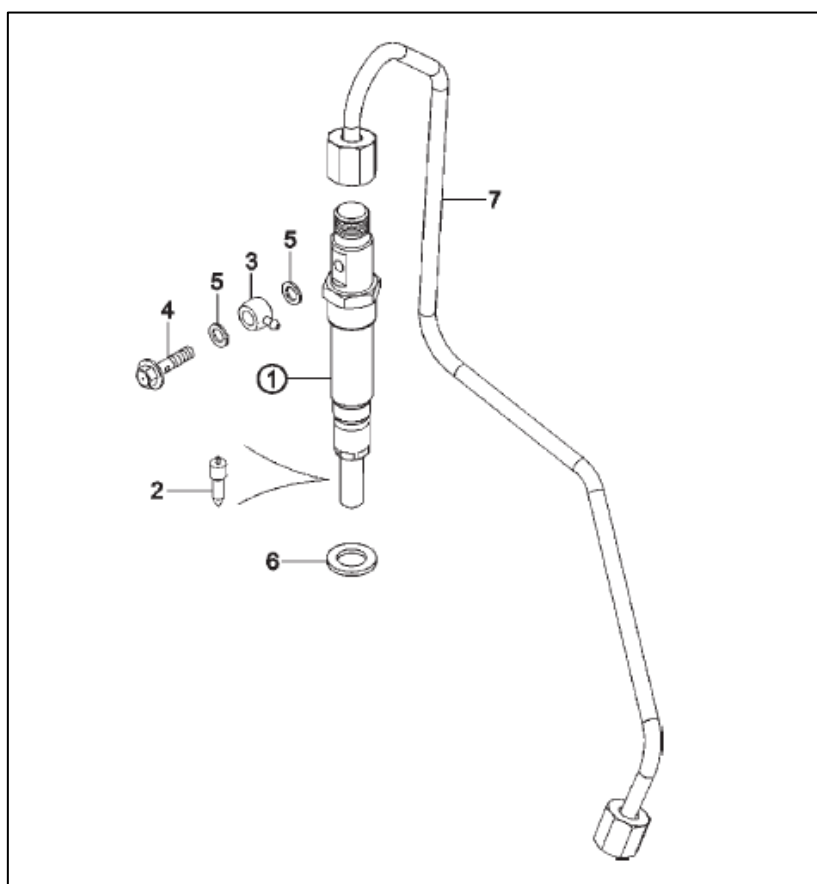


Figura 5.4 – Conjunto da Porta-Injetor do motor Agrale M95W [41]

Tabela 5.4 – Peças relativas à figura 5.4 [41]

Item	Denominação
1	Conjunto porta injetor (inclui item 2)
2	Bico injetor
3	Terminal retorno combustível
3	Terminal retorno combustível
4	Parafuso oco
5	Anel de vedação A6x10x1
5	Anel de vedação A6x10x1
6	Arruela de vedação
7	Conjunto tubulação bomba-bico

5.2.1. Bomba Injetora Utilizada

O motor utiliza a bomba injetora modelo Bosch PFR 1K 80 A 465. Apesar de haver muitas referências a este equipamento na internet, a Bosch não disponibiliza desenhos e informações detalhados sobre ele. Desta forma, a fim de estudá-lo melhor, foi necessário entrar em contato diretamente com uma distribuidora autorizada da Bosch. A distribuidora escolhida foi a FADIESEL, que, de bom grado, forneceu informações acerca do funcionamento da bomba injetora e forneceu informações sobre os seus componentes (figura 5.5 e tabela 5.5).

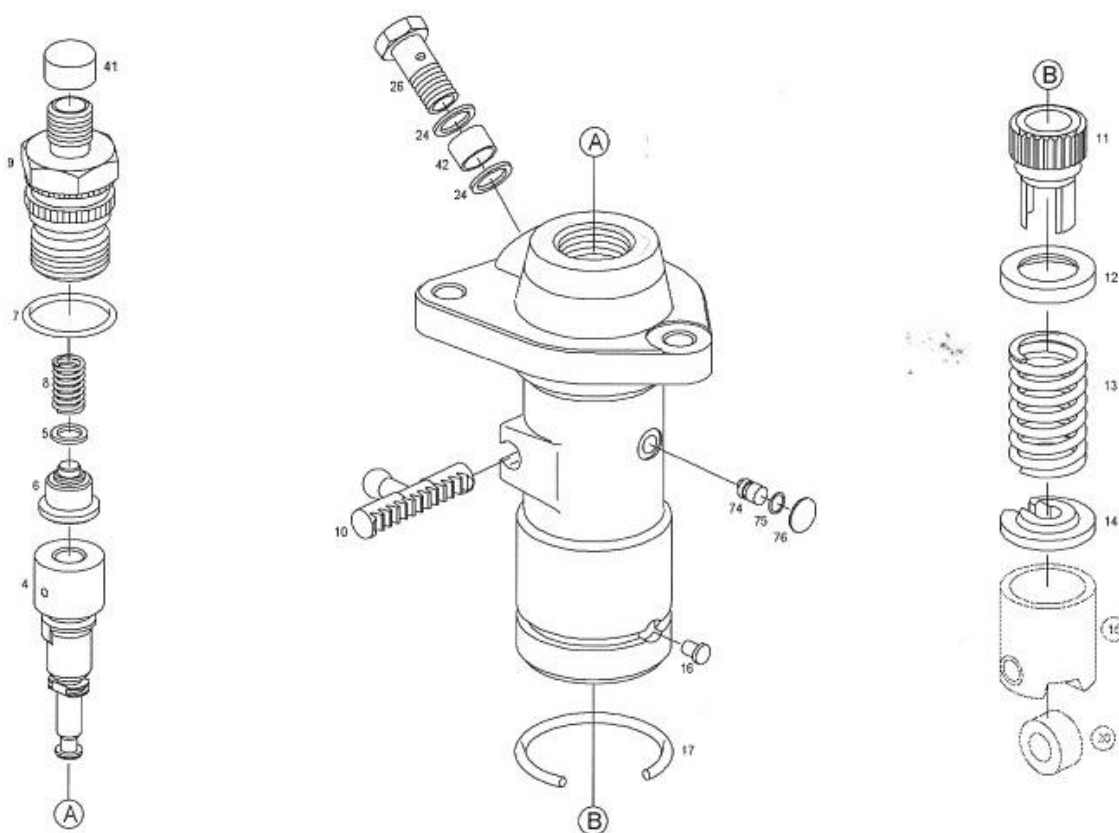


Figura 5.5 – Vista explodida da bomba injetora Bosch PFR 1K 80 A 465 [38.5]

Nem todos os componentes deste equipamento entram em contato direto com o combustível. Dos que entram, todos são metálicos, resistindo às altas temperaturas sem maiores problemas, com exceção, apenas do O-Ring (componente número 7). Por este motivo, ele é passível a falha. É importante, portanto, analisar com atenção este componente.

Tabela 5.5 – Componentes da Bomba Injetora Bosch PFR 1K 80 A 465 [42]

Posição	N.º de pedido	Informação	Quantida	Denominação
4	9 411 080 083	A	1	ELEMENTO DE BOMBA
5	1 410 105 001	A	1	ARRUELA DE VEDACAO
6	2 418 502 003	A	1	VALVULA DE PRESSAO
7	3 410 210 007	B	1	ANEL-O, 15X2 MM
8	1 464 611 028	A	1	MOLA DE PRESSAO
8	1 414 611 024	A	1	MOLA DE PRESSAO
9	1 413 370 045	B	1	PORTA-VALVULA DE PRESSAO
10	F 002 F21 043	A	1	CREMALHEIRA REGULAGEM
10	9 411 080 112	B	1	CREMALHEIRA REGULAGEM
11	1 416 300 003	A	1	LUVA REGULADORA, 18,70 MM
11	3 416 300 003	A	1	LUVA REGULADORA, 18,85 MM
11	1 416 300 001	A	1	LUVA REGULADORA, 18,85 MM
12	1 410 501 000	B	1	DISCO DE MOLAS
13	9 411 034 648	A	1	MOLA DE PRESSAO
13	3 414 618 006	A	1	MOLA DE PRESSAO
14	2 410 122 016	B	1	DISCO DE MOLAS
15	3 418 700 005	A	1	TUCHO DE ROLETES
16	1 413 121 010	B	1	PEÇA DE ENCHIMENTO
17	3 414 603 002	A	1	ANEL ELASTICO
24	2 916 710 607	B	2	JUNTA ANULAR PLANA, DIN 7603 - A12x15,5-Cu
26	3 413 456 009	B	1	PARAFUSO OCO
30		Z	1	SORTIMENTO DE PECAS ROLDANA
41	F 002 C88 025	B	1	CAPA PROTETORA
41	1 410 508 011	B	1	CAPA PROTETORA
42	9 401 081 039	B	1	LUVA DE PROTECAO
42	6 099 830 061	B	1	LUVA DE PROTECAO
74	3 413 180 000	B	1	PINO EXCENTRICO
75	3 410 210 004	A	1	ANEL-O, 3X1 MM
76	1 410 555 005	B	1	DISCO DE FECHAMENTO

5.2.1.1. O-Ring da Bomba Injetora

Como destacado anteriormente, a bomba injetora utiliza um O-Ring para fazer sua vedação. De acordo com informações colhidas junto à própria BOSCH (fabricante do equipamento), sabe-se que este é um O-Ring com diâmetro interno de 15 mm e espessura de 2 mm. Entretanto, não foi possível descobrir de qual material ele é feito. Acredita-se, não obstante, que ele seja constituído de borracha nitrílica, já que é este o material recomendado para óleo diesel à temperatura ambiente.

A borracha nitrílica resiste a até 120°C, apresentando grande possibilidade de falha após esta temperatura. Como se pretende testar óleos vegetais a temperaturas próximas a 70°C, este O'Ring é compatível, não sendo necessário realizar mudanças.

No entanto, na eventualidade de usar este motor para testar combustíveis que demandem maiores aquecimentos, como o óleo de mamona [8] ou até mesmo óleos combustíveis, pode se fazer necessário substituir o material deste O-Ring. O material mais recomendado para trabalhar com óleos aquecidos é o Viton, resistindo com segurança a até 204°C (tabela 3.1, página 24).

De fato, além de lidar melhor com as altas temperaturas, o Viton é o material com maior grau de compatibilidade química para trabalho com os diversos tipos de óleos vegetais. Além disso, ele resiste bem a diversos tipos de ácidos, óleos agressivos e até óleos combustíveis pesados [29].

Os O-Rings de dimensões 15mm x 2mm não fazem parte das séries padrão de O-Rings; eles são de uma série especial chamada “milimétrica”. Não obstante, estes produtos podem ser facilmente encontrados e adquiridos a preços baixos em lojas especializadas em vedações.

5.2.2. Conjunto Porta-Injetor

Porta Injetores são os equipamentos utilizados para alojar os bicos injetores em motores diesel. O motor Agrale M95W utiliza o conjunto porta-injetor Modelo Bosch KDAL 84 P27 que comporta o bico injetor Modelo DLLA140P1335. Um desenho explodido deste equipamento, fornecido pela FADIESEL, pode ser visto na figura 5.6.

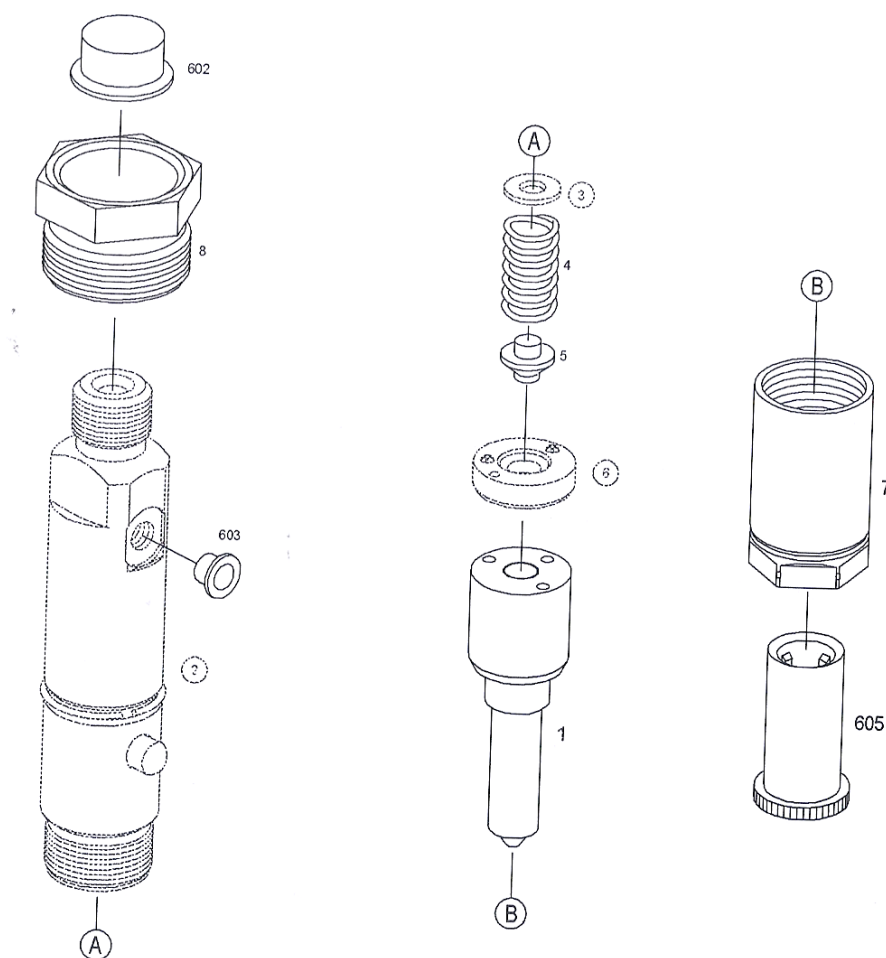


Figura 5.6 – Vista Explodida do Porta Injetor Bosch KDAL 84 P27 [43]

Este equipamento não utiliza O-Rings, o que é possível devido à sua fabricação com tolerâncias muito pequenas. Como todos os seus elementos são metálicos e resistentes às altas pressões às quais serão submetidos, não há necessidade de fazer alterações para trabalhar com o combustível aquecido. A descrição de suas peças está disponível na tabela 5.6:

Tabela 5.6 – Componentes do Porta Injetor Bosch KDAL 84 P27 [43]

Posição	N.º de pedido	Informação	Quantida	Denominação
1	F 000 430 310	B	1	BICO INJETOR DE FUIROS
2		Z	1	CORPO DE PORTA-INJETOR
3		Z	1	SORTIMENTO DE PECAS
3		Z	1	SORTIMENTO DE PECAS ARRUELA DE COMPENSACAO
3		Z	1	SORTIMENTO DE PECAS
4	2 434 614 053	A	1	MOLA DE PRESSAO
4	2 434 614 020	A	1	MOLA DE PRESSAO
5	2 433 124 448	B	1	TOPE DE PRESION
5	2 433 124 446	B	1	TOPE DE PRESION
6	2 430 134 023	B	1	DISCO INTERMEDIARIO
7	F 000 431 014	B	1	PORCA FIXACAO DO INJETOR
7	2 433 314 182	B	1	PORCA FIXACAO DO INJETOR
8	2 433 462 014	B	1	PARAFUSO-ANEL DE MONTAGEM
602	6 000 900 069	B	1	CAPA PROTETORA
603	1 900 508 200	B	1	CAPA PROTETORA
605	6 000 900 262	B	1	CAPA PROTETORA

Explicações

A	Peça de desgaste
B	Peça de reposição
Z	Não é peça de reposição

5.2.3. Linhas de Combustível do Motor

As linhas de combustível de baixa pressão do motor têm diâmetro interno de 9,5 mm (3/8”) e externo de 16mm (5/8”) e foram projetadas para transportar óleo diesel à temperatura ambiente. Há, portanto, necessidade de substituição das mesmas a fim de trabalhar com o óleo aquecido.

Há grande variedade de mangueiras disponíveis no mercado. Desta forma, fez-se necessário estabelecer critérios de seleção. Os parâmetros levados em consideração para a seleção foram:

- Compatibilidade química com óleos vegetais;
- Resistência a altas temperaturas;
- Confiabilidade do fabricante.

Como não se localizou uma mangueira projetada especificamente para aplicações com óleos *vegetais in natura*, optou-se por aquela projetada para uso com o

fluido mais similar, que é o biodiesel [9]. Desta forma, a mangueira selecionada foi a GH100-6 fabricada pela Eaton Aeroquip. Este equipamento é projetado para operação com biodiesel e óleos aquecidos, resistindo a temperaturas de até 125°C para biodiesel puro (B100). A Eaton Aeroquip é uma fabricante tradicional do ramo de tubulações flexíveis e seus produtos já foram utilizados no Laboratório de Máquinas Térmicas, apresentando bom desempenho. A tabela 5.7 apresenta suas características [44].

Tabela 5.7 – Especificações da linha GH100 [44]

GH100 Biodiesel Hose

And High Temperature Oils

# Part Number	Hose I.D.			Hose O.D.			Working Pressure		Min. Burst Pressure		Min. Bend Radius		Hose Weight	
	mm	in	fraction	mm	in	fraction	bar	psi	bar	psi	mm	in	Kg/m	lbs/100ft
GH100-4	6,4	0.25	1/4	13,3	0.53	1/2	28	400	112	1,600	31,8	1.25	3,6	8
GH100-6	9,5	0.38	3/8	15,9	0.62	5/8	28	400	112	1,600	38,1	1.50	4,5	10
GH100-8	12,7	0.50	1/2	19,1	0.75	3/4	28	400	112	1,600	50,8	2.00	5,9	13
GH100-10	15,9	0.63	5/8	23,1	0.91	7/8	24	350	96	1,400	63,5	2.50	8,2	18
GH100-12	19,2	0.75	3/4	27,9	1.10	1-1/8	24	350	96	1,400	76,2	3.00	9,1	20

Inner Tube: HNBR

Reinforcement: Aramid
Braid

Cover: Fiber Braid

Temp. Range:

Up to B20

-40°C to +150°C
(-40°F to +302°F)

Up to B100

-40°C to +125°C
(-40°F to +257°F)

Typical Application:

On engine fuel systems for
diesel & biodiesel use.

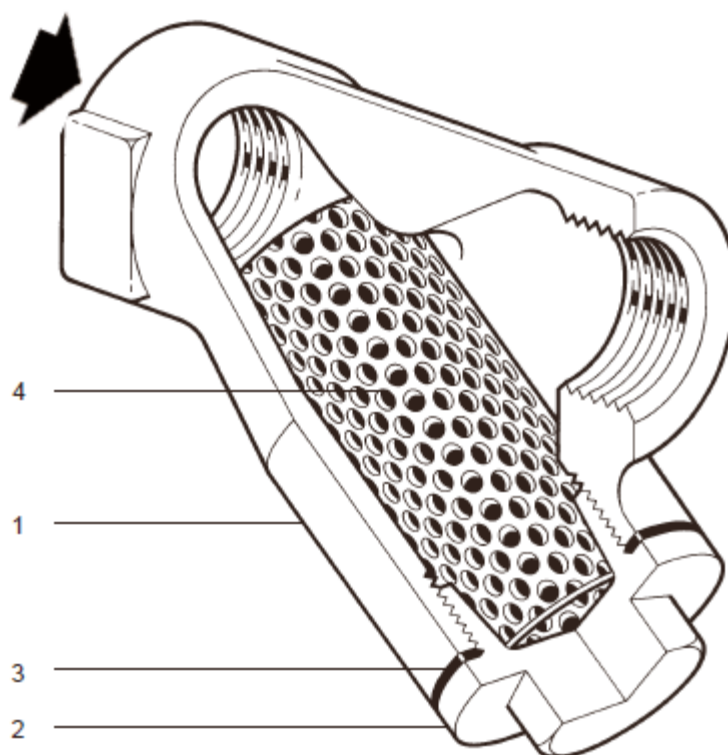
5.2.4. Filtro de Combustível Utilizado

A fim de evitar contaminação e proteger o sistema de injeção, o motor Agrale M95W utiliza um filtro de combustível. O filtro, projetado para operação com óleo diesel à temperatura ambiente, é constituído de um elemento de papel, com área filtrante de 676 cm² [40]. Não se conseguiu informações adicionais acerca deste filtro, de forma que não se pôde determinar se o elemento de papel resistirá às altas temperaturas às quais será submetido. Além disso, óleos vegetais *in natura* podem apresentar maior quantidade de impurezas que o óleo diesel [12].

Desta forma, recomenda-se a substituição do filtro de elemento de papel por filtros metálicos. Há diversos modelos de filtros metálicos, mas optou-se por um filtro em forma de “Y”, também conhecido como Strainer, devido à sua facilidade de manutenção.

Estes equipamentos retiram detritos do fluxo por meio de uma tela. Há diversas opções de telas de acordo com o serviço e o tipo de fluido. O formato em “Y” permite que a área da tela seja consideravelmente maior que a área de seção do fluxo. Por este motivo, o strainer poderá remover uma grande quantidade de impurezas antes de entupir, fazendo, assim, com que a perda de carga seja baixa, quase nula [45].

Após receber diversas cotações de filtros, optou-se pelo de menor preço, que é também o que melhor enquadrou-se às características técnicas de instalação na linha. O filtro selecionado foi o FIG. 14, com conexões de 3/8” NPT, tela de 0,8 mm modelo Spirax Sarco. Este é um filtro Y em aço carbono projetado para remover sujeira, borras de solda e outros detritos da tubulação. A figura 5.7 apresenta um desenho deste equipamento. Suas características técnicas completas são apresentadas no anexo 5 e sua cotação está disponível no anexo 6.



Materiais

No.	Parte	Material	Especificação
1	Corpo	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
2	Tampa	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
3	Junta da tampa	Grafoil	
4	Tela	Aço Inoxidável	ASTM A 240 Gr. 316
5	Bujão de limpeza*	Aço Carbono	ASTM A 105

Figura 5.7 – Filtro FIG.14 Spirax Sarco [46]

5.3. TANQUE DE COMBUSTÍVEL UTILIZADO

O tanque de combustível utilizado no teste deve ser capaz de armazenar e manter o combustível aquecido. É fundamental que a temperatura do combustível seja mantida elevada, pois o contrário resultaria no aumento de sua viscosidade e possível obstrução das linhas do motor.

Como o combustível encontra-se a uma temperatura superior à do ambiente à sua volta, haverá transferência de energia em forma de calor. Portanto, há necessidade de um mecanismo de aquecimento do combustível no próprio tanque, a fim de manter sua temperatura em valores elevados. Além disso, podem-se utilizar materiais isolantes no tanque a fim de reduzir a quantidade de calor transferida para o ambiente.

O tanque original do motor, feito de plástico, sem isolamento térmico e sem mecanismos de aquecimento mostra-se, portanto, inadequado. Desta forma, ele deve ser substituído. Os parâmetros levados em consideração na seleção do tanque de combustível a ser empregado foram:

- Bom isolamento térmico;
- Mecanismo de aquecimento de combustível;
- Compatibilidade química com óleos vegetais *in natura*.

Por estar disponível para uso no Laboratório de Máquinas Térmicas, considerou-se utilizar, o tanque “Oxidation Stability Bath”, modelo TS-75042 AR-5, fabricado pela Precision Scientific Group. No entanto, para que ele possa ser empregado, se faz necessário verificar se ele atende aos requisitos supracitados.

Este é um tanque fabricado em aço inoxidável (o que garante compatibilidade química com óleos vegetais) de formato retangular, equipado com uma resistência elétrica e isolamento térmico em suas paredes. A figura 5.8, cujas cotas estão em polegadas, mostra um desenho técnico do tanque, cujas dimensões principais são [47]:

- Dimensões do recipiente: 355,6 x 355,6 x 482,6 mm
- Volume: 7,6 L

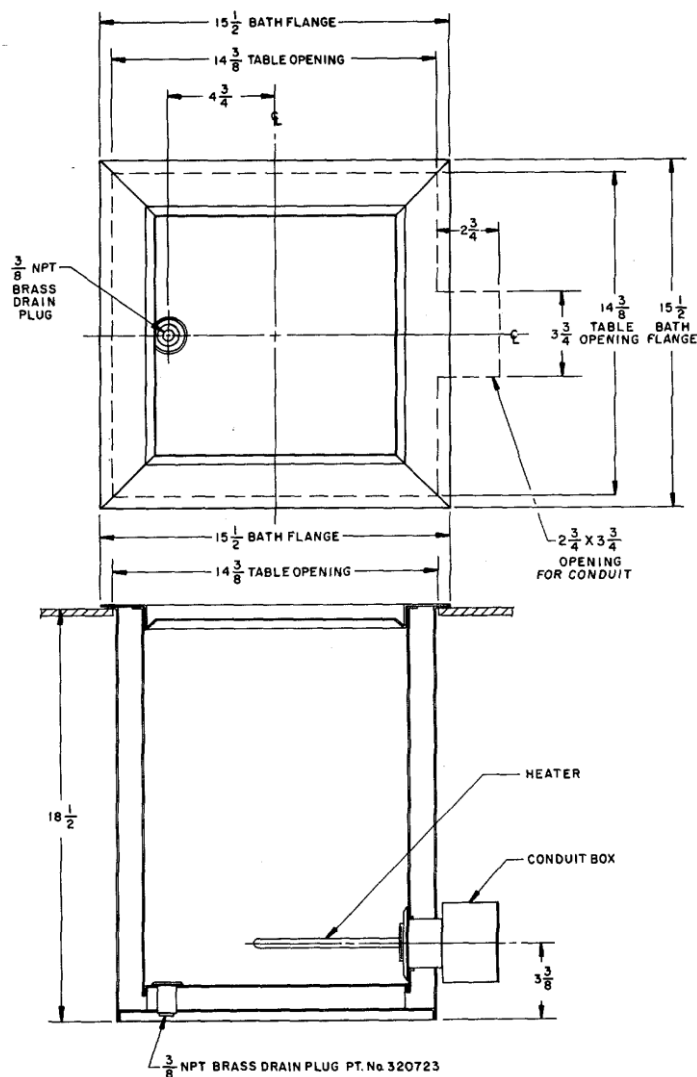


Figura 5.8 – Desenho do tanque TS-75042 AR-5 [47]

Deve-se, portanto, realizar os cálculos térmicos para verificar a possibilidade de utilização deste equipamento.

5.3.1. Cálculo Térmico para o Tanque de Combustível

Este tanque é apresenta isolamento térmico em suas paredes laterais, bem como em sua face inferior. Nestas faces, há uma camada de material isolante de cerca de 20 mm, envolta por duas camadas de aço inoxidável de cerca de 3 mm. Não há material isolante em sua face superior, apenas uma tampa de aço inoxidável de espessura de 3 mm.

Para calcular a perda de calor do tanque foram feitas as seguintes hipóteses:

- Temperatura uniforme nas superfícies do tanque;
- Temperatura da superfície da parede interna igual à do óleo vegetal (70°C);

- Temperatura externa de 30°C;
- Material do isolamento: fibra de vidro;
- Contato perfeito entre as camadas;
- Condução unidimensional;
- Radiação desprezada;
- Ar quiescente.

Além disso, utilizou-se os seguintes valores para a condutividade térmica dos materiais:

- Aço: $k = 14,9 \text{ W/mK}$ (aço inoxidável AISI 304) [47]
- Isolamento: $k = 0,046$ (fibra de vidro) [47]

As dimensões consideradas foram as dimensões do recipiente: 355,6 mm x 355,6 mm x 482,6 mm. Desta forma, as áreas de troca térmica são:

- Paredes laterais: Área = 355,6 mm x 482,6 mm $\approx 0,172 \text{ m}^2$
- Paredes superior e inferior: Área = 355,6 mm x 355,6 mm = 0,126 m²

Cálculo para as paredes laterais:

As paredes verticais constituem um meio sólido, através do qual o calor é transferido por condução. Nestas regiões aplica-se a Lei de Fourier, isto é:

$$q_x = -kA \frac{\Delta\theta}{\Delta x}$$

onde q_x é a taxa de transferência de calor no sentido x , k é a condutividade térmica, A é a área perpendicular à direção da transferência de calor, θ é a temperatura e x é o comprimento da parede.

Conforme dito anteriormente, as paredes verticais são compostas por três camadas. Nota-se que, assim, que como a transferência de calor foi considerada unidimensional, todo o calor que chega a uma camada, dela deve sair, atingindo a superfície seguinte. Desta maneira, q_x é o mesmo para qualquer ponto da parede e θ deve variar linearmente com a variação de x . A transferência do calor da superfície externa do tanque para o ambiente ocorre por convecção natural, ocasionando rápida

queda na temperatura perto do tanque, e aproximação assintótica da temperatura do ambiente. A figura 5.9 apresenta um perfil de temperaturas para esta situação.

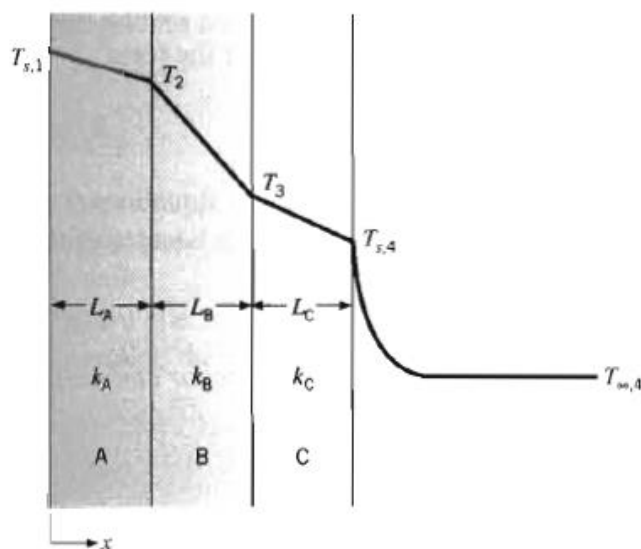


Figura 5.9 – Modelo de transferência de calor nas paredes laterais do tanque [47]

Para determinar o fluxo de calor será empregado o modelo de circuito térmico. Este caso representa um modelo simples, composto por quatro resistências térmicas associadas em série, já que o fluxo é unidimensional. Este modelo está ilustrado pela figura 5.10.

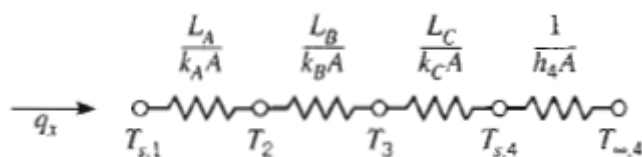


Figura 5.10 – Modelo de circuito térmico [47]

As resistências térmicas podem ser compreendidas como um impedimento ao fluxo de calor. As resistências de condução podem ser obtidas através de:

$$R_{cond} = \frac{L}{kA}$$

onde L é o comprimento total da parede. Desta forma, pode-se calcular os valores de R_{cond} para as três camadas da parede. São elas:

$$R_{cond1} = \frac{L_1}{k_1 A_1} = \frac{0,003}{14,9 * 0,172} = 1,17 * 10^{-3} \text{ K/W}$$

$$R_{cond2} = \frac{L_2}{k_2 A_2} = \frac{0,020}{0,046 * 0,172} = 2,528 \text{ K/W}$$

$$R_{cond3} = R_{cond1} = 1,17 * 10^{-3} \text{ K/W}$$

Desta forma, a resistência de condução total será:

$$R_{condtotal} = R_{cond1} + R_{cond2} + R_{cond3} = 2,53 \text{ K/W}$$

Já as resistências de convecção são obtidas por meio de:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA}$$

onde h é o coeficiente de convecção.

Calcularemos agora o coeficiente h a fim de determinar o fluxo de calor. Como estamos interessados na convecção total da parede plana, será obtido o seu valor médio, \bar{h} . Este coeficiente pode ser obtido por meio da seguinte equação:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L}$$

onde \overline{Nu}_L é o valor médio do número de Nusselt para um comprimento L . De acordo com Incropera *et al.*, para paredes verticais, o número de Nusselt pode ser determinado pela seguinte equação [47]:

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

onde Ra é o número de Rayleigh e Pr é o número de Prandtl. O número de Prandtl é uma propriedade termodinâmica do fluido, não dependendo das características do escoamento. O número de Rayleigh pode ser compreendido como o análogo ao número de Reynolds para convecção forçada, já que estima se o escoamento será laminar ou turbulento. A transição ocorre aproximadamente quando $Ra_L \approx 10^9$ [47]. Ele pode ser determinado por meio de:

$$Ra_L = \frac{g\beta(\theta_{s,4} - \theta_{\infty})L^3}{\alpha\nu}$$

onde g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica em Kelvin, α é a taxa de difusividade térmica, ν é a viscosidade cinemática e $\theta_{s,4}$ é a temperatura na superfície. Esta temperatura é desconhecida, então deve-se fazer uma estimativa inicial. Desta forma, estimaremos $\theta_{s,4}$ inicialmente em 50°C.

O número de Rayleigh deve ser calculado para a temperatura média entre a temperatura da superfície $\theta_{s,4}$ e do fluido θ_{∞} , que no caso, será de 40°C. As propriedades para o ar a 40°C são [47]:

- $k = 27,1 * 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$
- $\nu = 17,0 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- $\alpha = 24,4 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- $Pr = 0,711$
- $\beta = 0,0032 \text{ K}^{-1}$

Desta forma, calcula-se o número de Rayleigh:

$$Ra_L = \frac{9,81 * 0,0032(50 - 30) * 0,4826^3}{24,4 * 10^{-6} * 17,0 * 10^{-6}} = 169,85 * 10^6$$

Utiliza-se, então este resultado para calcular o número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 * (169,85 * 10^6)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,711} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 = 71,58$$

Então, obtém-se o coeficiente \bar{h} :

$$\bar{h} = \frac{71,58 * 24,4 * 10^{-3}}{0,4826} = 4,02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Finalmente, é possível determinar a resistência de convecção:

$$R_{conv} = \frac{1}{4,02 * 0,172} = 1,44 \text{ K/W}$$

A resistência térmica total será, portanto:

$$R_{total} = R_{condtotal} + R_{conv} = 2,53 + 1,44 = 3,97 \text{ K/W}$$

Aplicando a definição de resistência térmica, encontra-se a taxa de calor:

$$q = \frac{\theta_{\acute{o}leo} - \theta_{\infty}}{R_{total}} = \frac{70 - 30}{3,97} = 10,07 \text{ W}$$

Deve-se, então, verificar qual é a temperatura $\theta_{s,4}$ fornecida por esta taxa de calor. Isto pode ser feito a partir da equação da resistência térmica aplicada à resistência de condução total:

$$q = \frac{\theta_{\acute{o}leo} - \theta_{s,4}}{R_{condtotal}} \quad \therefore \quad \theta_{s,4} = \theta_{\acute{o}leo} - q * R_{condtotal} = 70 - 10,07 * 2,53 = 44,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Este valor não está muito distante do valor arbitrado (50°C), sendo aceitável para cálculos de baixa necessidade de precisão. Se houvesse necessidade de maior precisão, dever-se-ia realizar um processo iterativo até que se atingisse a convergência. Este processo seria feito determinando-se as propriedades termodinâmicas do ar para a temperatura encontrada e as utilizando para recalculer os números de Rayleigh, de Nusselt, o coeficiente \bar{h} , a resistência de convecção, e assim, a taxa de calor.

Como são quatro paredes laterais, a quantidade total de calor perdida por elas é:

$$q_{LAT} = 4 * 10,07 = 40,28 \text{ W}$$

Cálculo para o fundo:

O fundo do tanque é formado pelas mesmas três camadas que compõem sua parede, mudando apenas a área. Desta maneira, suas resistências de condução podem ser calculadas de forma semelhante:

$$R_{cond1} = \frac{L_1}{k_1 A_1} = \frac{0,003}{14,9 * 0,126} = 1,60 * 10^{-3} \text{ K/W}$$

$$R_{cond2} = \frac{L_2}{k_2 A_2} = \frac{0,020}{0,046 * 0,126} = 3,45 \text{ K/W}$$

$$R_{cond3} = R_{cond1} = 1,60 * 10^{-3} \text{ K/W}$$

Sua resistência de condução total será, portanto:

$$R_{condtotal} = R_{cond1} + R_{cond2} + R_{cond3} = 3,45 \text{ K/W}$$

Conforme mencionado, utilizamos a hipótese de temperatura uniforme em toda a superfície do tanque, isto é, 50°C.

Para superfícies inferiores horizontais quentes, como é o caso do fundo, o número de Nusselt é calculado por meio das equações [47]:

$$\overline{Nu}_L = 0,54 Ra_L^{1/4} \quad (10^4 < Ra_L < 10^7)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad (10^7 < Ra_L < 10^{11})$$

Neste caso, o comprimento que deve ser utilizado no cálculo do número de Rayleigh é o comprimento característico, definido por:

$$L_c \equiv \frac{A}{P}$$

onde A é a área e P é o perímetro. No caso de quadrados, temos:

$$L_c \equiv \frac{L^2}{4L} = \frac{L}{4} = \frac{0,3556}{4} = 0,0889$$

Desta maneira, pode-se calcular o número de Rayleigh:

$$Ra_L = \frac{9,81 * 0,0032(50 - 30) * 0,0889^3}{24,4 * 10^{-6} * 17,0 * 10^{-6}} = 1,06 * 10^6$$

A partir deste resultado:

$$\overline{Nu}_L = 0,54 * (1,06 * 10^6)^{\frac{1}{4}} = 17,33$$

Assim, obtém-se \bar{h} :

$$\bar{h} = \frac{17,33 * 24,4 * 10^{-3}}{0,3556} = 5,28 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Finalmente, é possível determinar a resistência de convecção:

$$R_{conv} = \frac{1}{5,28 * 0,126} = 1,50 \text{ K/W}$$

A resistência térmica total será:

$$R_{total} = R_{condtotal} + R_{conv} = 3,45 + 1,50 = 4,95 \text{ K/W}$$

Aplicando a definição de resistência térmica, encontra-se a taxa de calor:

$$q_{FUNDO} = \frac{\theta_{\acute{o}leo} - \theta_{\infty}}{R_{total}} = \frac{70 - 30}{4,95} = 8,08 \text{ W}$$

Cálculo para a tampa:

A tampa do tanque é formada por uma única camada de metal de 3 mm. Sua resistência de condução é obtida por:

$$R_{cond} = \frac{L_1}{k_1 A_1} = \frac{0,003}{14,9 * 0,126} = 1,60 * 10^{-3} \text{ K/W}$$

Para superfícies superiores horizontais quentes, como é o caso da tampa, o número de Nusselt é calculado por meio de [47]:

$$\overline{Nu}_L = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 < Ra_L < 10^{10})$$

Como o número de Rayleigh é conhecido:

$$\overline{Nu}_L = 0,27 * (1,06 * 10^6)^{1/4} = 8,67$$

Assim, obtém-se \bar{h} :

$$\bar{h} = \frac{61,21 * 24,4 * 10^{-3}}{0,3556} = 2,64 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Finalmente, é possível determinar a resistência de convecção:

$$R_{conv} = \frac{1}{4,66 * 0,126} = 3,00 \text{ K/W}$$

A resistência térmica total será:

$$R_{total} = R_{condtotal} + R_{conv} = 1,60 * 10^{-3} + 3,00 = 3,00 \text{ K/W}$$

Aplicando a definição de resistência térmica, encontra-se a taxa de calor:

$$q_{TAMPA} = \frac{\theta_{\acute{o}leo} - \theta_{\infty}}{R_{total}} = \frac{70 - 30}{3,00} = 13,31 \text{ W}$$

Finalmente, após havermos encontrado as taxas de transferência de calor em todas as superfícies, é possível determinar a perda de calor total para o tanque:

$$q_{total} = q_{LAT} + q_{FUNDO} + q_{TAMPA} = 40,28 + 8,08 + 13,31 = 61,67 W$$

Deve-se certificar, desta forma, que haja uma resistência elétrica que forneça ao menos esta potência, a fim de evitar o resfriamento do combustível. A resistência original do tanque fornece uma potência de 2000W sendo, portanto, muito acima do necessário. Sugere-se substituí-la, assim, por outra menos potente.

5.4. DINAMÔMETRO SELECIONADO

Conforme explicado anteriormente, o dinamômetro deve ser capaz de exercer um torque de frenagem superior ao torque produzido pelo motor. Cabe observar, contudo, que o torque do dinamômetro não deve ser excessivamente superior ao do motor, a fim de que sua grande inércia não prejudique os testes. Como já foi dito, a potência relaciona-se com o torque através da equação:

$$P [W] = T[N \cdot m] \cdot n[s^{-1}]$$

Esta equação pode ser utilizada com unidades mais apropriadas por meio de constantes de correspondência de unidades [49]:

$$P [CV] = \frac{2 \cdot \pi \cdot n[rpm] \cdot T[kgf \cdot m]}{60 \cdot 75}$$

Para avaliar a faixa de torque do motor, selecionaremos dois pontos de operação importantes: o ponto de torque máximo e o ponto de potência máxima. O torque máximo do motor, conforme pode ser visto em seu catálogo no anexo 2, é de 4,2 m.daN (4,28 kgf.m) a 2500 rpm. Já a sua potência máxima é de 16,5 CV a 3000 rpm. A curva completa de torque do motor em função de sua rotação pode ser vista no anexo 2. A partir da potência máxima, pode-se calcular o seu torque correspondente:

$$16,5 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000 \cdot T[kgf \cdot m]}{60 \cdot 75} \quad \therefore T = 3,94 \text{ kgf} \cdot m$$

Como o Laboratório de Máquinas Térmicas possui o dinamômetro modelo 66 D.G, fabricado pela Dynamatic, em bom estado e disponível para uso, considerou-se empregar este equipamento. Desta maneira, foi necessário verificar se a sua curva de torque seria compatível com o torque produzido pelo motor. A figura 5.11 apresenta a curva de torque por rotação do dinamômetro, sobreposta à do motor (em vermelho).

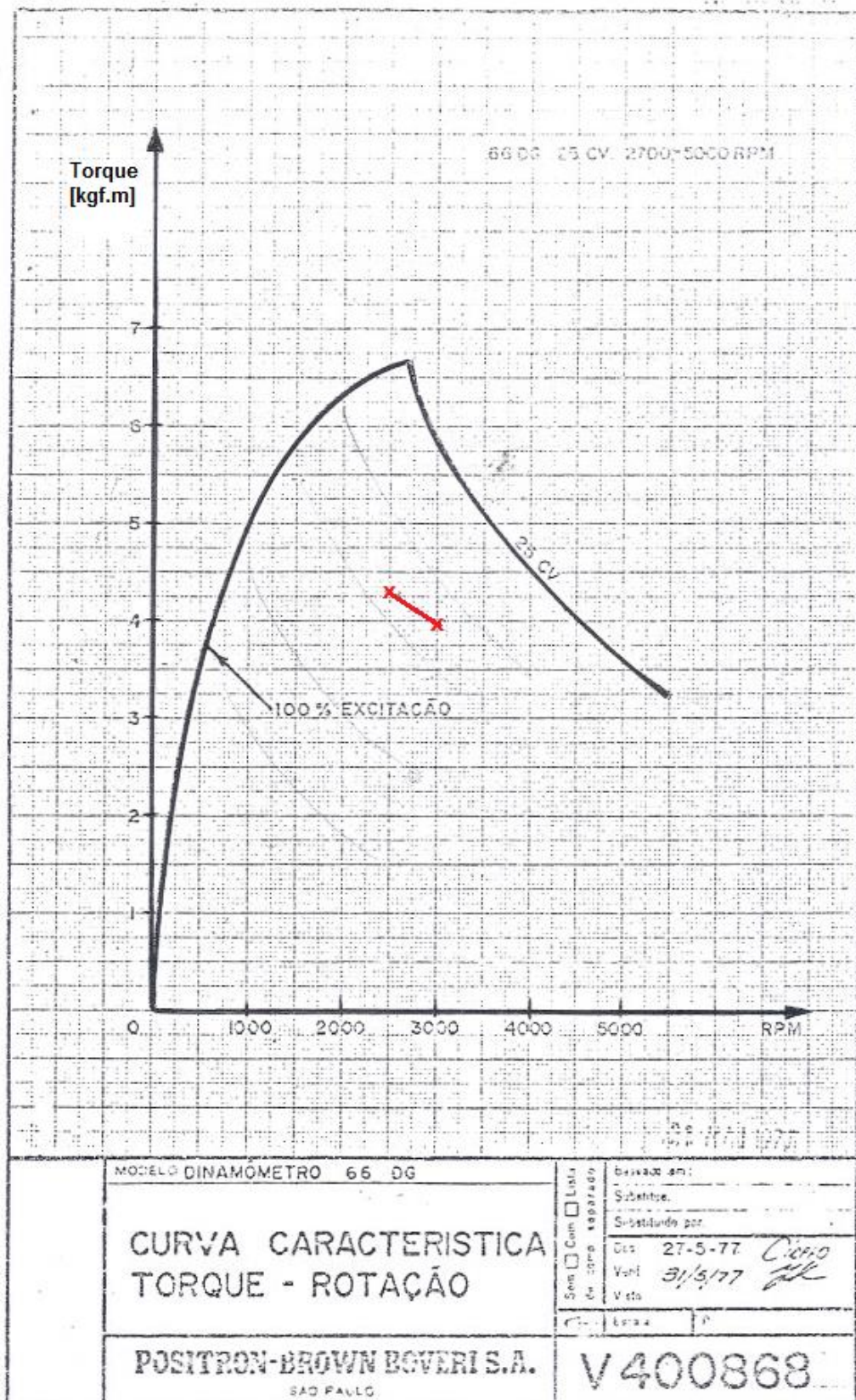


Figura 5.11 – Curvas de Torque x Rotação do Dinamômetro de do Motor [50]

Como a os torque do motor são compatíveis com os torques do dinamômetro 66 D.G, este equipamento foi selecionado. Na figura 5.12 pode ser visto um desenho com as suas vistas frontal e lateral, bem como algumas dimensões, expressas em polegadas.

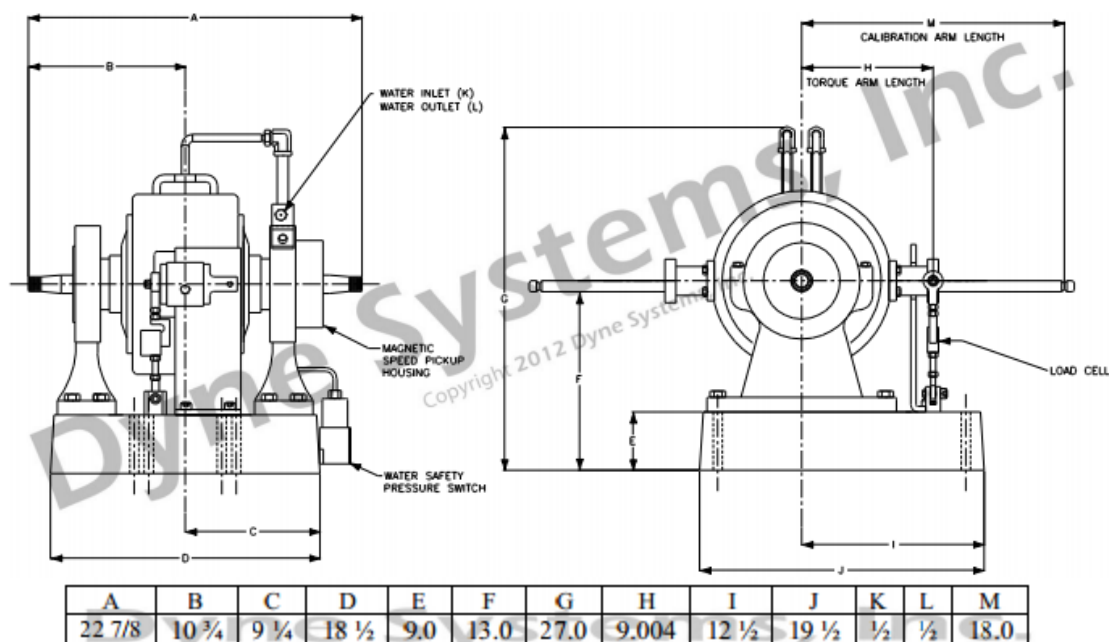


Figura 5.12 – Vistas do Dinamômetro 66 D.G. [51]

Este é um dinamômetro de princípio de funcionamento eletromagnético, de corrente contínua e arrefecido por água. Alguma de suas especificações técnicas principais são:

- Capacidade nominal: 30 HP a 2700 R.P.M
- Giro máximo: 8000 R.P.M
- Tensão contínua: 45 V
- Corrente: 2,00 A
- Resistência: 17,0 Ohms a 20°C
- Vazão de água: 3 G.P.M (max)
- Pressão mínima da água: 35 psi
- Pressão máxima da água: 100 psi

O torque gerado pelo motor é transmitido para o dinamômetro. Através do uso de uma célula de carga a uma distância conhecida, pode-se obter, assim, uma força. Esta força pode ser calculada por meio da equação:

$$F = T/R$$

onde R é a distância do braço de alavanca. Para este dinamômetro, R é a distância H, que vale 9,004” ou 228,702 mm. Desta maneira, a força máxima, correspondente ao torque máximo, será:

$$F = \frac{4,28 [kgf \cdot m]}{0,228702 [m]} = 18,714 kgf = 183,58 N$$

Desta maneira, a célula de carga a ser empregada deve ser capaz de medir forças de até 183,56 N.

5.5. ACOPLAMENTO SELECIONADO

Vibrações são uma consequência indesejável dos motores de combustão. Em motores com mais de um cilindro é possível amenizar este efeito através da defasagem dos tempos de cada cilindro. Por exemplo, é possível ter um cilindro na fase de compressão (exercendo força, portanto, contra o eixo virabrequim) enquanto outro está em fase de combustão (exercendo força, portanto, no sentido contrário).

No entanto, no caso de motores monocilíndricos, como é o caso do motor Agrale M95W, não é possível realizar este tipo de compensação. O motor e o dinamômetro serão montados sobre uma mesma base, um bloco de inércia. Desta maneira, as vibrações radiais serão amenizadas. No entanto, chama-se a atenção ao fato de a reação de combustão, portanto, a geração de potência, ocorrer apenas em um a cada quatro ciclos do motor. Haverá, desta forma, grandes níveis de vibração torcional. Por este motivo, foi procurado um acoplamento elástico. O componente, como explicado anteriormente, deverá acoplar o dinamômetro ao motor.

No lado do motor, ele será conectado ao volante do mesmo. O volante do motor Agrale M95W apresenta um rebaixo com diâmetro de 153 mm e três furos dispostos sobre uma linha de furação com diâmetro de 130 mm, igualmente espaçados de 120°. A fim de conectar-se ao volante, o acoplamento deverá ser dotado de um flange com a mesma dimensão do rebaixo e que seja aparafusado conforme a furação do volante.

No lado do dinamômetro a conexão será por um método distinto. O eixo do dinamômetro, com diâmetro de 31,9 mm, será introduzido em um furo no cubo do

dinamômetro, aberto sob medida especialmente para este propósito. A transmissão será feita por chaveta.

Além disso, deve-se certificar que o acoplamento será capaz de resistir ao torque que será transmitido sem falhar. Para tal, é necessário conhecer os Fatores de Serviço da operação. Segundo procedimentos de cálculo propostos pela ACIONAC LTDA [52] e pela REXNORD LTDA [53], o torque requerido pelo dinamômetro pode ser calculado por:

$$T_r = T_t \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4$$

onde T_r é o torque requerido pelo acionamento, T_t é o torque transmitido, F_1 é o fator de tipo de máquina acionadora, F_2 é o fator de tipo de máquina acionada, F_3 é o fator de tempo de serviço e F_4 é o fator de tipo de carga.

O torque transmitido máximo pelo motor é de 42 Nm a 2600 RPM (anexo 2). Os fatores F_3 e F_4 dependem do ciclo do teste. Como esta informação ainda não é conhecida, optou-se por selecionar valores conservadores, atendendo, dessa maneira, tanto aos testes mais severos quanto aos mais brandos. Conforme informações dos fabricantes de acionamentos, os fatores de serviço usados valem: $F_1 = 1,5$ (motor de combustão de 1 a 3 cilindros); $F_2 = 1,0$ (dinamômetro); $F_3 = 1,2$ (de 16 a 24 horas por dia) e $F_4 = 2,0$ (cargas de impacto e variações substanciais no torque). O torque requerido encontrado foi de 151,2 Nm.

Não há norma para fatores de segurança para acoplamentos. Desta forma, cabe ao projetista selecionar o fator que julgar mais apropriado. O fator de segurança selecionado para este acoplamento foi, assim, de 1,5. Desta maneira, deve-se buscar um acoplamento que possua um torque nominal de no mínimo:

$$T_n = T_r * FS = 151,2 * 1,5 = 226,8 \text{ Nm}$$

Após extensa pesquisa no amplo e diversificado mercado de acoplamentos, selecionou-se o acoplamento elástico modelo DAG 112 fabricado pela ACIONAC, que tem um torque nominal de 247 Nm, atendendo às exigências. Sua cotação encontra-se disponível no anexo 7. De fato, seu coeficiente de segurança real é:

$$FS = \frac{T_n}{T_r} = 1,63$$

Este acoplamento tem um lado com um flange e o outro com um cubo, atendendo às necessidades da montagem. Devido a um mecanismo instalado, ele permite a troca do elemento elástico, em caso de eventual falha, sem a necessidade de desmontagem para o afastamento das máquinas. A figura 5.13 traz um desenho do equipamento, e a tabela 5.8 suas dimensões e características principais.

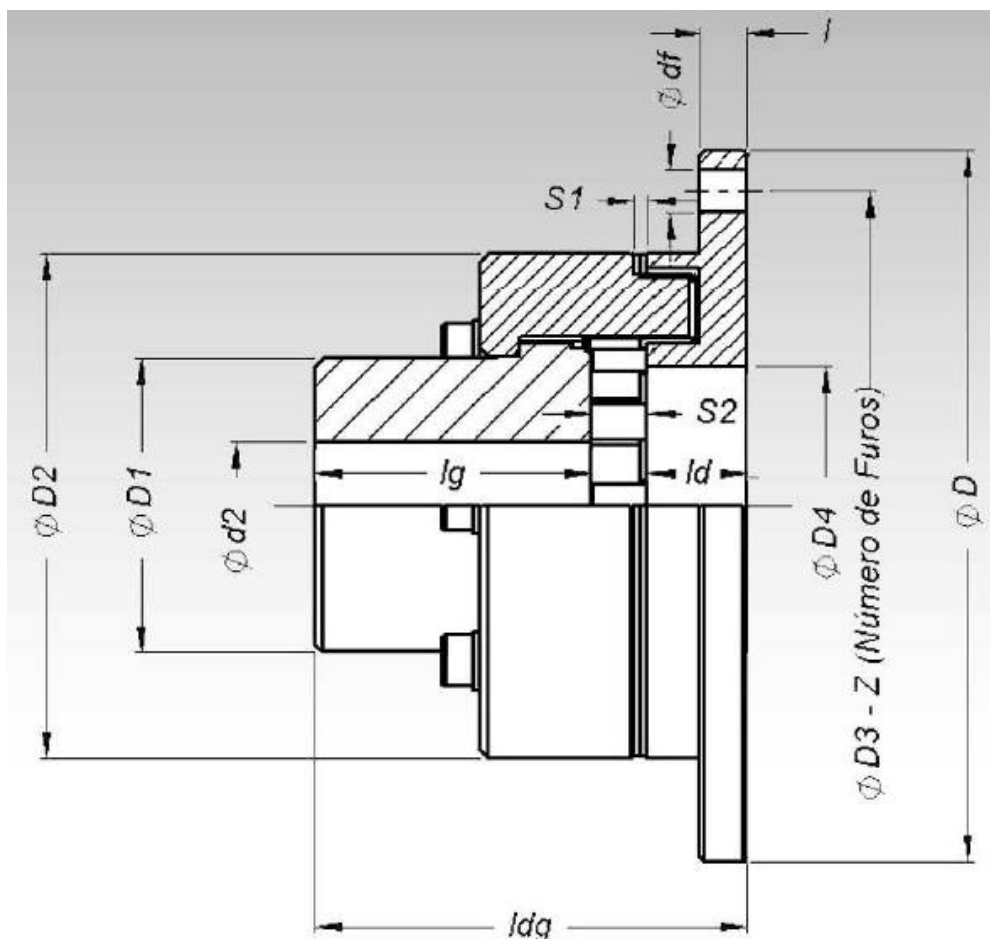


Figura 5.13 – Vista Lateral com Corte do Acoplamento DAG 112 [52]

Tabela 5.8 – Dimensões e características dos Acoplamentos da Linha DAG [52]

Tamanho	Torque [Nm]		RPM Máxima	d2 [mm]		Dh8 [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	df [mm]	Z Furos	l [mm]	ld [mm]	lg [mm]	S1 [mm]	S2 [mm]	ldg [mm]	Tamanho
	Nominal	Máximo		Mín.	Máx.														
82	75	160	5400	-	30	120	44,5	82	108	40	6,6	6	8	16	40	3,0	12	68	82
97	157	340	4600	-	38	144	54,5	97	128	50	9	6	10	20	50	3,0	13	83	97
112	247	540	4000	-	45	158	64,5	112	142	60	9	6	10	22	60	3,5	13	95	112
128	397	860	3500	-	52	180	74,5	128	160	70	11	6	13	25	70	3,5	14	109	128
148	622	1350	3100	-	64	200	92,5	148	180	90	11	7	13	28	80	3,5	16	124	148
168	1035	2250	2650	-	72	220	104,5	168	200	100	11	8	13	34	90	3,5	18	142	168
194	1605	3630	2300	-	84	248	121,5	194	224	115	14	8	16	38	100	3,5	21	159	194
214	2400	5400	2100	-	94	274	135,5	214	250	130	14	8	16	42	110	4,0	23	175	214
240	3700	8650	1850	-	100	314	146,0	240	282	145	18	8	20	45	120	4,0	27	192	240
265	5800	13500	1700	44	113	344	164,0	265	312	160	18	8	20	50	140	5,5	30	220	265
295	7600	18000	1550	50	124	380	181,0	295	348	170	18	9	22	52	150	8,0	34	236	295
330	9900	23400	1450	56	142	430	208,0	330	390	200	22	9	25	56	160	8,0	36	252	330

5.5.1. Instalação do Acoplamento

O acoplamento DAG 112, apesar de ser o mais apropriado encontrado, não vem pronto para ser usado, sendo necessário realizar algumas operações de usinagem. O flange, cujo desenho pode ser visto na figura 5.14, não apresenta furação e tem um diâmetro de 158 mm.

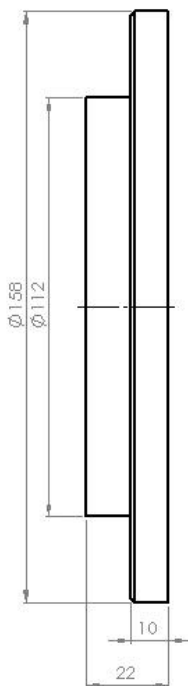


Figura 5.14 – Flange do Acoplamento Antes da Usinagem

No lado do flange, deve-se realizar as seguintes operações de usinagem para que ele possa ser empregado, conforme mostrado na figura 5.15:

- Reduzir o diâmetro do flange de 158 mm para 153 mm, a fim de encaixar no rebaixo do volante.
- Executar, no flange, três furos de 11,4 mm de diâmetro, igualmente espaçados de 120° sobre um círculo de furação com 130 mm de diâmetro.

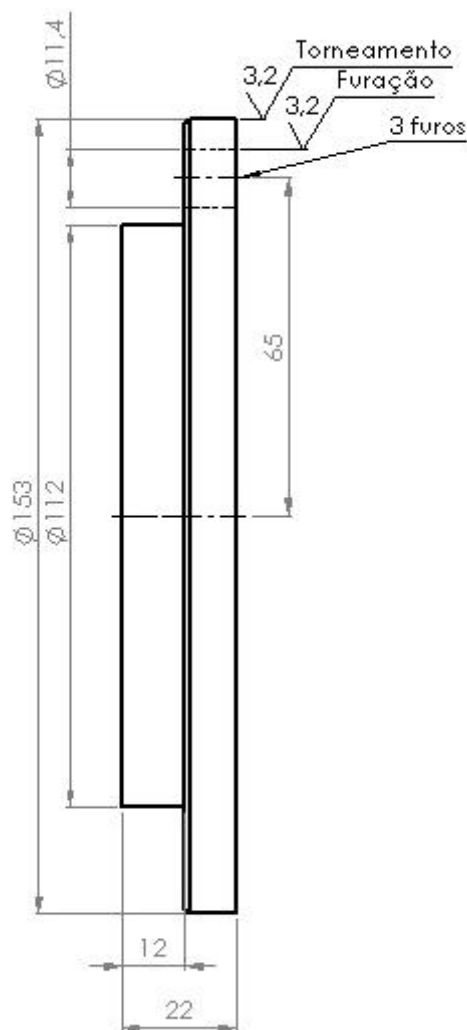


Figura 5.15 – Flange do Acoplamento Após a Usinagem

Já no lado do cubo, a transmissão será utilizada uma chaveta. Segundo Budynas [49], chavetas são usadas para habilitar a transmissão de torque entre o eixo e o elemento suportado pelo eixo. Há normas que padronizam as dimensões para as chavetas.

O comprimento da chaveta deve ser selecionado pelo projetista, não devendo exceder 1,5 o diâmetro do eixo para evitar excessiva distorção devido à deflexão angular do eixo. O material recomendado para a fabricação da chaveta é algum aço de baixo carbono laminado a frio.

A figura 5.16 apresenta uma vista do cubo antes de sua usinagem:

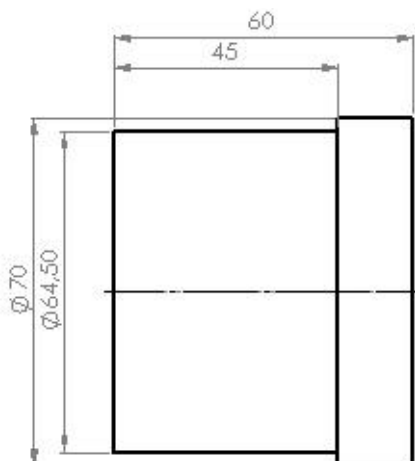


Figura 5.16 – Cubo do Acoplamento Antes da Usinagem

Será utilizada uma chaveta com cabeça de quilha, por permitir mais fácil montagem. O eixo do dinamômetro tem diâmetro de 31,9 mm. Para esta dimensão, a chaveta indicada mede [54]:

- Largura: 10 mm;
- Profundidade: 8 mm.

No cubo deverá ser usinado um rasgo de chaveta com as dimensões:

- Largura: 10 mm;
- Profundidade: 2,4 mm.

No eixo deverá ser usinado um rasgo de chaveta com as dimensões:

- Largura: 10 mm;
- Profundidade: 5,0 mm.

Dessa forma, deverão ser feitas as seguintes operações de usinagem no cubo:

- Furo passante de 32,0 mm para abrigar o eixo;
- Executar rasgo de chaveta.

A figura 5.17 apresenta uma vista do cubo após sua usinagem:

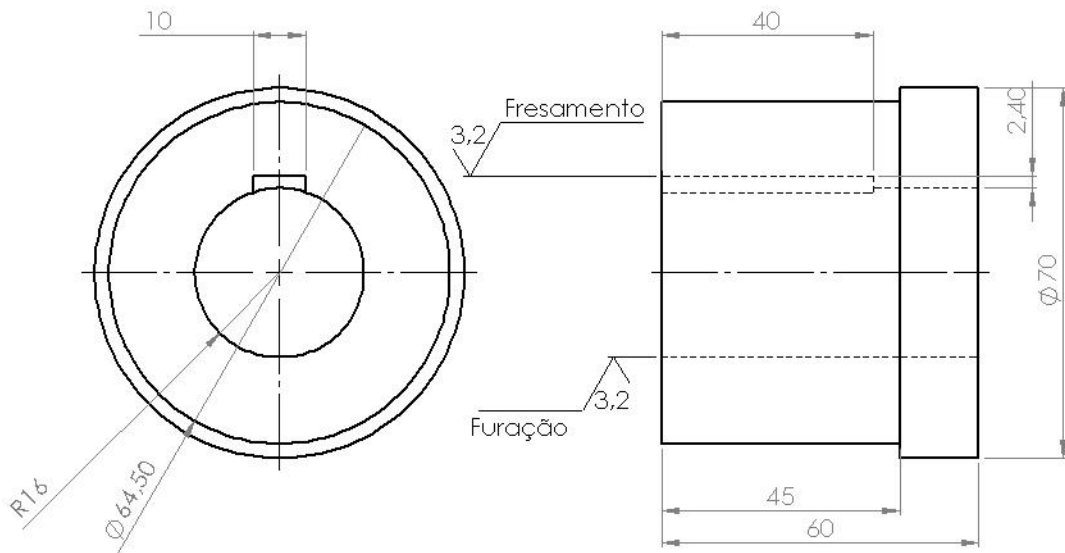


Figura 5.17 – Cubo do Acoplamento Após sua Usinagem

Cálculo da tensão cisalhante na chaveta:

Considerando o ponto de operação mais crítico, o de torque máximo, a força que age na chaveta é:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2T}{d} = \frac{2 * 42}{0,0319} = 2633 \text{ N}$$

Consideraremos que a chaveta será constituída de aço SAE 1020 laminado a frio. O limite de escoamento para este material é $S_y = 390 \text{ MPa}$ e assim, pela teoria da energia de distorção, sua resistência ao cisalhamento é:

$$S_{xy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 390 = 225 \text{ MPa}$$

A região em que o cisalhamento age tem uma área que pode ser calculada por:

$$A = t * l = 0,010 * 0,040 = 0,0004 \text{ m}^2$$

Desta maneira, a tensão de cisalhamento atuante é:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2633}{0,004} = 6,58 \text{ MPa}$$

Desta maneira, o fator de segurança para o cisalhamento na chaveta é:

$$FS = \frac{225}{6,58} = 34,18$$

6. CONCLUSÃO

Óleos vegetais são um importante biocombustível que pode ser utilizado como substituto aos produtos derivados do petróleo, sobretudo em regiões isoladas e de difícil acesso. No entanto, ainda faltam estudos para determinar o comportamento de motores de ignição por compressão funcionando com eles.

O presente trabalho se propôs a criar um banco de prova para avaliar empiricamente a formação de depósitos em bicos injetores desses motores. Para isso, foi feita uma breve, porém elucidativa, revisão sobre o que são os óleos vegetais e como ocorre o fenômeno da formação de depósitos em bicos injetores.

Em seguida foram selecionados os componentes que integrarão este banco de prova, como o motor, o dinamômetro, e o acoplamento. Como óleos vegetais são altamente viscosos, é necessário aquecê-los antes de sua admissão no motor. Por este motivo, analisou-se todo o circuito de combustível do motor, avaliando a possibilidade de seu funcionamento com combustíveis aquecidos. Além disso, explicou-se a função de seus componentes, seu mecanismo de funcionamento.

O legado deste trabalho para o Laboratório de Máquinas Térmicas da UFRJ é a possibilidade de montar este banco de prova para combustíveis viscosos aquecidos. A montagem será executada em um espaço propriamente destinado para este fim, no subsolo do próprio Laboratório.

A instalação do banco de prova permitirá, além de avaliar a formação de depósitos em bicos injetores, testar outros parâmetros de óleos vegetais, como emissões de poluentes, potência desenvolvida ou consumo. Pode-se fazer estudos comparativos entre diferentes óleos vegetais ou entre misturas dos mesmos. Além disso, mesmo o banco tendo sido projetado para funcionar com óleos vegetais, é possível utilizá-lo para testar outros combustíveis viscosos que necessitem ser pré-aquecidos, como os óleos combustíveis, por exemplo.

Desta maneira, espera-se que, a partir de que tenha montado o banco de prova, o Laboratório de Máquinas Térmicas obtenha bons resultados com a ferramenta que lhe é entregue. Ela pode ser usada tanto para fins de Ensino quanto de Pesquisa. Espera-se que os resultados obtidos contribuam para o progressivo uso dos óleos vegetais e para o

prestígio da Universidade Federal do Rio de Janeiro como centro de excelência em pesquisa sobre biocombustíveis.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] MOHANTY, C., et al. “An Experimental Investigation on the Combustion, Performance and Emissions of a Diesel Engine Using Vegetable Oil-Diesel Fuel Blends”, **SAE Technical Paper** 2011-01-1187, 2011
- [2] IEA (International Energy Agency), **Energy Technology Perspectives 2008: Scenarios & Strategies to 2050**, OECD/IEA, Paris, 2008.
- [3] IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), **Climate Change 2007: Synthesis Report**, Geneva, Switzerland. pp 104, 2007
- [4] CAVALIERO, C.K.N., SILVA, E.P., “Estudo de viabilidade da introdução do uso de óleos vegetais na geração de energia elétrica nos sistemas isolados”, In **Proceedings of the 3. Encontro de Energia no Meio Rural**, 2000, Campinas (SP, Brazil) Disponível em: http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC000000022000000200044&lng=en&nrm=iso. Acesso em: 30 jun. 2013
- [5] IEA (International Energy Agency), (2008). **Energy Technology Perspectives 2008: Scenarios & Strategies to 2050**, OECD/IEA, Paris
- [6] BAGBY, M.O., FREEDMAN, B., SCHWAB, A.W. Seed Oils for Diesel Fuels: Sources and Properties, **ASAE** 87-1583
- [7] NETTLES-ANDERSON, S., OLSEN, D., Survey of Straight Vegetable Oil Composition Impact on Combustion Properties, **SAE Technical Paper**, 2009-01-0487, 2009
- [8] BABU, A. K., DEVARADJANE, G., Vegetable Oils And Their Derivatives As Fuels For CI Engines: An Overview, **SAE Technical Paper**, 2003-01-0767, 2003
- [9] KNOTHE, G., DUNN, R.O., BAGBY, M.O. “Biodiesel: The Use of Vegetable Oils and Their Derivates as Alternative Diesel Fuels”, In: ACS Symposium Series, American Chemical Society, **Anais**, Washington, DC, 1997, pp. 172-208.
- [10] CLEVINGER, M.D. et al. Developing an Accelerated Test of Coking Tendencies of Alternative Fuels, **ASAE**, v. 31, no. 4, 1988, pp. 1054-1058.
- [11] VELLGUTH, G. Performance of Vegetable Oils and their Monoesters as Fuels for Diesel Engines, **SAE Technical Paper**, 831358, 1983
- [12] SUDA, K.J. Vegetable Oil Or Diesel Fuel: A Flexible Option, **SAE Technical Paper**, 840004, 1984

- [13] BARKER, J., RICHARD, P., SNAPE, C., AND MEREDITH, W., "Diesel Injector Deposits - An Issue That Has Evolved with Engine Technology," SAE Technical Paper 2011-01-1923, 2011.
- [14] LUBRIZOL, **The CEC DW10 Diesel Fuel Injector Fouling Test**, The Lubrizol Corporation, 2010, Disponível em: <http://lubrizol.com> . Acesso em 09 mai. 2013.
- [15] GIONGO, A. et al, Desafios para a Implementação do Ensaio de Depósitos em Injetores de Motor Diesel no Brasil, **SAE Technical Paper** 2012-36-0481, 2012
- [16] WINTERBONE, D., CLOUGH, E., RAO, K., RICHARDS, P. et al., The Effect of DI Nozzle Fouling on Fuel Spray Characteristics. **SAE Technical Paper** 922232, 1992.
- [17] BIRGEL, A. et al., Deposit Formation in the Holes of Diesel Injector Nozzles: A Critical Review, **SAE Technical Paper** 2008-01-2383, 2008
- [18] EDWARDS, T. Cracking and deposition Behavior Of Supercritical Hydrocarbon Aviation Fuels, **Combustion Science and Technology**, 2006, 178:1-3, 307-334
- [19] LEEDHAM, A., CAPROTTI, R., GRAUPNER, O., KLAUA, T. Impact of Fuel Additives on Diesel Injector Deposits, **SAE Technical Paper** 2004-01-2935, 2004
- [20] HEYWOOD, J. B., 1988, **Internal Combustion Engine Fundamentals**, 1 ed, New York, USA, McGraw-Hill.
- [21] BOSCH, **Automotive Handbook**, 6 ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2004.
- [22] DIESELNET, **DieselNet Technology Guide: Fuel Injection System Components**, Ecopoint Inc, 2011. Disponível em: <http://www.dieselnet.com>. Acesso em: 10 jun. 2013
- [23] DIESELNET, **DieselNet Technology Guide: Diesel Engine Fundamentals**, Ecopoint Inc, 2011. Disponível em: <http://www.dieselnet.com>. Acesso em: 10 jun. 2013
- [24] DINGLE, P.J.G., LAI, M.C.D., **Diesel Common Rail and Advanced Fuel Injection Systems**. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2005, ISBN 978-0-7680-2200-1
- [25] DIESELNET, **DieselNet Technology Guide: Diesel Fuel Injection**, Ecopoint Inc, 2011. Disponível em: <http://www.dieselnet.com>. Acesso em: 10 jun. 2013
- [26] BREITBACH, H. **Fuel Injection Systems Overview**, Delphi Corporation, 2002

- [27] BOSCH, **Catálogo Agrícola Diesel**: 2012-2013, Disponível em: <http://bosch.com.br/br/autopecas/produtos/diesel>. Acesso em: 09 jun. 2013
- [28] EFORMANCE, **Bosch PFR type diesel injection pump teardown**, Disponível em: <http://youtube.com>. Acesso em 21 jul. 2013
- [29] PARKER SEALS. **Manual de O'Ring, Catálogo 5700 BR, Maio 1997**. Disponível em: <http://hipress.com.br/upload/catalogo/MANUALDEORING5700.pdf>. Acesso em: 12 jun. 2013
- [30] PARKER. **Parker O-Ring Handbook. ORD 5700**. Disponível em: <http://www.parker.com/literature>. Acesso em: 12 jun. 2013
- [31] PEARL, D., **O-Ring Seals In The Design Of Hydraulic Mechanisms, SAE Technical Paper 470247**, 1947.
- [32] CALLISTER, W.D., **Materials Science and Engineering: An Introduction**, 7 ed., USA: John Wiley & Sons, Inc, 2007
- [33] AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP nº 65, de 9.12.2011 - DOU 12.12.2011**.
- [34] FISHINGER, M.K.C., ENGELMAN, H.W., GUENTHER, D.A., **Service Trial of Waste Vegetable Oil as a Diesel Fuel Supplement**, SAE 811215 (SP-503).
- [35] NWAFOR, O. M. I., **Emissions characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature. Biomass and Bioenergy 27: 507-511**, 2004
- [36] FOX, R.W., MCDONALDS, A.T., PRITCHARD, P.J., **Introduction to Fluid Mechanics**, 6 ed. John Wiley & Sons, 2003
- [37] GITANO, H. **Dynamometer Basics**. Disponível em: http://skyshorz.com/university/resources/dynamo_basics.pdf. Acesso em: 21 jul. 2013
- [38] MUNDO MECÂNICO, **Aula 39: Acoplamento**. Disponível em: <http://mundomecanico.com.br>. Acesso em: 19 jul. 2013
- [39] LINTEC, **Motores Refrigerados a Água: M95W – M795W**. Disponível em: <http://lintecmotores.com.br> . Acesso em 20 mar. 2013.
- [40] AGRALE, **Manual do Proprietário – Motor M95W**, Caxias do Sul, 4 ed. Disponível em: <http://lintecmotores.com.br> . Acesso em 20 mar. 2013.

- [41] AGRALE S.A., Departamento De Peças e Assistência Técnica, **Catálogo de Peças: Motor M95W (Estacionário)**, 2 ed. Caxias do Sul, RS.
- [42] BOSCH, Peças de reposição, Produto: 9410080519 – Bomba injetora PF..., diesel – PFR1K80A465, **Bosch Diagnostics Software**
- [43] BOSCH, Peças de reposição, Produto: F000439025 – Conjunto porta-injetor + injetor - DHK, **Bosch Diagnostics Software**
- [44] EATON, **Weatherhead Hose Assembly Master Catalog**, 2011, Disponível em: <http://eaton.com>. Acesso em: 17 jun. 2013.
- [45] SPIRAX SARCO, **Pipeline Strainers for Steam, Liquids and Gases**, 6ed. Disponível em: <http://spiraxsarco.com>. Acesso em 25 jul. 2013
- [46] SPIRAX SARCO, **FIG. 14 Filtro Y: Aço Carbono. TI-D235-01.**
- [47] HEADQUARTERS, DEPARTMENT OF THE ARMY, USA, **Technical Manual Operator's, Unit And Direct Support Maintenance Manual (Including Repair Parts And Special Tools List) For Precision Oxidation Stability Bath Model Ts 75042 Ar-5**, 15 oct. 1990
- [48] INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, LAVINE, **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6 ed. John Wiley & Sons, 2007.
- [49] BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8 ed. Porto Alegre: McGraw Hill Brasil, 2011
- [50] POSITRON-BROWN BOVERY S.A., **Curva característica Torque-Rotação, MODELO DINAMÔMETRO 66 DG**
- [51] DYNESYSTEMS, **Dynamic 66-Dg Dry Gap Dynamometer Data Sheet**, Disponível em: <http://www.dynesystems.com/PDFs/Data-Sheets-Dynamic/DM66-DG.pdf>. Acesso em: 24 jul. 2013
- [52] ACIONAC, **Acoplamentos AE**, 2010/1. Disponível em: <http://acionac.com.br>. Acesso em: 24 jul. 2013
- [53] REXNORD, **Acoplamentos Omega**, Disponível em: <http://rexnord.com.br>. Acesso em: 24 jul. 2013
- [54] ESCOLA PROTEC, **Projetista de Máquinas**, São Paulo, 1985

ANEXO 1 – MOTORES PESQUISADOS

Fabricante	Modelo	Regime	N	D (mm)	L (mm)	V (cm ³)	R	P (kW)	n (rpm)	Refrigeração	Injeção	C (g/kWh)	Partida
Agrale	M95W		1 vertical	95	105	744	21,0:1	12,1	3000	Radiador a água	Direta	248	
Agrale	M795W		2 verticais	95	106	1503	20,5:1	24,3	3000	Radiador a água	Direta	260	
Buffalo	BFDE 3 cilindros		3	85	90	1532	22,0:1	13,8	1800	Radiador a água	Direta	2,50 (L/h)	
Buffalo	BFDE 4 cilindros			80	90	1809	22,0:1	17	1800	Radiador a água	Direta	3,50 (L/h)	
								29	3000			3,00 (L/h)	
									3000			6,00 (L/h)	
Toyama	TDW18DR2	4 T	1	100	115	903	17,0:1	11,2	2200	Radiador a água	Direta	235	
Toyama	TDW18DR2	4 T	1	100	115	903	17,0:1	11,2	2200	Radiador a água	Direta	235	Elétrica
Toyama	TDW22DR	4 T	1	115	115	1194	17,0:1	14,9	2200	Radiador a água	Direta	235	
Toyama	TDW22DR	4 T	1	115	115	1194	17,0:1	14,9	2200	Radiador a água	Direta	235	Elétrica
Toyama	TDW30DR	4 T	1	125	120	1473	17,0:2	18,6	2200	Radiador a água	Direta	228	
Toyama	TDW30DR	4 T	1	125	120	1473	17,0:2	18,6	2200	Radiador a água	Direta	228	Elétrica
Yanmar	NSB50 / NSB50R	4 T	1 horizontal	75	75	331		2,9	1800	Radiador a água	Indireta	271,9	Manual
								4	2400				
Yanmar	NSB80 / NSB80R	4 T	1 horizontal	80	85	427		4	1800	Radiador a água	Indireta	266,5	Manual
								5,55	2400				
Yanmar	NSB95 / NSB95R / NSB95RE	4 T	1 horizontal	85	90	510		4,7	1800	Radiador a água	Indireta	261	Manual/Elétrica
								7	2400				
Yanmar	NSB12 / NSB12R / NSB12RE	4 T	1 horizontal	92	95	631		6,6	1800	Radiador a água	Indireta	255,6	Manual/Elétrica
								8,8	2400				
Yanmar	NSB18 / NSB18R / NSB18RE	4 T	1 horizontal	102	106	866		8,8	1800	Radiador a água	Indireta	251,5	Manual/Elétrica
								11	2200				
Yanmar	3TNV70 ASA	4 T	2	70	74	570		10,2	3600	Radiador a água	Indireta	300	Elétrica
Yanmar	3TNV70 GGE	4 T	3	70	74	854		6,1	1500	Radiador a água	Indireta		Elétrica
Yanmar	3TNV70 GGE	4 T	3	70	74	854		7,3	1800	Radiador a água	Indireta		Elétrica

Fabricante	Modelo	Regime	N	D (mm)	L (mm)	V (cm ³)	R	P (kW)	n (rpm)	Refrigeração	Injeção	C (g/kWh)	Partida
Yanmar	3TNV20 ASA	4T	3	70	74	854		16,3	3600	Radiador a água	Indireta		Elétrica
Yanmar	3TNV20 HGE	4T	3	70	74	854		12,1	3000	Radiador a água	Indireta		Elétrica
Yanmar	3TNV20 HGE	4T	3	70	74	854		14,5	3600	Radiador a água	Indireta		Elétrica
Yanmar	3TNV22 GGE	4T	3	82	84	1331		12	1800	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	3TNV22 DAS	4T	3	82	84	1331		22,5	3000	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	3TNV28 GGE	4T	3	88	90	1642		14,7	1800	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	3TNV28 DAS	4T	3	88	90	1642		26,8	3000	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	4TNV28 GGE	4T	4	88	90	2190		16,4	1800	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	4TNV28 DAS	4T	4	88	90	2190		35	3000	Radiador a água	Direta		Elétrica
Yanmar	YT18E	4T	1	105	115	995		12,1	2200	Tanque d'água	Direta	237,9	Manual/Elétrica
Yanmar	YT22E	4T	1	115	115	1194		14,7	2200	Tanque d'água	Direta	237,9	Manual/Elétrica
Changchai	R190-N	4T	1	90	90	573		7,7	2600	Radiador a água	Direta		Manual
Changchai	R190	4T	1	90	90	573		7,7	2600	Hopper	Direta		Manual
Changchai	SQD 192-NM	4T	1	92	90	598		7,7	2200	Radiador a água			Elétrica
Changchai	S 1100-A2N	4T	1	100	115	903		11,2	2200	Radiador a água			Manual
Changchai	S 1100-A2NM	4T	1	100	115	903		11,2	2200	Radiador a água			Elétrica
Changchai	ZS 115-NM	4T	1	115	115	1190		16,4	2200	Radiador a água	Direta		Elétrica
Changchai	R 175-B	4T	1 horizontal	75	80	353		4,8	2600	Hopper	Direta	280,2	Manual
Changchai	S 1100-A2	4T	1 horizontal	100	115	903		11,2	2200	Hopper		251,6	Manual
Changchai	S 1100-A2M	4T	1 horizontal	100	115	903		11,2	2200	Hopper			Elétrica
Changchai	L 24	4T	1 horizontal	115	120	1246		17	2200	Hopper	Direta	244,8	Manual
Changchai	L 28	4T	1 horizontal	125	120	1473		20	2200	Hopper	Direta	244,8	Manual
Changchai	L 32	4T	1 horizontal	130	120	1659		23	2200	Hopper	Direta	244,8	Manual
Changchai	L 24-M	4T	1 horizontal	115	120	1246		17	2200	Hopper	Direta	244,8	Elétrica
Changchai	L 28-M	4T	1 horizontal	125	120	1473		20	2200	Hopper	Direta	244,8	Elétrica
Changchai	L 32-M	4T	1 horizontal	130	120	1659		23	2200	Hopper	Direta	244,8	Elétrica
Motomil	MD-178	4T	1 horizontal			296	23,01	4,4	3600	Forçada a ar	Direta	1,65 L/h	
Motomil	MD-186	4T	1 horizontal			406	23,01	7,5	3600	Forçada a ar	Direta	2,3 L/h	
Motomil	MD-170	4T	1 horizontal			211	23,01	3,1	3600	Forçada a ar	Direta	1,5 L/h	

Onde:

N: número de cilindros

D: Diâmetro do Cilindro

L: Curso do Cilindro

V: Cilindrada

R: Razão de Compressão

P: Potência

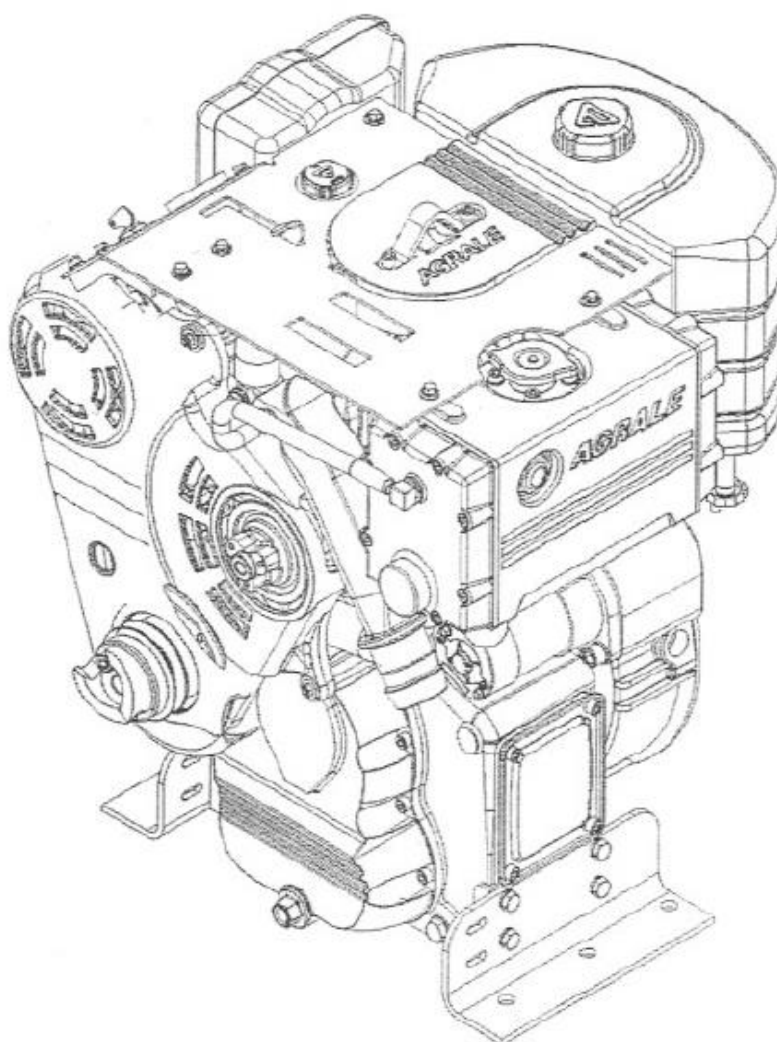
N: Rotação

C: Consumo

ANEXO 2 – CATÁLOGO DO MOTOR AGRALE M95W

	AGRALE S.A. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	Código: ET 700.008
		Data: 16/02/2006

MOTOR M95W TROCADOR DE CALOR



AGRALE	ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS
PRODUTO: MOTOR	MODELO: MOTOR M95W TROCADOR CALOR
APROVADO: <i>Adelair Colombo</i>	ELABORADO: <i>Marcos Rigotti</i>

01	DIMENSÕES GERAIS:	
Dimensões: (motor com partida elétrica, carenagem e flange de acoplamento).	Altura: 702 mm	
	Comprimento: 601 mm	
	Largura: 588 mm	

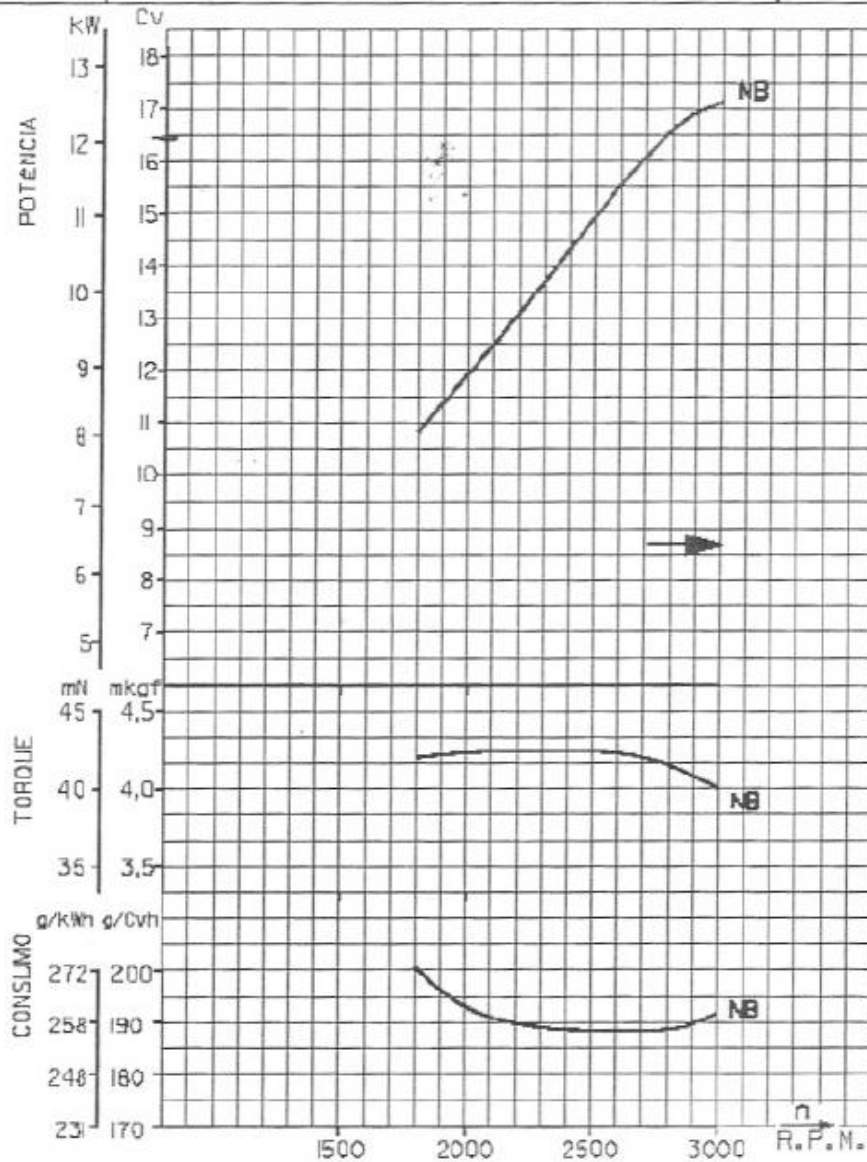
02		ESPECIFICAÇÕES GERAIS	
Ciclo		Diesel – 4 tempos	
Tipo de injeção		Direta	
Tipo de motor		Vertical	
Número de cilindros e tipo		01 cilindro - vertical	
Diâmetro x Curso do êmbolo		95 x 105 mm	
Cilindrada		744 cm ³	
Taxa de compressão		21,0 : 1	
Faixa de rotação	Normal (STD)	1800 a 3000 rpm	
	Especial (sob consulta)	1500 a 3000 rpm	
Potência máxima, rotação e norma	---	---	---
	Curva NB NBR 6396 / ISO 3046	16,5cv (12,1kw) a 3000 rpm	15,0cv (11,0 kw) a 2600 rpm
	---	---	---
Torque máximo e rotação	Curva N (NBR ISO 1585)	4,2 mdaN a 2500 rpm	
Consumo específico de combustível	Curva NB NBR 6396 / ISO 3046	246 g/kWh (181 g/cvh) a 3000 rpm	
Pressão de compressão		---	
Folga da câmara de combustão		0,95 a 1,25 mm	
Velocidade média do êmbolo		10,5 m/s a 3000 rpm	
Tipo de combustível		Óleo Diesel	
Camisa do cilindro		Úmida e substituível	
Tipo de refrigeração		Líquida	
Área mínima livre para entrada de ar de refrigeração do motor		---	
Tipo de regulador de rpm (faixa de ação)		Tipo centrífugo (1500 a 3000 rpm)	
Grau de irregularidade		±2,5%	
Rotação de marcha lenta do motor		850 a 1000 rpm	
Sentido de rotação (visto do lado do volante)		Anti-horário	
Peso seco do motor	STD sem partida elétrica e com trocador de calor	176,0 kg	
	STD com partida elétrica e com trocador de calor	196,0 kg	
	---	---	
Inclinação máxima em todas as direções		20°	
Sistema de partida		Manual (através de manivela)	
		Elétrica (Opcional)	
Bateria	Tensão	12V	
	Corrente	45 Ah *	

03 CURVA DO MOTOR



CURVA DE PERFORMANCE
MOTOR M95W - 3000 RPM

EMISSÃO:
01/1/2004
REVISÃO:



POTÊNCIA N - NBR ISO 1585

POTÊNCIA NBR - Curva B Reserva Torque NBR 6396/ISO 3046

POTÊNCIA NB - NBR 6396/ISO 3046

n - Rotações por minuto

Obs: Potência, torque e consumo específico são referentes a curva NB, com tolerância de 5% sob condições de variações de temperatura, pressão, umidade e combustível padrão. Consumo específico de combustível refere-se a curva B.

04 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO			
Tanque de combustível	Capacidade	12,5 litros	
	Material	Plástico (Polietileno)	
Consumo de combustível	Curva	Rotação	
		2600 rpm	3000 rpm
	---	---	---
	NB	3,1 l/h	3,5 l/h
---	---	---	
Filtro de ar	Tipo		Seco
	Restrição	2600 rpm	56 mmH ₂ O
		3000 rpm	64 mmH ₂ O
	Volume ar para combustão		0,97 m ³ /min.
	Elemento		De papel
	Área filtrante		6700 cm ²

05 SISTEMA DE INJEÇÃO			
Tipo de alimentação da bomba injetora		Gravidade	
Tipo do regulador de rotação		Centrifugo integrada à engrenagem do comando	
Filtro de combustível	Tipo	Elemento de papel	
	Área filtrante	676 cm ²	
	Localização	Lateral esquerda do bloco (visto do volante)	
Bomba injetora	Modelo	Bosch PFR 1K80 A 465	
	Pressão de injeção	180 +8 kgf/cm ²	
	Pressão de abertura	210 +10 bar	
	Curso útil (motor a 2600 e 3000 rpm)		
	---	Curva B	---
	---	---	---
	Ponto final de injeção estático (° APMS)		
	---	Curva B	---
	---	17 APMS	---
Porta Injetor	Modelo	Bosch KDAL 84 P 27	
Bico Injetor	Modelo	Bosch DLLA 140 P 1335	
	Número de furos	5	
	Pressão de abertura	210 a 220 bar	
Consumo de ar para combustão		0,97 m ³ /min.	
Consumo específico de combustível mínimo / rotação em curva NB		240 g/kWh (175 g/cvh) a 2100 rpm	

06 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO				
Tipo		Lubrificação forçada por bomba de engrenagens		
Lubrificação	Mancal da árvore de manivela	Sob pressão		
	Bronzina da cabeça da biela	Sob pressão		
	Bronzina do pé da biela	Salpique		
	Mancal do eixo de comando	Salpique		
	Tuchos	Nebulização		
	Balancins	Nebulização		
	Mecanismos de engrenamento	Salpique		
	Paredes do cilindro	Salpique		
Tipo de filtro		Tela metálica no Carter		
Pressão do óleo de trabalho	1000 a 3000 rpm	1 kgf/cm ² a 3 kgf/cm ²		
Consumo de óleo lubrificante	à 3000 rpm	0,45 g/kwh		
Consumo de óleo lubrificante em relação ao consumo de combustível	à 3000 rpm	0.20%		
Temperatura ATB do óleo	Potência máxima	45°		
Temperatura do óleo lubrificante no carter	---	---	---	
	---	---	---	
	Com eixo balanceador	Normal	105° C	
		Máxima admissível	125° C	
Volume de óleo lubrificante no Carter	---	---	---	
	---	---	---	
	Com eixo balanceador	Mínimo	2,5 litros	
		Máximo	3,0 litros	
Óleo recomendado	Tipo	Multiviscoso	SAE 15W40	
	Classificação	API: CG4, CH4, CI4 ACEA: E3, E4, E5		

07		SISTEMA DE ARREFECIMENTO COM TROCADOR DE CALOR	
Tipo		Arrefecimento por trocador	
Bomba d'água	Tipo	Centrífuga - acionada por polia e correia	
Líquido de arrefecimento	Volume total de líquido do sistema com trocador de calor	4,60 litros	
	Proporção da mistura - 1º Opção		
	Água pura	4,14 litros (90%)	
	Aditivo anticorrosivo Fleet Guard DCA-4	0,46 litros (10%)	
	Proporção da mistura - 2º Opção		
	Proporção de líquido Protetor (Etileno Glicol ou Nalcool - 4000)	2,30 litros (50%)	
	Água pura	2,30 litros (50%)	
	Temperatura de trabalho	Normal	88 a 97° C
Máxima		102° C (água pura)	
		110° C (água aditivada)	
Serpentina	Comprimento Linear	1440 mm	
	Nº de Espiras	5,5	
	Ø interno	10,7 mm	
Trocador de Calor	Dimensões externas	Comprimento	376 mm
		Largura	163 mm
		Altura	212 mm
Válvula termostática	Temperatura inicial de abertura	75° C	
	Temperatura abertura total	89° C	
	Curso mínimo	0,1 mm	
	Curso mínimo (abertura em operação)	8,0 mm	
Trocador de Calor	Tipo	Pressurizado	
	Capacidade até a marca Máx./Min.	Máx.: 3,15 l Min.: 1,63 l	
	Pressão normal abertura tampa	0,48 bar	
	Tempo de segurança para abertura da tampa	15 minutos	
Vazão água externa de refrigeração	Temp. água ext.: 18 a 30°C	5 a 10 l/min	
	Temp. água ext.: < 18°C	3 l/min	

08		SISTEMA DE ESCAPAMENTO	
Tipo		Mufla (descarga molhada)	
Restrição	---	---	
	---	---	
Nível de ruído	Regime a 3000rpm	Distância	
		4 metros	7 metros
	Vazio	---	---
	Acelerado	---	---
	100% carga	---	---
	Norma ABNT NBR 7566 (sem carga)	---	
	Regime a 2600rpm	Distância	
		4 metros	7 metros
	Vazio	---	---
	Acelerado	---	---
100% carga	---	---	
Norma ABNT NBR 7566 (sem carga)	---		

09		SISTEMA DE PARTIDA	
Partida elétrica (opcional)	Motor de Partida	Marca	Prestolite
		Modelo	35259570
		Sentido de giro (olhando-se para o volante)	Horário
		Tensão	12 V
	Comand	Tipo de chave	Solenóide
		Procedimento para a partida	Chave de ignição
	Transmissão do motor de partida	Tipo de acoplamento	Eletromecânico
		Sentido de engrenamento	Pinhão engrenado para frente
		N. ° de dentes do pinhão.	9
		N. ° de dentes da cremalheira.	104
Alternador	Marca	Prestolite	
	Modelo	352.151.20	
	Voltagem / Amperagem	14 V/55 A	
Bateria	Tensão	12 V	
	Corrente	45 Ah	
Partida manual	Tipo de acionamento	Por manivela	
	Alavanca de descompressão	Manual	

10		SISTEMA DE AUTOMAÇÃO	
PPP – Partida e parada no painel (opcional)	Tipo de controle	Corte de combustível por válvula solenóide eletromagnética	
	Distância de instalação	No painel ou remotamente até 3 metros	
PPD – Partida e parada à distância (opcional)	Tipo de controle	Corte de combustível por válvula solenóide eletromagnética	
	Distância de instalação	Remotamente até 500 metros.	

11	ESPECIFICAÇÕES DE FABRICAÇÃO E MONTAGEM
-----------	--

11.1 – ÊMBOLO		
Peso (com pino e anéis)		0,958 kg
Diâmetros dos rasgos dos anéis x largura (STD)	1ª canaleta	Ø85,20 -0,2 mm
	2ª canaleta	Ø85,30 -0,2 mm
	3ª canaleta	Ø85,80 -0,2 mm
Observação: * Folgas consideradas com o diâmetro da região oval (90° com a linha de centro do furo para o pino) e tolerâncias admissíveis para o cilindro, considerando-se o movimento relativo do pistão no cilindro.		

11.2 - PINO DO ÊMBOLO		
Comprimento		62 -0,2 mm
Diâmetro		Ø28 -0,004 mm
Tipo	Travado axialmente no êmbolo por anéis elásticos de retenção - flutuante	
	Buchas	Na biela
Folga radial	No êmbolo	0,005 a 0,009 mm
	Na biela com bucha	0,007 a 0,024 mm
Direção e deslocamento em relação ao êmbolo		Na linha de centro do êmbolo

11.3 - ANÉIS DO ÊMBOLO		
Função (do topo para a base)	Anel n.º 1	Compressão
	Anel n.º 2	Compressão
	Anel n.º 3	Raspador do óleo
Folga vertical dos anéis no pistão	Anel n.º 1	0,03 a 0,07 mm
	Anel n.º 2	0,03 a 0,07 mm
	Anel n.º 3	0,03 a 0,07 mm
Largura	Anel n.º 1	2,47 a 2,49 mm
	Anel n.º 2	1,97 a 1,99 mm
	Anel n.º 3	2,97 a 2,99 mm
Folga entre as pontas dos anéis	Anel n.º 1	0,10 a 0,30 mm
	Anel n.º 2	0,25 mm
	Anel n.º 3	0,10 a 0,30 mm
Carga tangencial	Anel n.º 1	2,20 a 3,30 kgf
	Anel n.º 2	1,20 a 1,80 kgf
	Anel n.º 3	3,75 a 5,60 kgf

11.4 – CAMISA	
Diâmetro interno	Ø 95 mm
Diâmetro externo para ajuste no bloco	107,966 a 107,988 mm
Espessura do colar	8 -0,02 mm
Acabamento interno	Brunido
Desgaste máximo diâmetro interno	0,055 mm
Ovalização máxima diâmetro interno	0,020 mm

11.5 – BIELA		
Peso (com bucha e bronzina)	1,262 kg	
Distância entre centros	168 -0,1 mm	
Mancal	Comprimento total	30,8 a 31,0 mm
	Limites de folga	0,034 a 0,087 mm Vertical
	Jogo axial	0,100 a 0,202 mm
Largura da biela	39,9 -0,04 mm	
Empenamento máximo	0,03 mm	
Diâmetro interno bronzina da cabeça	53,990 a 54,009 mm	
Diâmetro interno bucha do pê	27,996 a 28,000 mm	

11.6 - EIXO DO COMANDO		
Localização	No bloco do motor, à direita da árvore de manivela, visto do volante do motor.	
Mancal	Tipo	De rolamento
	Diâmetro do alojamento no bloco	Ø51,979 a 52,009 mm
	Diâmetro do alojamento na tampa do comando	Ø94,987 a 95,022 mm
Empenamento máximo do eixo do comando	0,08 mm	
Acionamento	Por engrenagem	

11.7 - SISTEMA DE VÁLVULAS			
Tucho (mecânico ou hidráulico)		Mecânico	
Tipo de rotor de tucho		Came tangente	
Relação de balanço		1:1,375	
Vareta das válvulas	Diâmetro	Ø 7,25 x Ø 9,5 mm	
	Comprimento	345,5 +0,5 mm	
Folga de operação das válvulas	Admissão	0,12 a 0,15 mm com o motor frio	
	Escape	0,12 – 0,15mm com o motor frio	
	Descompressão	0,3 mm com o motor frio	
Sincronismo das válvulas	Admissão	Abertura (° A.A.A.)	40°
		Fechamento (° A.F.A.)	70°
		Permanência aberta (graus)	290°
	Escape	Abertura (° A.A.E.)	70°
		Fechamento (° R.F.E.)	40°
		Permanência aberta (graus)	290°
Em balanço (abertura de cruzamento)		-	
Válvula de admissão	Comprimento total		121,5 ±0,20 mm
	Diâmetro total da cabeça		Ø41,1 ±0,13 mm
	Ângulo da face de assentamento		45° ±15°
	Folga entre a haste e o guia		0,040 a 0,070 mm com o motor frio
	Diâmetro da haste		Ø7,945 a 7,960 mm
	Curso (referente ao zero no batente)		10,3 mm
	Carga e comprimento da mola externa	Válvula fechada	223,7 N (40,0 mm)
		Válvula aberta	447,3 N (30,5 mm)
Válvula de escape	Comprimento total		121,5 ±0,20 mm
	Diâmetro total da cabeça		Ø34,1 ±0,13 mm
	Ângulo da face de assentamento		45° ±15°
	Folga entre a haste e o guia		0,040 a 0,070 mm com o motor frio
	Diâmetro da haste		Ø7,945 a 7,960 mm
	Curso (referente ao zero no batente)		10,3 mm
	Carga e comprimento da mola externa	Válvula fechada	224,0 N (40,0 mm)
		Válvula aberta	466,8 N (29,7 mm)
Simbologia:			
° A.A.A. - Adiantamento da Abertura da Válvula de Admissão.			
° A.F.A. - Atraso do Fechamento da Válvula de Admissão.			
° A.A.E. - Adiantamento da Abertura da Válvula de Escape.			
° R.F.E. - Atraso do Fechamento da Válvula de Escape.			

11.8 - ÁRVORE DE MANIVELA		
Peso		4,750 kg
Jogo axial dado pelo mancal de n.º		2
Jogo axial		0,2 a 0,3 mm
Mancal da árvore de manivela	Tipo	Rolamentos de rolos
	Folga	Normal
	Diâmetro do munhão n.º 1 e comprimento total do mancal	45 x 25 mm – DIN 5412
	Diâmetro do munhão n.º 2 e comprimento total do mancal	45 x 25 mm – DIN 5412
	Direção e deslocamento em relação ao cilindro	Alinhado com o eixo do cilindro
Diâmetro do moente da biela		Ø50,93 a 50,94 mm
Observação:		
Munhão n.º 1 – lado do volante.		
Munhão n.º 2 – lado da engrenagem do comando.		

ANEXO 3 – COTAÇÃO DO MOTOR AGRALE M95W**COM PARTIDA ELÉTRICA:**

Fornecedor Surubim Comercial LTDA
Preço R\$ 13.850,00
Prazo de entrega 5 dias
Cidade Itaboraí - RJ
Telefone 21 36384753
Email thyago.leal@surubimcomercial.com.br

Fornecedor ROBOX GERADORES LTDA
Preço R\$ 13.331,00
Prazo de entrega 10 dias
Cidade Rio de Janeiro - RJ
Telefone (21) 3234-0802 / 2254-6371
Email robox@globo.com

Fornecedor Provim Maquinas
Preço R\$ 13.573,00
Prazo de entrega 10 dias
Cidade Erechim - RS
Telefone 54-3522-1651
Email jduarte2089@ig.com.br

Fornecedor AGR Distribuidora
Preço R\$ 11.997,00
Prazo de entrega Imediata
Cidade Caxias do Sul - RS

Telefone (54) 34195716 / 32232003
Email cmarinho@agristribuidora.com.br
Frete Frete orçado: R\$ 210,00 Transportadora
Panex

COM PARTIDA MANUAL:

Fornecedor Towama
Preço R\$ 11.400,00
Cidade São Paulo - SP
Prazo de entrega 10 dias
Telefone 11 3826-8934
Email towama@towama.com.br

Fornecedor Engemac Rio
Preço R\$ 12.541,00
Cidade Rio de Janeiro - RJ
Prazo de entrega 20/30 dias
Telefone
Email pmoraes@engemac.com.br

Fornecedor Agraupe
Preço R\$ 13.505,00
Cidade São Paulo - SP
Prazo de entrega 20 dias
Telefone 11 3424-8359 ou 2852-2968
Email agraupe@agraupe.com

ANEXO 4 – COTAÇÕES DE PEÇAS DE REPOSIÇÃO DO MOTOR AGRALE M95W

G014-SURUBIM COMERCIAL LTDA.

C.N.P.J.: 02.465.023/0003-69

Emissao: 08/05/2013 09:54:16

Ins.Est.: 77.275.851

Rodovia BR 101 - KM 00294 - Sao Joaquim - Itaboraí-RJ (21) 3638-4753

Orçamento de peças - E024

Orçamento No. : 000579

Data: 08/05/2013 09:44

Cliente: LABORATORIO DE MAQ TERM DA UFRJ

Valido ate: 23/05/2013

Telefone

Cond. Pagamento: A VISTA

Vendedor: ITHYAGO

Codigo	Discriminacao	Qtde	Preco unit	Desconto	Preco total
	JUNTA DO CARECOTE - 1,428	1	123,80		123,80
	CJ CARECOTE CILINDRO	1	798,51		798,51
	RICO INJETOR	1	99,18		99,18
	CJ PISTAO E ANEIS - STD	1	451,95		451,95
	CJ DA BIELA C/ CASQUILHO	1	749,65		749,65
	KIT JUNIAS/ANEIS MOTOR M9	1	411,61		411,61
	VALVULA PRESSAO BOMBA INJETO	1	189,71		189,71
	ELEMENTO BOMBA INJETORA	1	125,87		125,87

Total do orçamento: 2.930,28

ENGEMAC RIO MÁQUINAS EQUIPAMENTOS E SERVIÇOS LTDA

Avenida Brasil, 11211 - Penha - Rio de Janeiro - RJ
 Tel: 21 3261-9292 - Fax: 21 3261-9269 - CEP. 21012-351
 CNPJ 31.332.042/0001-53 - Insc. Est. 83.247.355
 Insc. Mun. 00.810.061 - e-mail: engemac@engemac.com.br
 Visite nosso site: www.engemac.com.br

RIO DE JANEIRO, 07 DE MAIO DE 2013

ÁO

LABORATÓRIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO**

ATT. SR. RAFAEL FLEISCHMAN - COMPRADOR.
 TEL. (021) 8667.3008.

REF: **MOTOR DIESEL MODELO M 95 W - AGRALE**

Item	Qt	Material	Marca	ORÇAMENTO	
				Unitário	Total
1	1	JUNTA CABEÇOTE 1,4MM (METAL)	AGRALE	R\$ 125,00	R\$ 125,00
2	1	JUNTA CABEÇOTE 1,6MM (METAL)	AGRALE	R\$ 110,00	R\$ 110,00
3	1	CJ.CABEÇOTE DO CILINDRO(FERRO)	AGRALE	R\$ 980,00	R\$ 980,00
4	1	BICO INJETOR (FERRO)	AGRALE	R\$ 100,00	R\$ 100,00
5	1	CJ. PORTA INJETOR (FERRO)	AGRALE	R\$ 290,00	R\$ 290,00
6	1	CJ. ANEIS DO PISTÃO STD (FERRO)	AGRALE	R\$ 139,00	R\$ 139,00
7	1	CJ.CASQUILH BIELA STD (ALUMINIO)	AGRALE	R\$ 75,00	R\$ 75,00
8	1	ROLAMENTO (FERRO)	AGRALE	R\$ 149,00	R\$ 149,00
9	1	ROLAMENTO (FERRO)	AGRALE	R\$ 185,00	R\$ 185,00
10	1	CJ. PISTÃO E ANEIS STD (FERRO)	AGRALE	R\$ 460,00	R\$ 460,00
11	2	ANEL - O (CILINDRO) (BORRACHA)	AGRALE	R\$ 15,00	R\$ 30,00
12	1	KIT. JUNTAS - MOTOR (VELOMOIDE)	AGRALE	R\$ 415,00	R\$ 415,00
13	1	RETENTOR ÓLEO (BORRACHA)	AGRALE	R\$ 32,00	R\$ 32,00
14	1	RETENTOR ÓLEO (BORRACHA)	AGRALE	R\$ 60,00	R\$ 60,00
15	1	ANEL VEDAÇÃO-BBA INJ(BORRACHA)	AGRALE	R\$ 5,00	R\$ 5,00
16	1	ANEL DE VEDAÇÃO -BBA INJ.(METAL)	AGRALE	R\$ 6,00	R\$ 6,00
17	1	JUNTA AJ. BBA INJ - 0,10MM (FERRO)	AGRALE	R\$ 7,00	R\$ 7,00
18	1	JUNTA AJ.BBA INJ - 0,20MM (FERRO)	AGRALE	R\$ 10,00	R\$ 10,00
19	1	JUNTA AJ.BBA INJ- 0,30MM (FERRO)	AGRALE	R\$ 12,00	R\$ 12,00
20	1	JUNTA AJ.BBA INJ - 0,50MM (FERRO)	AGRALE	R\$ 15,00	R\$ 15,00
21	1	ELEMENTO BBA INJETORA (FERRO)	AGRALE	R\$ 130,00	R\$ 130,00
22	1	VALVULA PRESSÃO-BBA INJ.(FERRO)	AGRALE	R\$ 180,00	R\$ 180,00
23	1	KIT. CILIND PIST EANEIS STD(FERRO)	AGRALE	R\$ 915,00	R\$ 915,00
					R\$ -
24	*	VALOR TOTAL EM PEÇAS			R\$ 4.430,00
25	1	MÃO-DE-OBRA		R\$ -	R\$ -
26	1	VALOR TOTAL DESTA PROPOSTA			R\$ 4.430,00

OBS: SOMENTE COMPRA DE PEÇAS.**CONDIÇÕES DE COMERCIALIZAÇÃO:**

Faturamento: ENGEMAC RIO LTDA. CNPJ. 31.332.042/0001-53

Local de entrega: RIO DE JANEIRO - RJ -RETIRADA DO PRODUTO: NOSSA LOJA.

Condições de pagamento: AVISTA OU CONTRA EMPENHO - NOTA FISCAL ELETRÔNICA.

Prazo de entrega: ATÉ 15 DIAS ,APARTIR APROVAÇÃO DA PROPOSTA.

Faturamento Mínimo : R\$ 680,00 - Reais.

Impostos: INCLUSOS.

Validade da proposta: 10 DIAS

OBS: O prazo de entrega proposto é passível de alterações sem prévio aviso, portanto, o mesmo

	SOLOMAX COMÉRCIO E REPRESENTAÇÃO LTDA.		
	ROD COMDT. JOÃO RIBEIRO BARROS KM 569		
	OSVALDO CRUZ - SÃO PAULO		
	TELEFONE 18 3529-9000 FAX 18 3529-9004		
	ATT. MARCO		
	E-mail: marco@solomax.com.br		
DATA 03 - 06 -2013			
CLIENTE: RAFAEL			
CODIGO	DESCRIÇÃO	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
7006 011 029 006	FILTRO TANQUE COMBUSTIVEL	18,00	18,00
7006 011 139 003	TUBULAÇÃO COMBUSTIVEL	16,00	16,00
7003 011 028 005	TUBULAÇÃO COMBUSTIVEL	14,00	14,00
7007 011 022 009	TUBULAÇÃO COMBUSTIVEL	22,00	22,00
7008 011 011 008	MANGUEIRA COMBUSTIVE3L BICO	51,00	51,00
7006 006 043 004	ADAPTADOR	48,00	48,00
7006 011 034 006	TUBULAÇÃO COMBUSTIVEL	5,00	5,00
7006 011 042 009	TERMINAL T	15,00	15,00
7007 011 010 004	TUBULAÇÃO COMBUSTIVEL	19,00	19,00
7010 008 005 003	PORTA VÁLVULA	58,00	58,00
7003 008 024 009	ANEL DE VEDAÇÃO	3,50	3,50
7003 008 023 001	ANEL DE VEDAÇÃO	3,50	3,50
7010 008 006 001	VÁLVULA PRESSÃO	125,00	125,00
7010 008 007 009	ELEMENTO BOMBA INJETORA	95,00	95,00
7006 008 020 000	MANGA REGULAGEM	60,00	60,00
7006 008 010 001	KIT TUBOS ROLETES	208,00	208,00
4014 010 017 009	ANEL DE VEDAÇÃO	1,50	1,50
8002 106 581 000	TERMINAL TUBULAÇÃO	77,00	77,00
4014 010 020 003	ANEL DE VEDAÇÃO	2,00	20,00
8002 106 554 007	PARAFUSO OCO	57,00	57,00
7006 011 048 006	TERMINAL TUBULAÇÃO	21,00	21,00
7006 008 054 009	PARAFUSO OCO	29,00	29,00
4014 010 009 006	ANEL DE VEDAÇÃO	1,20	1,20
7008 011 014 004	TERMINAL RETORNO COMBUSTIVEL	33,00	33,00
7015 007 025 001	PARAFUSO OCO	14,00	14,00
4014 010 005 004	ANEL DE VEDAÇÃO	1,80	1,80
7009 008 003 000	ARRUELA DE VEDAÇÃO	11,00	11,00
7009 008 015 004	CONJUNTO TUBULAÇÃO BOMBA BICO	48,00	48,00

AGR
Distribuidora de Peças Ltda
Caxias do sul - RS

Fone: 54- 3419 5716 / 3223 2003

Celular: 54 - 9977 0494 (Vivo)

- 8407 0100 (Oi)

- 9225 8533 (Claro)

E.mail: cmarinho@agrdistribuidora.com.br

Distribuidor Autorizado:



			CÓDIGO AGRALE	DESCRIÇÃO	QU ANT	VALOR UNITÁ RIO AGR Distrib uidora
	2	7006.011.029.00.6	Filtro tanque de combustível	7006.011.029.00.6	FILTRO TANQUE COMBUSTIVEL	10,63
	20	7006.011.139.00.3	Tubulação de combustível	7006.011.139.00.3	TUBULACAO DE COMBUSTIVEL	10,37
	23	7003.011.028.00.5	Tubulação de combustível	7003.011.028.00.5	TUBULACAO DO COMBUSTIVEL	8,54
	25	7007.011.022.00.9	Tubulação de combustível - bomba / tanque	7007.011.022.00.9	TUBULACAO COMB BBA/FILTRO	14,69
	26	7008.011.011.00.8	Mangueira de combustível - bico / tanque	7006.011.038.00.7	TUBULACAO COMBUSTIVEL	7,27
	27	7006.006.043.00.4	Adaptador	7006.006.043.00.4	ADAPTADOR	38,78
	28	7006.011.034.00.6	Tubulação de combustível	7006.011.034.00.6	TUBULACAO COMBUSTIVEL	3,13
	29	7006.011.042.00.9	Terminal "T"	7006.011.042.00.9	TERMINAL T	10,13
	30	7007.011.010.00.4	Tubulação de combustível	7007.011.010.00.4	TUBULACAO DO COMBUSTIVEL	12,58
CONJUNTO DA BOMBA INJETORA						
ITEM		CÓDIGO	DENOMINAÇÃO			
	1	7010.008.005.00.3	Porta-válvula	7010.008.005.00.3	PORTA VALVULA	38,54
	2	7003.008.024.00.9	Anel de vedação	7003.008.024.00.9	ANEL DE VEDACAO	2,08
	4	7003.008.023.00.1	Anel de vedação	7003.008.023.00.1	ANEL DE VEDACAO	2,16
	5	7010.008.006.00.1	Válvula pressão	7010.008.006.00.1	VALVULA PRESSAO	84,08
	6	7010.008.007.00.9	Elemento - bomba injetora	7010.008.007.00.9	ELEMENTO BOMBA INJETORA	60,34
	7	7006.008.020.00.0	Manga de regulagem	7006.008.020.00.0	MANGA REGULAGEM 18,85MM	38,51
	14	7006.008.010.00.1	Kit tubos e roletes completo	7006.008.010.00.1	TUBO ROLETE COMP BOMB INJ	140,07
	18	4014.010.017.00.9	Anel de vedação A12 x 16 x 1,5	4014.010.017.00.9	ANEL VED A12X16X1,5 7603	0,88

19	8002.106.581.00.0	Terminal da tubulação	8002.106.581.00.0	TERMINAL		52,73
26	4014.010.020.00.3	Anel vedação A14x18x1,5	4014.010.020.00.3	ANEL VED A14X18 7603 CU		1,12
27	8002.106.554.00.7	Parafuso Ôco	8002.106.554.00.7	PARAFUSO OCO		39,85
31	7006.011.048.00.6	Terminal da tubulação	7006.011.048.00.6	TERMINAL DA TUBULACAO		14
32	7006.008.054.00.9	Parafuso Ôco	7006.008.054.00.9	PARAFUSO OCO		18,2
33	4014.010.009.00.6	Anel de vedação	4014.010.009.00.6	ANEL VED A8X12X1 7603 CU		0,48
CONJUNTO PORTA INJETOR E TUBULAÇÕES						
ITEM	CÓDIGO	DENOMINAÇÃO				
3	7008.011.014.00.4	Terminal retorno combustível	7008.011.014.00.4	TERMINAL RETORNO COMBUSTI		22,15
4	7015.007.025.00.1	Parafuso oco	7015.007.025.00.1	PARAFUSO OCO		9,48
5	4014.010.005.00.4	Anel de vedação A6x10x1	4014.010.005.00.4	ANEL VED A6X10X1 7603 CU		0,95
6	7009.008.003.00.0	Arruela de vedação	7009.008.003.00.0	ARR VEDACAO BICO INJETOR		7,05
7	7009.008.015.00.4	Conjunto tubulação bomba-bico	7009.008.015.00.4	CJ TUBULACAO BOMBA-BICO		33,88

ANEXO 5 – DESCRIÇÃO DO FILTRO DE COMBUSTÍVEL



**spirax
sarco**

TI-D235-01
BR Rev. 02

FIG. 14 Filtro Y Aço Carbono

Descrição

O FIG. 14 é um filtro Y em aço carbono projetado para remover sujeira, borras de solda e outros detritos da tubulação. A coleta da sujeira e sua remoção são uma positiva segurança contra o custo de manutenção ou perdas na produção.

Certificação

Este produto está disponível com certificados EN 10204 2.1 e EN 10204 2.2 para corpo, tampa e tela. Também está disponível certificação EN 10204 3.1, mediante uma taxa adicional. Estes certificados serão fornecidos mediante solicitação do cliente.

Nota: Todas as solicitações de certificação e requisitos de inspeção deverão ser indicados no momento da cotação.

Diâmetros e Conexões

½", ¾", 1", 1¼", 1½" e 2"

Roscado BS 21 BSPP, BSPT ou ASME B.1.20.1 NPT

Soquete para solda ASME B16.11 SW

Elementos Opcionais

Elementos Filtrantes

Perfurações 0,8mm*, 1,2mm, 1,6mm, 2,0mm e 3,2mm

Mesh 40, 60, 80, 100, 200 e 325

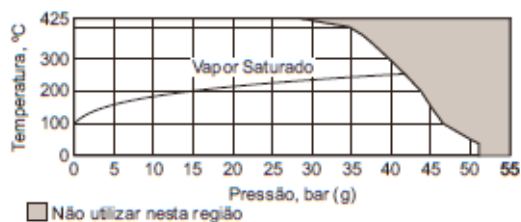
(*) Perfuração padrão para todos os diâmetros

Conexões para válvula de dreno

O bujão pode ser usinado nos diâmetros abaixo para que uma válvula de dreno seja instalada mediante solicitação do cliente, a uma taxa adicional.

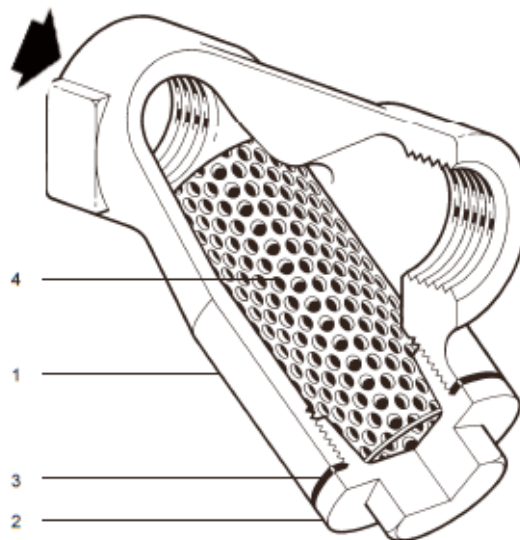
Diâmetro do filtro	Diâmetro do dreno
¾" e 1"	¾"
1¼" e 1½"	1"
2"	1¼"

Limites de Pressão / Temperatura



Condições de projeto do corpo	ASME B16.5 300#
PMA Pressão máxima admissível @ 38°C	51,1 bar g
TMA Temperatura máxima admissível @ 57 bar g	425°C
Temperatura mínima admissível	-29°C
PMO Pressão máxima de operação @ 38°C	51,1 bar g
TMO Temperatura máxima de operação @ 57 bar g	425°C
Temperatura mínima de operação	-29°C
Projeto para teste hidrostático com pressão de:	75 bar g

Nota: Para outras condições de operação consulte a Spirax Sarco.



Materiais

No. Parte	Material	Especificação
1 Corpo	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
2 Tampa	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
3 Junta da tampa	Grafoil	
4 Tela	Aço Inoxidável	ASTM A 240 Gr. 316
5 Bujão de limpeza*	Aço Carbono	ASTMA 105

(*) opcional

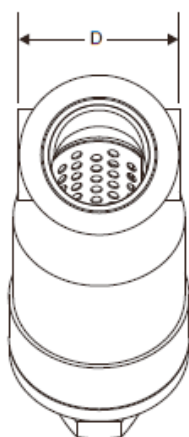
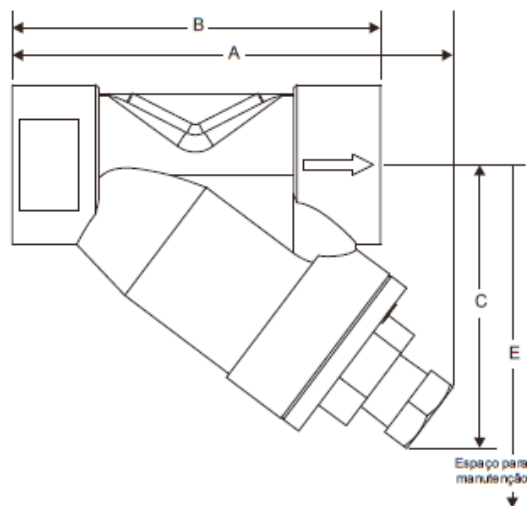
Como solicitar

Sempre solicitar FIG. 14 informando o diâmetro, perfuração da tela desejada, tipo de conexões, e se há a necessidade de bujão para limpeza.

Exemplo: 1 Filtro Y Spirax Sarco, modelo FIG. 14, diâmetro nominal 1", conexões rosca BSPP, tela 0,8mm com bujão de limpeza.

Dimensões / pesos (aproximados) em mm e kg

Ø	A	B	C	D	E	Peso
3/8"	79,2	72,5	51,2	28,6	90	0,43
1/2"	79,2	76,0	51,2	32	90	0,49
3/4"	98,7	93,5	60,0	38,1	110	0,56
1"	114,8	106,0	76,7	46	140	0,72
1 1/4"	149	141,5	100,3	57,1	10	1,17
1 1/2"	159,2	155,0	110,4	66,7	200	2,35
2"	194,9	182,0	137,0	76,2	240	3,30

**Peças de reposição**

As peças de reposição disponíveis estão marcadas em linhas sólidas na figura abaixo.

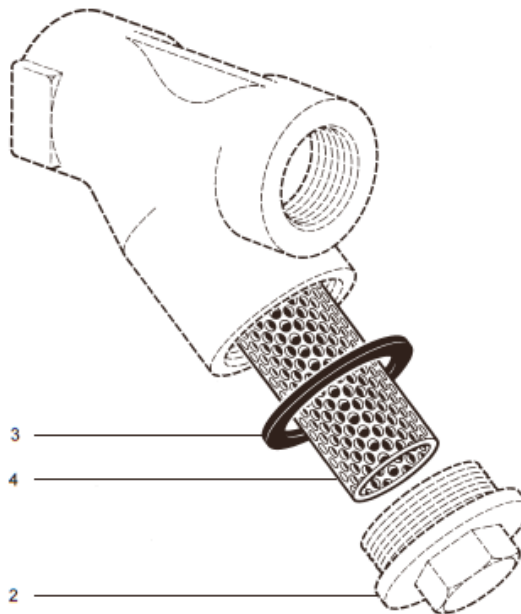
Peças de reposição disponíveis

Conjunto tela + junta	3 e 4
(indicar perfuração ou mesh e diâmetro do filtro)	

Como solicitar

Sempre solicitar peças de reposição usando a descrição fornecida na coluna da tabela de peças de reposição e informar tamanho e tipo do filtro, e a perfuração da tela selecionada.
Exemplo: 1 conjunto tela + junta de perfurações 0,8mm para o filtro Y Spirax Sarco modelo FIG. 14 1".

Nota: No momento da reposição, aplique pasta de Teflon® na rosca da tampa e certifique-se de que não haja da mesma com a junta ou as faces em contato com a junta.

**Torques de aperto recomendados**

Item	Diâmetro	N m
2	3/8", e 1/2"	50 ± 10
	3/4"	60 ± 10
	1"	210 ± 20
	1 1/4" e 1 1/2"	220 ± 20
	2"	220 ± 20

Informações de Segurança, Instalação e Manutenção

Os filtros devem ser instalados preferencialmente com o bojo no plano vertical em linhas de líquidos, para melhor captação das impurezas no elemento filtrante. Em linhas de gás ou vapor, deve-se preferir a instalação com o bojo no plano horizontal, para reduzir os riscos de acúmulo de condensado no elemento, golpes de aríete ou erosão.

Para maiores detalhes veja o manual de instalação e manutenção (IM-G60-01) fornecido com o produto.

ANEXO 6 – COTAÇÃO DO FILTRO DE COMBUSTÍVEL



LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS UFRJ

SPIRAX SARCO INDUSTRIA E COMERCIO LTDA

CNPJ: 611930740001-86
FAX:

Prezado Sr(a) Rafael Fleischman

Telefone (11) 4615-9100
Email vendas.brasil@br.spiraxsarco.com

Atendendo a sua solicitação, apresentamos abaixo a proposta comercial de nossos produtos

Proposta nº SXS-047400

Nº	Qtde	Produto	Config	Descrição	NCM	Prazo Entrega	Valor Unitário	% ICMS	Valor Total	% IPI
1	1,00	360030201	011	FIG. 14 3/8"NPT T.0,8mm C/D Filtro em "Y", modelo Spirax Sarco, tipo FIG. 14. Corpo e tamp	84213990	30 dias	181,4300	12,00	181,43	0,00
							Total S/ IPI	R\$	181,43	
							Total do IPI	R\$	0,00	
							Total C/ IPI	R\$	181,43	
							Total ST	R\$	0,00	
							Total	R\$	181,43	

Condições Gerais de Fornecimento

DEVOLUÇÕES:

Devolução de produtos somente com PRÉVIA NEGOCIAÇÃO E AUTORIZAÇÃO DA SPIRAX SARCO que fornecerá ao cliente o NÚMERO DE AUTORIZAÇÃO que deverá constar em sua nota fiscal de devolução.

MULTA POR CANCELAMENTO DE PEDIDO:

Em caso de cancelamento do pedido, independente do motivo, o cliente arcará com multa de 30% a ser aplicável sobre o valor total dos produtos/equipamentos ou serviços cancelados, a qual será cobrada imediatamente pela Spirax Sarco mediante emissão de NOTA DE DÉBITO.

Os produtos posicionados nas classificações fiscais (NCM) 8481 (válvulas); 7314.14.00 (tela de filtro); 7314.19.00 (tela de filtro); 7307.91.00 (flange); 7318.15.00 (parafuso); 7318.16.00 (porca); 7318.21.00 (armela), estão sujeitos à Substituição Tributária do ICMS (ICMS-ST) nas operações de revenda e consumo final quando vendidos para os Estados de Minas Gerais, Bahia; Pernambuco, Rio Grande do Sul, Maranhão, Sergipe, Goiás, Paraná, Santa Catarina, Espírito Santo, conforme Protocolo Acordo entre os Estados signatários. Desta forma, embora o os valores do ICMS-ST não estejam incluídos no valor desta cotação, estes serão incluídos no valor total da nota fiscal/duplicata.

Favor informar em até 3 (três) dias úteis, a contar do recebimento desta, sobre a existência de algum requisito regulamentar aplicável especificamente no seu ramo de atividade que a Spirax Sarco deva observar. Uma vez informado, a Spirax Sarco analisará se possui condições de cumprir todas as exigências requeridas, caso não, informará o cliente sobre a impossibilidade e os motivos impeditivos.

No prazo informado, não estão inclusos os processos especiais como, por exemplo: Pintura especial, teste de Líquido Penetrante (LP), Teste de Partícula Magnética (PM), Solda, ultra som, radiografia etc.

A Spirax Sarco já considerou no preço ofertado a redução da carga tributária, nos casos de produtos que eventualmente possuam base de cálculo de ICMS reduzida.

Favor informar em até 3 (três) dias úteis, a contar do recebimento desta, sobre a existência de algum requisito regulamentar aplicável especificamente no seu ramo de atividade que a Spirax Sarco deva observar. Uma vez informado, a Spirax Sarco analisará se possui condições de cumprir todas as exigências requeridas, caso não, informará o cliente sobre a impossibilidade e os motivos impeditivos.

No prazo informado, não estão inclusos os processos especiais como por exemplo: Pintura especial, LP, PM, Solda, ultra som, radiografia, etc.

Impressão 31/7/2013
Referência SXS-047400
E-mail da Filial
Telefone da Filial

Página 1 / 3





Condições Comerciais:

21 ddI dias do faturamento + 0,00% de custo financeiro

Caso ocorram variações acentuadas nas taxas de juros, reservamo-nos o direito de repasse do custo financeiro no valor apresentado na presente proposta comercial.

Prazo de Entrega:

1. Caso solicitem desenho para aprovação, o prazo de entrega se iniciará a partir do recebimento dos documentos aprovados por Vossa Senhoria em nossa fábrica.

2. Para serviços adicionais, como ensaio, testes e inspeções devem ser consideradas as informações do item I (Inspeção e Teste), desta proposta, Conforme informado no item do produto.

OBS: No caso de equipamentos do tipo Estações Montadas ou Sistemas de Troca Térmica, o prazo de entrega informado no item trata-se do prazo de fabricação o qual está condicionado a aprovação do projeto por parte do cliente, conforme o seguinte cronograma:

B.1) Quando aplicável ao fornecimento dos desenhos e documentos para aprovação, a Spirax os apresentará até no máximo, 15 (Quinze) dias úteis após a confirmação formal do pedido de compra;

B.2) O cliente, por sua vez, terá 05 (cinco) dias úteis para comentários/aprovação dos desenhos e documentos e a Spirax Sarco terá 05 (cinco) dias úteis para revisão e reenvio dos desenhos/documentos em caráter certificado final.

B.3) O atraso na aprovação dos desenhos e documentos sob a responsabilidade do cliente impactará na alteração do prazo de entrega contratual.

Condições de Entrega:

Por conta do comprador FOB.

Impostos:

ICMS - Incluso nos preços indicados.

IPI - Não incluso.

ICMS- ST – Não incluso no preço, conforme descrito no item 1 desta proposta comercial.

OBS: Caso sua empresa possua algum benefício fiscal, favor informar a base legal.

Base legal nos casos de alíquota de IPI 0% (zero por cento): Decreto 7.879/12.

A Spirax Sarco já considerou no preço ofertado a redução da carga tributária, nos casos de produtos que eventualmente possuam base de cálculo e alíquota de ICMS reduzida ou que possuam qualquer tipo de isenção seja relacionado a tributos federais ou estaduais.

Embalagem:

Os preços incluem embalagens padrão Spirax Sarco, conforme procedimento interno, adequado para transporte rodoviário e/ ou armazenamento.

Os produtos Spirax Sarco são fornecidos em embalagens Padrão, sem custos adicionais, que visam a eficiência do manuseio dos produtos adquiridos. Elas são projetadas para a proteção máxima dos equipamentos desde nossa expedição até o local de uso.

Seleção de Embalagens apropriadas.

O produto a ser expedido é analisado e recebe a embalagem de papelão com resistência e dimensões compatíveis com o volume a ser embalado, para garantir a proteção total do equipamento e evitar danos ou deterioração. Caso as dimensões e peso do volume ultrapassem as especificações da caixa de papelão, uma embalagem especial em madeira será confeccionada, sem custo adicional.

Embalagens especiais.

Os produtos Spirax Sarco podem ainda ser fornecidos em embalagens Especiais, de acordo com a necessidade de cada cliente, desde que informado no ato da negociação do pedido. Os custos adicionais referentes à embalagem especial serão adicionados em nossa confirmação de pedido, para posterior aceite do cliente quando aplicável.

Garantia:

A Spirax Sarco oferece integral garantia contra defeitos de materiais e/ ou de fabricação de seus produtos, desde que sejam instalados corretamente, operados dentro dos limites de sua capacidade e recebam manutenção e ou armazenamento adequados durante o seguinte período:

Garantia de 12 meses, a contar da data de emissão da nota fiscal da fábrica ou distribuidor / revendedor.

A responsabilidade da Spirax Sarco se limita ao valor de seu fornecimento, não podendo ser responsabilizada por danos indiretos ou cessantes.

A garantia prevista nesta proposta não se estende ao desgaste natural sofrido pelas peças e equipamentos em função de seu regular uso, tampouco àquele proveniente de mau uso ou de mau acondicionamento dos equipamentos.

Certificado:

Poderão ser fornecidos certificados de teste e / ou de materiais, caso sejam solicitados em seu pedido, conforme disponibilidade de cada produto.

1 - Certificado de CONFORMIDADE (EN 10204 2.1) ou QUALIDADE (EN 10204 2.2);

2 - Certificado de QUALIDADE COMPLETO ou de MATERIAIS (EN 10204 3.1) -para fornecimento deste certificado será cobrado valor adicional de R\$ 100,00 (por certificado)



Inspeção de Teste:

Não está sendo considerado nenhum tipo de inspeção nesta proposta, caso seja necessário deverá ser acrescido:

- 1 - Valor a ser cobrado posteriormente de R\$ 100,00 por hora de inspeção;
- 2 - Será acrescentado a quantidade de dias de inspeção ao prazo final de entrega.

Plano de Inspeção:

O plano de inspeção e teste (PIT) padrão da Spirax Sarco é composto das seguintes etapas: 1-INSPEÇÃO VISUAL, 2-INSPEÇÃO DIMENSIONAL, 3-TESTE HIDROSTÁTICO (*), 4-TESTE FUNCIONAL (*), 5-MARCAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO, 6-CERTIFICADO (**), 7-PINTURA e 8-EMBALAGEM.

Nota: (*) Quando Aplicável, (**) Quando Solicitado

Todas as inspeções e testes realizados serão conforme procedimento e normas aplicáveis, descrito em nosso PIT Padrão. Caso seja necessário solicite o plano de inspeção padrão Spirax Sarco.

Pintura:

Conforme informado no ato da solicitação de cotação / especificação do produto, caso não tenha sido solicitado pintura especial, os produtos serão fornecidos com pintura PADRÃO da SPIRAX SARCO.

A pintura padrão Spirax Sarco será fornecida em tinta hidrossolúvel cor azul sem característica anticorrosiva e resistência à alta temperatura.

Aprovação:

No caso de aprovação da proposta, o cliente deverá fazê-lo via e-mail, informado o número de nossa proposta, número do seu pedido, endereço de cobrança e nome do responsável pela aprovação, ficando conseqüentemente o cliente vinculado a todos os termos da presente proposta comercial.

OBS:

Agradecemos a oportunidade e permanecemos a disposição para quaisquer esclarecimentos, que se fizerem necessários.

Coíá, 31 de Julho de 2013

MARCELO LIMA DA SILVA
Supervisor de Vendas

marcelo.silva@global.spiraxsarco.com

MARCELO LIMA DA SILVA
Supervisor de Vendas

