

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Paulo Vieira Netto

**ESTUDO DA REDUÇÃO DE ATRITO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA ATRAVÉS DA MELHORIA DO CIRCUITO DE LUBRIFICAÇÃO**

Belo Horizonte
2017

Paulo Vieira Netto

**ESTUDO DA REDUÇÃO DE ATRITO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA ATRAVÉS DA MELHORIA DO CIRCUITO DE LUBRIFICAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção de título de mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia

Belo Horizonte
2017

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

V658e Vieira Netto, Paulo
Estudo da redução de atrito de um motor de combustão interna através da melhoria do circuito de lubrificação / Paulo Vieira Netto. Belo Horizonte, 2017.
139 f.: il.

Orientadora: Cristiana Brasil Maia
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Lubrificação e lubrificantes. 2. Motores de combustão interna. 3. Atrito. 4. Válvulas. 5. Pressão - Medição. I. Maia, Cristiana Brasil. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.43

Paulo Vieira Netto

**ESTUDO DA REDUÇÃO DE ATRITO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA ATRAVÉS DA MELHORIA DO CIRCUITO DE LUBRIFICAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção de título de mestre em Engenharia Mecânica

Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia (Orientador) - PUC Minas

Prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot - PUC Minas

Prof. Dr. André Guimarães Ferreira - CEFET/MG

Belo Horizonte, 31 de março de 2017.

Ao meu avô Paulo Vieira
“A performance é um alvo móvel”
Christian von Koenigsegg

AGRADECIMENTOS

Uma semana e meia após a apresentação da qualificação perdi o meu maior conselheiro, incentivador e amigo, meu avô Paulo Vieira, Paulo Sr. Foi graças ao meu avô que pude dar continuidade a graduação em engenharia mecânica, uma pessoa que sempre vibrou comigo nas minhas conquistas e que chorou junto nas minhas derrotas. Portanto, meu maior agradecimento é para ele, muito obrigado Paulo Sr.

A minha família e Carolina Palhares que me ajudaram a manter o foco após nossa perda.

Ao grupo de simulações de motores da FCA LATAM e ao grupo de lubrificação da FCA NAFTA, em especial, ao grande colega e mestre Wei Tao.

A minha orientadora Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia.

A Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais e a FCA LATAM pelo tempo e o crédito no trabalho.

RESUMO

Neste trabalho foi apresentado um estudo para a determinação da mínima pressão e vazão de óleo de um sistema de lubrificação de um motor de combustão interna de forma a obter diminuição do atrito de acessórios. Foram desenvolvidos modelos analíticos dos principais componentes do circuito de lubrificação de um motor de combustão interna e, através da simulação unidimensional do circuito de óleo no programa GT SUITE®, foi determinada a mínima pressão necessária na galeria principal de óleo. Para determinação da vazão de óleo foi feita uma correlação entre os modelos desenvolvidos aplicados na simulação e valores adquiridos através de testes em dinamômetros de pressão em pontos específicos da galeria e vazão de óleo consumida pelo motor. Posteriormente, através da metodologia desenvolvida e aplicação em modelo de simulação numérica, foram redefinidas as curvas de pressão e vazão de óleo do motor, onde os ganhos foram exemplificados em termos de redução do rotor da bomba de óleo, de $5,3\text{cm}^3/\text{rot}$ para $4,8\text{cm}^3/\text{rot}$ (9,5%), diminuição da pressão de trabalho de 186kPa para 170 kPa em baixa rotação do motor e de 500 kPa para 320 kPa em alta rotação, e uma diminuição de potência de acionamento da bomba de óleo de até 30%.

Palavras-chaves: Lubrificação. Motor de combustão interna. Simulação 1-D. Atrito. Bomba de óleo.

ABSTRACT

In this work, a study was carried out to determine the minimum pressure and oil flow of an internal combustion engine lubrication system in order to obtain accessories friction reduction. Analytical models of the internal combustion engine oil circuit network components were developed and through one-dimensional simulation of the oil circuit in the GT SUITE® program, was determined the minimum pressure required in the main oil gallery. For the minimum oil flow determination, a correlation was made between the developed models applied in the simulation and through dynamometers test, values acquisition of pressure at specific points of the gallery and the oil flow consumed by the engine. Subsequently, through the developed methodology and application in a numerical simulation model, were redefined the pressure and oil flow curves, where gains were exemplified in terms of oil pump rotor reduction, from 5,3 cm³/rot to 4,8 cm³/rot (9,5%), working pressure decrease from 186 kPa to 170 kPa at low engine speed and from 500 kPa to 320 kPa at high speed, and a reduction up to 30% in oil pump power.

Keywords: Lubrication. Internal Combustion Engine. 1-D Simulation. Friction. Oil pump.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
BO	Bomba de óleo
CAM	Mancal de eixo comando
E27	Combustível gasolina
E100	Combustível etanol
GP	Galeria Principal
NOx	Óxido de nitrogênio
MB	Mancal principal de eixo virabrequim
MCI	Motor de combustão interna
PME	Pressão média efetiva
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
ROD	Mancal de biela
SAE	Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade
WOT	Wide open throttle

LISTA DE SÍMBOLOS

a_{mep}	Pressão média de atrito [kPa]
$a_{mep_{BO}}$	pressão média de atrito da bomba de óleo [kPa]
b_{mep}	Pressão média efetiva medida no eixo [kPa]
c	Folga de um mancal em ponto conhecido [mm]
$C(T_T)$	Folga diametral em temperatura de trabalho [μm]
CA°	Ângulo do eixo virabrequim [$^\circ$]
CAM°	Ângulo do eixo comando [$^\circ$]
d_H	Diâmetro do furo de lubrificação [mm]
D	Diâmetro [mm]
DU	Deslocamento unitário da bomba [cm^3/rot]
e	Excentricidade [μm]
f	Fator de atrito [-]
F	Força [N]
F_g	Força do gás [N]
F_{\tan}	Força Tangencial [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h_{\min}	Espessura mínima de filme lubrificante [μm]
i_{mep}	Pressão média indicada [kPa]
K_{MOLA}	constante torcional da mola de retorno [N.m/°]
L	Comprimento [m]
L_{BIELA}	Comprimento da biela [m]
\dot{m}_c	vazão volumétrica de combustível [m^3/min]
N	Potência [W]
N_a	Potência de atrito [W]

$N_{CAMARAS}$	Número total de câmaras do sistema de variador de fases [-]
N_e	Potência efetiva [W]
N_i	Potência indicada [W]
n	Rotação do eixo [rpm]
$n_{EIXOBOMBA}$	rotação no eixo da bomba [rpm]
PB	Potência da Bomba [kW]
p	Pressão [kPa]
pc_i	Poder calorífico inferior do combustível [kcal/m ³]
p_{VF}	Pressão necessária na entrada do variador de fases [kPa]
$\dot{Q}_{FLUÍDO}$	Vazão volumétrica do fluido [L/min]
Q_H	Vazão hidrodinâmica de um mancal [L/min]
Q_P	Vazão de alimentação [L/min]
\dot{Q}_{COMB}	Calor fornecido por unidade de tempo da combustão [kcal/hora]
r_{crank}	Distância entre centros do mancal da biela e do virabrequim [m]
rev	Número de revoluções por ciclo [-]
s	Curso do Pistão [m]
T	Temperatura [°C]
T	Torque [Nm]
TB	Torque acionamento da bomba de óleo [Nm]
\bar{T}_{CAM}	Torque resistido médio do trem de válvulas [N.m]
T_{MOLA}	Carga de pré tensão da mola [N.m]
t_{CAMARA}	Espessura da câmara do rotor do sistema de variador de fases [m]
V	Volume [m ³]
V_d	Volume deslocado [m ³]
v_{evento}	Velocidade do evento de variação [CA/s]
V_{VVT}	Volume de óleo do variador de fases [mm ³]

W	Trabalho [N.m]
W_a	Trabalho do atrito [N.m]
W_{AA}	Trabalho do atrito de acessórios [N.m]
W_{AB}	Trabalho do atrito de bombeamento [N.m]
W_{AABO}	Trabalho do atrito de acessórios da bomba de óleo [N.m]
W_{AS}	Trabalho do atrito de superfície [N.m]
W_e	Trabalho efetivo [N.m]
W_i	Trabalho indicado [N.m]

SÍMBOLOS GREGOS

α	Ângulo do virabrequim [°]
$\alpha_{AVANÇO\ MAX}$	Ângulo de avanço máximo [°]
$\alpha_{RETARDO\ MAX}$	Ângulo de retardo máximo [°]
β	Ângulo formado entre a biela e o centro do cilindro
γ	Peso específico relativo [N/m ³]
γ_r	Peso específico relativo [-]
Δp	diferença entre pressão absoluta da bomba e a atmosférica [kPa]
$\emptyset_{EXT\ ROTOR}$	Diâmetro externo do rotor [mm]
$\emptyset_{INT\ ROTOR}$	Diâmetro interno do rotor [mm]
θ_{FASE}	Ângulo de fase do variador, positivo ou negativo relacionado ao avanço ou retorno do sistema [°]
ζ	Amortecimento viscoso do sistema [N.m/rpm]

η_g	Rendimento global [-]
η_M	Rendimento mecânico [-]
η_t	Rendimento térmico [-]
η_{VB}	Rendimento volumétrico da bomba de óleo [-]
μ	Viscosidade dinâmica do óleo lubrificante [mPa.s]
ρ	Massa Específica [kg/m ³]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ω	Velocidade angular do eixo [rad/s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	27
1.1 Objetivos	29
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1 Modelos analíticos dos componentes do circuito de lubrificação	31
2.2 Simulação numérica no desenvolvimento de motores	33
2.3 Simulação 1-D do circuito de óleo e correlação com testes físicos	34
2.4 Benefícios da melhoria do sistema de lubrificação	36
2.5 Estado da arte.....	37
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	39
3.1 Motor de combustão interna, atrito e conceito de pressão média efetiva ...	39
3.2 Sistemas de lubrificação de motores de combustão interna	46
3.3 Bombas de óleo.....	47
3.4 Óleo lubrificante	51
3.5 Mancais de motores de combustão interna.....	52
3.7 Folga em mancais	62
3.8 Variador de fase de abertura e fechamento de válvulas	64
3.9 Resfriamento de pistões	72
4 METODOLOGIA NUMÉRICA	77
4.1 Simulação numérica unidimensional	79
4.1.1 Determinação da mínima pressão na galeria para mancal da biela	83
4.1.2 Determinação da mínima pressão na galeria para resfriadores de pistões.....	87
4.1.3 Determinação da mínima pressão na galeria para variador de fases de abertura e fechamento de válvulas	91
4.1.4 Determinação da mínima pressão na galeria	94
5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA OBTENÇÃO DE CURVA PRESSÃO E VAZÃO MÁSSICA DE ÓLEO DO MOTOR	97
6 RESULTADOS	101
6.1 Resultados de vazão mássica e pressão na galeria do motor em teste em dinamômetro da avl	101
6.2 Estudo de correlação teste vs simulação do circuito de óleo	105
6.3 Determinação da curva de vazão de óleo pela metodologia proposta.....	111
6.4 Cálculo da potência e trabalho no eixo da bomba	115
7 CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA NOVOS TRABALHOS	119

REFERÊNCIAS.....	123
APÊNDICE A - Certificado de calibração medidor de vazão.....	129
APÊNDICE B - Certificado de calibração sensores pressão de óleo e temperatura.....	131
APÊNDICE C - Certificado de calibração do dinamômetro, sistema PUMA.....	135
APÊNDICE D - Certificado de calibração do dinamômetro, sistema PUMA 2..	137
APÊNDICE E - Coeficiente de expansão térmica linear de alguns materiais de eixo e mancal, utilizados no trabalho.....	139

1 INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna (MCI) de aplicação veicular trabalham com uma eficiência global (η_g) de 30%, ou seja, de toda a energia que poderia ser aproveitada pela queima do combustível na câmara, 70% é perdida devido a perdas térmicas (η_t), mecânicas (η_m) e volumétricas (η_v) (BASSHUYSEN e SCHAFER, 2004).

Em busca de aumentar a eficiência do motor iniciou-se o desenvolvimento de novas tecnologias, buscando aumentar a potência para um mesmo deslocamento volumétrico e melhor aproveitamento energético, através da otimização da combustão, uso de combustíveis alternativos, novos materiais e tecnologias para redução de atrito gerado pelo movimento relativo de componentes como também o atrito necessário para o acionamento de sistemas auxiliares.

Nesse contexto, a redução do atrito dos MCI se tornou um fator decisivo, principalmente se aliada a outros projetos de melhoria de eficiência. Estudos indicam uma redução de até 1% na pressão média de atrito de um motor funcionando com ciclo Otto pode levar a uma redução de até 0,25% no consumo de combustível (BASSHUYSEN e SCHAFER, 2004, 2004).

Um teste prático de atrito feito por consultoria especializada (BOWYER e outros, 2014), exemplifica a energia perdida por atrito e a contribuição de diferentes sub sistemas de um conjunto motor transmissão. Da energia perdida por atrito, 28% corresponde ao acionamento de sistemas auxiliares do motor como bomba de óleo, alternador, bomba de água, que são sistemas vitais para o funcionamento básico de um MCI.

Dos sistemas auxiliares, 8% se devem ao sistema de lubrificação, tornando

comum o estudo de melhorias nesse sistema de forma a não atender somente a sua função primária de lubrificação dos mancais principais e de resfriamento, como também a sua função secundária cada vez mais importante, como o acionamento de sistemas hidráulicos que controlam os sistemas de apoio (acionamentos de variadores de fase de válvulas, tensionadores hidráulicos), satisfazendo as exigências de aumento de potência sempre gastando o menor índice de energia possível.

No mercado automotivo, cada vez mais competitivo, se destacam aqueles que desenvolvem seus novos produtos em um ciclo de desenvolvimento cada vez menor. Para alcançar qualidade e preço baixo, se sobressaem aqueles que utilizam ferramentas de virtualização, do projeto até a simulação numérica (RESH e outros, 2002). A simulação numérica, então, é cada vez mais utilizada em desenvolvimentos básicos, se tornando obrigatória quando apresenta uma correlação com o modelo físico que representa.

Os modelos físicos que simulam o comportamento real de equipamentos e a resolução dos mesmos de forma eficiente tem cada se tornado um fator decisivo na diminuição do tempo e do preço no desenvolvimento do produto, eliminando cada vez mais o número de protótipos através do ganho significativo de tempo e qualidade, que antes eram apenas utilizados como validação de desenvolvimentos mas agora necessários para garantir o melhor aproveitamento da energia necessária para acionar o sistema de lubrificação.

O estudo desenvolvido busca diminuir o alto fator de segurança empregado nos sistemas de lubrificação atuais (MIAN, 1999) e uma diminuição de até 20% na vazão de óleo despendida por uma bomba (FERREYRA, 2011).

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é o estudo da redução de atrito de acessórios do motor através da alteração da curva de funcionamento de uma bomba de óleo.

Como objetivos específicos, têm-se:

1. Apresentar a formulação dos modelos analíticos dos componentes do circuito de lubrificação de um motor de combustão interna selecionado;
2. Estimar através de simulação fluidodinâmica em ambiente 1-D a curva de pressão mínima necessária para o funcionamento de sistema de lubrificação do MCI;
3. Definir através de testes em dinamômetros os parâmetros de funcionamento um sistema de lubrificação de um motor e correspondência com simulação numérica;
4. Estimar uma nova curva de pressão e vazão de óleo para um motor de combustão interna utilizando os modelos analíticos desenvolvidos e correspondência com os testes em dinamômetros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O sistema de lubrificação é um sistema vital para a saúde de um motor de combustão interna, que trabalha em condições cada vez mais difíceis e em altas temperaturas (RESH e outros, 2002) e que quando mal dimensionado geram as chamadas perdas hidrodinâmicas, ou seja, existe um desperdício de óleo lubrificante que não será aproveitado durante o funcionamento do motor.

As bombas de óleo atualmente são dimensionadas para funcionamento otimizado em baixas rotações do motor e que em altas rotações, provêm maior vazão que a necessária ao motor, evidenciando um desperdício trabalhando com uma eficiência volumétrica menor.

Foram feitas pesquisas sobre a modelagem matemática e seu uso no desenvolvimento de motores de combustão interna e o uso de modelos analíticos, se tornaram importantes quando correlacionados com testes físicos, demonstrando uma diminuição considerável no tempo de projeto e no custo do desenvolvimento (RESH e outros, 2002).

Neste cenário, a simulação 1-D do circuito de óleo e desenvolvimento de testes que comprovam sua eficácia tem desempenhado um papel importante nos desenvolvimentos atuais.

2.1 Modelos analíticos dos componentes do circuito de lubrificação

Slaymaker (1955) através da resolução analítica das equações de Navier em Stokes em duas dimensões (diâmetro e largura de mancal) definiu modelos para a solução de mancais hidrodinâmicos, de sua seleção e a aplicação nos mais variados elementos de máquinas, com ênfase nos mancais utilizados em motores

de combustão interna.

Martin e Xu (1993) descreveram os modelos analíticos mais utilizados para determinação de parâmetros como vazão e queda de pressão para os mais variados tipos de mancais hidrodinâmicos utilizados em MCI. O estudo feito demonstrou a existência de um outro parâmetro consumidor de óleo em mancais hidrodinâmicos pressurizados além da vazão de óleo gerada pelo efeito de cunha, mas também uma vazão de óleo despendida pela própria pressurização dos canais de distribuição. Este estudo se tornou base para a formulação de modelos utilizados em softwares modernos que resolvem mancais hidrodinâmicos além da formulação para a vazão de mancais de biela.

Chun (2000) desenvolveu modelos analíticos para servir como base para a maioria dos componentes de um circuito de lubrificação de um motor de combustão interna para a análise do sistema de lubrificação. Os modelos analíticos serviram para o desenvolvimento de um software para análise do circuito que posteriormente foi usado como base para o desenvolvimento de um motor apresentando um erro menor que 10% em comparação com testes físicos.

Sandoval e Heywood (2003) descreveram modelos analíticos de atrito em motores de combustão interna funcionando com ciclo Otto e concluíram através de testes experimentais que uma mudança nos regimes de lubrificação em alguns componentes dos motores pode levar a uma redução de até 15-20% no atrito do motor.

Plenzer e Zheng (2004) descreveram a modelagem básica necessária para o entendimento do funcionamento de um sistema de variador de fases de um eixo comando funcionando com o auxílio do trabalho hidráulico proveniente do sistema de lubrificação de um motor. Entre algumas conclusões, a modelagem apresentada indicou que a capacidade do sistema em responder rapidamente está

ligada a quantidade de fluido hidráulico admitido, ou seja, quanto maior for a vazão de fluido admitida no sistema, menor será o tempo de resposta.

Junker (2011) exemplificou uma forma para determinação da mínima vazão de óleo lubrificante para ser usado como fluido refrigerante em pistões dos mais variados tipos com base na curva de potência efetiva do motor e parâmetros de projeto do mesmo, servindo como parâmetro básico para iniciar um projeto conceitual do sistema. O autor demonstrou ainda a necessidade de se operar os jatos de óleo em momentos onde a carga térmica imposta nos pistões é a maior possível, como em regimes de máximo torque e potência.

2.2 Simulação numérica no desenvolvimento de motores

Mian (1999) explica que o projeto de um sistema de lubrificação em muitos desenvolvimentos tradicionais é caro e demorado devido ao alto número de testes em protótipos para se determinar o melhor valor de vazão da bomba de óleo para uma operação satisfatória do motor. Ele demonstra que, com o uso de técnicas de simulação, uma redução de até 75% do valor de vazão volumétrica de óleo pode ser alcançado em baixas rotações do motor.

Fabiani e outros (1999) fizeram uso de simulação numérica 1-D através do programa AmeSim® para a modelagem de uma bomba de óleo de engrenagens, tendo obtido sucesso na comparação dos resultados simulados com testes em bancadas.

Resh e outros (2002) descreveram o uso multidisciplinar da simulação numérica para um novo desenvolvimento de um MCI. O caso de sucesso garantiu benefícios no tempo e custo de desenvolvimentos, resultando em um projeto robusto para a entrega do primeiro protótipo apto para testes iniciais deixando

apenas em fase final o desenvolvimento de sistemas externos do motor.

Chen e outros (2013) demonstraram um novo processo em um ambiente de engenharia que a simulação virtual não deve ser inserida somente na validação de componentes em desenvolvimento ou para análise de falhas, mas que deve ser inserido desde o desenvolvimento básico do produto, qualidade, teste e validações e liberação por meio de modelos totalmente correlacionados com o mundo real. Esse processo se tornou responsável por mais de 88% do desenvolvimento de novos componentes de MCI e da redução para 22 meses do tempo entre a aprovação de um conceito e o início da produção de um MCI.

2.3 Simulação 1-D do circuito de óleo e correlação com testes físicos

Tao e outros (2007) utilizaram uma metodologia com o uso de ferramenta de otimização acoplada a uma simulação 1-D do circuito de óleo para estabelecer não somente o funcionamento ótimo de cada componente em estudo, mas otimizar seu projeto em busca da melhoria da eficiência e redução de custo de desenvolvimento.

Zhou (2008) aplicou a simulação 1-D em um sistema de lubrificação de um MCI para determinação de parâmetros como mínima pressão de funcionamento e vazão para otimização do deslocamento volumétrico unitário de uma bomba de óleo sem a eliminação da válvula de alívio de pressão, mas otimizando seu funcionamento para diminuição das perdas hidrodinâmicas.

Takagishi e outros (2009) demonstraram que para o desenvolvimento de circuitos de óleo são requeridos o conhecimento apurado dos principais componentes de um circuito de lubrificação e sua natureza de funcionamento. Concluíram que uma modelagem detalhada do funcionamento dos mancais

principais em regime dinâmico é a melhor forma de prever a vazão para esses componentes do circuito de lubrificação de um motor, comprovado a partir de comparação da medição de vazão em testes físicos. Para resultados rápidos, o uso do carregamento médio durante o ciclo nos mancais é eficiente quando não se quer analisar algum fenômeno específico, como o de pulsação.

Lamonaca e Giovanni (2010) apresentaram um modelo de simulação 1-D para o cálculo da vazão e pressão um MCI através do uso de modelos analíticos acoplados com simulação multicorpos para verificar o funcionamento dos mancais hidrodinâmicos e usaram os resultados de desempenho como espessura de filme de óleo como parâmetro de validação de pressão de alimentação. O uso da espessura de filme de óleo como parâmetro para validação de desempenho não é recomendada pois em novos desenvolvimentos o uso de novos recobrimentos de superfícies de mancais permite-se trabalhar em regimes de lubrificação limítrofe sem causar danos aparentes ao sistema.

Milani e Pulvirenti (2012) usaram a simulação 1-D para analisar a influência de vários tipos de configurações de canais de alimentação de óleo de um virabrequim de MCI de alta potência e rotação através da resolução das equações de Navier Stokes, concluindo que a adição de uma canaleta nos mancais eleva a vazão de óleo no sistema reduzindo a temperatura espessura do filme de óleo.

De Vizio e outros (2014) demonstraram que a aplicação de modelos adotando códigos 1-D em sistemas complexos como o circuito de óleo de um MCI em fases conceituais de projeto torna-se um diferencial para os engenheiros entenderem o funcionamento dos sistemas de um MCI e trabalhar em função da otimização dos componentes para atender os requisitos dos ciclos de emissões de consumo de combustível. De fato, a simulação um sistema complexo de um MCI como o circuito de óleo nas mais variadas condições de operação não somente

leva a evolução do projeto como também elimina passos desnecessários de validações experimentais.

Aihara e outros (2014) descreveram o processo de desenvolvimento de um modelo 1-D de uma bomba de óleo de vazão variável e a comparação dos resultados com CFD-3D e medições em bancadas, mostrando que a simulação 1-D pode ser utilizada no desenvolvimento do componente de forma eficaz e rápida (até 30 vezes mais rápida que o CFD-3D), desde que sejam conhecidas e controladas as condições de contorno dos componentes que compõem a bomba de óleo.

2.4 Benefícios da melhoria do sistema de lubrificação

Staley e outros (2007) fizeram um trabalho de aplicação de uma bomba de óleo de vazão variável de atuação passiva, sem o uso de válvulas de alívio ou qualquer outro componente para atuação do conjunto, reduzindo efetivamente o torque necessário para mover a bomba.

Burk (2010) investigou os benefícios de vazão reduzida do sistema de lubrificação e mostrou, através de testes em bancada e com a aplicação do ciclo de consumo europeu que o uso de uma bomba de vazão variável pode promover uma redução de consumo de combustível de até 4%. A maior contribuição para a redução do consumo de combustível foi a eliminação da válvula de alívio de pressão do sistema de lubrificação, maior geradora de perdas fluidodinâmicas. O autor ainda mostrou que com uma calibração bem feita da melhor vazão para o sistema de lubrificação de um motor de combustão interna acaba criando um *trade-off* entre economia de combustível e emissões de particulados. Com baixa vazão de óleo, ou próxima daquela que um motor requer, a emissão de óxidos de

nitrogênio (NOx) diminuiu 1,5% em rotações elevadas do motor, aumentando somente durante a partida e aquecimento em 3,0% por causa da necessidade de gerar muita energia para tirar o motor de regime estático.

Turkovics (2011) descreveu o uso de uma bomba de óleo variável, com fornecimento de acordo com demanda de um motor de combustão interna como responsável pela diminuição de até 1 % no consumo de combustível de um motor.

Arata e outros (2012) descreveram os benefícios do uso de uma bomba de vazão de óleo variável na redução do consumo de combustível de um MCI, principalmente em desenvolvimentos modernos que tendem a acoplar cada vez mais novos sistemas que dependem da força hidráulica para melhor funcionamento. Como conclusão satisfatória, demonstraram a melhor forma de prover pontos de controle de pressão da bomba de óleo proporcionais a rotação do motor para acionar e prover melhor funcionamento de diferentes tipos de componentes de um circuito de óleo (mancais principais, variadores de eventos de válvulas, resfriadores de pistões).

2.5 Estado da arte

Com base na literatura revisada, apresenta-se na Tabela 1 um resumo do estado da arte com os trabalhos que se destacaram na modelagem analítica dos componentes de um circuito de óleo, na simulação numérica utilizada em desenvolvimentos de MCI, no uso da simulação 1-D do circuito de óleo e correlação com testes físicos e os benefícios com a melhoria do sistema de lubrificação:

Tabela 1 – Estado da arte

MÉTODO ADOTADO	FOCO DO ESTUDO	REFERÊNCIAS
Modelos analíticos	Principais componentes de um circuito de lubrificação de um MCI	Chun (2000)
	Modelo analítico de um variador de fases eixo comando de válvulas	Plenzer e Zheng (2004)
	Refrigeração de pistões de MCI através de jatos de óleo	Junker (2011)
Simulação numérica no desenvolvimento de MCI	Redução de custo e tempo de desenvolvimento	Chen e outros (2013)
Simulação 1-D do circuito de óleo e correlação com testes físicos	Metodologia para simulação de circuitos de óleo	Takagishi e outros (2009)
	Eficiência da simulação 1-D em comparação a outras ferramentas	Aihara e outros (2014)
Benefícios da melhoria do sistema de lubrificação	Benefícios do uso da vazão reduzida do sistema de lubrificação para redução do consumo de combustível	Burk (2010)

Fonte: Elaborado pelo autor

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

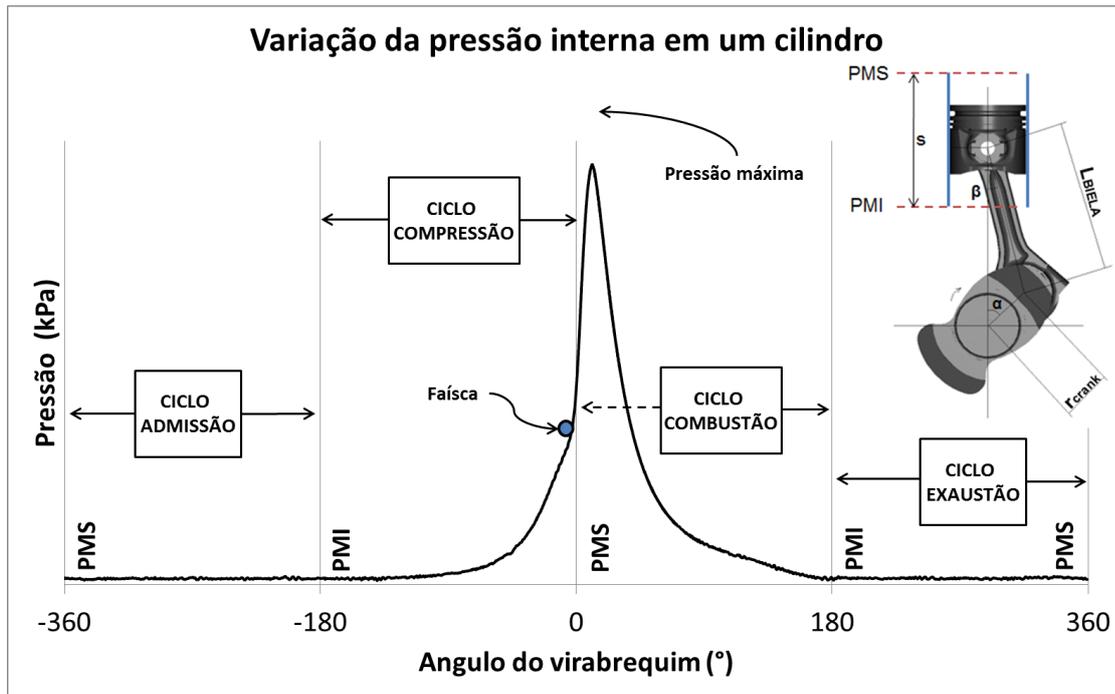
Neste capítulo são desenvolvidos meios de caracterização de um MCI, sistemas de lubrificação e suas características, caracterização e exemplificação dos principais componentes de um circuito de lubrificação presentes em um MCI.

3.1 Motor de combustão interna, atrito e conceito de pressão média efetiva

O motor de combustão interna é uma máquina térmica onde o trabalho é obtido através da transformação do movimento alternado de um pistão em rotação contínua de um eixo através do sistema biela manivela. Essa transformação de trabalho é possível através de uma sequência de processos realizados sobre um sistema termodinâmico com a participação de uma mistura de combustível e ar como fluido ativo que após cada ciclo deve ser renovado, em um volume compreendido entre o topo do pistão e o cabeçote.

Nas aplicações veiculares, o motor funcionando com ciclo Otto a 4 tempos é o mais utilizado. No ciclo Otto, a combustão se inicia através de uma faísca elétrica sobre uma mistura combustível-ar. Os 4 ciclos são exemplificados esquematicamente na Figura 1, em um diagrama de pressão interna no cilindro por ângulo do virabrequim, com volume da câmara proporcional a posição do pistão no cilindro, definidas por Ponto Morto Superior (PMS) e Ponto Morto Inferior (PMI) :

Figura 1 – Diagrama pressão vs volume



Fonte: elaborado pelo autor

Define-se:

s curso do pistão

r_{crank} distância entre centros do mancal da biela e do virabrequim, sendo metade do curso do pistão

L_{BIELA} comprimento da biela

α ângulo do virabrequim

β ângulo formado entre a biela e o centro do cilindro

A potência medida no eixo do motor (BRUNETTI,2012), chamada de efetiva, é dada por:

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1)$$

sendo:

N_e	Potência efetiva (W)
ω	velocidade angular do eixo (rad/s)
n	rotação do eixo (rpm)
T	torque efetivo do motor (N.m)

A potência de atrito, N_a , é a potência consumida pelo motor e varia com a rotação e condições de trabalho, como por exemplo, temperatura de água e óleo (BRUNETTI,2012),.

A potência indicada N_i é a potência desenvolvida na cabeça do pistão pelo ciclo termodinâmico, que pode ser medida fisicamente através da medição de pressões na câmara (Figura 1), traçando o ciclo de pressões pelo ângulo das manivelas (BRUNETTI,2012),.

A potência é o trabalho por unidade de tempo, portanto, tendo o trabalho dado o trabalho e a frequência em que ele é realizado, a potência é determinada por:

$$N_i = W_i \frac{\omega}{2} \quad (2)$$

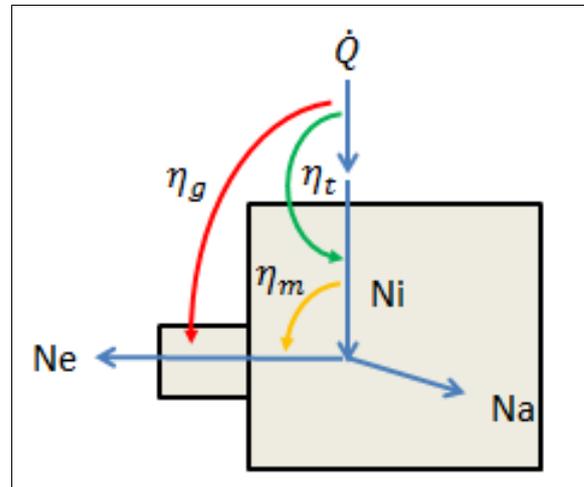
onde :

W_i	trabalho indicado (N.m)
-------	-------------------------

A potência efetiva de um motor torna-se a potência medida no eixo. Esse valor corresponde à parcela que sobra da energia gerada pela combustão dos motores. A parcela que se perde pode ser considerada como potência de atrito do

motor, ou seja, a potência consumida internamente pelo motor por uma série de acessórios que devem funcionar, tais como alternador, bomba de água, elementos rotativos, bomba de óleo, pistão, como ilustra a Figura 2 (BRUNETTI,2012):

Figura 2 – Equilíbrio Térmico de um MCI



Fonte: Elaborado pelo autor

Desta forma, define-se que:

$$Ne = Ni - Na \quad (3)$$

O calor fornecido por unidade de tempo pela combustão da mistura combustível-ar (BRUNETTI,2012), \dot{Q}_{COMB} , é definido como:

$$\dot{Q}_{COMB} = \dot{m}_c pc_i \quad (4)$$

onde \dot{m}_c é o fluxo ou a vazão de combustível medido e pc_i é o poder calorífico inferior do combustível utilizado.

Em um motor de combustão interna nem todo o calor é aproveitado, já que parte dele é perdido devido aos gases no escape, perdas para o arrefecimento do

sistema, ambiente e, na maioria das vezes, a combustão não ser eficiente (BRUNETTI,2012). Dessa forma:

$$N_i < \dot{Q}_{COMB} \quad (5)$$

Define-se o rendimento térmico como (BRUNETTI,2012):

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}_{COMB}} \quad (6)$$

O rendimento global pode ser definido como (BRUNETTI,2012):

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{Q}_{COMB}} \quad (7)$$

E o rendimento mecânico pode ser definido como (BRUNETTI,2012):

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (8)$$

Desta forma (BRUNETTI,2012) :

$$\eta_g = \eta_t \cdot \eta_m \quad (9)$$

$$N_e = \dot{m}_c \cdot p_{c_i} \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (10)$$

Pressão média (mep) é uma unidade de medida que pode ser utilizada para comparar diferentes motores de combustão interna de diferentes tamanhos,

potência, torque ou consumo de combustível, em motores de pequena cilindrada ou de grande cilindrada, 2 tempos ou 4 tempos, funcionando no ciclo Diesel ou Otto (PULKRABEK, 2003), tal que:

$$mep = \frac{W_c}{V_D} \quad (11)$$

onde W_c é o trabalho realizado por ciclo do motor (em N.m) e V_D é o volume deslocado no cilindro (m^3).

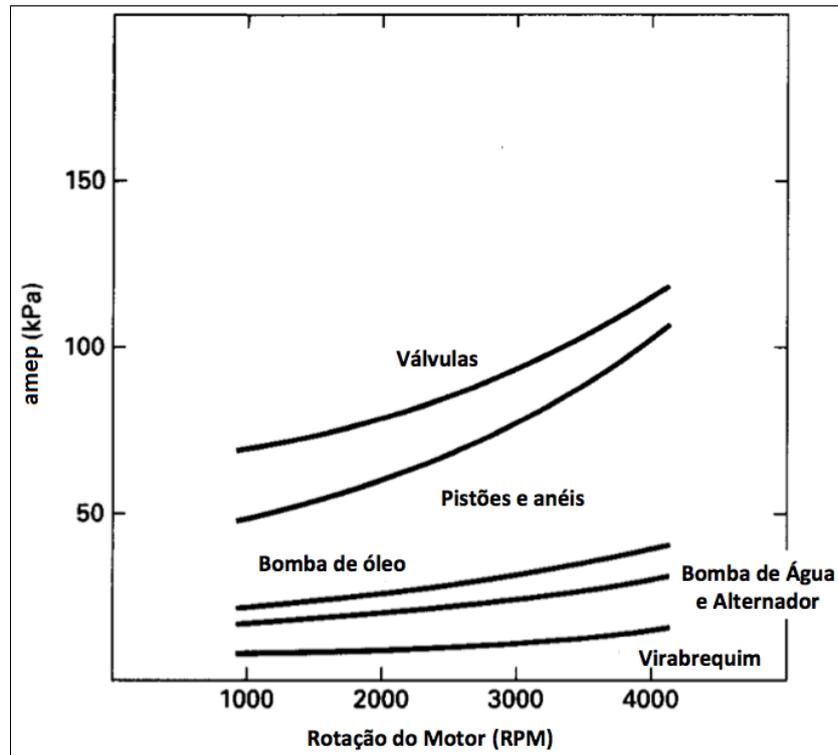
O conceito de pressão média pode ser evoluída para 3 métricas de um motor de combustão interna que foram apresentadas: indicada, atrito e efetiva.

A pressão média indicada ($imep$) é definida a partir do trabalho realizado pela combustão para deslocar o volume do cilindro, a pressão média de atrito ($amep$) define o trabalho perdido para vencer o atrito do motor ao deslocar o mesmo volume do cilindro e a pressão média efetiva ($emep$) é definida pelo trabalho útil do motor para deslocar o volume do cilindro. Dessa forma:

$$imep = amep + emep \quad (12)$$

A magnitude da pressão média de atrito está na ordem de 10% da pressão média efetiva em regime de carga máxima de um motor (PULKRABEK, 2003), chegando a valores próximos de 100% em momentos de rotação de marcha lenta ou estático. A Figura 3 exemplifica a distribuição de atrito de um motor em valores de $amep$ nos mais variados sistemas de um MCI ciclo Diesel de grande deslocamento em regime de carga máxima :

Figura 3 – Distribuição de atrito em um motor de combustão interna



Fonte: Adaptado de PULKAREB, 2003

O atrito em motores de combustão interna por ser dividido em 3 parcelas (PULKRABEK, 2003), em termos de trabalho: bombeamento (W_{AB}), superfície (W_{AS}) e acessórios (W_{AA}). A perda por atrito de bombeamento e superfície não é tema do estudo, concentrando-se na perda de atrito de acessórios, no caso, a bomba de óleo, definindo como W_{AABO} o trabalho necessário para acionar o componente, ou em termos de pressão média de atrito, $amep_{BO}$, como:

$$amep_{BO} = \frac{W_{AABO}}{V_D} \quad (13)$$

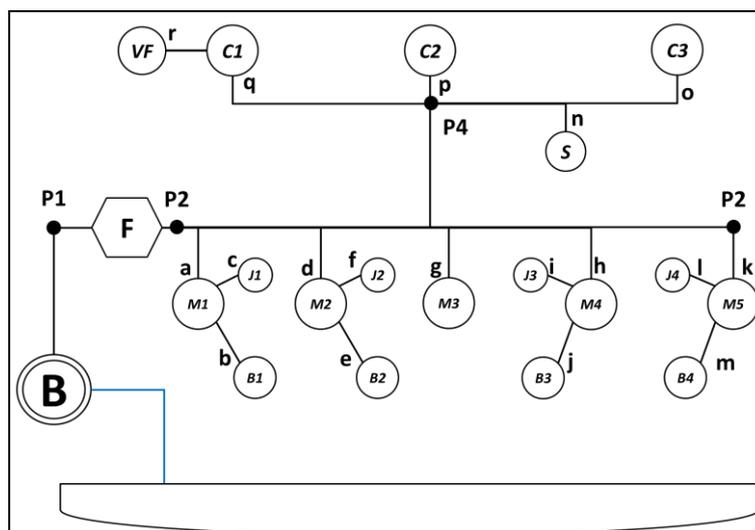
3.2 Sistemas de lubrificação de motores de combustão interna

Existem basicamente três tipos de sistemas de distribuição de óleo usados em MCI: salpico (ou *splash*), pressurizado ou uma combinação dos dois. No primeiro, o próprio bloco serve como reservatório e o virabrequim em alta rotação distribui o óleo para as várias partes em movimento próximas a esse sistema. No mais comum aplicado em motores atuais, o pressurizado, uma bomba de óleo gera uma pressão positiva levando o óleo armazenado no cárter através de canais internos no motor que distribuem esse óleo.

Com as novas legislações vigentes, o sistema de lubrificação é uma área que pode ser melhor explorada e onde ganhos de eficiência podem ser observados. Se bem dimensionado pode ajudar a diminuir o consumo de combustível, através da diminuição das perdas hidrodinâmicas, ou seja, perdas que ocorrem por não ser aproveitado de maneira eficiente a vazão volumétrica de óleo imposta no sistema.

Um esquema de sistema de lubrificação de um MCI é mostrado na Figura 4, onde um fluido lubrificante é succionado pela bomba B por um tubo chamado pescador imerso no cárter.

Figura 4 – Esquema de circuito de óleo e seus principais componentes de um MCI



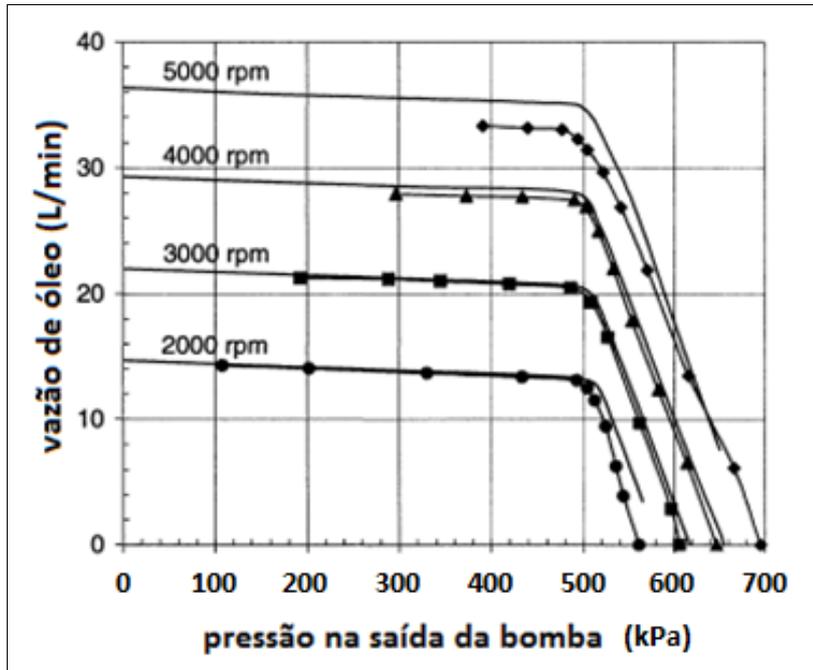
Fonte: elaborado pelo autor

Um esquema de circuito de óleo de um motor de combustão interna é exemplificado na Figura 4. Nesse esquema, um lubrificante passa através de um filtro de óleo (F) e é distribuído para todos os ramais do circuito para os componentes. Pontos P1, P2, P3 e P4 são exemplos de nós que correspondem a pontos de medição de pressão. Pontos 'a' até 'r' são nós relacionados aos principais componentes de um circuito de lubrificação, definidos como (M) para mancais, (B) para bielas, (J) para jatos de óleo para resfriamento de pistão, (C) para mancais de eixo comando e (VF), para variador de fases.

3.3 Bombas de óleo

Existem vários tipos de bomba de óleo para MCI. Basicamente a bomba de óleo é um conjunto de rotor posicionado dentro de um caracol ou voluta com um formato que gera o aumento de pressão.

Figura 5 – Curva característica de uma bomba de óleo

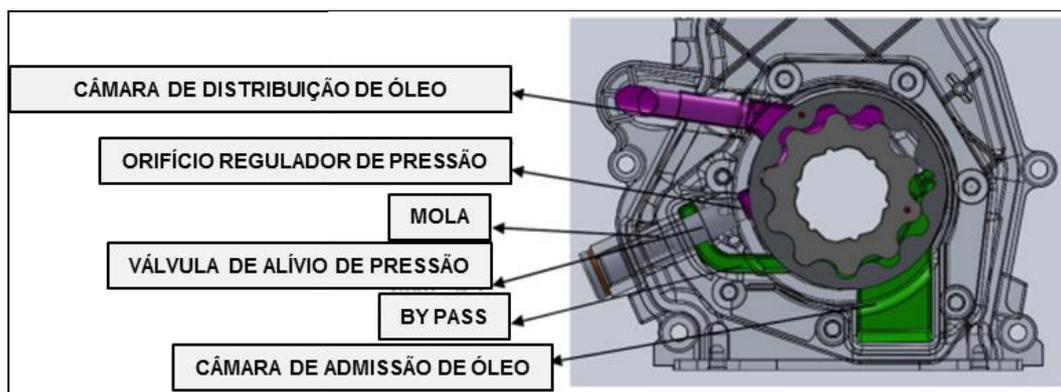


Fonte: adaptado de FABIANI, 1999

A curva característica de uma bomba de óleo pode ser exemplificada na Figura 5, com a vazão de óleo medida em várias rotações do motor. Nessa curva característica, observa-se um aumento da vazão de óleo da bomba imposta no motor conforme se aumenta a rotação do rotor até que em um determinado momento de funcionamento, com pressão próxima de 500 kPa, uma válvula de alívio de pressão é aberta, fazendo com que a vazão caia consideravelmente, diminuindo o rendimento volumétrico. Nesse momento é onde ocorrem as maiores perdas hidrodinâmicas.

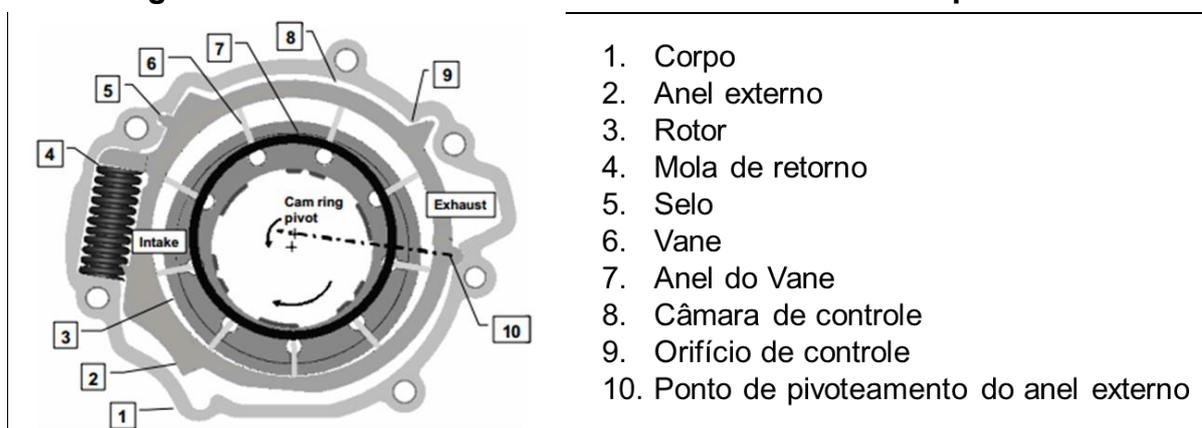
Esse modelo de bomba, conhecida como gerotor, é apresentado na Figura 6:

Figura 6 – Bomba de óleo do tipo gerotor



Fonte: adaptado de LOGANATHAN, 2011

Figura 7 – Bomba de óleo de vazão variável com rotor pivotado



Fonte: adaptado de STALEY, 2007

A Figura 7 demonstra um novo tipo de bomba de óleo utilizado em motores de combustão interna, uma bomba de vazão variável. A aplicação desse tipo de bomba, ao contrário da bomba tipo gerotor, demanda para o motor somente a vazão de óleo necessária ou próxima da vazão requerida. Isso se dá pela movimentação de um anel externo (2) sobre um rotor (3), aumentando ou diminuindo o deslocamento volumétrico da bomba, conforme requisito de pressão na galeria.

Para ambos os tipos de bomba, a prática comum é a determinação da mínima vazão e pressão de óleo em rotações menores do motor e na maior

temperatura de funcionamento do óleo, onde se apresentam no motor as maiores folgas. Em rotações menores do motor, espera-se um rendimento volumétrico (η_{VB}) como sendo o maior possível na menor pressão de saída da bomba requerida (STALEY, 2007).

No projeto dessas bombas o dado principal é o deslocamento volumétrico unitário por rotação (DU) com uma pressão de regulagem máxima de funcionamento. Essa pressão é regulada através de uma válvula de alívio de pressão instalada na saída da bomba para o caso de bombas do tipo “gerotor”, ou com um ponto de retorno da galeria de óleo do motor, ligado ao anel externo da bomba variável, que controla o deslocamento volumétrico da bomba.

De acordo com Staley (2007), o deslocamento unitário da bomba pode ser calculado pela equação :

$$DU = \frac{1000\dot{Q}_{FLUÍDO}}{n_{EIXOBOMBA} \eta_{VB}} \quad (14)$$

O cálculo do trabalho da bomba, ou seja, o trabalho necessário para acionar o componente, pode ser calculado por:

$$W_{AABO} = \frac{\Delta p \dot{Q}_{FLUÍDO}}{1000 n_{EIXOBOMBA} \eta_{VB} \eta_M} \quad (15)$$

E a potência no eixo da bomba poder ser calculada por:

$$P_{EBO} = \frac{\Delta p \dot{Q}_{FLUÍDO}}{600} \quad (16)$$

Onde:

W_{AABO}	trabalho no eixo da bomba (N.m)
DU	deslocamento unitário (cm ³ /rot)
$\dot{Q}_{FLUÍDO}$	vazão volumétrica do fluido (l/min)
$n_{EIXOBOMBA}$	rotação no eixo da bomba (rpm)

Δp	diferença entre pressão absoluta da bomba e a atmosférica (kPa)
P_{EBO}	potência no eixo da bomba de óleo (kW)
η_{VB}	rendimento volumétrico da bomba de óleo (-)
η_M	rendimento mecânico (-)

3.4 Óleo lubrificante

A lubrificação de um motor de combustão é necessária para diminuir o atrito entre os componentes com movimento relativo, impedir o contato direto entre esses componentes, resfriar os componentes e ajudar também na vedação entre pistão e cilindro.

O tipo mais comum de óleo lubrificante usado em motores de combustão interna são os multi viscosos, de origem mineral ou sintética e o termo multi viscoso define o tipo de óleo que apresenta em baixa temperatura uma viscosidade mais alta e em altas temperaturas, uma viscosidade adequada ao funcionamento.

A propriedade mais importante de um óleo lubrificante é a viscosidade absoluta, ou viscosidade dinâmica, μ , em Pa.s. A viscosidade é a propriedade que indica a maior ou a menor dificuldade de um fluido escoar.

A razão entre a viscosidade absoluta e a densidade, ρ , é chamada de viscosidade cinemática, medida em cSt ($0,001\text{m}^2/\text{s}$, no Sistema Internacional) com valores para os mais usados tipos de óleo de aplicação automotiva, apresentados na Tabela 2:

Tabela 2 – Exemplos de óleos lubrificantes usados em motores de combustão interna e suas propriedades

Tipo de Óleo	Viscosidade Cinemática @40°C		Viscosidade Cinemática @ 100°C		Densidade@15°C	Densidade@100°C
	(cSt)	(m ² /s)	(cSt)	(m ² /s)	(kg/m ³)	(kg/m ³)
0W20	44	0,000044	8	0,000008	840	786
0W30	72	0,000072	12,1	0,0000121	848	805
2W50	114	0,000114	20	0,00002	850	788
5W20	42	0,000042	8	0,000008	848	797
5W30	62	0,000062	10,4	0,0000104	841	803
5W40	76,5	0,0000765	13,7	0,0000137	855	798
10W30	77	0,000077	11	0,000011	874	821
10W40	82,14	0,00008214	14,98	0,00001498	873	820
15W40	123	0,000123	15,6	0,0000156	886	832
25W40	145	0,000145	15	0,000015	888	834

FONTE: elaborado pelo autor, baseado em modelos de óleo de software de simulação

Na tabela 2 pode-se observar que com o aumento da temperatura do óleo a viscosidade cinemática diminui, assim como densidade do óleo lubrificante, propriedade requerida em cálculos que envolvem turbulência e inércia.

Definido o tipo de óleo, torna-se importante conhecer a temperatura de trabalho do óleo e a variação de suas propriedades.

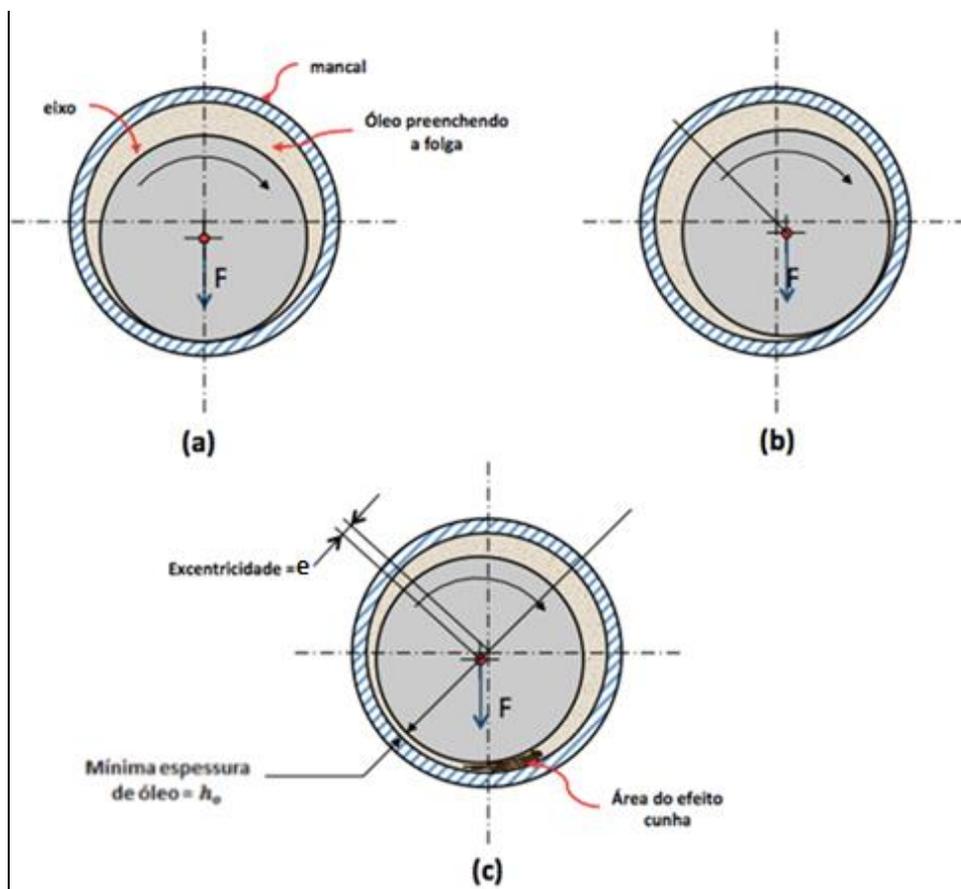
3.5 Mancais de motores de combustão interna

Mancal é conhecido como qualquer tipo de suporte para um eixo em rotação. Se o tipo de carregamento aplicado é perpendicular ao eixo de rotação, usa-se o termo mancal de rolamento (*bearing journal*). Quando o carregamento aplicado está paralelo ao eixo de rotação, usa-se o termo mancal de escora (*thrust bearing*).

Na maioria das aplicações, o mancal é estático com um eixo rotacionando, porém, como no caso das bielas de um MCI, tanto o mancal quanto o eixo estão em movimento de rotação.

A forma como o eixo está rotacionando dentro do mancal gera um campo de pressão quando toda a folga está preenchida de óleo, suficiente para separar as superfícies em contato, como mostra a Figura 8:

Figura 8 – Mancal de Eixo



Fonte: adaptado de SLAYMAKER, 1955

Se o eixo não está rotacionando e está estático, como mostra 8(a), as superfícies se encontram em contato. Quando o eixo começa o movimento de rotação, é gerado um efeito de cunha (*wedge*), criando uma pressão de óleo a favor da rotação na região entre o eixo e o mancal, como mostra 8(b). Quando uma posição de equilíbrio é alcançada no sistema, como mostra 8(c), as superfícies são separadas por um filme de óleo onde a espessura mínima é definida por h_0 .

O efeito de cunha pode ser entendido como um arraste de partículas do fluido devido a rotação, de uma região de maior volume para uma região de menor volume, aumentando a densidade do fluido e conseqüentemente sua pressão, gerando um gradiente de pressão hidrodinâmica, que tende a separar o eixo do mancal (DUARTE, 2005).

A magnitude de h_0 e a posição da linha de centros (e , excentricidade) depende do carregamento aplicado, das propriedades do óleo, do tamanho e da velocidade do eixo, da folga e o comprimento do mancal.

Quanto mais rápido for a rotação do eixo no mancal, mais óleo é necessário para gerar o efeito cunha no espaço da folga. Como consequência, mais pressão para suportar o movimento será gerada. Um aumento dessa pressão de suporte aumenta a espessura de filme de óleo h_0 e diminui a excentricidade e se a excentricidade diminui, a pressão de suporte deve diminuir também.

As relações matemáticas entre força, velocidade, propriedades do fluido lubrificante e a folga constituem a teoria clássica de mancais hidrodinâmicos desenvolvida pela primeira vez por Osborne Reynolds, conhecida como Vazão Hidrodinâmica::

$$Q_H = \frac{4 M(e, \beta) \left(\frac{L}{D}\right) \left(\frac{c^3 |F|}{LD}\right)}{\mu} \quad (17)$$

Onde:

- M vetor mobilidade, função do ângulo de aplicação de força β e excentricidade e
- L largura do mancal (mm)
- D diâmetro do mancal (mm)

- c folga considerada (mm)
 F força aplicada ao mancal (N)
 μ viscosidade cinemática do fluido (cSt)

Em muitos casos de mancais hidrodinâmicos, a solução para achar o valor da vazão do óleo depende também da configuração do mancal.

A maioria dos mancais de MCI apresentam apenas um furo de lubrificação pressurizado ou uma canaleta disposta dentro da superfície do mancal de forma que esse canal força uma vazão de óleo sobre a superfície, gerando a chamada vazão de alimentação e representada por Q_P .

Para um mancal com canaleta em toda sua circunferência, considere a equação de Martin (1983):

$$Q_P = \frac{c^3 p_s D (1 + 1,5e^2)}{\mu 12L} \quad (18)$$

Quando o mancal é pressurizado apenas por um furo :

$$Q_P = \frac{c^3 p_s}{\mu} 0,675 \left(\frac{h_H}{c} \right) \left(\frac{d_H}{L} + 0,4 \right)^{1,75} \quad (19)$$

Para ambos os cálculos da vazão, Q_H e Q_P , a excentricidade é dada por:

$$e = \frac{\frac{c}{h_o} - 1}{\frac{c}{h_o}} \quad (20)$$

- c folga radial entre o eixo e o mancal (mm)
 e excentricidade (-)
 D diâmetro do mancal (mm)
 h_o espessura do filme de óleo (mm)

h_H espessura do filme de óleo da região do furo (mm)

d_H diâmetro do furo de lubrificação (mm)

Para algumas configurações específicas de mancais, como mancais de biela, utiliza-se a combinação entre Q_H e Q_P estudada por Martin e Xu (1993), dada por:

$$Q_{TOTAL} = (Q_M)^S(Q_P)^{1-S} \quad (21)$$

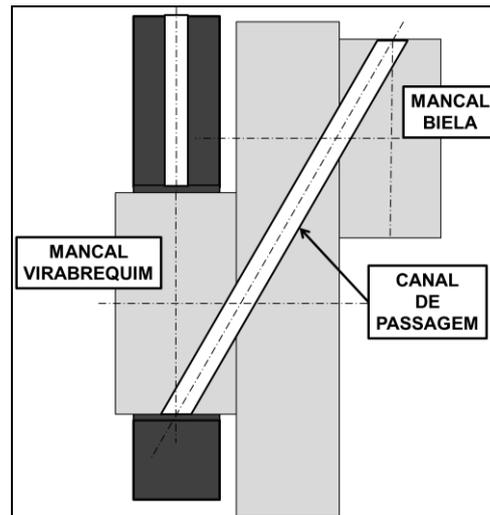
onde S é um fator calculado baseado no carregamento inercial e da ação das forças de pressão máxima do cilindro no mancal da biela, definidas por Martin. Quanto maior for a razão entre esses carregamentos, maior será a vazão de óleo necessária para esse tipo de mancal.

Para o cálculo da vazão nos mancais, pode-se usar como simplificação a força média observada durante o ciclo de funcionamento do mancal, facilmente calculada por uma solução de dinâmica multi corpos (TAKAGISHI, 2009).

3.6 Lubrificação dos mancais da biela

A lubrificação dos mancais da biela é feita através do virabrequim nos motores atuais, através de canais que atravessam o mancal principal até o mancal da biela, como mostra a Figura 9:

Figura 9 – Canal de lubrificação de mancais de biela



Fonte: adaptado de SLAYMAKER, 1955

Os motores de combustão interna atuais podem apresentar problemas para manter uma vazão suficiente de alimentação de óleo através desses canais em altas rotações de funcionamento. A causa primária é a dificuldade da vazão de óleo de vencer a perda gerada pela alta pressão que ocorre devido a força centrífuga nesse sistema. Tanto a aceleração devido a rotação do motor, tanto a perda de pressão aumentam quando se quer operar o motor em rotações elevadas.

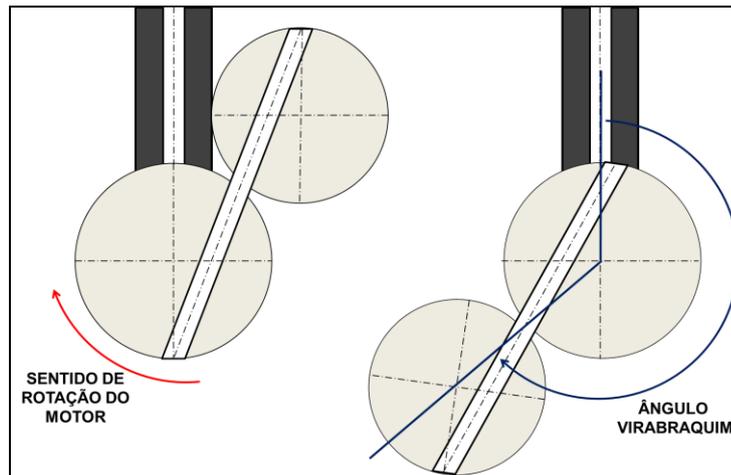
Para determinação da mínima vazão necessária para nesse componente é necessário se conhecer:

1. O caminho percorrido do óleo entre o mancal do virabrequim e o mancal da biela e seu meio de lubrificação entre galeria principal e mancal
2. Perdas devido a aceleração centrífuga
3. Perdas devido a aceleração do óleo na superfície do eixo
4. Perdas viscosas
5. Perdas devido a aceleração no canal de passagem

Salienta-se que nem sempre o canal de passagem do mancal se encontra

em ligação com o canal de óleo da galeria principal, o que significa que em determinados pontos de funcionamento do motor, o canal apresenta uma vazão muito baixa de óleo ou nenhuma, o que impossibilita a biela de receber óleo, como mostra a Figura 10 :

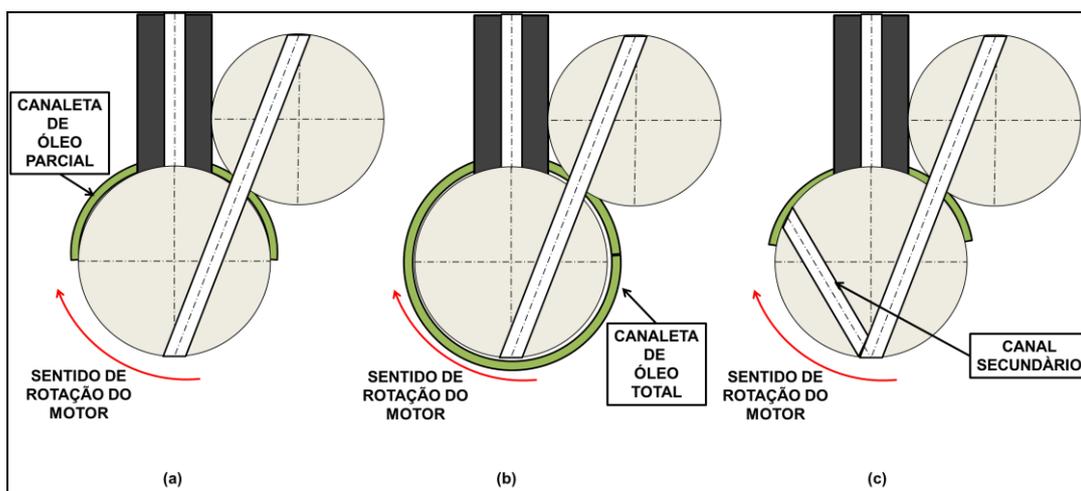
Figura 10 – Eixo rotacionando sobre o mancal



Fonte: Elaborado pelo autor

Para amenizar esse problema, a solução encontrada e amplamente aplicada em projetos atuais é a aplicação de canaletas no mancal do virabrequim, que ajudam na distribuição de óleo, como mostra a Figura 11:

Figura 11 – Diferentes tipos de distribuição de óleo entre mancal de virabrequim e mancal de biela



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 11(a) exemplifica o uso de uma canaleta parcial sobre o mancal do virabrequim, garantindo dessa forma que pelo menos durante o comprimento angular da canaleta, a canal de distribuição de óleo estará cheio. A Figura 11(b) um uso pouco comum de canaleta por todo o comprimento angular do mancal do virabrequim, garantindo que o canal de lubrificação sempre estará cheio de óleo. A Figura 11(c), o uso mais comum em motores de média potência, nos quais se faz o uso de um canal secundário no mancal do virabrequim garantindo uma vazão constante de óleo com uma canaleta de menor comprimento angular.

Perdas devido a aceleração centrífuga acontecem em dois momentos distintos, um quando o canal da passagem de óleo se encontra totalmente em ligação com o canal de alimentação e decai conforme se distancia desse ponto.

Essa perda devido a aceleração centrífuga, Δp_c , é definida a partir de :

$$\Delta p_C = \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} \omega^2 (r^2 - s^2) \quad (22)$$

Onde:

ρ_{FLUIDO}	massa específica do fluido (kg/m ³)
ω	velocidade angular do virabrequim (rad/s)
r	raio do mancal do virabrequim (mm)
s	mínima distância entre o centro do virabrequim perpendicular ao canal de passagem (mm)

A perda devido a aceleração do óleo na superfície do eixo ocorre em momentos onde canal de passagem de óleo não se encontra em fase com a canaleta ou com o furo de lubrificação principal, ou seja, em momentos em que a vazão de óleo é baixa ou não existe, mas é interessante prover nesses instantes energia necessária para evitar a inexistência de vazão de óleo.

Nesses instantes, essa alimentação é devida a viscosidade do óleo na superfície do mancal e a pequena parcela de pressão de alimentação, Δp_{AS} , existente na folga entre o eixo e o mancal, que deve ser suficiente para prover energia mínima necessária para acelerar o óleo na superfície em determinadas rotações do motor, definida a partir de:

$$\Delta p_{AS} = \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} (\omega r)^2 \quad (23)$$

As perdas devido a viscosidade do óleo e aceleração na passagem, $\Delta p_{V,C,P}$, ocorrem em função do formato da canaleta, formato do canal de passagem e as forças de reação que ocorrem devido ao sistema. Essa parcela de perda é definida por:

$$\Delta p_{V,C,P} = (f_V + f_C - f_P) \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} (\omega r)^2 \quad (24)$$

Onde f_V, f_C, f_P são valores de correção variam de 0 até 1 e são funções dos parâmetros de operação do sistema que descrevem as perdas viscosas, a geometria da canaleta e o canal de passagem, respectivamente.

Desta forma, analiticamente, a pressão mínima na galeria para prover vazão para os mancais da biela é dada por:

$$p_{MB} = p_{CÁRTER} - \Delta p_C - \Delta p_{AS} + \Delta p_{V,C,P} \quad (25)$$

$$p_{MB} = p_{CÁRTER} - \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} \omega^2 (r^2 - s^2) - \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} (\omega r)^2 + (f_V + f_C - f_P) \frac{1}{2} \rho_{FLUIDO} (\omega r)^2 \quad (26)$$

Onde:

- p_{MB} pressão mínima de alimentação do mancal principal para biela (kPa)
 $p_{CÁRTER}$ pressão no cárter de óleo (kPa)

Usualmente $p_{CÁRTER}$ é pressão ambiente ou a mínima pressão para evitar a formação de bolhas de vapor no óleo, a pressão de cavitação.

Devido aos efeitos da aceleração centrífuga, esses canais funcionam como um aditivo de pressão, sujeito apenas as perdas devido a rugosidade e particularidades geométricas da alimentação. É de se esperar portanto uma diminuição do valor de pressão necessária no conduto em comparação com o valor da galeria com o aumento da rotação do motor, ou seja, quanto maior a

rotação, menor será a pressão de alimentação necessária.

3.7 Folga em mancais

As folgas em mancais têm grande efeito no valor da vazão. A vazão aumenta conforme se aumenta a folga e em casos onde a folga inicial duplica de valor, essa vazão pode ser até 8 vezes maior (SLAYMAKER, 1955).

O efeito da expansão térmica é mais importante quando o material do mancal apresenta um coeficiente de expansão térmica muito maior que o do material do eixo, como por exemplo, mancais de alumínio com eixos de aço ou ferro fundido. Em uma configuração como essa, a folga pode até duplicar em altas temperaturas de trabalho.

Nesse caso, a equação que segue pode ser usada para conhecer a variação da folga em função da temperatura:

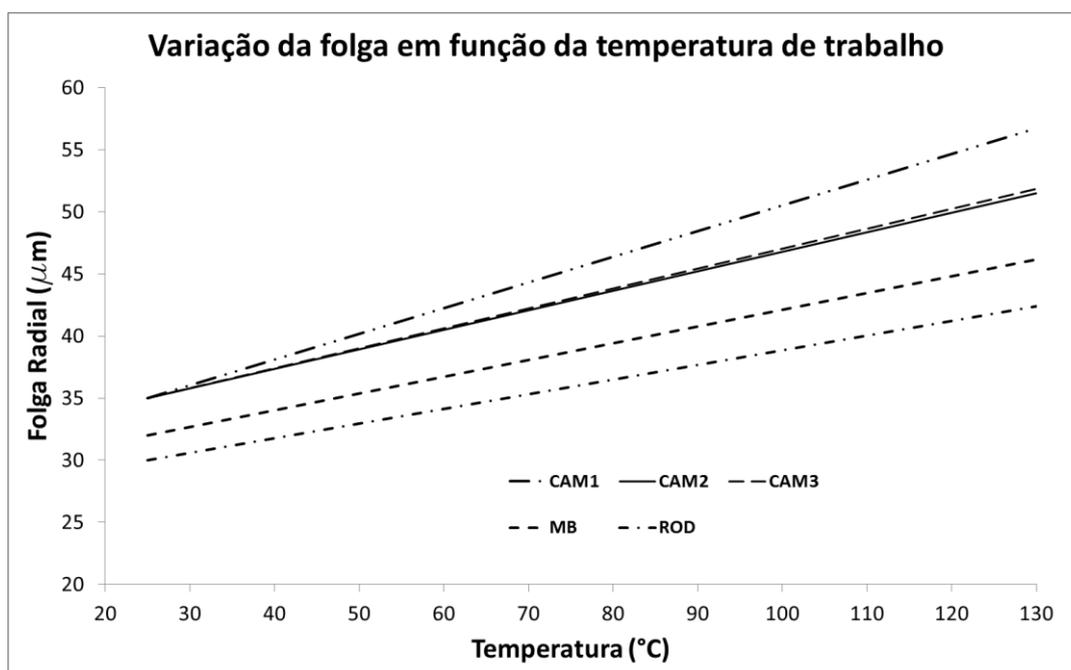
$$C_R(T_T) = \frac{C_\phi(T_T)}{2} = \phi_{M0}[1 + \alpha_M(T_T - T_0)] - \phi_{E0}[1 + \alpha_E(T_T - T_0)] \quad (27)$$

onde:

$C_R(T_T)$	folga radial na temperatura de trabalho (mm)
$C_\phi(T_T)$	folga diametral na temperatura de trabalho (mm)
ϕ_{M0}	diâmetro do mancal na temperatura ambiente (mm)
ϕ_{E0}	diâmetro do eixo na temperatura ambiente (mm)
α_M	coeficiente de expansão térmica do material do mancal (1/°C)
α_E	coeficiente de expansão térmica do material do eixo (1/°C)
T_T	temperatura de trabalho considerada (°C)
T_0	temperatura ambiente (°C)

Para o cálculo da vazão dos mancais em novos projetos de motores, deve ser considerado a variação da folga em seu valor máximo na temperatura máxima de trabalho, pois dessa forma, se projeta a vazão que atenda as variações dimensionais devido aos processos produtivos. A Figura 12 exemplifica a variação da folga radial de diferentes tipos de mancais e temperaturas de trabalho, aplicados no motor em estudo:

Figura 12 – Variação da folga em função da temperatura de trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor

CAM1, CAM2, CAM3, MB e ROD são respectivamente os mancais 1, 2 e 3 do eixo comando, mancal principal do virabrequim e mancal de biela.

3.8 Variador de fase de abertura e fechamento de válvulas

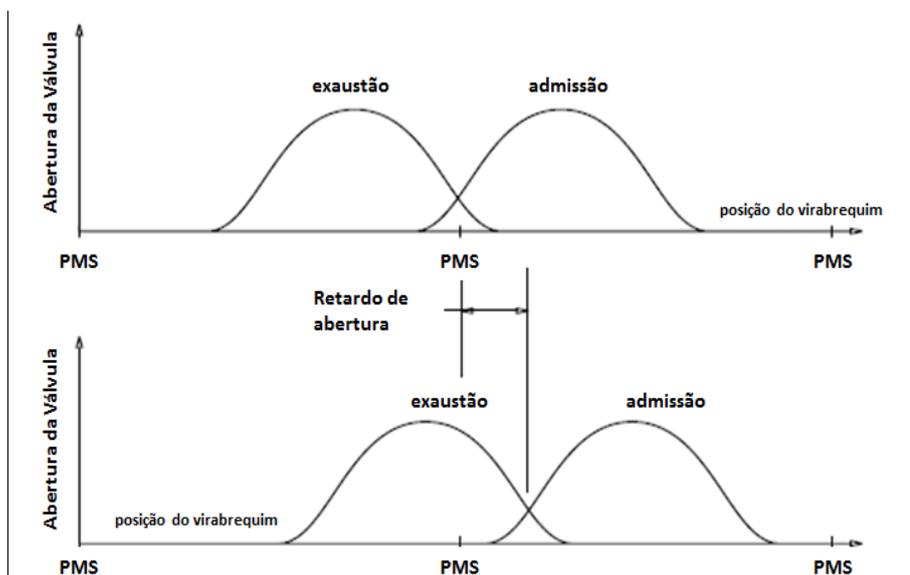
Os motores de combustão interna devem satisfazer requisitos mínimos de emissões, provendo uma diminuição do consumo de combustível e ainda satisfazer requisitos de performance durante as mais variadas condições de operação.

Para tanto, um sistema que vem sendo amplamente utilizado nos MCI modernos são os variadores de fases de abertura e fechamento de válvulas.

A abertura ou fechamento de válvulas são chamados de eventos. Um dos eventos mais comuns é o de retardamento da abertura ou fechamento, ou seja, atrasar o seu ponto de funcionamento.

Para esse fim, o sistema de variação hidráulica tem sido um dos mais aplicados, pois o mesmo utiliza através de um trabalho hidráulico, oriundo do sistema de lubrificação, o retardamento ou um avanço pré definidos para algum tipo de evento esperado, como mostra a Figura 13:

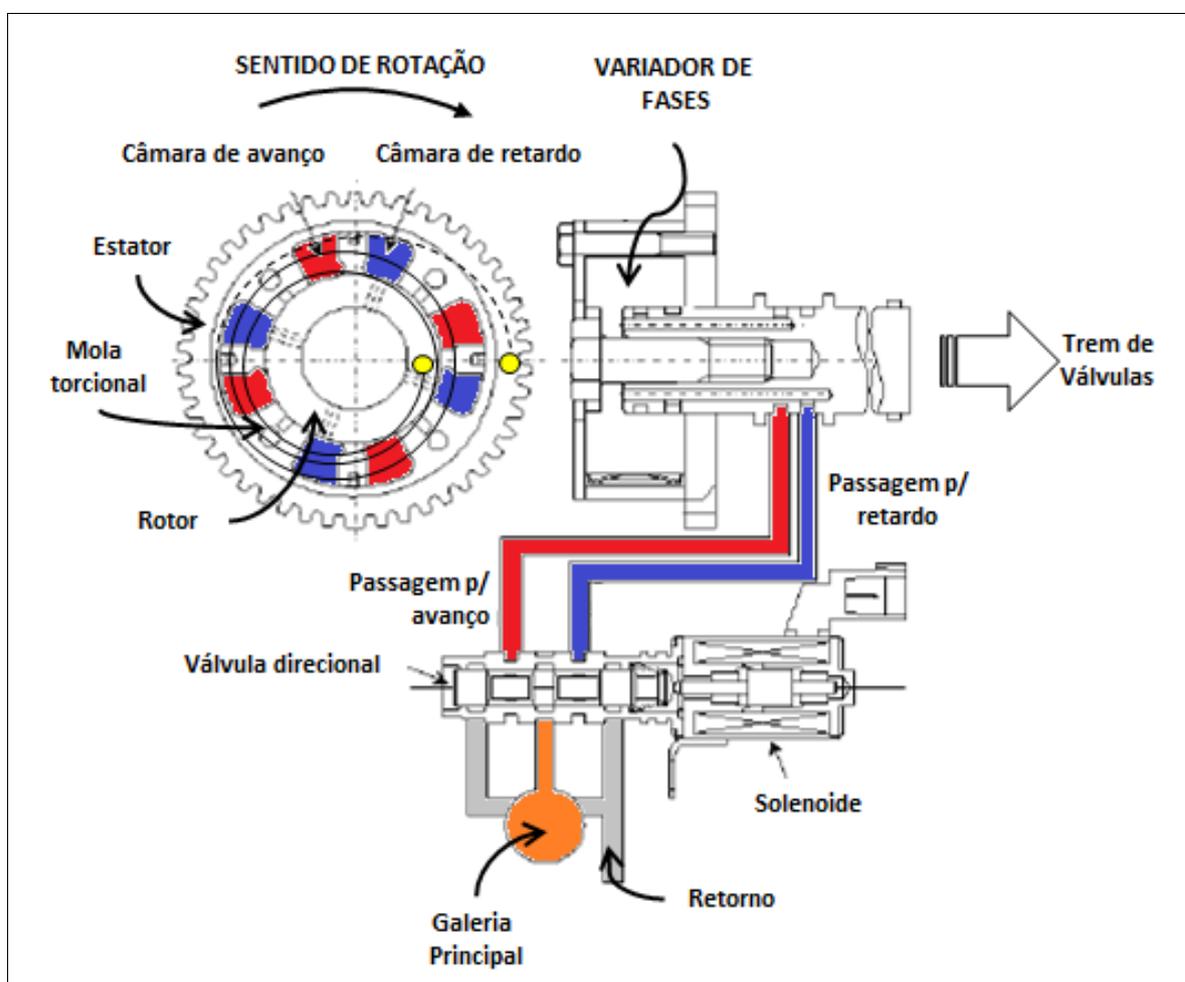
Figura 13 – Abertura e fechamento de válvulas e eventos de fase



Fonte: adaptado de STEFANOPOULOS, 1995

Um exemplo tradicional do sistema de variador de fases com atuação hidráulica é mostrado na Figura 14. Um rotor externo é ligado ao sistema de distribuição de torque do motor (por uma correia sincronizadora, corrente ou engrenagem) . Um rotor interno é ligado ao eixo comando e internamente, ligando o rotor interno ao externo por meio de palhetas que além de selar mecanicamente, definem o volume da câmara. Existe ainda um pino de blocagem e uma mola torcional, solidária entre o rotor externo e interno que permite o retorno do sistema em posição inicial.

Figura 14 – Sistema de Variador de Fases de um MCI



Fonte: adaptado de MIURA, 2012

Na ilustração, são quatro câmaras, onde duas trabalham para atuar o sistema de variador de fases e uma terceira limita a rotação do rotor e apresenta um pino de blocagem. O sistema de atuação hidráulico consiste em uma válvula direcional de fluxo, que depende da quantidade de câmaras que serão preenchidas de óleo, controlada por uma solenoide que controla a passagem de óleo entre as câmaras e o evento programado.

A função do pino de blocagem nesse sistema é evitar que as paredes das câmaras do variador de fases entrem em contato quando estiverem vazias de óleo, mantendo o fechamento e abertura projetados e evitando uma falha no sistema.

Quando o motor inicia seu movimento, é requerida uma mínima pressão e vazão de óleo, dependente do sistema, para desbloquear esse pino e começar a atuação de qualquer evento programado.

Portanto, o volume total interno cheio de óleo requerido no sistema de variador de fases sempre vai ser o mesmo, pois as câmaras de avanço e retardo sempre vão se equilibrar, enchendo ou se esvaziando até encontrar o ângulo definido para o evento.

O que varia é exatamente a pressão e a vazão de óleo requerida para manter esse equilíbrio constante diante da característica cíclica de um MCI. Normalmente é requerido uma velocidade de atuação para que o evento de variação ocorra, expressa em ângulo de virabrequim por segundo (CA°/s).

Quanto mais rápido for esse requisito de velocidade de atuação, maior deve ser a vazão de óleo necessária no sistema. Do contrário, quanto menor for essa velocidade de atuação, menor vai ser o requisito de vazão no sistema.

A determinação da mínima vazão necessária para encher a câmara depende da velocidade de atuação desejada, do ângulo total que pode ser variado, do volume interno da câmara e da quantidade de câmaras do sistema.

Desta forma, define-se o volume que deve ser preenchido para movimentar 1 ° do eixo comando:

$$\frac{V_{VVT}}{CAM^\circ} = \frac{(\phi_{EXT\ ROTOR}^2 - \phi_{INT\ ROTOR}^2)(\alpha_{AVANÇO} + \alpha_{RETARDO})N_{CAMARAS}t_{CAMARA}\pi}{518400} \quad (28)$$

Para um motor funcionando com 4 tempos, 2 rotações completas do virabrequim equivalem a 1 rotação completa do eixo comando:

$$n_{eixo\ comando} = 2 n_{virabrequim} \quad (29)$$

$$\frac{V_{VVT}}{CA^\circ} = \frac{(\phi_{EXT\ ROTOR}^2 - \phi_{INT\ ROTOR}^2)(|\alpha_{AVANÇO}| + |\alpha_{RETARDO}|)N_{CAMARAS}t_{CAMARA}\pi}{259200} \quad (30)$$

Assim, para uma mínima velocidade de evento desejada, a mínima vazão volumétrica de óleo no sistema é calculada por:

$$\dot{Q}_{VVT} = \frac{V_{VVT}}{CA^\circ} v_{evento} \rho_{FLUIDO} \quad (31)$$

As variáveis para os cálculos são apresentadas esquematicamente na Figura 15, onde:

$\phi_{EXT\ ROTOR}$ diâmetro externo do rotor (mm)

$\phi_{INT\ ROTOR}$ diâmetro interno do rotor (mm)

$\alpha_{AVANÇO\ MAX}$ ângulo de avanço máximo (°)

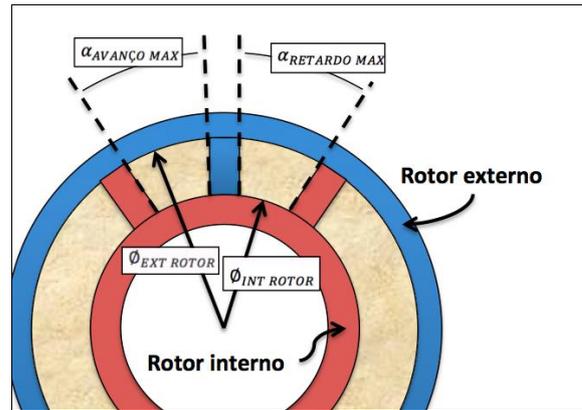
$\alpha_{RETARDO\ MAX}$ ângulo de retardo mínimo (°)

$N_{CAMARAS}$ número total de câmaras do sistema de variador de fases

t_{CAMARA} espessura do rotor (mm)

v_{evento} velocidade do evento de variação (CA°/s)

Figura 15 – Esquema Simplificado de um Sistema de Variador de Fases



Fonte: Elaborado pelo autor

Para definir o valor da pressão mínima no sistema, sugere-se simplificar o modelo de trem de válvulas utilizando um sistema massa - mola torcional e solucionar a equação do movimento, seguindo modelo desenvolvido por Plenzer (2004):

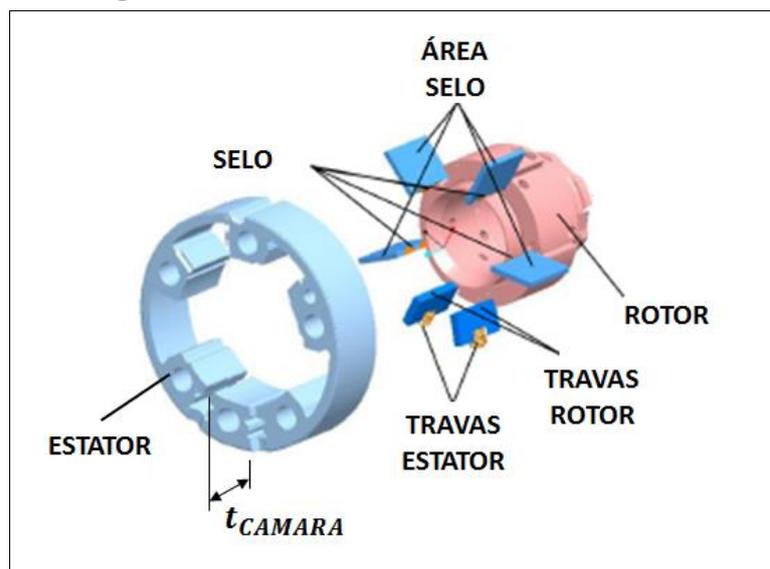
$$J\ddot{\theta} + \zeta\dot{\theta} + K_T\theta = \sum \text{Momentos} \quad (32)$$

Em regime permanente, o torque recebido no trem de válvulas do virabrequim iguala-se ao momento resistivo médio do trem de válvulas, \bar{T}_{CAM} . O momento resistivo instantâneo do trem de válvulas, T_{CAMRES} , oscila em torno do momento resistivo médio, provocando pequenas acelerações e desacelerações no sistema, que gera pequenas irregularidades na velocidade angular do trem de válvulas $\dot{\theta}$. Essa variação se torna cada vez menor quando se aumenta o número de cames que atuam no trem de válvulas com o aumento da rotação do motor. Dessa forma, para simplificação dos cálculos, considera-se a velocidade angular constante durante o ciclo, ou seja, a aceleração se torna nula, tal que:

$$\zeta\dot{\theta} + K_T\theta = \sum \text{Momentos} \quad (33)$$

Para resolver a equação do movimento, consideram-se os componentes e suas dimensões, tais como dimensões das câmaras de avanço e retardo, espessura, raio interno e externo da câmara, e mola de retorno, complementando as figuras anteriores com mais informações na Figura 16:

Figura 16 – Sistema de Variador de Fases



Fonte: adaptado de MIURA, 2012

Como momentos externos, utilizam-se o torque resistivo médio do trem de válvulas do motor (\bar{T}_{CAM}), que pode ser calculado por uma simulação dinâmica multi-corpos, o momento externo causado pela variação de pressão na câmara do variador de fases e a própria mola torcional que deve deslocar certo ângulo de atuação referente ao evento de retardo ou avanço (positivo e negativo). Dessa forma:

$$p_{VF} = p_{CÁRTER} + \frac{4(\bar{T}_{CAM} - \zeta\dot{\theta} \pm K_{MOLA}\theta_{FASE} + T_{MOLA})}{N_{CAMARAS}t_{CAMARA}(\phi_{EXT\ ROTOR}^2 - \phi_{INT\ ROTOR}^2)} \quad (34)$$

Onde:

p_{VF} pressão necessária na entrada do variador de fases (kPa)

\bar{T}_{CAM} torque resistido médio do trem de válvulas (N.m)

ζ amortecimento viscoso do sistema (N.m/rpm)

K_{MOLA} constante torcional da mola de retorno (N.m/°)

θ_{FASE} ângulo de fase do variador, positivo ou negativo relacionado ao avanço ou retorno do sistema (°)

T_{MOLA} carga de pré tensão da mola (N.m)

Para o valor de ζ , Plenzer (2004) sugere $0,06 \frac{Nm}{rpm}$.

Em novos projetos para aplicação do sistema de variador de fases normalmente não são conhecidos os ângulos de avanço ou retorno, impossibilitando que seja gerado um mapa de atuação do sistema de forma eficiente.

Em casos como esse, deve-se conhecer a razão de pressão do sistema a ser aplicado, um valor de torque que o sistema impele no trem de válvulas em função da pressão de entrada. Dessa forma, a velocidade de atuação do sistema pode ser definida como:

$$\frac{V_{VVT}}{CA^\circ} = \frac{\bar{T}_{CAM} + RP_{VF}(p_{VF} - p_{CÁRTER}) + T_{MOLA} \pm K_{MOLA}\theta_{FASE}}{3\zeta} \quad (35)$$

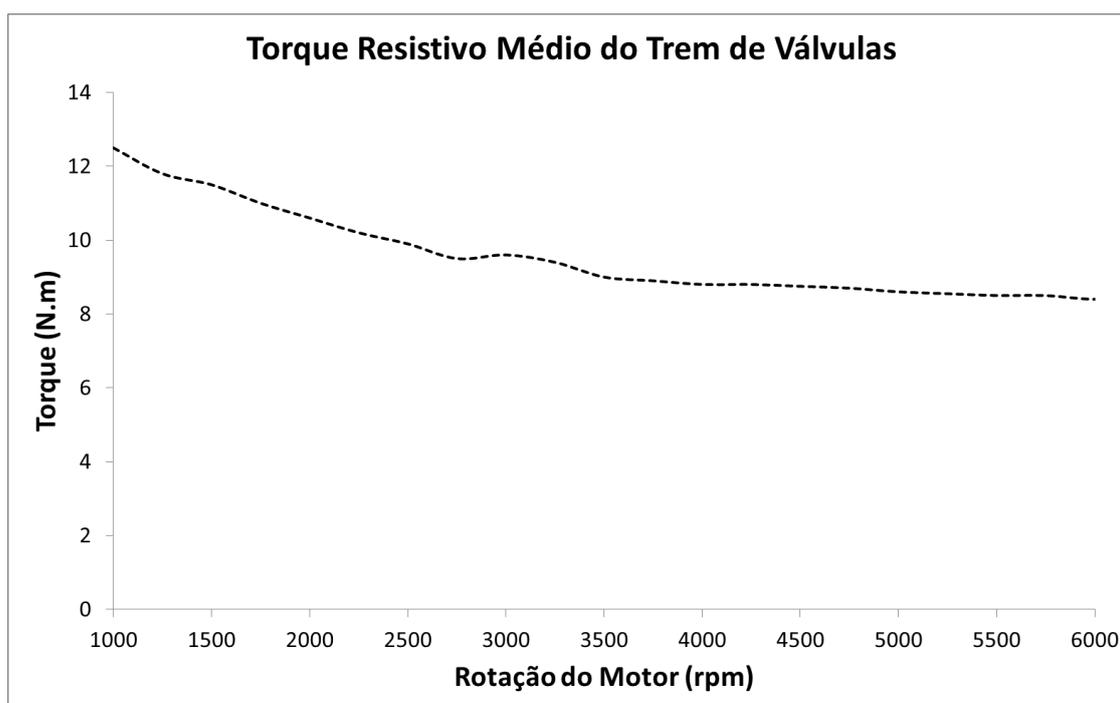
Sendo:

RP_{VF} razão de pressão do sistema do variador de fases (N.m/bar)

A partir de simulação multi corpos do trem de válvulas, é apresentado na

Figura 17 o torque resistivo médio:

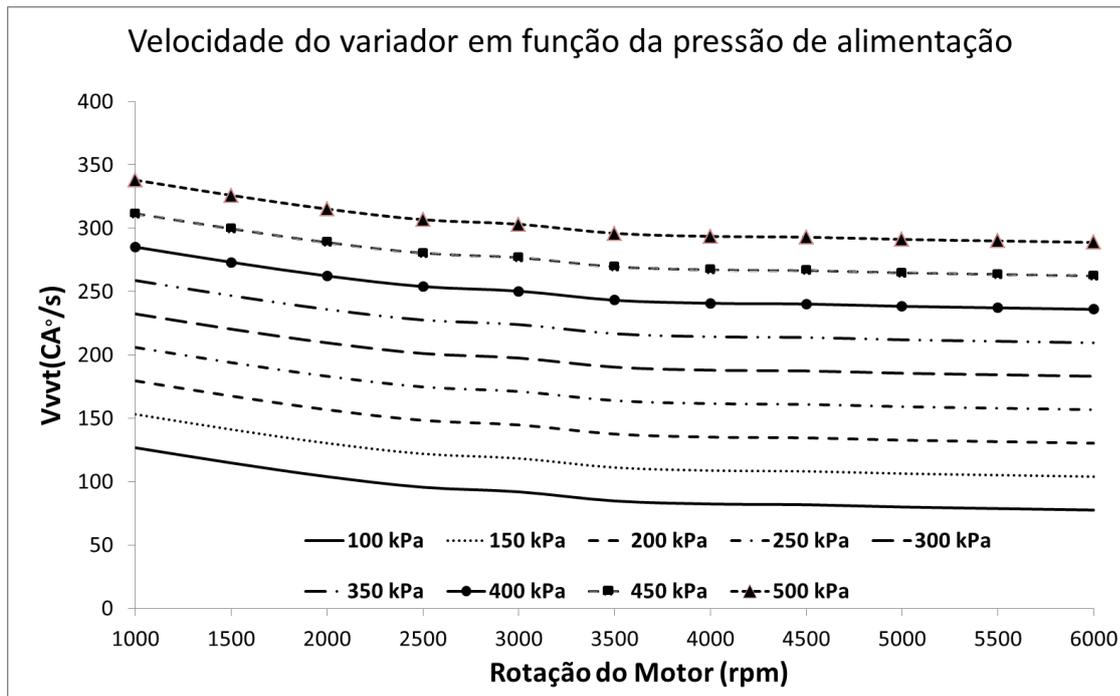
Figura 17 – Torque resistivo médio de um trem de válvulas



Fonte: Elaborado pelo autor, baseado em dados de fabricante do motor

A Figura 18 exemplifica a variação da velocidade de atuação do sistema de variador de fases por rotação do motor em função da pressão de entrada no sistema. Pode-se observar que o perfil das curvas, se mantida a pressão de entrada constante apresenta a mesma forma do torque resistivo médio do trem de válvulas apresentado:

Figura 18 – Variação da velocidade de atuação em função da entrada



Fonte: Elaborado pelo autor, baseado em dados de fabricante do motor

3.9 Resfriamento de pistões

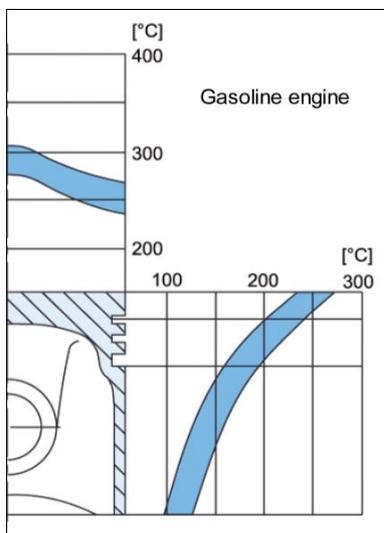
Com o aumento da potência específica dos motores de combustão modernos, os pistões estão cada vez mais sujeitos ao aumento da carga térmica, imposta no topo do pistão decorrente do processo de combustão. Por esse motivo, um resfriamento eficiente do pistão se faz cada vez mais necessário para garantir uma operação do componente com segurança.

E a energia da combustão é perdida se dissipando para outros componentes do motor através de radiação ou convecção e aquela que não é convertida em trabalho mecânico é parcialmente dissipada pelos gases de exaustão.

Pistões de motores que funcionam com o ciclo Otto tipicamente apresentam a temperatura máxima no topo do pistão. Essa temperatura cai a partir da zona

superior até a região inferior e suas laterais, como mostrado na Figura 19 :

Figura 19 – Perfil de distribuição de temperatura em um pistão de motor a gasolina, ciclo Otto



FONTE: Adaptado de JUNKER, 2011

Essa carga térmica imposta no pistão, a distribuição de temperatura e as altas acelerações durante o funcionamento acabam induzindo deformações e tensões elevadas que em casos extremos, levam o componente a falhar.

De modo a dissipar o calor no pistão, alguns tipos de resfriamento induzido são utilizados e estão diretamente ligados a quantidade de calor que deseja-se dissipar e o principal fluido utilizado para o resfriamento é o óleo lubrificante do motor.

A maneira mais fácil é o uso de um esguicho de óleo lubrificante direcionado a parte inferior do pistão, como mostra a Figura 20.

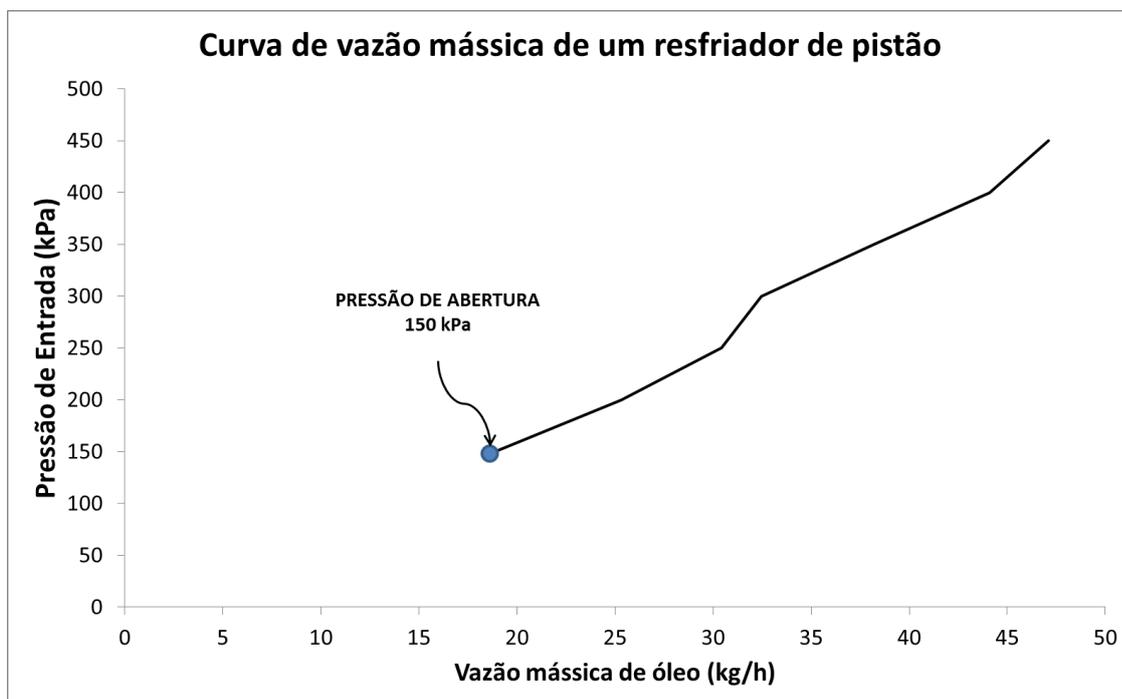
Figura 20 - Jato de óleo direcionado na parte inferior do pistão



FONTE: Adaptado de JUNKER, 2011

O componente em questão, conhecido como esguicho de óleo, é conectado à galeria principal do motor. Internamente existe uma válvula reguladora de pressão que garante que o jato só funcione em momentos onde a pressão interna da galeria de óleo é suficiente para liberar o trabalho da válvula, conhecido como ponto de abertura, quebra (*craking point*) ou apenas pressão de abertura.

Figura 21– Curva de vazão mássica de um esguicho de óleo



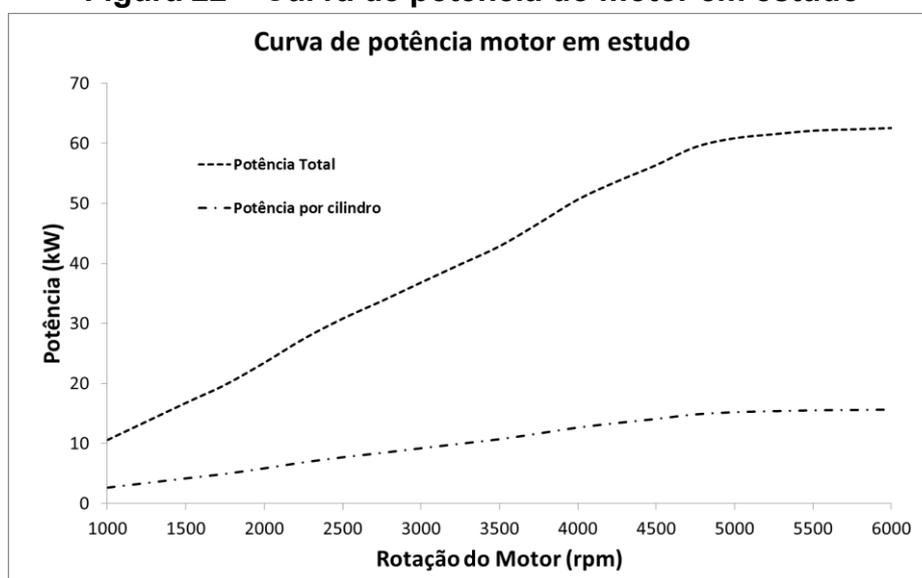
FONTE: elaborado pelo autor, baseado em dados da montadora

A Figura 21 exemplifica a curva de vazão mássica e óleo em função da pressão da galeria de um esguicho, com pressão de abertura de 150 kPa.

Junker (2011) sugere um valor da quantidade de óleo necessária para resfriar o componente sem o uso de testes físicos onde essa quantidade absoluta de óleo para resfriar o pistão depende do conhecimento da potência específica do motor. Junker sugere um valor na ordem de 3 a 5 kg/kWh para cada cilindro do motor, porém, suas pesquisas foram feitas em motores de indução de ar forçada com alta carga térmica. Para o motor de baixa cilindrada e potência efetiva, aspiração natural sugere-se um valor de 2 kg/kWh.

Como é possível a existência de variação entre os valores de potência projetada e a potência realmente entregue nos motores quando fabricados, sugere-se o uso da curva de potência projetada em uma fase conceitual, como ilustra a Figura 22, uma curva de potência efetiva de um motor de pequena cilindrada, a ser considerado no estudo e sua potência efetiva por cilindro, que é a potência efetiva do motor dividida pelo número de cilindros:

Figura 22 – Curva de potência do motor em estudo



FONTE: elaborado pelo autor, baseado em dados da montadora

Conhecendo-se a vazão mássica necessária por rotação e tendo conhecimento da curva de vazão mássica do esguicho de óleo, calcula-se a mínima vazão volumétrica necessária em [L/min], para cada rotação do motor:

$$\dot{Q}_{VOLUMÉTRICA\ ESGUICHO} = 16,7 \frac{\dot{Q}_{MÁSSICA\ ESGUICHO}}{\rho_{FLUIDO}} \quad (36)$$

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

Neste capítulo é apresentado a aplicação dos modelos analíticos desenvolvidos anteriormente aplicados no programa que será utilizado para a simulação do circuito de óleo, para a determinação da mínima pressão necessária.

Em uma etapa posterior, a vazão volumétrica de óleo necessária para motor, que é calculada após testes em dinamômetros.

Para o projeto, foi escolhido o motor FPT FIRE 1.4 EVO. Esse motor foi escolhido por oferecer a maioria dos componentes de um circuito de lubrificação definidos como secundários como o variador de fases de válvula e os esguichos de óleo.

A Figura 23 mostra a imagem do motor selecionado para o estudo:

Figura 23 – FPT Fire 1.4 EVO



Fonte: Elaborado pelo autor

Alguns dados que são utilizados durante o desenvolvimento são apresentados na Tabela 3.

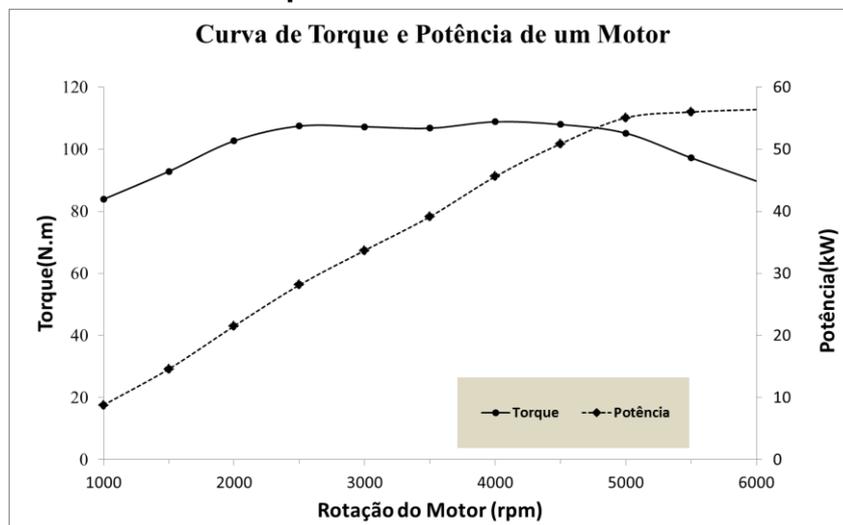
Tabela 3 – Dados motor FIRE 1.4I EVO

Cilindrada	1368 cc
Combustível	E27/E100
Temp. trabalho de arrefecimento	90°C
Fluído de resfriamento	Solução 50% Água - 50% Paraflu
Temp. trabalho do óleo	130°C
Tipo de óleo	5W30
Diâmetro x curso dos pistões	72,00 x 84,00 mm
Comando de válvulas CVCP	<i>Continuously Variable Cam Phaser</i> , montado em um eixo comando único no cabeçote, acionado por correia sincronizadora, 8 válvulas (4 admissão e 4 exaustão)

Fonte: elaborada pelo autor

A Figura 24 exemplifica uma curva de potência e torque efetivos do motor em função da rotação, medida em condições controladas em cela de testes de motores, combustível E100, ou seja, 100% etanol.:

Figura 24 – Curva de Torque e Potência do Motor Fire 1.4I EVO – E100



Fonte: elaborada pelo autor

4.1 Simulação numérica unidimensional

O programa escolhido para a simulação do circuito de óleo é o GT Suite[®] 7.5 fornecido pela Gamma Technologies[®]. Nele, foram utilizados os componentes da biblioteca que descrevem os elementos de um circuito de lubrificação de um motor de combustão interna.

Da biblioteca “Flow”, para o caso do circuito de óleo, são solucionadas as equações de continuidade de um escoamento, baseado em modelos desenvolvidos por Chun (2003), que se tornaram base para programas de simulação atuais (GT Suite[®], AmeSim[®], Flowmaster[®]), para determinação da vazão (mássica ou volumétrica) e da queda de pressão de um circuito de óleo, onde é aplicada a teoria de conservação de massa.

Em um primeiro momento, considera-se que a soma algébrica da vazão em todos os pontos de junção do sistema, nos nós, é nula :

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i = 0 \quad (37)$$

Em um segundo momento, a equação da quantidade de energia é aplicada para um conduto de dimensões conhecidas, conforme discretização em pré processador onde a energia potencial entre os nós que limitam esse conduto é igual. Para o sistema em estudo, devido às dimensões do mesmo, desconsidera-se a parcela relacionada à diferença de elevação entre dois nós de um conduto, simplificando o cálculo de forma que:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{(v_1)^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{(v_2)^2}{2g} + h_{perdas} \quad (38)$$

Sendo p_1 e p_2 o valor da pressão nos pontos que delimitam o conduto, v_1 e v_2 as velocidades, h_{perdas} a perda por atrito calculada em função do formato do conduto, γ o peso específico do fluido e g a aceleração da gravidade.

Da biblioteca “Mechanical”, foram utilizados os principais elementos rotativos do motor de combustão interna, como virabrequim, célula de potência e trem de válvulas, com a resolução das equações de movimento através da parametrização das propriedades de cada componente específico e solução de técnicas de dinâmica multi corpos.

O acoplamento das duas bibliotecas é recomendado quando se faz necessário analisar um componente em específico, como por exemplo, as propriedades instantâneas de um mancal hidrodinâmico da biela ou mancal do virabrequim, como espessura de filme de óleo, mas o desenvolvedor e referências apresentadas sugerem o uso separado das bibliotecas por causa do tempo computacional desse tipo de análise. O acoplamento se fez necessário apenas para o cálculo da mínima pressão nos mancais de biela.

Todo o desenvolvimento foi feito considerando a temperatura de trabalho do óleo de 130°C, de acordo com a sugestão de Staley (2007), pois é nessa temperatura de funcionamento que a bomba de óleo tem que estar apta a fornecer a mínima pressão e vazão necessária de óleo para funcionamento do motor.

O desenvolvimento foi feito em 11 pontos de rotação do motor, variando de 1000 rpm até 6000 rpm, a cada 500 rpm, mesmas condições solicitadas em testes feito em dinamômetros, em regime de carga máxima.

Como pressão ambiente, equalizada com a pressão do cárter de óleo foi considerado 100 kPa.

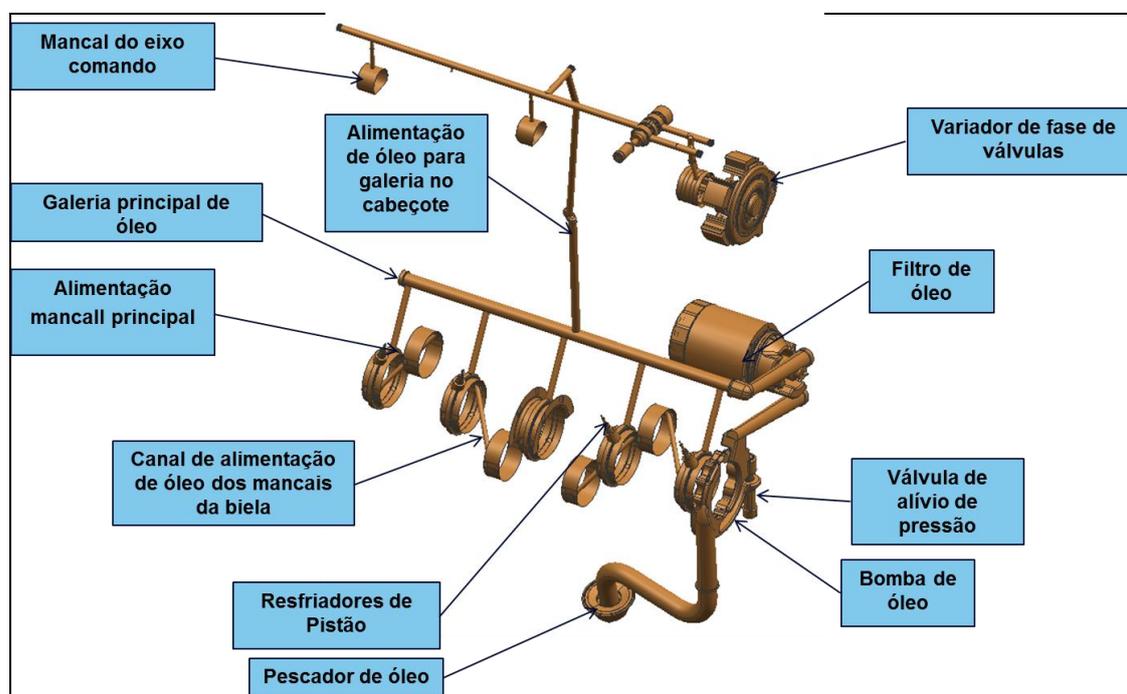
Outros dados do fluido de trabalho, operando a 130°C, no caso, o óleo 5W30:

$$\rho_{FLUIDO} = 786,1 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000595 \text{ m}^2/\text{s}$$

Como dados principais de entrada, é necessário ter o modelo com as dimensões físicas circuito de óleo (diâmetro do conduto, largura), como ilustrado na Figura 25:

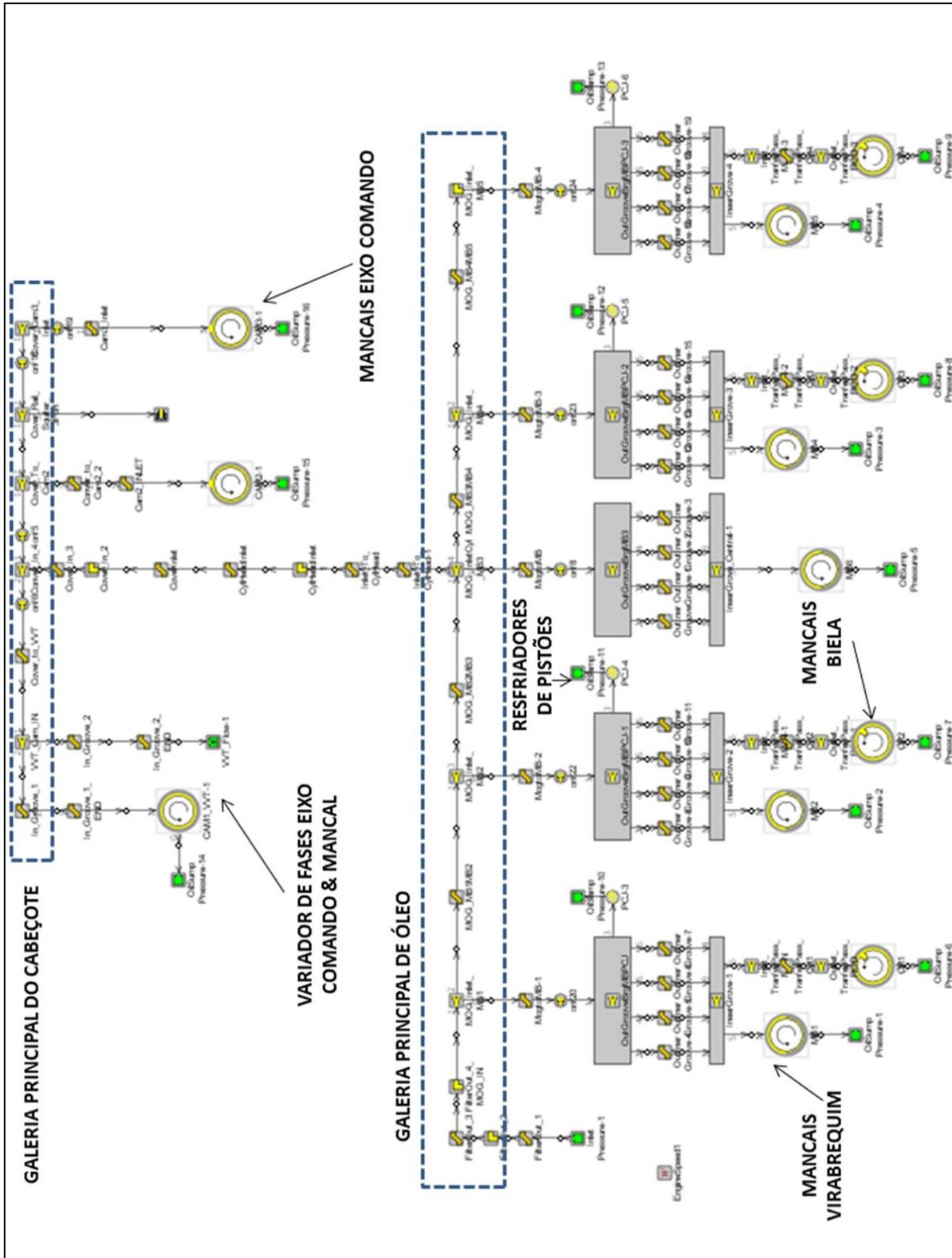
Figura 25 – Modelo de um circuito de óleo de um motor de combustão interna



FONTE: elaborado pelo autor, baseado em modelo físico do circuito de óleo do motor em estudo

Um modelo completo do circuito de óleo, discretizado, é apresentado na Figura 26:

Figura 26 – Modelo discretizado do circuito de óleo



FONTE: elaborado pelo autor, baseado em modelo matemático do circuito de óleo do motor em estudo

4.1.1 Determinação da mínima pressão na galeria para mancal da biela

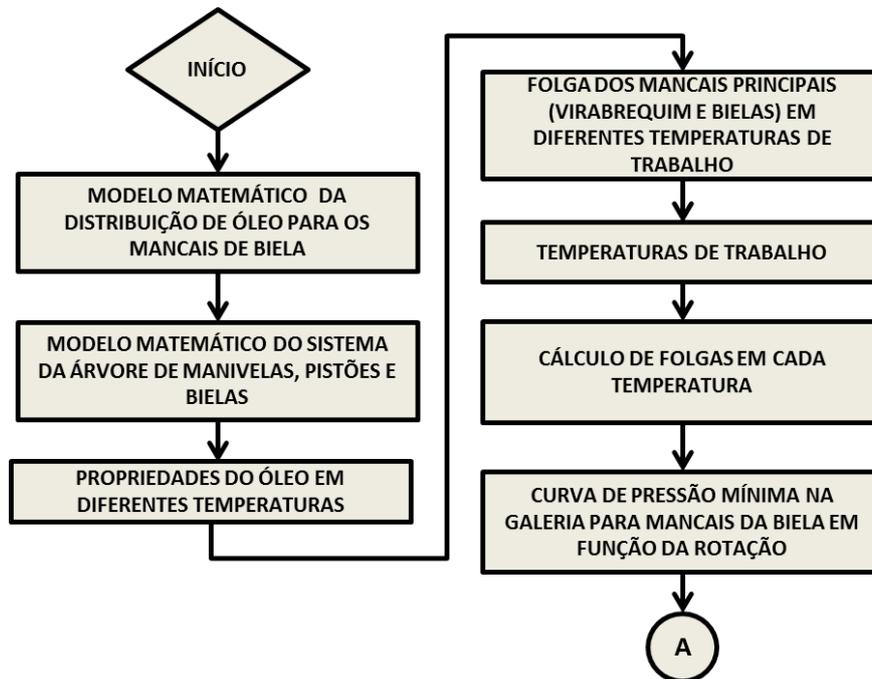
Para determinação da mínima pressão na galeria para mancal da biela é necessário conhecer as características do funcionamento do motor e a geometria entre a galeria principal e o mancal da biela.

Como descrito anteriormente, a biela é abastecida por óleo através de uma passagem interna no virabrequim, que liga o mancal principal do virabrequim até o mancal da biela.

O da aceleração centrífuga, devido a alta rotação do motor, faz com que esse canal funcione como um aditivo de pressão, sujeito apenas a perdas devido a rugosidade e particularidades geométricas da alimentação. É de se esperar portanto uma diminuição do valor de pressão necessária no mancal da biela em altas rotações do motor.

A Figura 27 exemplifica o fluxograma do processo para definição da mínima pressão de óleo em mancais de bielas:

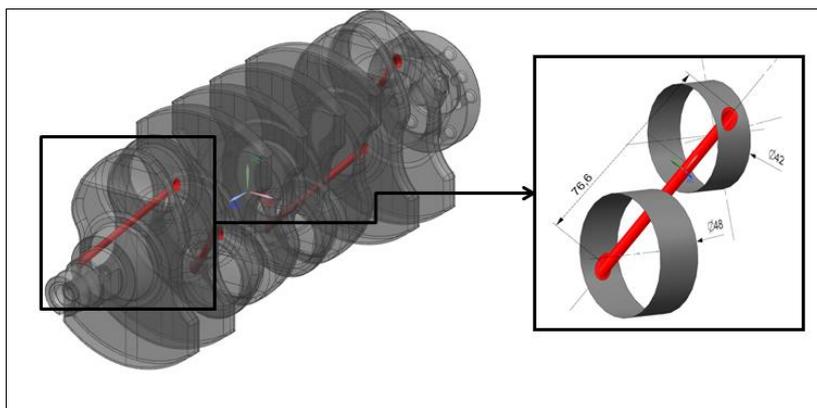
Figura 27 – Fluxograma para determinação da mínima pressão necessária na galeria para alimentação dos mancais de biela



FONTE: elaborado pelo autor

Como dado de entrada, é necessário o modelo matemático/virtual dos condutos de ligação entre o mancal principal do virabrequim e o da biela, como exemplifica a Figura 28:

Figura 28 – Canal de transferência entre mancal principal e biela



FONTE: elaborado pelo autor

Conhecendo-se dados como as características mecânicas do virabrequim (massa e inércia), biela (massa e inércia), pistão (massa) e pressão interna do cilindro, por meio de resolução de equações de movimento, são calculadas as cargas nos mancais, que, acopladas ao modelo de folga e do circuito de óleo, calcula-se a pressão mínima requerida no mancal da biela.

Como:

$r = 24$ mm (raio do mancal do virabrequim considerado para a análise)

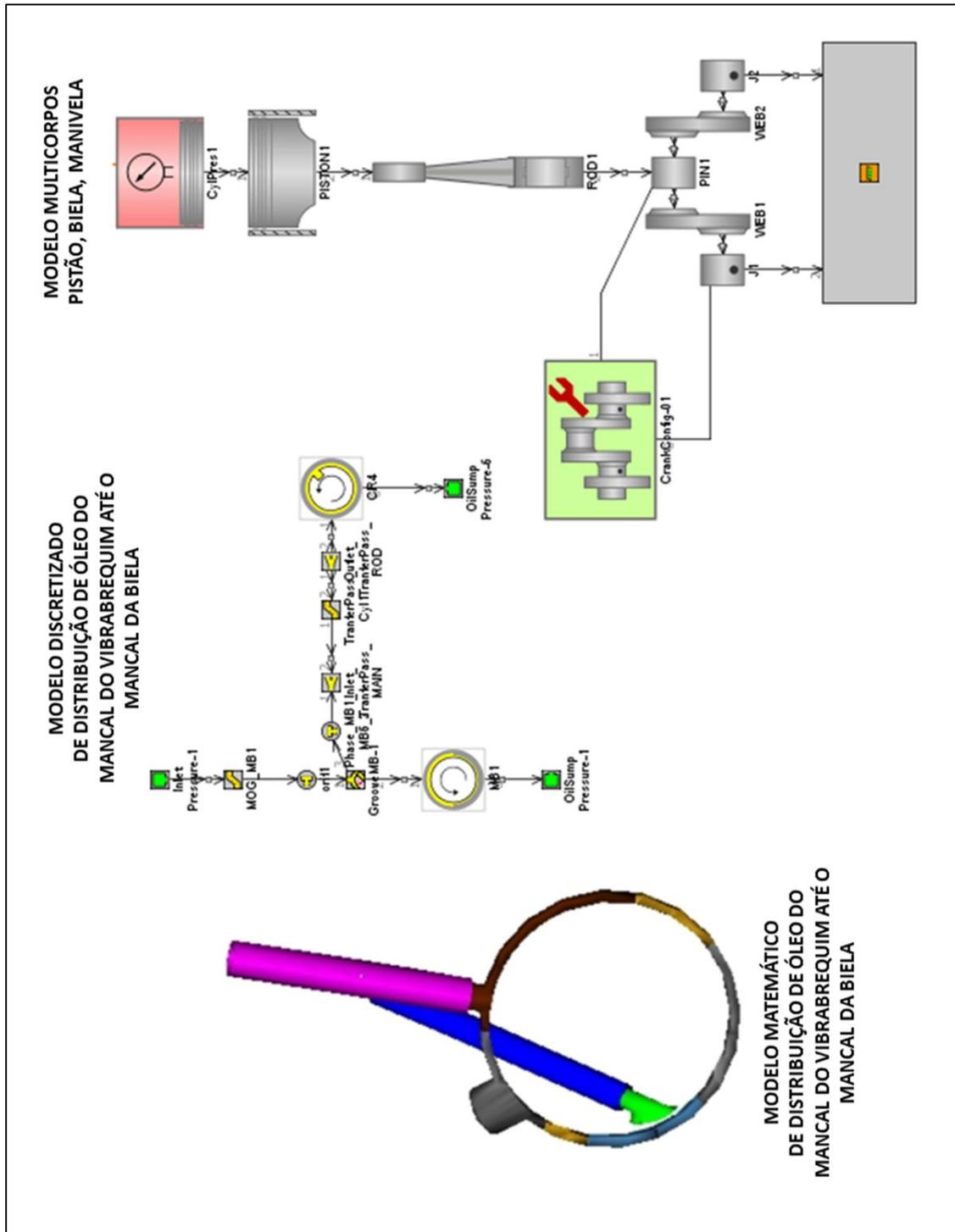
$s = 16,1$ mm (mínima distância entre o centro do virabrequim e o canal de passagem)

A canaleta de óleo do mancal principal deve ser considerada na análise, nesse caso, ela se apresenta por toda a circunferência do mancal (360°) e apresenta um comprimento de 4 mm por 1,9 mm de profundidade.

Devem ainda ser conhecidos a variação da folga dos mancais principais e de biela e a variação das propriedades do óleo em função da temperatura de trabalho.

Nesse caso específico, os modelos devem ser analisados ao mesmo tempo, ou seja, acoplando o modelo multicorpos com o do circuito de óleo e suas particularidades, conforme Figura 29:

Figura 29 – Modelo multicorpos simplificado acoplado com o modelo de lubrificação

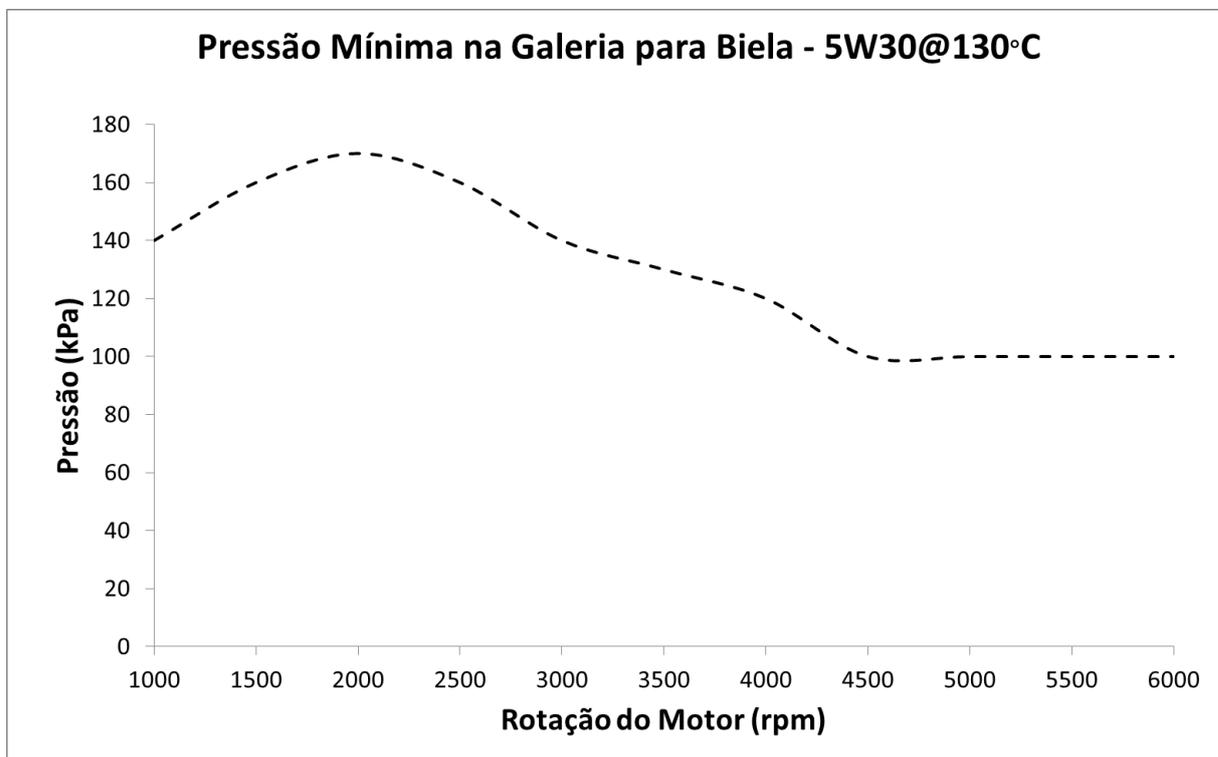


FONTE: elaborado pelo autor

Com o acoplamento dos dois modelos que descrevem o funcionamento desta região, obtém-se como resultado a curva de pressão conforme gráfico

representado pela Figura 30, análise feita para o motor em estudo considerando 130°C como temperatura de funcionamento:

Figura 30 – Pressão mínima na galeria para mancais de biela, 5W30 a 130°C



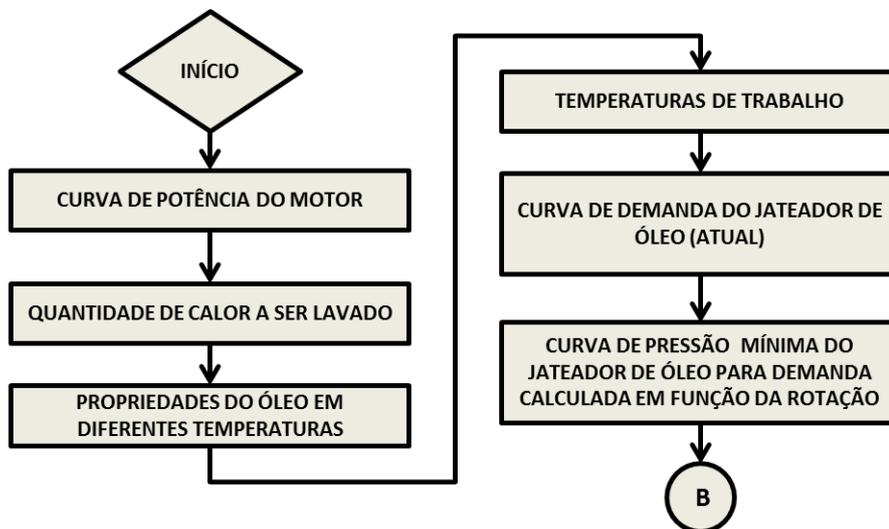
FONTE: elaborado pelo autor

4.1.2 Determinação da mínima pressão na galeria para resfriadores de pistões

O processo para o cálculo da mínima vazão de óleo necessário para resfriar os pistões depende de testes que demandam muito tempo, por esse motivo, foi proposto 2 kg/kWh como a quantidade específica de óleo mínima por kW de potência do motor por cilindro, descrito por Junker (2011).

A Figura 31 exemplifica o fluxograma para determinação da mínima vazão e pressão de óleo necessárias para os resfriadores de pistões:

Figura 31– Fluxograma para determinação da mínima pressão necessária na galeria para resfriadores de pistões

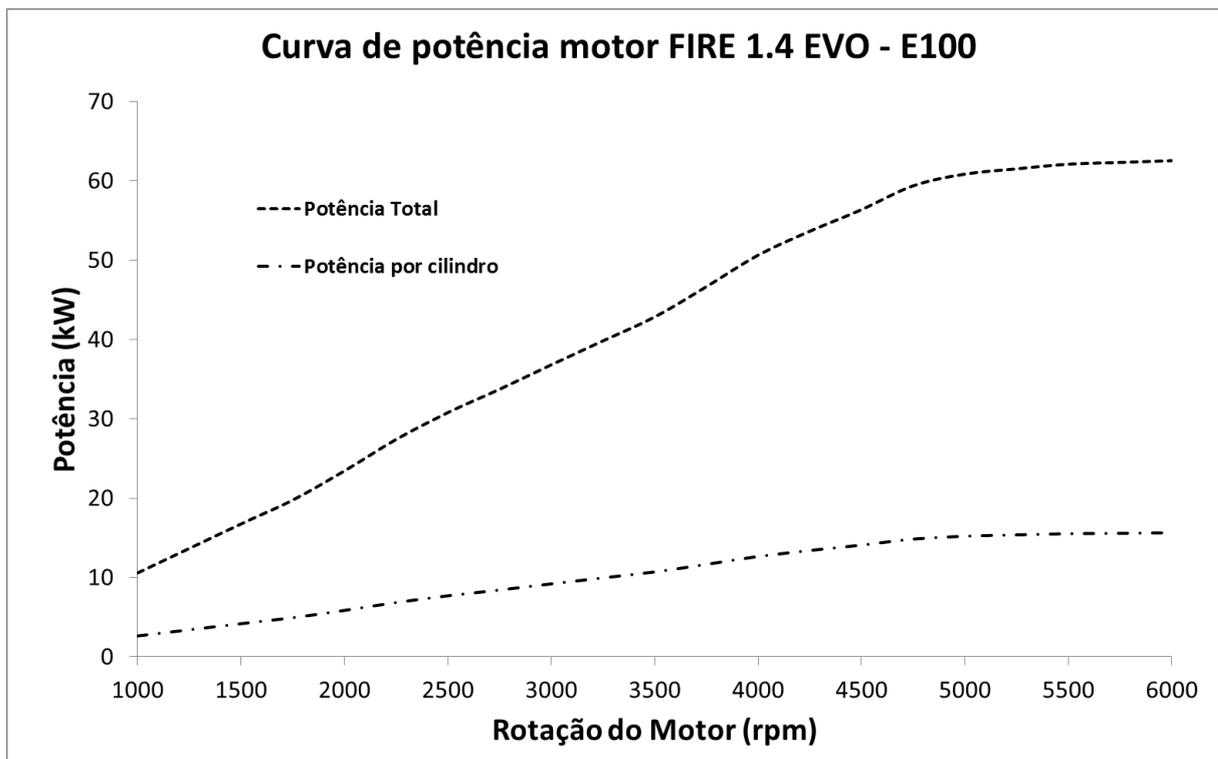


FONTE: elaborado pelo autor

Como dado de entrada principal para o cálculo da pressão desse componente, é necessário a curva de potência do motor. Em motores multi combustível, a curva que apresenta maior potência deve ser utilizada, geralmente, a que funciona com E100.

A partir da curva de potência do motor, calcula-se a vazão mássica de óleo necessária e em função da variação das propriedades do óleo na temperatura de trabalho e a curva de demanda do esguicho (jateador), calcula-se a mínima pressão de óleo em função da rotação.

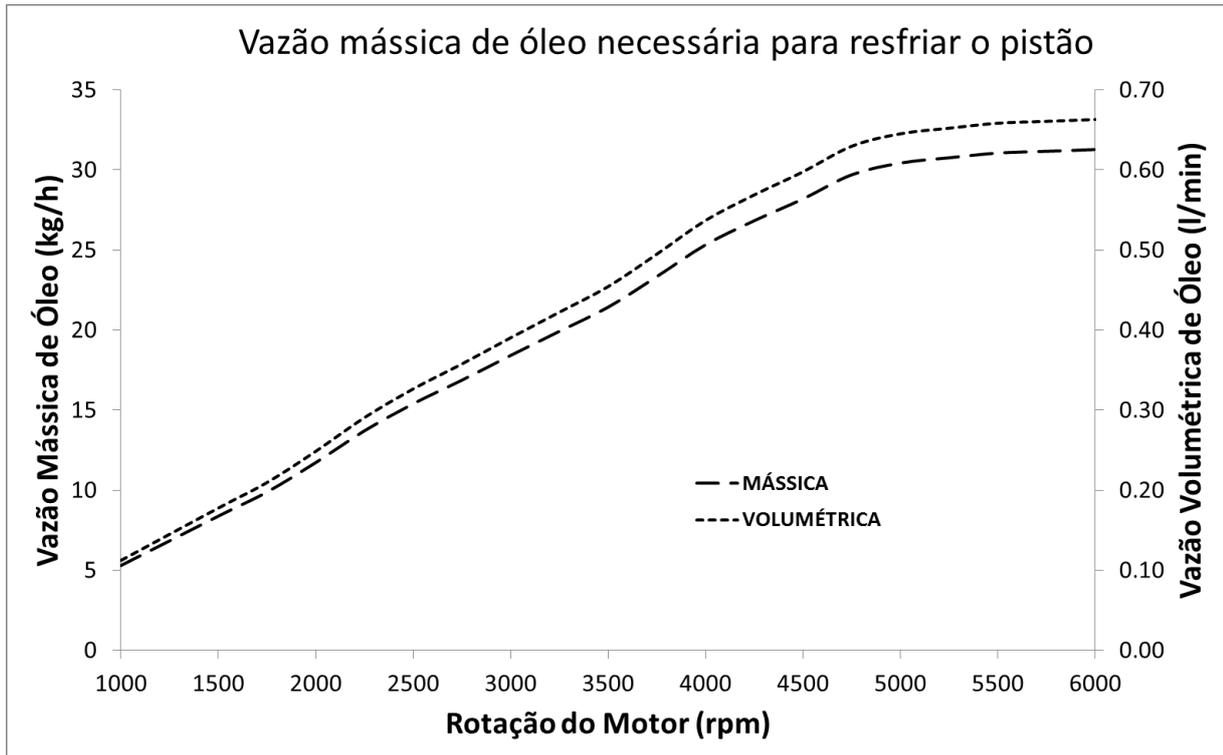
A Figura 32 mostra a curva de potência do motor em estudo, fornecida pelo fabricante e, por ser um motor de 4 cilindros, a sua potência unitária.

Figura 32 – Curva de Potência do Motor Fire 1.4LEVO

FONTE: elaborado pelo autor, baseado em dados do fabricante

Com base na curva de potência por cilindro apresentada na Figura 32, determina-se a vazão mássica de óleo necessária para os jateadores e a vazão volumétrica mínima para o óleo a 130°C, representada na Figura 33:

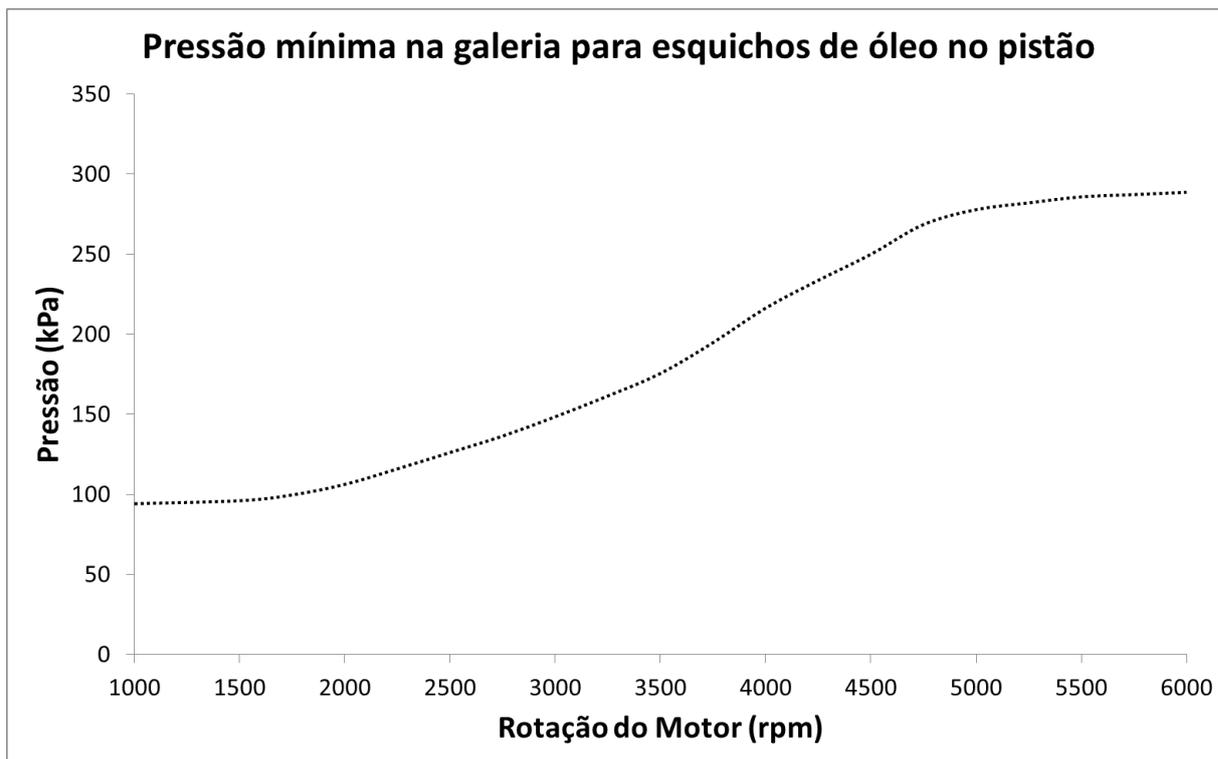
**Figura 33 – Vazão mássica e volumétrica de óleo do Motor Fire 1.4I EVO
E100, 5W30 a 130°C**



FONTE: elaborado pelo autor

Com base na curva de demanda do jateador de óleo aplicado ao motor, para cada rotação e a partir da vazão mássica determinada anteriormente, determina-se a mínima pressão de óleo no sistema.

A curva de demanda é a mesma apresentada na Figura 21, com pressão de abertura de 150 kPa. A Figura 34 ilustra a mínima pressão na galeria necessária para os jateadores de óleo, em função da vazão mássica necessária:

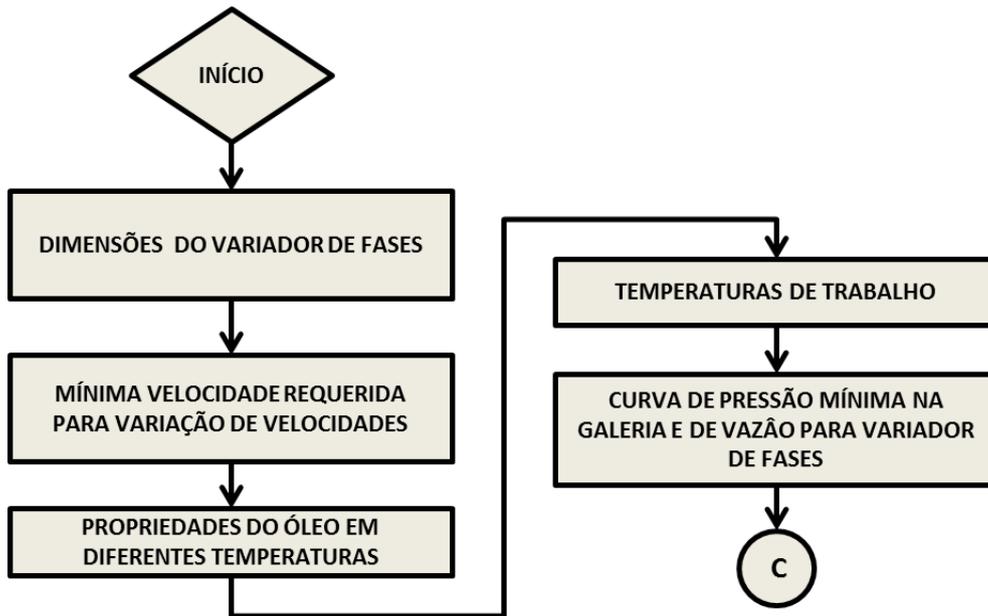
Figura 34 – Pressão mínima na galeria para resfriadores de pistões

FONTE: elaborado pelo autor

4.1.3 Determinação da mínima pressão na galeria para variador de fases de abertura e fechamento de válvulas

A Figura 35 descreve o fluxograma necessário para determinação da mínima pressão da galeria para o funcionamento de um variador de fases de eixo comando.

Figura 35 – Pressão mínima e vazão na galeria para variador de fases



FONTE: elaborado pelo autor

Como descrito anteriormente, é necessário conhecer as características geométricas do variador de fases para o cálculo de vazão, em função da mínima velocidade de variação desejada em projeto, medida em ângulo do virabrequim por segundo.

Para o motor em estudo, considera-se \bar{T}_{CAM} , ou seja, o torque resistivo médio do trem de válvulas do motor em estudo, conforme apresentado na Figura 17 (dados do fabricante), variando em função da rotação do motor e outros dados do variador de fases na Tabela 4:

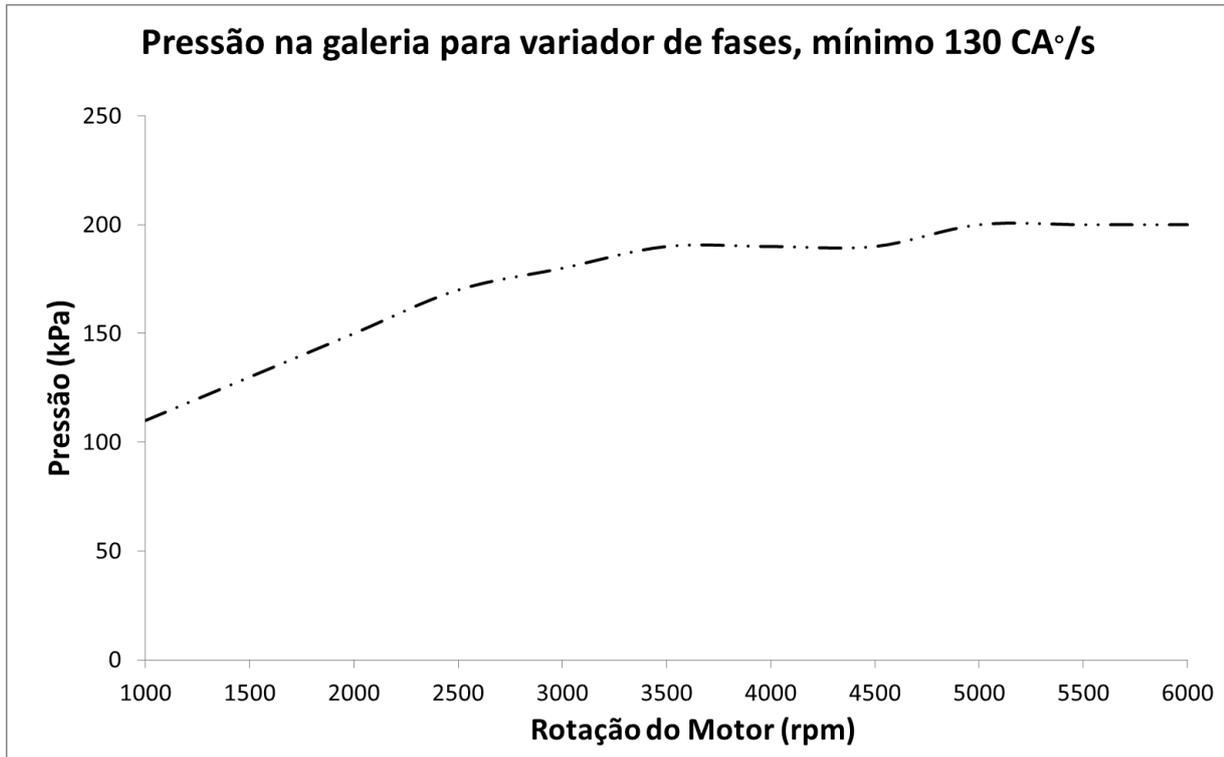
Tabela 4 – Dados variador de fases do eixo comando motor FIRE 1.4I EVO

constante torcional da mola de retorno	$K_{MOLA} = 0,02 \text{ N.m/}^\circ$
carga de pré tensão da mola	$T_{MOLA} = 2,5 \text{ N.m}$
ângulo de fase do variador	$\Theta = 26,5^\circ$
número total de câmaras	$n_{CAMARAS} = 5$
diâmetro externo do rotor	$\varnothing_{EXT ROTOR} = 0,08 \text{ m}$
diâmetro interno do rotor	$\varnothing_{INT ROTOR} = 0,054 \text{ m}$
espessura do rotor	$t_{CAMARA} = 0,02 \text{ m}$
razão de pressão do sistema	4,4 N.m/bar

Fonte: Elaborado pelo autor, baseado em dados da montadora

Considerando como mínima velocidade desejada de atuação 130 ca°/s (ângulo de virabrequim por segundo), define-se a mínima vazão requerida na galeria para o variador de fases, ilustrada na Figura 36:

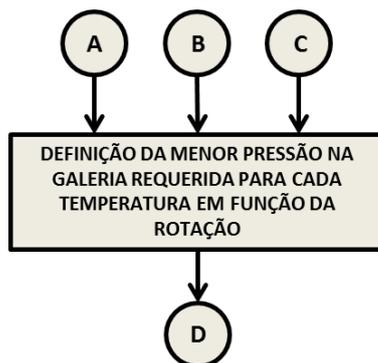
**Figura 36 – Pressão mínima na galeria para variador de fases,
para 130 CA°/s**



FONTE: elaborado pelo autor

4.1.4 Determinação da mínima pressão na galeria

A mínima pressão requerida na galeria é o valor máximo entre as mínimas pressões dos componentes de um circuito de lubrificação, conforme desenvolvido anteriormente, como descreve o fluxograma ilustrado na Figura 37:

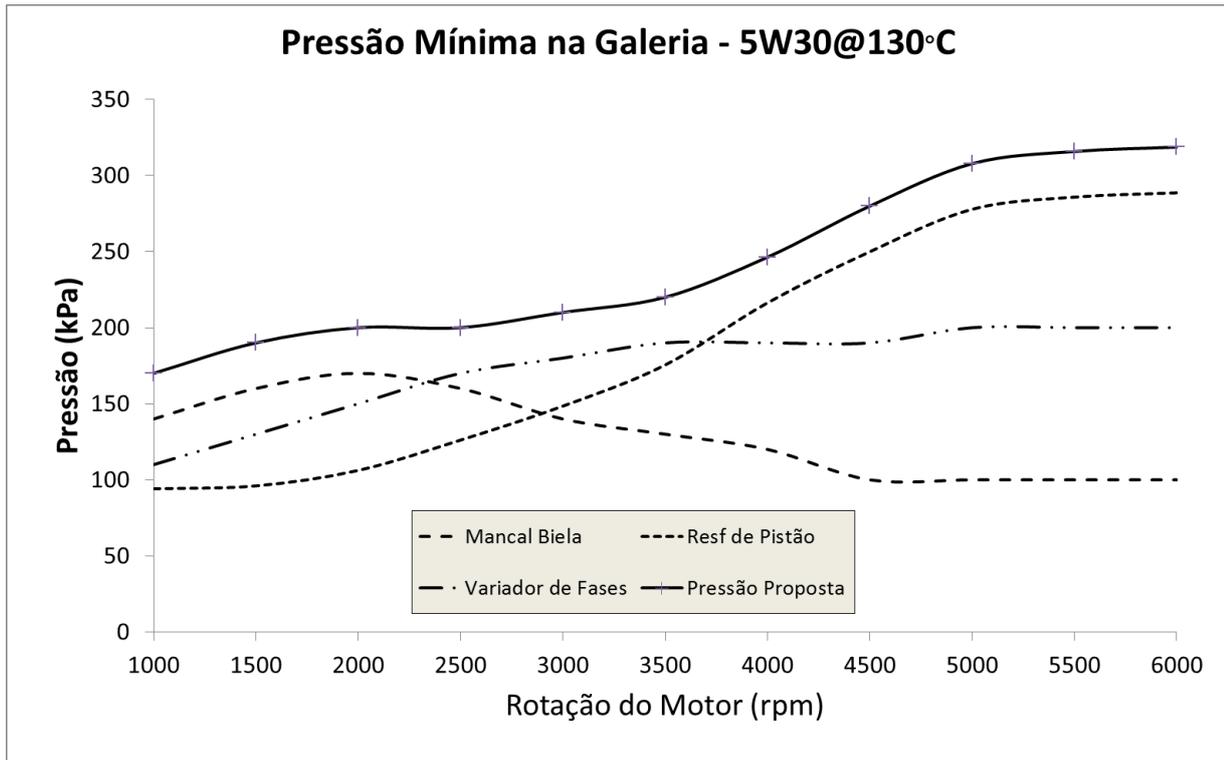
Figura 37 – Pressão mínima na galeria para variador de fases

FONTE: elaborado pelo autor

Segundo a montadora, é esperada uma queda de até 30 kPa do valor da pressão na galeria após 500 horas de uso do motor. Por esse motivo, adiciona-se 30 kPa no valor encontrado para a mínima pressão na galeria.

$$p_{MÍNIMA} = MAIOR(p_{MB}; p_{RESFRIADORES}; p_{VF}) + 30kPa \quad (39)$$

Dessa forma, a mínima pressão de entrada na galeria de óleo do motor determinada pelos modelos desenvolvidos é apresentada na Figura 36.

Figura 38 – Pressão mínima na galeria, 5W30@130°C

FONTE: elaborado pelo autor, baseado em metodologia desenvolvida

5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA OBTENÇÃO DE CURVA PRESSÃO E VAZÃO MÁSSICA DE ÓLEO DO MOTOR

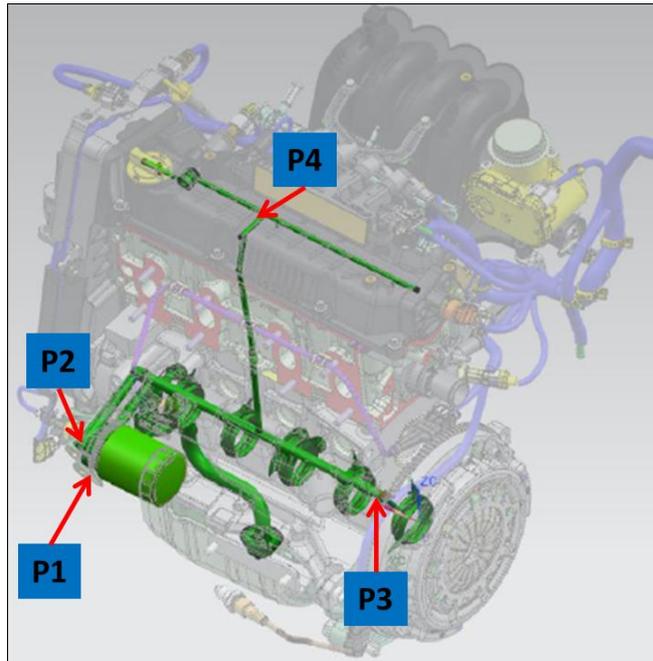
Neste capítulo foram apresentados o teste em dinamômetro utilizado para caracterizar o sistema de lubrificação do motor em estudo, para aquisição dos valores de pressão em diferentes pontos da galeria principal de óleo e o valor de vazão mássica de óleo admitida no motor, em diferentes temperaturas de trabalho.

Os testes foram realizados em laboratório especializado de pesquisa e desenvolvimento de motores e veículos da AVL List GmbH, com sede no Estado de São Paulo, seguindo metodologia proposta pelo autor de forma a medir apenas a vazão mássica de óleo consumida pelo motor em condição de plena carga de funcionamento.

Os pontos são nomeados como:

- P1** Pressão na saída da bomba
- P2** Pressão após o filtro de óleo do motor
- P3** Pressão na galeria principal de óleo do motor, final, próximo ao último mancal
- P4** Pressão na galeria interna que alimenta o variador de fases de válvulas

A Figura 39 mostra a localização de pontos de medição de pressão:

Figura 39 – Pontos de medição de pressão de óleo no motor

Fonte: elaborado pelo autor

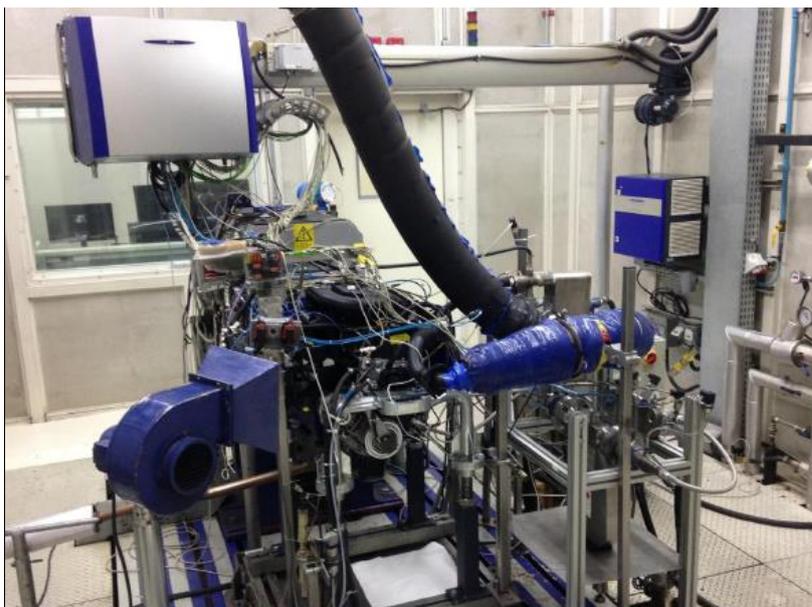
Entre os pontos P1 e P2 foi acoplado um medidor de vazão e um sistema de controle de temperatura de óleo, da “Metroval”, modelo RHM20 com o intuito de medir a vazão mássica de óleo na galeria principal, ou seja, apenas a quantidade de óleo que o motor consome e manter a temperatura de trabalho constante a 90°C, 110°C e 130°C.

Para medição da temperatura foram utilizados termopares Tipo K e para medição da pressão sensores PT 100. Os valores das medições já foram corrigidos após calibração dos sensores automaticamente pelos sistema de gerenciamento de dados AVL Puma.

Foram feitas medições de vazão em 11 diferentes rotações do motor, de 1000 rpm até 6000 rpm, a cada 500 rpm, em regime de carga máxima..

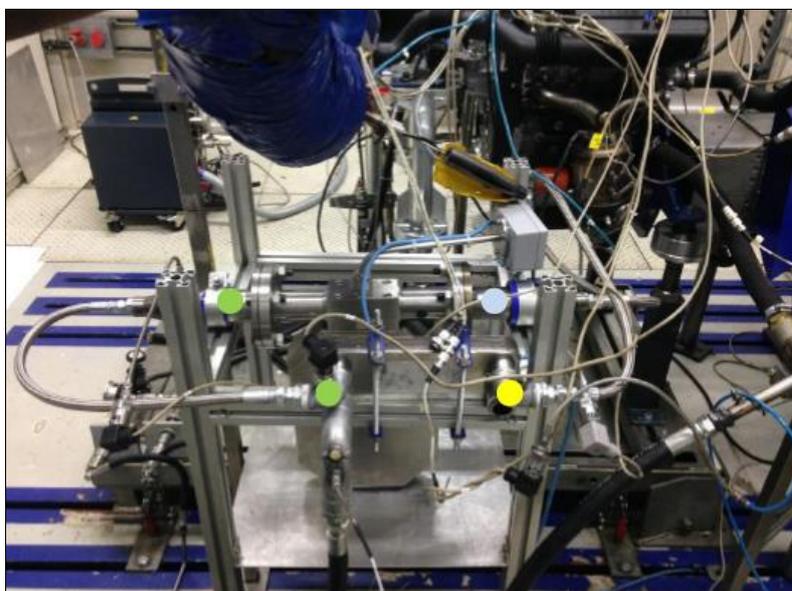
O motor instalado em cela de teste é apresentado na Figura 40 , e o sistema de medição de vazão e comissionamento de óleo, instalado entre os pontos em destaque na Figura 41:

Figura 40 – Motor Instalado em cela de testes



Fonte: AVL List GmbH

Figura 41 – Medidor de vazão e comissionamento de óleo



Fonte: AVL List GmbH

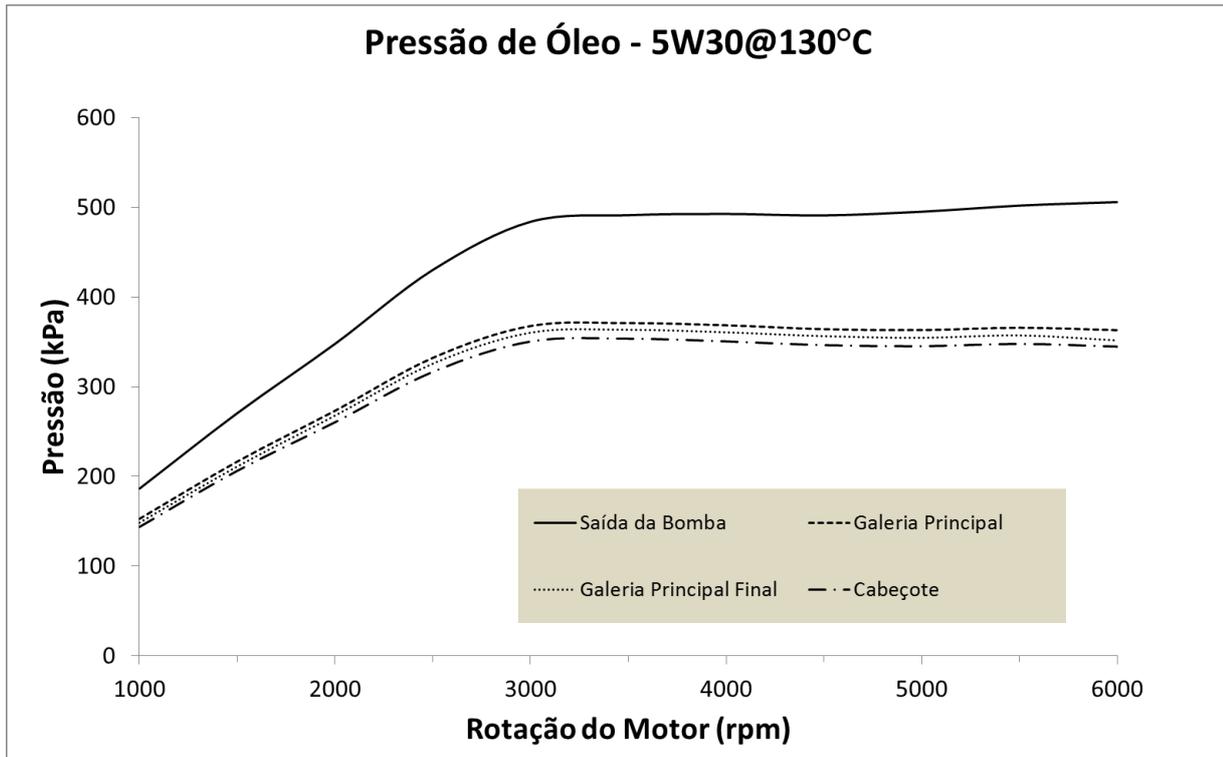
6 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados da metodologia experimental aplicada para caracterização do sistema de lubrificação do motor, o estudo de correlação entre os resultados da metodologia experimental e a simulação da caracterização do motor para verificação do valor de vazão mássica de óleo, a determinação da curva de pressão e vazão mássica de óleo pela metodologia e exemplificação da diminuição da potência e trabalho no eixo da bomba.

6.1 Resultados de vazão mássica e pressão na galeria do motor em teste em dinamômetro da avi

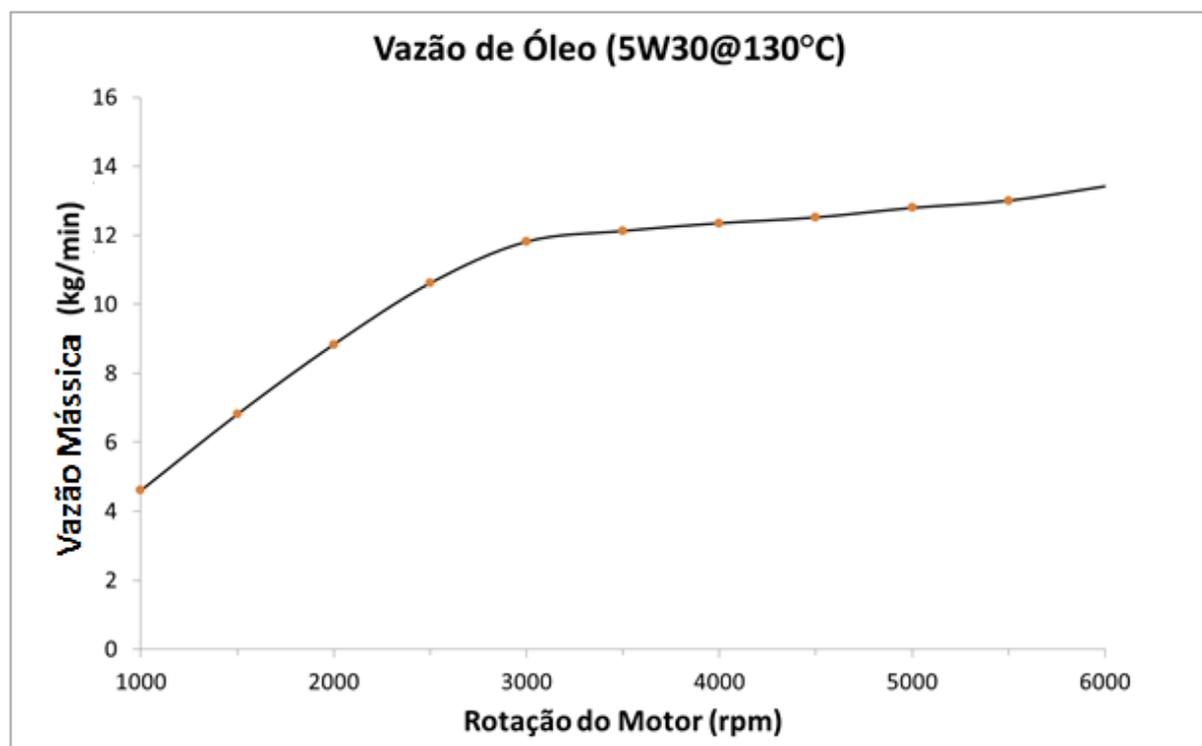
Na Figura 42 são apresentados os valores experimentais de pressão nos pontos de medição pré definidos e a vazão mássica de óleo na entrada da galeria, na Figura 43, para uma temperatura de medição de 130°C.

Figura 42 – Medidas de pressão no circuito de óleo



Fonte: AVL List GmbH

Figura 43– Medição do valores de vazão mássica de óleo



Fonte: AVL List GmbH

Na tabela 5, 6 e 7, são os resultados de pressão e vazão mássica para 90°C, 110°C e 130°C :

Tabela 5 – Dados de teste FIRE 1.4I EVO, 5W30, 90°C

TESTE AVL FIRE 1.4 EVO - 5W30@90°C							
Rotação do Motor	P1	P2	P3	P4	Pcárter	Vazão Mássica	Vazão Volumétrica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(l/min)
1000	200,51	180,33	177,15	170,97	93,85	3,83	4,74
1500	273,86	239,05	234,57	227,86	93,87	5,82	7,19
2000	350,61	301,98	295,65	287,83	93,91	7,32	9,05
2500	423,96	362,15	354,51	345,29	93,89	8,67	10,72
3000	463,52	393,55	385,66	375,45	93,89	9,49	11,74
3500	484,05	409,97	401,64	391,00	93,88	9,84	12,18
4000	489,76	412,84	404,13	393,48	93,88	10,19	12,60
4500	495,66	416,30	407,54	396,57	93,88	10,31	12,75
5000	491,87	410,74	400,03	390,75	93,87	10,59	13,11
5500	488,57	405,39	394,55	385,17	93,87	10,92	13,51
6000	479,63	394,67	381,69	374,42	93,88	11,09	13,72

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 6 – Dados de teste FIRE 1.4I EVO, 5W30, 110°C

TESTE AVL FIRE 1.4 EVO - 5W30@110°C							
Rotação do Motor	P1	P2	P3	P4	Pcárter	Vazão Mássica	Vazão Volumétrica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(l/min)
1000	175,57	159,25	156,52	150,93	93,90	3,82	4,78
1500	230,86	202,75	198,23	192,64	93,90	5,73	7,17
2000	292,38	251,69	245,99	239,02	93,86	7,27	9,10
2500	349,59	296,46	289,87	281,45	93,86	8,71	10,89
3000	409,26	342,65	334,69	325,17	93,86	10,02	12,53
3500	443,76	369,41	360,73	350,57	93,86	10,63	13,30
4000	445,76	368,49	359,03	349,00	93,86	11,08	13,86
4500	451,09	371,48	361,98	351,76	93,85	11,28	14,11
5000	452,84	369,50	358,43	349,20	93,85	11,60	14,51
5500	449,25	364,15	352,72	343,72	93,86	11,79	14,74
6000	440,41	355,21	342,89	334,90	93,86	11,97	14,97

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 7 – Dados de teste FIRE 1.4I EVO, 5W30, 130°C

TESTE AVL FIRE 1.4 EVO - 5W30@130°C							
Rotação do Motor	P1	P2	P3	P4	Pcárter	Vazão Mássica	Vazão Volumétrica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(l/min)
1000	186,40	152,76	148,51	143,75	93,88	4,60	5,85
1500	270,50	216,60	211,11	206,23	93,90	6,81	8,66
2000	347,80	273,19	267,80	260,43	93,89	8,83	11,23
2500	430,20	332,15	325,64	316,55	93,89	10,61	13,49
3000	483,90	367,69	360,25	350,41	93,89	11,81	15,02
3500	491,20	370,88	363,44	353,51	93,89	12,13	15,42
4000	492,60	368,46	360,64	350,49	93,88	12,35	15,70
4500	491,00	364,13	356,35	346,32	93,88	12,52	15,91
5000	495,10	363,13	354,53	345,12	93,89	12,79	16,26
5500	501,90	365,78	357,19	347,74	93,88	13,00	16,53
6000	505,80	363,05	351,61	344,69	93,89	13,42	17,06

Fonte: elaborado pelo autor

Salienta-se que os valores apresentados estão corrigidos através de programa de aquisição de tratamento de dados Puma[®] utilizado nos testes da AVL.

Pode-se observar que próximo a rotação de 3500 rpm, em todas as temperaturas estudadas, a pressão na saída da bomba, denominada de P1, se estabiliza em um valor, caracterizando o valor de pressão da válvula de alívio, ou seja, abrindo a mesma, próxima de 480 kPa à 90°C, 440 kPa à 110°C e 490kPa à 130°C, mantendo a vazão mássica de entrada na galeria constante em todas as rotações posteriores.

Esse tipo de comportamento do sistema demonstra as perdas hidrodinâmicas, ou seja, com a abertura da válvula de alívio aberta mantendo constante a pressão de entrada, somente é consumido óleo necessário para o funcionamento, devolvendo ao sistema, através da válvula, óleo que não será utilizado, diminuindo o rendimento volumétrico do sistema.

Esse mesmo teste pode ser utilizado para adquirir a curva de funcionamento da bomba de óleo em função da queda de pressão imposta no

sistema.

6.2 Estudo de correlação teste vs simulação do circuito de óleo

Para a simulação numérica do circuito de óleo, de forma a fazer um estudo de correlação com os resultados dos testes apresentados, o motor selecionado teve suas dimensões de diâmetros de mancais e eixos de biela, virabrequim e eixo comando medidas em laboratório da montadora e expressos junto com o valor da folga esperada em temperatura de trabalho de 90°C, 110°C e 130°C, na Tabela 8, calculados como descrito anteriormente :

Tabela 8 – Valores de folga dos mancais e temperatura ambiente e de trabalho

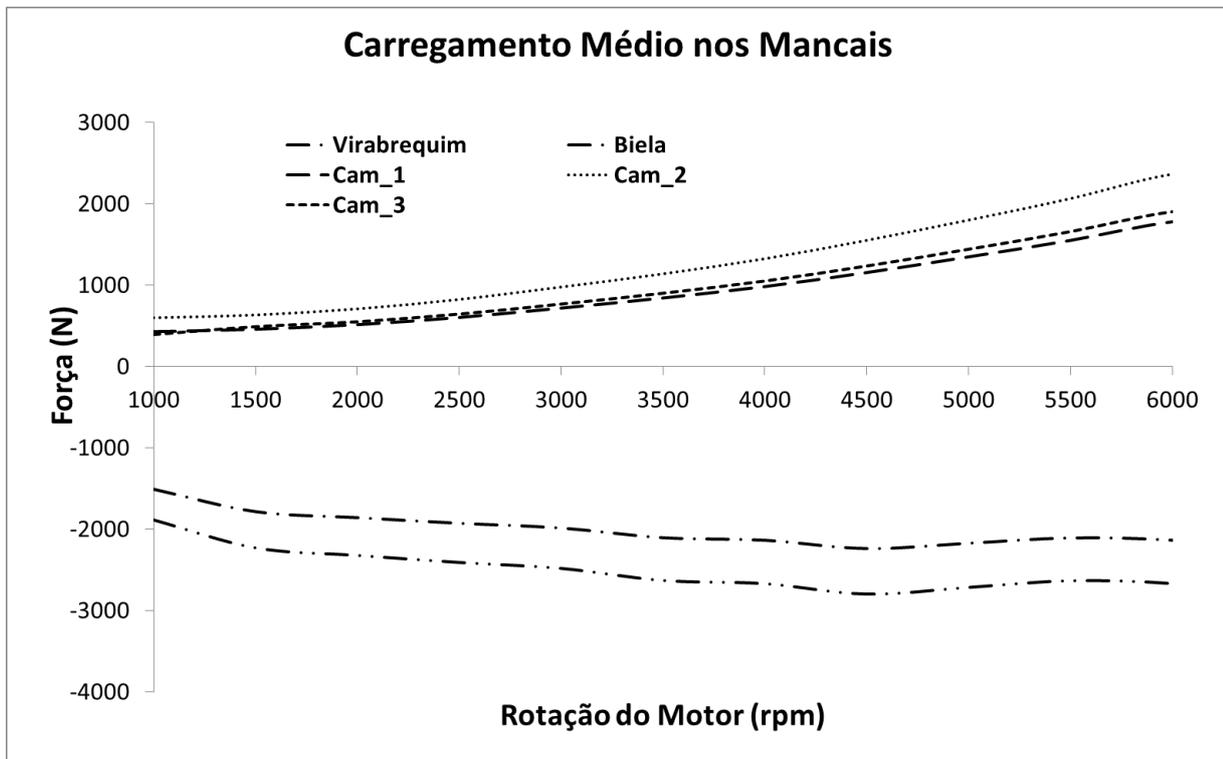
		CAM1	CAM2	CAM3	VIRABREQUIM	BIELA
MANCAL	(mm)	31,05	23,57	27,07	48,04	42,04
EIXO	(mm)	30,99	23,50	24,00	47,99	42,00
Folga Radial 24°C	(mm x 10³)	29,00	33,00	35,00	26,00	22,00
Folga Radial 90°C	(mm x 10³)	42,00	43,00	45,00	35,00	30,00
Folga Radial 110°C	(mm x 10³)	47,00	46,00	49,00	37,00	32,00
Folga Radial 130°C	(mm x 10³)	51,00	49,00	52,00	40,00	34,00

Fonte: elaborado pelo autor

O cálculo da folga a quente foi feito considerando eixo comando e virabrequim (EIXO CAM1, CAM2, VIRABREQUIM e BIELA) utilizando ferro fundido cinzento como material, mancais eixo comando (MANCAL CAM1, CAM2 e CAM3) utilizando alumínio como material e mancais virabrequim e biela, apoiados por bronzinas, liga cobre-alumínio, com valores de coeficiente de expansão térmica apresentados no Apêndice.

O carregamento médio dos mancais considerado foi gerado a partir de simulação multi corpos, valores exemplificados na Figura 44, cedidos pela montadora.

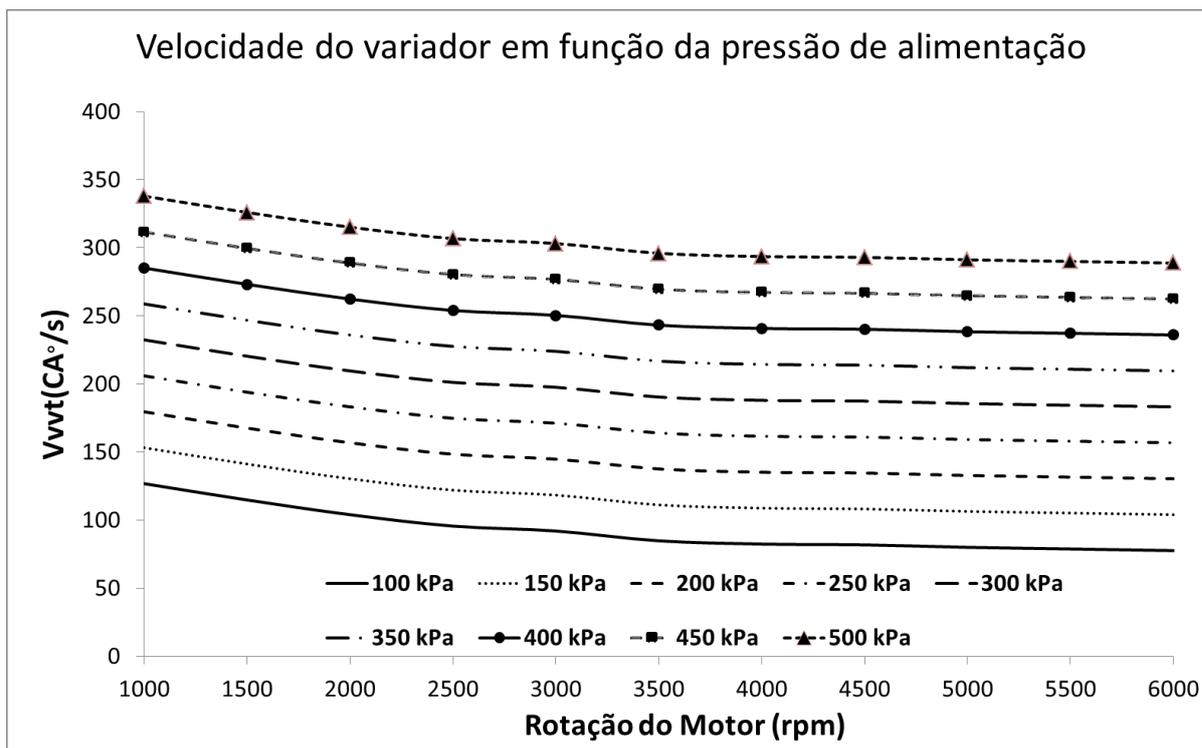
Figura 44 – Carregamento médio atuante nos mancais



Fonte: elaborado pelo autor, a partir de dados da montadora

O motor foi testado com a calibração base de fábrica, sem que pudessem ser adquiridos valores de velocidade de atuação do variador de fases. Para o modelo foi considerado um mapa de atuação calculado anteriormente, Figura 18, que segue na Figura 45.

**Figura 45 – Velocidade de atuação do variador de fases motor
FIRE 1.4I EVO a 130°C**



Fonte: elaborado pelo autor, a partir de dados da montadora

Os valores de velocidade de atuação foram transformados em vazão volumétrica conforme descrito anteriormente, em função das dimensões do variador de fases, variando a densidade do óleo na respectiva temperatura de trabalho, segundo valores de densidade do fluido na Tabela 9.

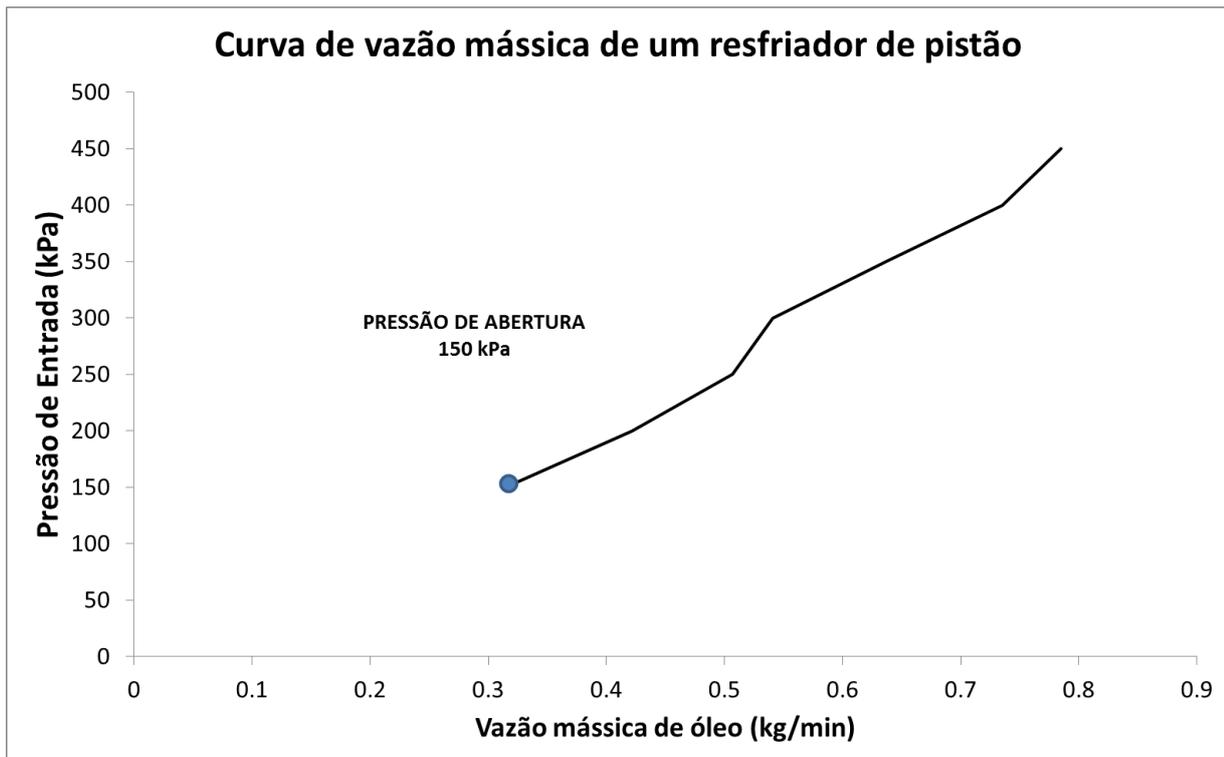
**Tabela 9 – Variação de densidade e viscosidade cinemática do óleo
5W30 em diferentes temperaturas**

T (°C)	ρ_{FLUIDO} Kg/m ³	μ	
		cSt	m ² /s
90	808,4	13	0,000013
110	799,5	8,48	0,00000848
130	786,1	5,95	0,00000595

Fonte: elaborado pelo autor, a partir de dados de fornecedor de óleo

O mapa de demanda de óleo dos resfriadores de pistão, em função da vazão mássica utilizado é exemplificado na Figura 46, em kg/min. A vazão volumétrica é calculada automaticamente pelo programa de simulação a partir da densidade do fluido em temperatura de trabalho.

**Figura 46 – Vazão mássica dos resfriadores de pistão do motor
FIRE 1.4 EVO**

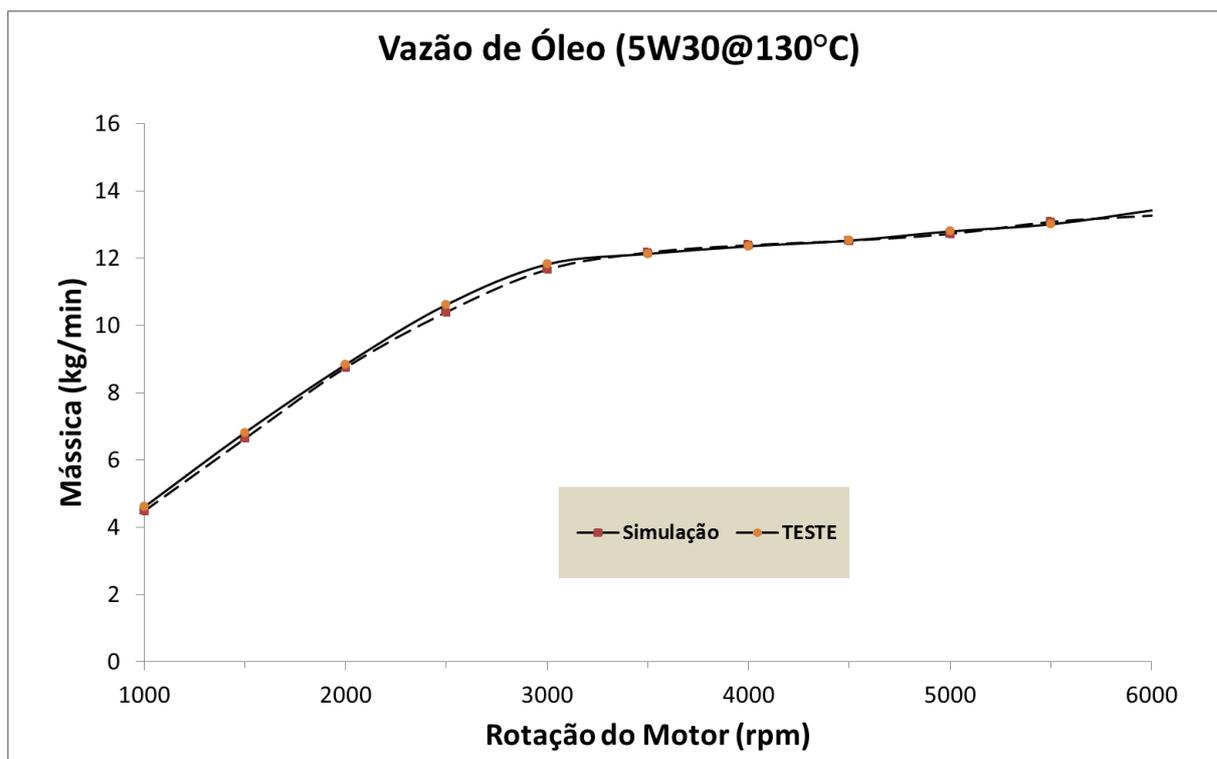


Fonte: elaborado pelo autor, a partir de dados da montadora

Para o cálculo da vazão mássica de óleo consumida no motor, aplicou-se na entrada da galeria os valores representados por P2 e pressão do cárter apresentadas nas Tabelas de 5 até 8:

O valor de vazão mássica calculado é apresentado na Figura 47, em temperatura de 130°C sobre posto com a curva de vazão mássica medida pelo teste e numericamente na Tabela 10.

Figura 47 – Vazão mássica Teste vs Simulação



Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 10 – Simulação, 5W30@130°C

SIMULAÇÃO FIRE 1.4 EVO - 5W30@130°C							
Rotação do Motor	P2_sim= P2	P3_sim	P4_sim	Vazão Mássica_sim	Diferença P3	Diferença P4	Diferença Vazão Mássica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(%)	(%)	(%)
1000	152,76	151,71	150,81	4,52	2,16	4,91	1,74
1500	216,60	214,34	212,46	6,63	1,53	3,02	2,64
2000	273,19	269,51	266,47	8,75	0,64	2,32	0,95
2500	332,15	327,31	323,28	10,39	0,51	2,12	2,10
3000	367,69	361,99	357,20	11,66	0,48	1,94	1,30
3500	370,88	364,85	359,76	12,17	0,39	1,77	0,36
4000	368,46	362,28	357,07	12,38	0,46	1,88	0,24
4500	364,13	357,86	352,57	12,52	0,42	1,80	0,02
5000	363,13	356,72	351,30	12,72	0,62	1,79	0,58
5500	365,78	359,12	353,45	13,08	0,54	1,64	0,59
6000	363,05	356,25	350,46	13,26	1,32	1,67	1,18

Fonte: elaborado pelo autor

Nas Tabelas 11 e 12, valores simulados para óleo a temperatura de 90°C e 110°C, assim como a diferença entre os valores do teste e da simulação.

Tabela 11 –Simulação, 5W30@90°C

SIMULAÇÃO FIRE 1.4 EVO - 5W30@90°C							
Rotação do Motor	P2_sim= P2	P3_sim	P4_sim	Vazão Mássica_sim	Diferença P3	Diferença P4	Diferença Vazão Mássica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(%)	(%)	(%)
1000	180,33	178,96	177,36	3,79	1,02	3,74	1,13
1500	239,05	236,23	233,30	5,68	0,71	2,39	2,36
2000	301,98	297,84	293,78	7,21	0,74	2,07	1,49
2500	362,15	356,95	352,32	8,32	0,69	2,03	4,03
3000	393,55	387,68	383,00	9,02	0,52	2,01	4,95
3500	409,97	403,64	399,07	9,56	0,50	2,06	2,89
4000	412,84	406,05	401,31	9,85	0,47	1,99	3,30
4500	416,30	409,23	404,51	10,02	0,41	2,00	2,78
5000	410,74	403,27	398,23	10,16	0,81	1,91	4,10
5500	405,39	397,47	392,08	10,54	0,74	1,79	3,46
6000	394,67	386,40	380,72	10,87	1,23	1,68	1,97

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 12 –Simulação, 5W30@110°C

SIMULAÇÃO FIRE 1.4 EVO - 5W30@110°C							
Rotação do Motor	P2_sim= P2	P3_sim	P4_sim	Vazão Mássica_sim	Diferença P3	Diferença P4	Diferença Vazão Mássica
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kg/min)	(%)	(%)	(%)
1000	159,25	157,92	156,34	3,90	0,90	3,58	1,92
1500	202,75	200,00	196,98	5,78	0,89	2,25	0,77
2000	251,69	247,30	242,66	7,36	0,53	1,52	1,24
2500	296,46	290,26	283,97	8,81	0,13	0,90	1,12
3000	342,65	334,60	326,71	10,16	0,03	0,47	1,44
3500	369,41	360,48	352,14	10,77	0,07	0,45	1,29
4000	368,49	358,94	350,28	11,16	0,02	0,37	0,78
4500	371,48	360,83	351,48	11,87	0,32	0,08	5,27
5000	369,50	358,47	348,92	12,11	0,01	0,08	4,37
5500	364,15	353,08	343,64	12,13	0,10	0,02	2,87
6000	355,21	344,01	334,66	12,21	0,33	0,07	1,99

Fonte: elaborado pelo autor

Pelo resultado da simulação, utilizando os modelo descritos, pode-se observar uma diferença máxima de 5,27% entre teste e a simulação para vazão mássica do óleo a 110°C, a 4500 rpm, e uma diferença bem menor na temperatura mais alta de trabalho, a 130°C, máxima de 2,64%.

A diferença menor entre teste e simulação observada em temperatura de trabalho de 130°C demonstra que os modelos escolhidos para os componentes do circuito de lubrificação do motor são bastante representativos.

Uma diferença maior em temperaturas mais baixa de trabalho indica que

alguma melhoria deve ser feita nos componentes do circuito de lubrificação que representem melhor o comportamento, porém, por experiência do autor, eram esperados uma diferença entre valores de teste e simulação na ordem de 10%, pois nem todas as variáveis do motor podem ser representadas nesse tipo de simulação, como por exemplo, aeração no sistema durante o funcionamento do sistema de bombeamento, que só é medido com óleo em condição de repouso do motor.

6.3 Determinação da curva de vazão de óleo pela metodologia proposta

Nesta sessão, a partir da mínima curva de pressão calculada pela metodologia, apresentada na Figura 36 e com o estudo de correlação dos modelos utilizados descritos na fundamentação teórica e metodologia experimental, calculou-se a mínima vazão requerida pelo motor.

Consideram-se os dados da Tabela 12, como pressão mínima de óleo aplicada na galeria na simulação para o cálculo da vazão:

Tabela 13 – Pressão mínima necessária na galeria de óleo

Rotação do Motor	Pmin_MB	Pmin_Resfriador	Pmin_VF	P_min	P_cárter
(rpm)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)
1000	140,00	94,15	110,00	170,00	100,00
1500	160,00	96,04	130,00	190,00	100,00
2000	170,00	106,22	150,00	200,00	100,00
2500	160,00	126,13	170,00	200,00	100,00
3000	140,00	148,47	180,00	210,00	100,00
3500	130,00	175,50	190,00	220,00	100,00
4000	120,00	216,36	190,00	246,36	100,00
4500	100,00	249,91	190,00	279,91	100,00
5000	100,00	277,81	200,00	307,81	100,00
5500	100,00	285,80	200,00	315,80	100,00
6000	100,00	288,64	200,00	318,64	100,00

Fonte: elaborado pelo autor

Como descrito anteriormente por Staley(2007), para o cálculo da pressão e vazão é necessário considerar as folgas dos mancais nos valores máximo e na temperatura máxima de trabalho. Para a análise, segue na Tabela 13 as medidas de diâmetros de eixo e mancal consideradas pelo projeto e os valores das folgas a quente:

Tabela 14 – Folga nos mancais a temperatura ambiente e de trabalho

			CAM1	CAM2	CAM3	MB	ROD
MANCAL	Max	(mm)	31,06	23,57	24,07	48,05	42,05
	Med	(mm)	31,05	23,56	24,06	48,02	42,03
	Min	(mm)	31,04	23,55	24,05	48,00	42,01
EIXO	Max	(mm)	31,01	23,52	24,02	48,00	42,01
	Med	(mm)	31,00	23,51	24,01	47,99	42,00
	Min	(mm)	30,99	23,50	24,00	47,98	41,99
Folga Φ (Tamb)	Max	(mm)	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08
	Med	(mm)	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06
	Min	(mm)	0,07	0,06	0,06	0,03	0,03
Folga Radial (130°C)	Max	(μm)	57	51	52	46	42
	Med	(μm)	47	41	41	30	29
	Min	(μm)	37	30	30	15	15

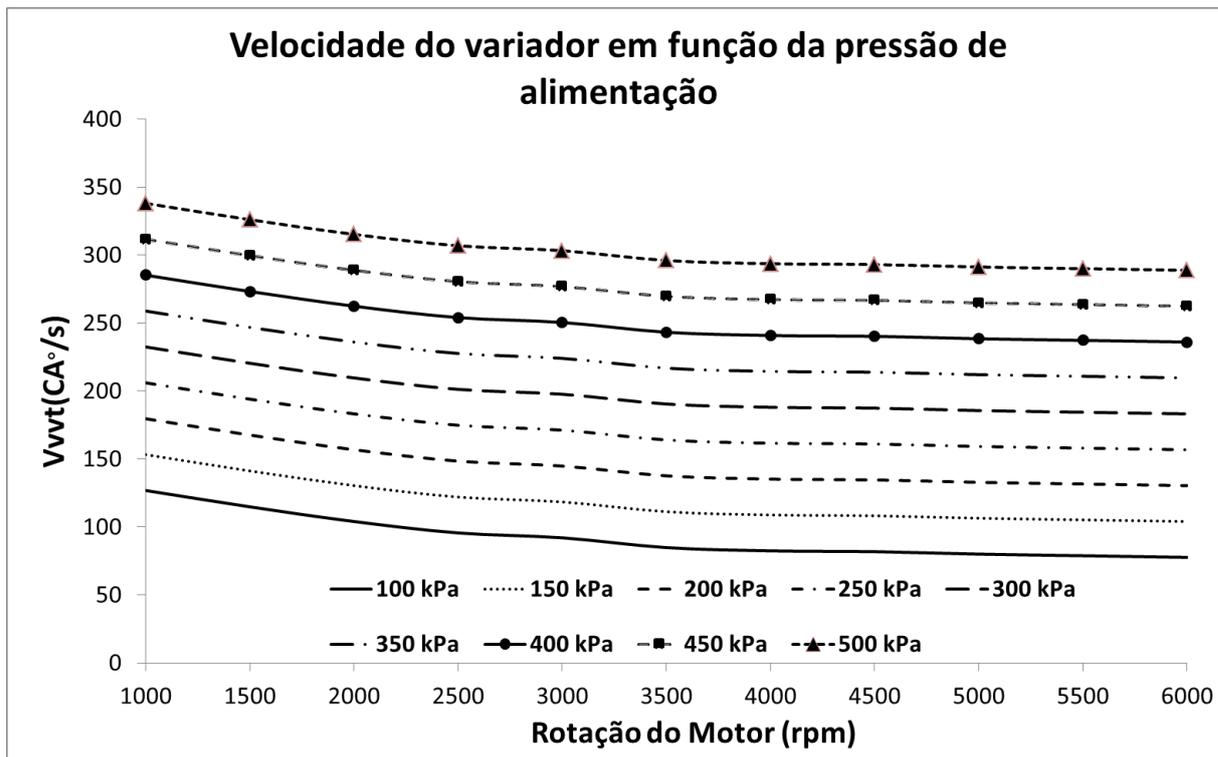
Fonte: elaborado pelo autor

Para cálculo da vazão dos mancais, devem ser considerados os valores de folga máxima de projeto em temperatura máxima de trabalho do óleo.

Os materiais utilizados para eixo e mancal dos respectivos componentes já foram discutidos na sessão 6.1, assim como o carregamento utilizado para cada mancal.

Para o mapa de atuação do variador de fases, foram utilizados os valores apresentados na sessão 4.1.3, que é apresentado em função da pressão de óleo na entrada do sistema na Figura 48.

Figura 48 – Mapa de atuação do Variador de fases em função da pressão de entrada no sistema



Fonte: elaborado pelo autor

O cálculo da vazão volumétrica de óleo foi calculado automaticamente pelo GT SUITE® em função da temperatura de trabalho do óleo e velocidade de atuação do motor.

Com base nos dados apresentados, definiu-se a mínima vazão de óleo que o motor em estudo precisa para funcionar segundo a metodologia, apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Vazão mássica e volumétrica mínima do motor a 130°C

Rotação do Motor	Vazão Mássica		Vazão Volumétrica
	(kg/h)	(kg/min)	(l/min)
1000	366,51	6,11	4,80
1500	552,25	9,20	7,24
2000	729,52	12,16	9,56
2500	864,37	14,41	11,32
3000	959,48	15,99	12,57
3500	994,33	16,57	13,03
4000	1007,89	16,80	13,20
4500	1015,91	16,93	13,31
5000	1029,79	17,16	13,49
5500	1055,53	17,59	13,83
6000	1067,84	17,80	13,99

Fonte: elaborado pelo autor

Dessa forma, propõem-se uma nova curva de pressão e vazão da bomba de óleo segundo a metodologia proposta, como pontos de pressão e vazão de óleo na galeria descritos na Tabela 16, em função da rotação do motor:

Tabela 16 – Curva de Pressão e Vazão Mínima de Óleo a 130°C

Rotação do Motor	P_min	Vazão Volumétrica
(rpm)	(kPa)	(l/min)
1000	170,00	4,80
1500	190,00	7,24
2000	200,00	9,56
2500	200,00	11,32
3000	210,00	12,57
3500	220,00	13,03
4000	246,36	13,20
4500	279,91	13,31
5000	307,81	13,49
5500	315,80	13,83
6000	318,64	13,99

Fonte: elaborado pelo autor

6.4 Cálculo da potência e trabalho no eixo da bomba

Para o cálculo do trabalho e potência gastos para acionar a bomba de óleo com a curva de pressão e vazão proposta pela metodologia devem-se feitas algumas considerações relacionadas ao rendimento mecânico do eixo (η_M), considerando 0.99 e o rendimento volumétrica da bomba (η_{VB}), 0.98, valor esse adotado pelo autor após análise de referências bibliográficas, atendo-se ao fato de que essa curva de pressão e vazão só poderá ser aplicada no motor através do uso de uma bomba de vazão variável ativa.

Dessa forma, conforme descrito na seção 3 para cálculo de Trabalho no Eixo da Bomba (W_{AABO}), Potência no Eixo da Bomba (P_{EBO}), e pressão média efetiva de atrito da bomba de óleo ($amep_{BO}$) esperam-se valores como descritos na Tabela 17 :

Tabela 17 – Deslocamento unitário, Trabalho e Potência no Eixo da Bomba, 5W30@130°C

	PROPOSTA, 5W30@130°C			
Rotação do Motor	DU	W_{AABO}	P_{EBO}	$amep_{BO}$
(rpm)	(cm ³ /rot)	(N.m)	(kW)	(kPa)
1000	4,80	0,35	0,56	24,75
1500	4,82	0,45	1,09	31,96
2000	4,78	0,49	1,59	35,18
2500	4,53	0,47	1,89	33,35
3000	4,19	0,48	2,30	33,93
3500	3,72	0,46	2,61	32,88
4000	3,30	0,50	3,22	35,57
4500	2,96	0,55	3,99	39,18
5000	2,70	0,58	4,67	41,28
5500	2,51	0,56	4,97	39,95
6000	2,33	0,53	5,10	37,53

Fonte: elaborado pelo autor

Para exemplificar o ganho da possível aplicação dessa nova curva de pressão e vazão de óleo, devem ser comparados os valores propostos na mesma condição de trabalho da aplicação atual.

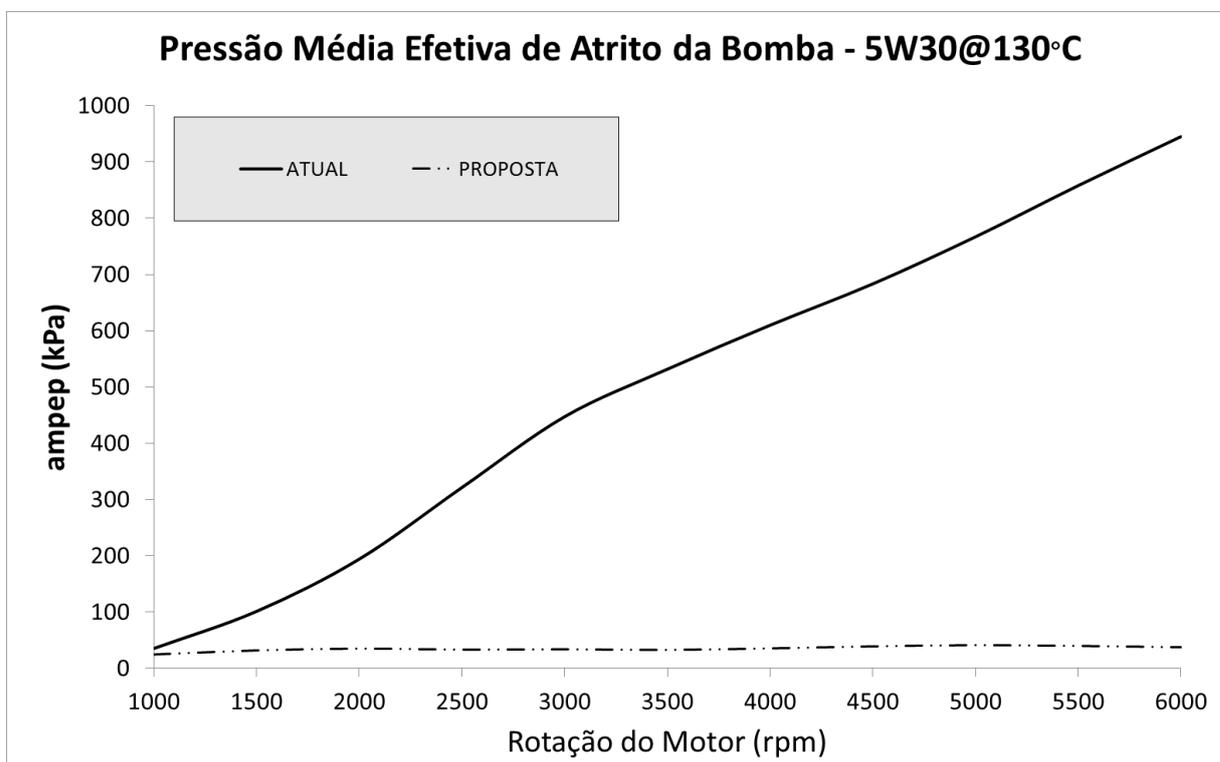
A aplicação atual do motor, uma bomba do tipo gerotor, apresenta um rotor com DU de 5,3 cm³/rot. Em alta temperatura de trabalho, tomou-se como base o teste feito a 130°C, com o cálculo do rendimento volumétrico e outras propriedades de funcionamento do sistema apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 – Trabalho e Potência no Eixo da Bomba Atual, 5W30@130°C

ATUAL, 5W30@130°C						
P1	Pcárter	Vazão Volumétrica	DU_Teórico ATUAL	η_{VB}	W _{AABO} ATUAL	P _{EBO} ATUAL
(kPa)	(kPa)	(l/min)	(cm ³ /rot)	(-)	(N.m)	(kW)
186,40	93,88	3,62	5,30	0,68	0,50	0,56
270,50	93,90	5,36	5,30	0,67	1,42	1,58
347,80	93,89	6,95	5,30	0,66	2,72	2,94
430,20	93,89	8,35	5,30	0,63	4,50	4,68
483,90	93,89	9,29	5,30	0,58	6,26	6,04
491,20	93,89	9,54	5,30	0,51	7,44	6,32
492,60	93,88	9,71	5,30	0,46	8,54	6,46
491,00	93,88	9,85	5,30	0,41	9,57	6,52
495,10	93,89	10,06	5,30	0,38	10,74	6,73
501,90	93,88	10,23	5,30	0,35	12,01	6,96
505,80	93,89	10,55	5,30	0,33	13,23	7,25

Fonte: elaborado pelo autor

**Figura 49 – Pressão Média Efetiva de Atrito da Bomba de Óleo,
Proposta vs Atual, 5W30 a 130°C**



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 49 demonstra a diminuição de pressão média efetiva de atrito entre a aplicação da bomba atual de óleo e uma virtual aplicação utilizando uma bomba com os valores de pressão e vazão da metodologia.

Em um primeiro momento, pode-se analisar a diminuição do tamanho do rotor requerido pela bomba, de 5.3cm³/rot para 4.8cm³/rot, uma diminuição de 9.5%.

Outra análise que pode ser feita é a diminuição da pressão de trabalho em rotação de 1000 rpm, de 186kPa para 170 kPa e próximos dos 500 kPa (pressão da válvula de alívio) para 320 kPa em alta rotação, e uma diminuição de potência de acionamento da bomba de óleo de até 30% em todas as faixas de rotação do motor.

7 CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA NOVOS TRABALHOS

Neste trabalho foi proposto o desenvolvimento de uma metodologia para determinação da mínima pressão e vazão de óleo de uma bomba através do desenvolvimento de modelos analíticos e simulação fluidodinâmica 1-D dos componentes de um circuito de óleo de um motor de combustão interna.

Como principais conclusões, podem-se citar:

1. Os modelos analíticos dos componentes de um circuito de lubrificação se mostraram satisfatórias para serem usadas como base para os novos desenvolvimentos em fases conceituais desse tipo de sistema de um MCI, observada pela pequena diferença entre os valores medidos de vazão e pressão de óleo após testes em 3 diferentes temperaturas e a simulação numérica em mesmas condições, chegando a uma diferença máxima entre os valores de teste e simulação de 5,27% em temperatura de trabalho de 90°C, quando se esperava por experiência algo em torno de 10%;
2. Com a baixa diferença entre valores testados e simulados, a geração de uma nova curva de pressão e vazão de óleo para o motor utilizando a simulação 1-D pode ser utilizada de forma segura para um novo projeto de bomba de óleo;
3. A partir de teste experimental em alta temperatura, pode-se observar a baixa eficiência volumétrica da bomba de óleo do MCI utilizado, menor que 68% em rotação baixa do motor e diminuindo a valores de até 33% em rotações elevadas do motor, evidenciando um alto valor de perda hidrodinâmica, comum nesse tipo de aplicação, o que cada vez mais, tem comprovado a melhoria do sistema com a aplicação de bombas de óleo

otimizadas e de vazão variável;

4. O ganho com o uso da metodologia pode ser observado através da redução da rotor da bomba, de $5,3\text{cm}^3/\text{rot}$ atuais para $4,8\text{cm}^3/\text{rot}$ (9,5%), a diminuição da pressão de trabalho de 186kPa para 170 kPa em baixas rotações e de 500kPa para 320 kPa em altas rotações, que pode podem corresponder a um diminuição de potência de acionamento da bomba de óleo de até 30% e uma diminuição da pressão média efetiva de atrito em rotações mais altas do motor de até 96%.

Como conclusão geral, o uso da simulação fluidodinâmica 1-D para simular o comportamento do sistema de lubrificação se mostrou de alta confiabilidade, desde que o engenheiro tenha pleno conhecimento dos fenômenos físicos que representam os componentes de um circuito de lubrificação.

Como sugestões para novos trabalhos:

1. A modelagem dos componentes de um circuito de lubrificação como variador de fases de eixo comando e canaletas de mancais adicionando a deformação térmica que podem pode gerar uma nova curva de vazão de óleo requerida com maior margem de segurança, por causa do aumento de volume a ser preenchido;
2. A modelagem do mapa de atuação do variador de fases de eixo comando utilizando o torque instantâneo do trem de válvulas ao invés do torque médio, utilizado no desenvolvimento do trabalho para simplificação da proposta;
3. A utilização de modelos de óleo com aeração e dissolução de combustível, o que gera no sistema de bombeamento um fenômeno conhecido como pulsação, que até então, não se conhece a principal causa raiz;

4. A aplicação da curva de pressão e vazão proposta pelo trabalho no mesmo motor em estudo ou o uso da metodologia proposta no desenvolvimento de da curva para outro motor, de forma a observar o ganho que o uso da proposta pode beneficiar em novos desenvolvimentos a partir da comparação de dados como a pressão média efetiva de atrito antes de depois da aplicação da proposta;
5. O desenvolvimento de um modelo analítico para o sistema que contenha a lubrificação de mancais de turbinas, aplicação comum em novos motores que apresentam um funcionamento mais equilibrado se comparado aos mancais de virabrequim, biela e eixo comando;
6. A implementação da lógica para controle da curva de pressão e vazão de óleo em uma aplicação com bomba de vazão variável do tipo ativa;
7. Em algumas aplicações de motores de combustão interna de grande potência, observa-se a separação de galerias de óleo em inferior e superior, separando os componentes principais que requerem diferentes curvas de vazão e pressão de óleo para funcionamento. Sugere-se portanto a aplicação de duas bombas de óleo, para cada sistema em separado, de forma otimizada ao funcionamento.

REFERÊNCIAS

- AGARWAL, A.K., GOYAL, S.K., SRIVASTAVA, D.K.,;“ Time resolved numerical modeling of oil jet cooling of a medium duty diesel engine piston, International Communications in Heat and Massa Transfer”, Volume 28, Issue 8, 1010-1085, 2011
- AIHARA, R.; HARRISON, J.; DMITRIEVA,I.; ESHAGHI, M.; "Modeling Engine Oil Variable Displacement Oil Pump in 1D to Predict Performance, Pulsations and Friction" ,SAE Technical Paper 2014-01-1086, 2014
- ARATA T.; NOVI, N.; ARIGA,K.; YAMASHITA, A.; ARMENIO, G.; "Development of a Two Stage Variable Displacement Vane Oil Pump" ,SAE Technical Paper 2012-01-0408, 2012
- BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F, “Internal Combustion Engine Handbook”, SAE International, 2004, 811p.
- BLAXILL, H.; READER, S.; MACKAY, S.; LERCH, B., "Development of a Friction Optimized Engine" ,SAE Technical Paper 2009-01-1052, 2009
- BOOKER, J.F., “Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method”, ASME Journal of Lubrication Technology, Vol 93, 1971, pp 168-176
- BOWYER, S.; RING, F.;SCHEURMANN,G.;TOMAZIC,D.;PLETTENBERG, M.;SCHWADERLAPP,M., “The contribution of engine mechanics to improved fuel economy”, SAE Technical Paper 2014-01-1663, 2014
- BRUNETTI, Franco. “Motores de Combustão Interna Volume 1 e 2 ”;Editora Edgard Blucher, 2012, 553 p., 485p.
- BURKE, R.D.; "Investigation into Benefits of Reduced Oil Flows in Internal Combustion Engines"; University of Bath, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2010, 48 p.
- BURKE, R.D.; "Investigation into the Interactions between Thermal Management, Lubrication and Control Systems of a Diesel Engine", University if Bath, 2011, 251p

CALVITI, C.; "Estudo do Processo de Desenvolvimento de Motores de Combustão Interna", 2008, 200 p., Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo

CARDONE, M.; SENATORE, A.;BUONO, D.; GUSTATO, M; SCATTOLIN, W., "Simulated analysis of Motorbike High Performance Lubrication Circuit", SAE Technical Paper 2008-01-1647, 2008

CHEN, Y., RESH, W., GENG, H., SHI, S.;" The New Powertrain Virtual Analysis Process in Engine Design and Development"; SAE Technical Paper 2013-01-1720, 2013

CHUN, S. M.; "Network analysis of an engine lubrication system"; Tribology International Technical Paper 36, 609-617, 2000

COY, R.; "Practical applications of lubrication models in engine"; Tribology International Technical Paper, 0301-679X, 1999

DE VIZIO, A., SENATORE, A, BUONO, D., FROSINA, E.," A Simulated Analysis of the Lubrication Circuit of an In-Line Twin Automotive Engine"; SAE Technical Paper 2014-01-1081, 2014

DUARTE, D.; " Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento"; Editora Ciência Moderna, 2005, 239p.

FABIANI, M., MANCO, S., NERVEGNA, N.; "Modelling and Simulation of Gerotor Gearing in Lubricating Oil Pump"; SAE Technical Paper 1999-01-0626, 1999

FERREYRA,S.A.;UEHARA, S.;FERREIRA,M.S.;MIAN, O.A.; "Engine Lubrication System for oil flow reduction"; SAE Technical Paper 2011-36-0205, 2011

FISCHER, U.; "Manual de Tecnologia Metal Mecânica"; Editora Blucher, 2008, 412p.

GAMMA," GT-SUITE Lubrication Application Manual"; Gamma Technologies Inc, 2015, 51p.

GOENKA, P.K.; "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings"; Journal of Tribology, Vol 106, 1984, pp 421-428

HANNIBAL, W., "Variable Valve Timing Systems on Modern Spark Ignition Engines in Series Production and Under Development", Lecture at the Budapest University of Technology and Economics, 2009, 108p.

HANNIBAL, W., "Friction in Internal Combustion Engines", Lecture at the Budapest University of Technology and Economics, 2010, 111p.

HOLMBERG, K., ANDERSON, P., ERDEMIR, A., "Global Energy Consumption due to friction in passenger cars"; Tribology International 47, 2011, 14p.

IORIO, A.; "A simulated analysis of the Lubrication Circuit of an In-Line Twin Automotive Engine", SAE Technical Paper 2014-01-1081, 2014

JUNKER, H.K.; "Cylinder Components", Mahle GmbH, 2010, 137 p.

JUNKER, H.K.;" Piston and Engine Testing", Mahle GmbH, 2011, Volume 2, 284 p.

KAMAL, A., KAUNDABALARAMAN, K., R. HEMANTKUMAR, M. ALOK.;"Design analysis & Parametric Optimization of Gerotor Oil Pump for improving volumetric efficiency" , SAE Technical Paper 2016-28-0113, 2016

KSPG ; "Oil Pumps for Internal Combustion Engines", KSPG, 8p, 2015

LAMONACA,G., GIOVANNI, C.R., Lubrication System Calculation with GT Suite, Presentation for GAMMA Technologies at Frankfurt, 2010, 26 p.

MAHLE ; "Manual Técnico Aftermarket"; Mahle, 2010,226p.

MARCO,F.F.; "Apostila de Metrologia, Editora " ; UFRJ,1996, 123p.

MARTIN, F.A., "Developments in Engine Bearing Design", Tribology International, Vol 16, No. 3, June 1983, pp. 147-164

MARTIN, F.A, and H. Xu, "Improved Oil Flow Prediction Method for Connecting-Rod Bearings Fed by a Single Hole in the Crankpin", SAE paper 930791, 1993

MENDES, A. Vibrações Torsionais do Eixo de Manivelas de um Motor Diesel, 2007, 138 p., Dissertação (Mestrado) - UNICAMP

MIAN, A.; Lubricating automotive engines, Industrial Lubrication and Tribology Vol

51, 62-68, 1999

MILANI, M., PULVIRENTI, D., Influence of Crankshaft Oil Drilling Configurations on Ferrari Bearing Performance, Presentation for GAMMA Technologies at Frankfurt, 2012, 34p.

PERAGÓN, F.C, PALOMAR, J.M., DÍAS, F.A., JIMÉNEZ, F.J., Fast on-line identification of instantaneous mechanical losses in internal combustion engines, PRIESTNER, C.; Refines simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime, Tribology International Technical Paper 46, 200-207, 2012

PLENZER, J.;ZHENG, L.; "Characterization of Engine Variable Cam Phaser Fluid Dynamics and Phaser's Ability to Reject System Disturbances", SAE Technical Paper 2004-01-1389, 2004

PULKAREB, W.; Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 3rd Ed, Prentice Hall , 2003, 504p.

RESH,W.; TAO,W.; GU,S.; KLEISMIT,T.; RAIFORD,G.; "The New DaimlerChrysler 5.7L Hemi V8 Engine: Design and Advanced Simulation Techniques"; SAE Technical Paper 2002-01-2816, 2002

SANDOVAL, D., HEYWOOD, J.B., An Improved Frisction Model for Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper 2003-01-0725, 2003

SHAPIRO, N. Howard. MORAN, J. Michael, Fundamental of Engineering Thermodynamics 5° ed., Editora Wiley, 2006 , 847 p.

SMITH, F., SIMPSON, R., A Camshaft Torque Actuated Vane Style VCT Phaser, SAE Technical Paper 2005-01-0764, 2005

SLAYMAKER, R; Bearing Lubrication Analysis, 1° ed., Editora Wiley, 1955, 108 p.

STALEY, D., PRYOR, B., GILGENBACH, K., Adaptation of a variable displacement vane pump to engine lub oil applications, SAE Technical Paper 2007-01-1567, 2007

STEFANOPOULOS, A.G; Modeling and Control of a Spark Ignition Engine with Variable Cam Timing, Proceedings of The American Control Conference, 1995,

Volume 4, pags 2576-2581

TAKAGISHI, H.;OHTAKA, Y.; NEMOTO, K.; TANAKA, H.; NAGAKUBO, A.;
“Establishment of Engine Lubrication Oil Pressure and Flow Rate Distribution
Prediction Technology Using 3D-CFD and Multi Body Dynamics”, SAE Technical
Paper 2009-01-1349, 2009

TAO, W., YUAN, Y., LIU, E., HILL, J., Robust Optimization of Engine Lubrication
System, SAE Technical Paper 2007-01-1568, 2007

TURKOVICS, F., PSA 1.6 Turbo GDI Development, SAE Powertrain 2011

UPERI, F., Lubrication System Model of a Small Single Cylinder Engine with GT
SUITE, GT Suite Conference, 2013

VENCI, A., RAC, A., Diesel engine crankshaft journal bearings failures: case study,
Engineering Failure Analysis 44, 212-228, 2014

ZHENG, L., Characterization of Engine Variable Cam Phaser Fluid Dynamics and
Phaser’s Ability to Reject System Disturbances, SAE Technical Paper 2004-01-
1389, 2004

ZHOU, Q.; Engine Lubrication System Analysis and Oil Pump Design Optimization,
Advanced Tribology Proceedings of CIST2008 & ITS

APÊNDICE A - Certificado de calibração medidor de vazão



Laboratório de Vazão/CTMetro



1/2

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO N° 154 722-101

Cliente: AVL South America
Rua Laplace, 74
04622-001 - São Paulo - SP

Item: Medidor de vazão tipo mássico

Referência: Cotação IPT n° 2872/16, aprovada em pedido de compras GRU 160759 de 08.11.2016

1. IDENTIFICAÇÃO DO ITEM

Marca:	Metroval (sensor)	Metroval (unidade eletrônica)
Modelo:	RHM20-3FS4PN (sensor)	CMM01-290DACDCB (unidade eletrônica)
Número de série:	M7850111 (sensor)	34780111 (unidade eletrônica)
N° de identificação:	CTM-4028	
Faixa de calibração:	(5 a 60) kg/min	
Resolução do indicador:	0,1 kg/min	
Dâmetro nominal:	50 mm (2")	

2. CONDIÇÕES DA CALIBRAÇÃO

Fluido da calibração: Óleo XP10
 Massa específica do fluido: (851,5 a 852,1) kg/m³
 Temperatura do fluido: (19,1 a 19,9) °C
 Viscosidade do fluido: (21,0 a 21,8) cSt
 Pressão manométrica: (1 a 3) kPa

Condições ambientais: Temperatura ambiente: (22 ± 1) °C
 Pressão atmosférica: (93,4 ± 3) kPa
 Umidade relativa: (65 ± 2) %

3. PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO

O medidor foi calibrado segundo o procedimento interno CMF-LV-PC-15, Procedimento para calibração de medidores de vazão para líquidos utilizando o método de comparação com um padrão volumétrico tipo "piston-prover", revisão 07.

4. PADRÃO UTILIZADO

Medidor volumétrico tipo Piston Prover VD-01, n.s. MT 95120148, Certificado de Calibração n° 150 624-101 de 03.03.2016. Calibração interna com padrões rastreados à RBC – Rede Brasileira de Calibração. Recalibração anual.

Os resultados apresentados neste documento só aplicam somente a serem enviados no calibrador.
 Este documento não dá direito ao uso do nome IPT, pelo qual não é responsável pela emissão.
 A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

AV. Prof. Dr. Francisco Paredes, 532 - Butantã
 São Paulo, SP - 05508-900
 Tel. 11 - 3767-4000 - Fax 11 - 3767-4003 - g@ipt.br

www.ipt.br



Laboratório de Vazão/CTMetro

Laboratório de Calibração Acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o nº 162

5. RESULTADOS

Os resultados da calibração do medidor são apresentados na tabela 1.

Tabela 1 - Resultados da calibração do medidor

Vazão indicada (kg/min)	Vazão de referência (kg/min)	$s_{\bar{x}}$ (kg/min)	Incerteza expandida (kg/min)	v_{eff}	Fator de abrangência k
5,117	5,071	0,001	0,06	15595856	2,0
15,30	15,28	0,003	0,06	21425	2,0
25,20	25,17	0,002	0,06	153355	2,0
39,97	39,86	0,006	0,06	1246	2,0
60,20	60,16	0,014	0,07	80	2,0

$$s_{\bar{x}} = \frac{s_x}{\sqrt{n}} \quad \text{onde, } s_{\bar{x}} = \text{desvio padrão da média,}$$

$$n = \text{número de medições e,}$$

$$s_x = \text{desvio padrão das medições.}$$

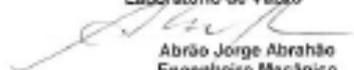
As incertezas expandidas de medição relatadas estão declaradas como incertezas padrão de medição, multiplicadas pelos respectivos fatores de abrangência k, para distribuição t com respectivos graus de liberdade efetivos (v_{eff}), correspondentes a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95 %. As incertezas padrão das medições foram determinadas de acordo com a publicação EA-4/02.

A capacidade de medição e calibração da bancada com o método utilizado é igual a 0,06 % dos valores medidos abaixo de 90 L/h e 0,05 % dos valores medidos acima desta vazão até 90 m³/h.

Data da calibração: 24.05.2016

São Paulo, 08 de novembro de 2016

CENTRO DE METROLOGIA MECÂNICA,
ELÉTRICA E DE FLUIDOS
Laboratório de Vazão



Abrão Jorge Abrahão
Engenheiro Mecânico
Supervisor da Calibração
CREA n.º 5 060 288 423 R.E. n.º 8 266-8

CENTRO DE METROLOGIA MECÂNICA,
ELÉTRICA E DE FLUIDOS
Laboratório de Vazão



Rui Gomez Teixeira de Almeida
Engenheiro Mecânico
Responsável pelo Laboratório
CREA n.º 5 061 696 693 RE. n.º. 8701

"Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidades – SI)."

Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado.
Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT para quaisquer fins, sob pena de indenização.
A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

APÊNDICE B - Certificado de calibração sensores pressão de óleo e temperatura

ETB1													AVL 	
Date	Year	Actuell Testbed											Temperature	
31/10/2016	2016	ETB1												
Project	Done by	Testbed	Normname PUMA	Sensor Type	Reference Value (Control Equipment) [°C]	Measured (PUMA-System) [°C]	Deviation absolute [°C]	Deviation relative [%pt]	Date	Name	Remarks			
ABR6002	Luis	ETB01	T_41	Type K	0.00	0.06	-0.060	-0.01%	10/10/2016	Luis	F005C001			
					250.00	250.1	-0.100	-0.01%						
					500.00	500.15	-0.150	-0.01%						
					750.00	750.3	-0.300	-0.03%						
					1000.00	1000.4	-0.400	-0.04%						
ABR6002	Luis	ETB01	M_SP_051	Type K	0.00	0.5	-0.500	-0.05%	10/10/2016	Luis	F005C002			
					250.00	250.5	-0.500	-0.05%						
					500.00	500.55	-0.550	-0.06%						
					750.00	750.56	-0.560	-0.06%						
					1000.00	1000.6	-0.600	-0.06%						
ABR6002	Luis	ETB01	M_SP_052	Type K	0.00	0.6	-0.600	-0.06%	10/10/2016	Luis	F005C003			
					250.00	250.6	-0.600	-0.06%						
					500.00	500.5	-0.500	-0.05%						
					750.00	750.6	-0.600	-0.06%						
					1000.00	1000.8	-0.800	-0.08%						
ABR6002	Luis	ETB01	T_61	Type K	0.00	0.65	-0.650	-0.07%	10/10/2016	Luis	F005C004			
					250.00	250.4	-0.400	-0.04%						
					500.00	500.4	-0.400	-0.04%						
					750.00	750.47	-0.470	-0.05%						
					1000.00	1000.5	-0.500	-0.05%						

ETB1												
Date	Year	Actual Testbed										
31/10/2016	2016	ETB1					Pressure					
AVL 												
Project	Done by	Testbed	Normname PUMA	Range	Reference Value (Control Equipment) [kPa]	Measured (PUMA-System) [kPa]	Deviation absolute [kPa]	Deviation relative [%pt]	Date	Name	Remarks	
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_IA_VAL	-30...30	-20.000	-20.029	0.029	0.00%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P001	
					-10.000	-10.069	0.069	0.01%				
					0.000	-0.068	0.068	0.01%				
					10.000	9.954	0.046	0.00%				
					20.000	19.951	0.049	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_11	-30...30	-20.000	-20.031	0.031	0.00%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P002	
					-10.000	-10.012	0.012	0.00%				
					0.000	0.000	0.000	0.00%				
					10.000	10.020	-0.020	0.00%				
					20.000	20.030	-0.030	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_IM	-100...250	-70.000	-70.007	0.007	0.00%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P003	
					-35.000	-35.015	0.015	0.00%				
					0.000	-0.024	0.024	0.00%				
					35.000	35.052	-0.052	-0.01%				
					70.000	70.084	-0.084	-0.01%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_41	-100...250	-70.000	-70.007	0.007	0.00%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P004	
					-35.000	-35.059	0.059	0.01%				
					0.000	0.067	-0.067	-0.01%				
					35.000	34.967	0.033	0.00%				
					70.000	69.959	0.041	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_61	-100...250	-70.000	-70.381	0.381	0.04%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P005	
					-35.000	-35.394	0.394	0.04%				
					0.000	-0.409	0.409	0.04%				
					35.000	34.555	0.445	0.04%				
					70.000	69.574	0.426	0.04%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_110	-30...30	-20.000	-20.002	0.002	0.00%	31/10/2016	Luis/Rogério	L4_P013	
					-10.000	-10.005	0.005	0.00%				
					0.000	0.007	-0.007	0.00%				
					10.000	10.012	-0.012	0.00%				
					20.000	20.017	-0.017	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_017	0...1000	0.000	-0.059	0.059	0.01%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C016	
					125.000	125.055	-0.055	-0.01%				
					250.000	250.114	-0.113	-0.01%				
					375.000	375.053	-0.053	-0.01%				
					500.000	499.989	0.011	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_013	0...1000	0.000	-0.002	0.002	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C009	
					125.000	125.017	-0.017	0.00%				
					250.000	250.179	-0.179	-0.02%				
					375.000	375.121	-0.121	-0.01%				
					500.000	500.024	-0.024	0.00%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_018	0...1000	0.000	-0.046	0.046	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C014	
					125.000	124.822	0.178	0.02%				
					250.000	249.705	0.295	0.03%				
					375.000	374.777	0.223	0.02%				
					500.000	499.855	0.145	0.01%				
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_016	0...1000	0.000	-0.310	0.310	0.03%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C012	
					125.000	124.367	0.633	0.06%				
					250.000	249.597	0.403	0.04%				
					375.000	374.593	0.407	0.04%				
					500.000	499.612	0.388	0.04%				

ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_015	0...1000	0.000	-0.154	0.154	0.02%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C013
					125.000	125.074	-0.074	-0.01%			
					250.000	250.154	-0.154	-0.02%			
					375.000	375.051	-0.051	-0.01%			
					500.000	500.065	-0.065	-0.01%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_014	0...1000	0.000	-0.028	0.028	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C008
					125.000	125.056	-0.056	-0.01%			
					250.000	250.100	-0.100	-0.01%			
					375.000	375.086	-0.086	-0.01%			
					500.000	500.008	-0.008	0.00%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_019	0...1000	0.000	0.211	-0.211	-0.02%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C007
					125.000	125.372	-0.372	-0.04%			
					250.000	250.300	-0.300	-0.03%			
					375.000	375.185	-0.185	-0.02%			
					500.000	499.984	0.016	0.00%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_020	0...1000	0.000	-0.013	0.013	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C006
					125.000	125.100	-0.100	-0.01%			
					250.000	250.148	-0.148	-0.01%			
					375.000	375.062	-0.062	-0.01%			
					500.000	499.928	0.072	0.01%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_Fuel	0...1000	0.000	0.024	-0.024	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C011
					125.000	125.019	-0.019	0.00%			
					250.000	250.010	-0.010	0.00%			
					375.000	375.008	-0.008	0.00%			
					500.000	499.996	0.004	0.00%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_W_O	0...250	0.000	0.004	-0.004	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C010
					62.500	62.512	-0.012	0.00%			
					125.000	125.007	-0.007	0.00%			
					187.500	187.497	0.003	0.00%			
					250.000	249.999	0.001	0.00%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	P_W_I	0...250	0.000	0.015	-0.015	0.00%	11/03/2016	Luis/Rogério	F005C015
					62.500	62.512	-0.012	0.00%			
					125.000	125.007	-0.007	0.00%			
					187.500	187.503	-0.003	0.00%			
					250.000	250.003	-0.003	0.00%			
ABR6002	Luis/Rogério	ETB1	M_SP_021	0...1000	0.000	-0.030	0.030	0.00%	11/04/2016	Luis/Rogério	F005C005
					125.000	124.827	0.173	0.02%			
					250.000	249.870	0.130	0.01%			
					375.000	374.983	0.017	0.00%			
					500.000	500.043	-0.043	0.00%			

APÊNDICE C - Certificado de calibração do dinamômetro, sistema PUMA

Project	Done by	Testbed	Normname PUMA	Reference Value	Measured	Deviation	Deviation
				(Control Equipment)	(PUMA-System)	absolute	relative
				[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
ABR6002	Rogério/Luis	ETB1	md_f	0.00	0.00	0.00	0.00%
				5.00	5.00	0.00	0.00%
				10.00	10.00	0.00	0.00%
				15.00	15.00	0.00	0.00%
				20.00	20.00	0.00	0.00%
				25.00	25.00	0.00	0.00%
				30.00	29.90	0.10	0.01%
				40.00	39.90	0.10	0.01%
				50.00	49.90	0.10	0.01%
				60.00	59.90	0.10	0.01%
				70.00	69.90	0.10	0.01%
				75.00	74.80	0.20	0.02%
				80.00	79.80	0.20	0.02%
				90.00	89.80	0.20	0.02%
				100.00	99.80	0.20	0.02%
				110.00	109.80	0.20	0.02%
120.00	119.80	0.20	0.02%				
125.00	124.80	0.20	0.02%				
130.00	129.70	0.30	0.03%				

APÊNDICE D - Certificado de calibração do dinamômetro, sistema PUMA 2

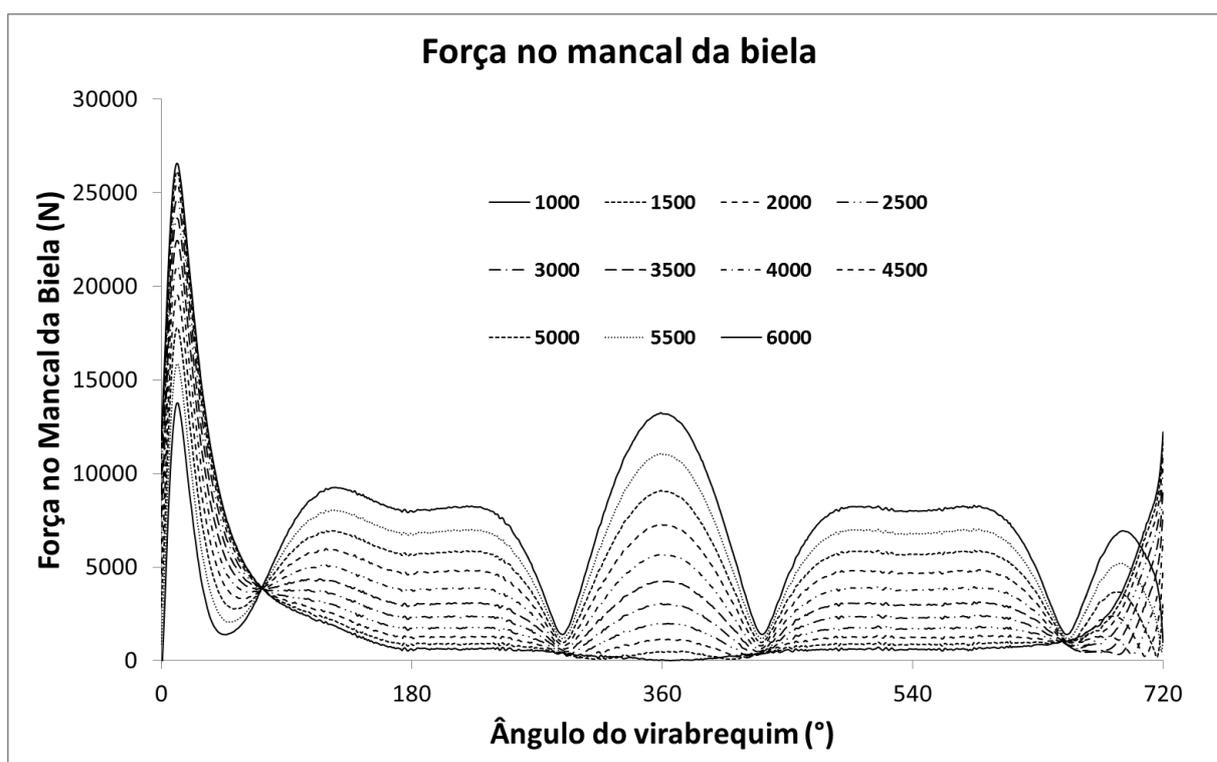
ETB1												
Date	Year	Actuell Testbed										
31/10/2016	2016	ETB1					Temperature					
Project	Done by	Testbed	Normname PUMA	Sensor Type	Reference Value (Control Equipment) [°C]	Measured (PUMA-System) [°C]	Deviation absolute [°C]	Deviation relative [%pt]	Date	Name	Remarks	
ABR6002	Luis	ETB1	T_OILPAN	PT100	0.00	0.01	-0.010	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C001	
					25.00	24.98	0.020	0.00%				
					50.00	50.01	-0.010	0.00%				
					75.00	74.99	0.010	0.00%				
					100.00	99.98	0.020	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	M_SP_010	PT100	0.00	-0.02	0.020	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C002	
					25.00	24.97	0.030	0.00%				
					50.00	49.98	0.020	0.00%				
					75.00	74.98	0.020	0.00%				
					100.00	99.94	0.060	0.01%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_IM	PT100	0.00	-0.05	0.050	0.01%	10/10/2016	Luis	F006C003	
					25.00	25	0.050	0.01%				
					50.00	49.96	0.040	0.00%				
					75.00	74.97	0.030	0.00%				
					100.00	99.94	0.060	0.01%				
ABR6002	Luis	ETB1	M_SP_012	PT100	0.00	-0.01	0.010	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C005	
					25.00	24.99	0.010	0.00%				
					50.00	49.99	0.010	0.00%				
					75.00	74.99	0.010	0.00%				
					100.00	99.98	0.020	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_11	PT100	0.00	0	0.000	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C006	
					25.00	24.97	0.030	0.00%				
					50.00	49.98	0.020	0.00%				
					75.00	75	0.000	0.00%				
					100.00	99.99	0.010	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	M_SP_011	PT100	0.00	0.01	-0.010	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C007	
					25.00	24.97	0.030	0.00%				
					50.00	50	0.000	0.00%				
					75.00	75.01	-0.010	0.00%				
					100.00	99.98	0.020	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_OIL	PT100	0.00	0.01	-0.010	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C008	
					25.00	25.98	-0.980	-0.10%				
					50.00	50.01	-0.010	0.00%				
					75.00	75.01	-0.010	0.00%				
					100.00	99.99	0.010	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_FUEL_I	PT100	0.00	0	0.000	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C009	
					25.00	25	0.000	0.00%				
					50.00	50.02	-0.020	0.00%				
					75.00	75.01	-0.010	0.00%				
					100.00	100.01	-0.010	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_IA	PT100	0.00	0	0.000	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C010	
					25.00	24.98	0.020	0.00%				
					50.00	50	0.000	0.00%				
					75.00	75	0.000	0.00%				
					100.00	99.98	0.020	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_W_O	PT100	0.00	-0.05	0.050	0.01%	10/10/2016	Luis	F006C011	
					25.00	24.98	0.020	0.00%				
					50.00	49.98	0.020	0.00%				
					75.00	74.98	0.020	0.00%				
					100.00	99.98	0.020	0.00%				
ABR6002	Luis	ETB1	T_W_I	PT100	0.00	-0.01	0.010	0.00%	10/10/2016	Luis	F006C012	
					25.00	24.98	0.020	0.00%				
					50.00	50	0.000	0.00%				
					75.00	75.01	-0.010	0.00%				
					100.00	100	0.000	0.00%				

APÊNDICE E - Coeficiente de expansão térmica linear de alguns materiais de eixo e mancal, utilizados no trabalho

Material	Aplicação	Coef. Expansão térmica linear (1/°C)
Aço	Virabrequins, eixos comandos	0,0000161
Ferro Fundido Cinzento	Virabrequim, eixos comandos, mancais de blocos	0,0000105
Alumínio	Mancais de blocos, mancais de cabeçote	0,0000238
Liga Cobre/Alumínio	Bronzinas de bielas, virabrequim	0,0000195

Fonte: Elaborado pelo autor, baseado em Fischer, 2008

A. Variação da força em mancal de biela, utilizada para determinação da mínima pressão de óleo requerida



Fonte: Elaborado pelo autor, baseado em resultados de simulação multi corpos