

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2016

IGOR RANIÊ SOARES DE ALMEIDA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA O
PROJETO MECÂNICO DE UM BLOCO DE MOTOR**

IGOR RANIÊ SOARES DE ALMEIDA

DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA O
PROJETO MECÂNICO DE UM BLOCO DE MOTOR

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista, para a
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2016

IGOR RANIÊ SOARES DE ALMEIDA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. VICTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO
UNESP-FEG


Prof. Dr. CARLOS ALBERTO CHAVES
UNITAU

Agosto de 2016

A447
d Almeida, Igor Raniê Soares de
Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto mecânico de um bloco de motor / Igor Raniê Soares de Almeida – Guaratinguetá, 2016.
91 f. : il.

Bibliografia: f. 90-91

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Motor diesel 2. Motores de combustão interna 3. Projetos de engenharia
I. Título

CDU 621.436(043)

DADOS CURRICULARES

IGOR RANIÊ SOARES DE ALMEIDA

NASCIMENTO	18.07.1990 – TAUBATÉ / SP
FILIAÇÃO	Carlos Alexandre de Souza Almeida Neusa Maria Soares de Almeida
2008/2012	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade de Taubaté
2014/2016	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Agosto de 2016

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter possibilitado esta ocasião em minha vida a qual pude cursar nesta universidade este mestrado na área de projetos, bem como agradeço por tudo mais em minha vida como a minha saúde, meus planos e conquistas.

Também agradeço à Maria Santíssima por ter passado a frente de mais esta etapa.

Sou grato à minha família por sempre ter me apoiado em meus estudos me incentivando a seguir cada vez mais longe, especialmente ao meu irmão Rian Felipe por ter participado do desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao professor orientador Fernando de Azevedo Silva por ter me instruído no passo a passo para a execução de uma boa dissertação.

À FEG por ter proporcionado esta oportunidade de aprimorar meus conhecimentos e pela qualidade do ensino ali apresentado.

Aos professores os quais cursei as devidas matérias como aluno mestrando, pela excelência no ensino e dedicação aos alunos.

E aos demais professores, colegas, funcionários, amigos que de alguma forma participaram do meu aprendizado, tanto ao longo do curso de Mestrado quanto durante o desenvolvimento desta dissertação.

“ Combati o bom combate, terminei a minha corrida, guardei a fé.”

II Timóteo 4, 7

ALMEIDA, I. R. S. **Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto mecânico de um bloco de motor**. 91f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

O MCI (Motor de Combustão Interna) é um produto largamente utilizado na indústria, o que o torna um objeto interessante de estudo, o qual requer constante desenvolvimento com implementação de novas tecnologias. Buscando contribuir para o avanço tecnológico na área, foi realizado um estudo do comportamento estrutural de uma de suas principais peças o bloco de cilindros. O mesmo é responsável pela união de todos os outros elementos, devendo ser suficientemente rígido para absorver os esforços oriundos da explosão no interior da câmara e resultantes das forças de oscilação de primeira e segunda ordem originárias das massas dos elementos oscilatórios do motor. Nesta dissertação desejando definir o carregamento principal sobre o bloco do motor, foram realizados diversos estudos, dentre eles: a regulação da carga onde analisa-se analiticamente as transferências de gases que circulam em um motor, também foi realizada uma análise estequiométrica do combustível, determinando a sua composição e seu poder calorífico, na sequência foram determinados os parâmetros que caracterizam um motor, definidos aqui como cálculos de desempenho, estes foram inter-relacionados em uma planilha de Excel. Posteriormente o carregamento principal do bloco foi definido, realizando estudos de casos, com influência sobre a pressão de trabalho dos cilindros, dividindo-os em fatores de carga. A modelagem do bloco foi realizada no software Autodesk Inventor 2012, as dimensões e posicionamentos das partes foram definidas segundo a realização de cálculos e dimensões de projeto como: cálculos de tração nas roscas do cabeçote e dos mancais do motor; medidas de diâmetro e curso dos pistões; cálculos da velocidade média dos pistões, distâncias das engrenagens de distribuição e relações de cálculo como o raio da manivela sobre o comprimento da biela. Como resultado da modelagem obteve-se um sólido 3D o qual foi analisado no software Ansys Work Bench versão V12, definido o carregamento total sobre o bloco, ao final obteve-se uma análise gráfica dos deslocamentos totais, das tensões equivalentes, cortantes, normais e uma análise de fadiga do bloco do motor e sua capa do mancal, obtendo uma resposta estrutural direta para os cálculos analíticos de desempenho e os estudos de caso.

PALAVRAS-CHAVE: Motor Diesel, Bloco de cilindros, Projeto Mecânico, combustão.

ALMEIDA, I. R. S. **Development of a methodology for the mechanical project of an engine block.** 91f. Dissertation (Master's degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

The ICM (Internal Combustion Engine) is a product widely used in the industry, which makes it an interesting object of study, which requires constant development with implementation of new technologies. Seeking to contribute to the technological advancement in the area, was accomplished a study of the structural behavior of one of its main parts the engine block. It is responsible for the union of all the other elements and must be sufficiently rigid to absorb the efforts originated of the blast within the cylinders and resultants of oscillation forces of first and second order originating from the masses of the oscillation elements from the engine.

In this dissertation wishing define the main load on the engine block, were performed several studies, among them: the charge of regulation where it is analyzed analytically the transfers of the gases circulating in an engine, it also performed a stoichiometric fuel analysis, determining the composition and calculating its calorific power, in the sequence was determined several parameters that characterize an engine defined as performance calculations, they were interrelated in an Excel spreadsheet. Posteriorly the main load block was defined, realizing case studies, within influence on the work pressure of the cylinders, dividing them into load factors. The modeling of the block was performed in the Autodesk Inventor 2012 software, the dimensions and positions of the parties of the 3D block model were defined according the according performance calculations and according to project dimensions such as for example: traction calculations in the head screws and engine bearings; measurements of diameter and stroke of the pistons; distances of timing gears and calculation relations as crank radius over the length of the rod. As a result there was obtained an 3D model, which was analyzed in Ansys Workbench V12 software, defined the main loading on the block, at the end was obtained a graphical analysis: of total displacements; of the equivalent stresses; shear stress; normal stress and an fatigue analysis of the engine block and engine bearings cape, getting a direct structural response to the analytical calculations of the performance and of the cases studies.

KEYWORDS: Diesel Engine, Cylinder Block, Mechanical Project, combustion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama de fluxos de Schmeitzer.....	30
Figura 2 – Centro de massa S_b de uma biela e a decomposição das inércias.....	33
Figura 3 – Braço de manivela e a inércia de rotação.....	34
Figura 4 – Força centrífuga F_r	35
Figura 5 – Força de inércia de 1ª ordem.....	35
Figura 6 – Força de inércia de 2ª ordem.....	36
Figura 7 – Esboço diagrama indicado de um motor Diesel de quatro tempos.....	37
Figura 8 – Foto do pistão e câmara de combustão sendo preenchida com água.....	47
Figura 9 - Dados técnicos motores D11; DS11 e DSC11.....	48
Figura 10 – Curvas de nível do consumo e potência.....	52
Figura 11 – Diagrama indicado e pressão média efetiva.....	54
Figura 12 – Perfil 2D desenhado em Sketch.....	55
Figura 13 – Extrude de uma Sketch 2D.....	56
Figura 14 – Sketch inicial das paredes intermediárias.....	56
Figura 15 – Rectangular Pattern das partes simétricas.....	57
Figura 16 – Detalhe comando Hole para inserção das roscas.....	58
Figura 17 – Face superior do bloco.....	59
Figura 18 – Detalhe em corte da galeria de lubrificação do mancal central.....	59
Figura 19 – Furos de fixação da capa seca.....	60
Figura 20 – Capa do mancal.....	60
Figura 21 – Comando Revolve na câmara de compressão.....	61
Figura 22 – Modelagem das cavas das válvulas.....	62
Figura 23 – Modelagem da saia do pistão.....	62
Figura 24 – Modelagem dos mancais do pino.....	63
Figura 25 – Comando iProperties.....	63
Figura 26 – Modelo do virabrequim apenas com mancais fixos e móveis.....	64
Figura 27 – Inserindo o virabrequim no bloco.....	65
Figura 28 – Restringido o movimento dos pistões.....	65
Figura 29 – Restringido movimento de rotação do virabrequim.....	66
Figura 30 – Drive Constrain, simulando os movimentos.....	66
Figura 31 – Comando Base inserindo vistas.....	67
Figura 32 – Desenho técnico simplificado – Motor parcial.....	68

LISTA DE FIGURAS

Figura 33 – Planilha de cálculo – MCI.....	69
Figura 34 – Tabela com as principais propriedades do pistão.....	72
Figura 35 – Bloco – Tensões equivalentes de von Mises.....	74
Figura 37 – Bloco – Tensão normal no eixo dos cilindros.....	75
Figura 38 – Bloco – Tensão cisalhante plano frontal.....	76
Figura 39 – Bloco – Tensão cisalhante plano longitudinal.....	76
Figura 40 – Bloco – Deslocamentos totais – Cilindro.....	77
Figura 41 – Bloco – Deslocamentos totais – Mancal.....	78
Figura 42 – Bloco – Análise de fadiga.....	79
Figura 43 – Bloco – Análise de fadiga – Rosca do mancal.....	79
Figura 44 – Bloco – Gráfico de sensibilidade à fadiga.....	80
Figura 45 – Mancal central – Tensões equivalentes de von Mises.....	81
Figura 46 – Mancal central – Tensão normal.....	82
Figura 47 – Mancal central – Tensão cortante.....	83
Figura 48 – Mancal central – Deslocamentos.....	83
Figura 49 – Mancal central – Vida infinita.....	84
Figura 50 – Mancal central – Gráfico de sensibilidade à fadiga.....	84
Figura 51 – Mancal típico – Tensões equivalentes de von Mises.....	85
Figura 52 – Mancal típico – Tensão normal.....	86
Figura 53 – Mancal típico – Tensão cortante.....	87
Figura 54 – Mancal típico – Deslocamentos.....	88
Figura 55 – Mancal típico – Vida finita.....	88
Figura 56 – Mancal típico – Gráfico de sensibilidade à fadiga.....	89

LISTA DE SÍMBOLOS

FEA	Finite Element Analysis
MCI	Motor de Combustão Interna
P	Potência
C	Torque
Ci	Torque indicado
Pe	Potência efetiva
Pi	Potência indicada
Pf	Potência consumida por atrito
pe	Pressão média efetiva
pi	Pressão média indicada
pf	Pressão média de atrito
Wi	Trabalho indicado
S	Curso do pistão
\varnothing_{cil}	Diâmetro do cilindro
Vc	Volume do cilindro
Vcyl	Cilindrada
p	Pressão no interior de um cilindro
dV	Parcela infinitesimal do volume
Vp	Velocidade do pistão
A	Área do pistão
n	Número de cilindros
nc	Número de ciclos
N	Rotação do motor
ma	Massa de ar admitida pelo motor
mcc	Massa de ar que curta-circuita para o escape
mgf	Massa de ar retida
mr	Massa de ar residual
mI	Massa de ar contida pelo cilindro
me	Massa de ar descartada pelo escape
Pa	Pressão ambiente
Ta	Temperatura ambiente
M	Massa de referência

LISTA DE SÍMBOLOS

L	Taxa de entrega
η	Rendimento útil do motor
η_t	Rendimento de entrega
Rr	Rendimento de enchimento
η_b	Rendimento de varredura
Rs	Relação de varredura
Crel	Carga relativa
M(adm)	Massa de referência à pressão e temperatura do coletor
ρ_{adm}	Peso específico do ar na admissão
m_{pi}	Massa de uma biela com peso “p” e comprimento “l” definidos
mR	Massa de rotação da biela
mO	Massa de oscilação da biela
Fr	Força centrífuga
Fo	Força mássica
Sb	Centro de massa da biela
S*	Centro de massa de uma parcela definida da manivela
RS*	Distância radial do centro de giro até o centro de massa de uma parcela da manivela
R	Raio da manivela ou do virabrequim
l	Comprimento da biela
l_1	Distância do centro de massa da biela até o centro do pino
l_2	Distância do centro do mancal da biela até seu centro de massa
α	Ângulo da manivela
ω	Velocidade angular
λ_B	Relação R/L
Fmx	Força de massa horizontal sobre o embasamento
Fmy	Força de massa vertical sobre o embasamento
Fmc	Força de massa compensada pela ação do contrapeso
FI	Força de inércia de primeira ordem
FII	Força de inércia de segunda ordem
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior

LISTA DE SÍMBOLOS

PV^m	Equação politrópica, pressão versus volume elevado a constante m
G	Quantidade total de cinzas do combustível
W	Umidade total do combustível
X	Percentual de carbono
Y	Percentual de hidrogênio
Mt	Massa total do combustível
Hin	Poder calorífico inferior
Humist	Poder calorífico da mistura
Var	Volume de ar estequiométrico
be	Consumo específico de combustível
λ	Relação entre o ar real e o ar mínimo
λl	Rendimento volumétrico: relação entre o ar efetivamente aspirado e o ar teórico
Armín	Quantidade de ar mínimo necessário
Vmist	Volume da mistura
QtdAr	Quantidade de ar aspirado por minuto
Q1	Quantidade de calor consumida por minuto
tx	Taxa de compressão
txD	Taxa de compressão dinâmica
V_1	Volume maior da câmara de combustão e pistão no PMI
V_2	Volume menor da câmara de combustão e pistão no PMS
Cmáx	Carregamento máximo sobre o pistão
FT	Fator de carga total
Fcb	Fator do combustível
Flb	Fator lambda
Ft	Fator da turbina e sobrealimentadores
Fc	Fator de consumo
Ffm	Fator devido ao freio motor
Fpc	Fator pressões máximas de combustão
σ_{esc}	Tensão limite de escoamento do material
σ_{rup}	Tensão limite de ruptura do material

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA	14
1.2	OBJETIVOS	18
1.3	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	19
1.4	ESTADO DA ARTE	19
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	24
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)	25
2.2	POTÊNCIAS E PRESSÕES MÉDIAS DE UM MCI	25
2.3	REGULAGEM DA CARGA	28
2.3.1	Transferências de gases nos motores	28
2.3.1.1	Rendimentos	28
2.3.1.2	Taxa de entrega “ L ”	29
2.3.1.3	Rendimento de entrega “ η_t ”	29
2.3.1.4	Rendimento de varredura “ η_b ”	29
2.3.1.5	Carga relativa “ C_{rel} ”	29
2.3.2	Motores sobrealimentados	30
2.3.2.1	Relação de varredura	30
2.4	EFEITOS DAS FORÇAS DE INÉRCIA DOS ELEMENTOS DO MECANISMO DE PROPULSÃO	31
2.4.1	Efeito das forças de inércia “F_r” e “F_o” sobre o embasamento	34
2.5	RELAÇÕES DE FORÇA POTÊNCIA E DESEMPENHO	35
2.5.1	Diagrama indicado	35
2.5.2	Cálculos de desempenho	36
3	MATERIAIS E MÉTODOS	41
3.1	MODELAGEM E ESTUDOS PRELIMINARES	41
3.2	CÁLCULOS DE DESEMPENHO	41
3.3	ESTUDO DE CASOS	47
3.3.1	Variações na composição do combustível	47
3.3.2	Relação “λ” (ar real /ar estequiométrico)	48
3.3.3	Sobrecarga de turbo compressores, <i>Blower</i> e <i>superalimentadores</i>	48
3.3.4	Débito de óleo, potência e consumo	49

3.3.5	Sobrecarga devido ao freio motor combustão.....	51
3.3.6	Correção da carga considerando as pressões máximas de combustão.....	51
3.3.7	Combinação de casos.....	52
3.4	MODELAGEM DO BLOCO.....	53
3.5	MODELAGEM DO PISTÃO.....	59
3.6	MODELAGEM DO VIRABREQUIM.....	62
3.7	MONTAGEM DO BLOCO PISTÕES E VIRABREQUIM.....	62
3.8	DISTRIBUIÇÃO DO CARREGAMENTO NO BLOCO DO MOTOR.....	65
4	RESULTADOS OBTIDOS E DISCUSSÕES.....	67
4.1	ANÁLISE DE DESEMPENHO DO MOTOR.....	67
4.2	MODELOS EM 3D.....	69
4.2.0	Modelo do bloco do motor.....	69
4.2.1	Modelo 3D do pistão.....	69
4.2.2	Modelo 3D do virabrequim.....	70
4.3	RESULTADOS DOS CÁLCULOS UTILIZANDO FEA.....	71
4.3.1	Cálculos do bloco.....	71
4.3.2	Cálculo das capas dos mancais.....	78
4.3.2.1	Cálculo do mancal central.....	79
4.3.2.2	Cálculo do mancal típico.....	83
5	CONCLUSÕES.....	88
5.1	CÁLCULOS ANALÍTICOS.....	88
5.2	MODELOS 3D.....	88
5.3	CÁLCULO FEA.....	88
5.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	89
6	REFERÊNCIAS.....	90

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA

Os motores a combustão interna contemporâneos tiveram sua origem há séculos atrás, com o surgimento das máquinas a vapor, que inspiraram a construção dos dois principais tipos de motores que se tem hoje em dia, os de ciclo Otto, muito comuns em automóveis, e os motores Diesel, comuns em máquinas e veículos pesados.

Conforme MAMMINI (2015), a máquina a vapor mais antiga já registrada teve sua origem no Egito na cidade de Alexandria, inventada por Heron em 120 a.C., ficou conhecida como “*aeolipile*”. Esta máquina consistia em um recipiente esférico de metal preso por dois pontos centrais, formando um centro de giro, esta peça possuía fixado a sua superfície, dois tubos contrapostos e curvos, cuja saída formava uma trajetória tangente a superfície da esfera, favorecendo o giro da peça sempre para um mesmo sentido, dentro dessa esfera era colocada água fria. Ao ser levada ao fogo o vapor formava pressão no interior da câmara e era expelido pelos tubos em forma de jatos que proporcionavam a rotação. Não encontrada nenhuma aplicação específica para o *aeolipile*, o mesmo servia apenas como objeto de exposição e entretenimento para as pessoas da época.

Muito tempo depois, em 1679, foi inventada pelo francês Denis Papin, a primeira panela de pressão que ficou conhecida, segundo MAMMINI (2015), como a marmitta de Papin, que consistia em uma panela fechada hermeticamente com água na qual se aquecia para se cozinhar alimentos sobre pressão, logo ele percebeu que ao resfriar o recipiente em água fria, formava-se vácuo em seu interior, então em seus estudos mais avançados, ele construiu um cilindro com um pistão móvel, que se deslocava ao aquecer a câmara formando vapor e retornava-se a posição inicial ao resfriá-lo.

Segundo ENRIQUE, HERMÁN e RAMÍRO (2002), posteriormente em 1698, o registro mais antigo da máquina a vapor, foi a de Thomas Savery que inventou um dispositivo que bombeava águas de uma mina de carvão, o mesmo possuía uma concepção simples na qual um tanque era preenchido de vapor e após ser resfriado por meio de água fria o vapor condensado em seu interior, produzia vácuo que succionava a água das minas para um tanque; Tal dispositivo era pouco eficiente, pois dependia das limitações da pressão atmosférica para funcionar. A invenção despertou o interesse do ferreiro Thomas Newcomen, que em 1705 aperfeiçoou a invenção de Thomas Savery adaptando um sistema de balança a bomba de água, aumentando a sua eficiência e permitindo que as minas de água fossem exploradas mais

a fundo e também bombeadas para a cidade. Tal máquina realizava apenas um movimento de vai e vem, onde se aquecia a água em uma caldeira e fornecia o vapor sobre pressão para um cilindro que se elevava lentamente, em seguida através de válvulas pulverizava-se água fria no interior do cilindro fazendo o vapor condensar; o cilindro retornava a posição inicial, se retirava a água e o ciclo era iniciado novamente. A invenção de Newcomen foi estudada na universidade de Glasgow. James Watt em seu primeiro contato com a máquina pode observar seu funcionamento e constatou que o ciclo da máquina não era muito eficiente, pois o cilindro principal era aquecido durante a expansão e resfriado durante a condensação perdendo muito calor para em seguida ser reaquecido novamente, logo J. Watt aperfeiçoou o ciclo de Newcomen adicionando ao processo mais um cilindro condensador, nesse processo o vapor continuava aquecido por uma caldeira e quando aberta a válvula o cilindro avançava, porém agora ao fechar a válvula da caldeira abria-se a válvula do cilindro condensador e então o vapor retornava para dentro do outro cilindro com ajuda da pressão atmosférica, porém mantinha-se um cilindro sempre quente e o outro frio e a água condensada neste último era transferida para outro reservatório.

Em seu filme: “James Watt e a máquina a vapor”, SICHAU e KIEFER (2013) expõem que os melhoramentos de James Watt permitiram que ele requeresse uma nova patente em 1769. Para financiar a construção de uma nova máquina mais eficiente, ele cedeu dois terços de sua patente para Jonh Roebuck, que ao falir quatro anos depois vendeu seus direitos para outro empresário, Matthew Boulton, que junto com James Watt fundaram a primeira fábrica de máquinas a vapor do mundo. Em sua nova fábrica enquanto produziam bombas de água, Watt já trabalhava buscando mais eficiência para o invento, então posteriormente em 1781 implementou sua máquina a vapor com um cilindro de dupla ação, e a conversão do movimento recíproco de vai e vem em movimento de rotação, formando um novo conjunto de cilindro e pistão duplo com um balanço ligado a uma biela e uma roda, trazendo agora novas aplicações para a máquina como a substituição em moinhos de vento e rodas d’água, logo mais surgiram novos implementos como o sistema de engrenagem planetária que permitia o controle de abertura e fechamento automatizado das válvulas e um pêndulo pesado uniformizava a rotação. Em 1782 Watt inventou a sua unidade de medida para calcular a potência de suas máquinas, utilizando como comparação a força máxima de um cavalo, foi quando ele constatou que um cavalo era capaz de elevar 75 kilos a uma altura de um metro no tempo de um segundo, e chamou de *Horsepower* (Hp). Com sua larga aplicação em teares, no ano de 1788 numa grande fábrica, com o aumento da carga nos teares produziam-se grandes variações de velocidades na rotação da máquina foi quando J. Watt inventou e patenteou o

regulador centrífugo, um importante invento que permitiu o controle automático das válvulas de aceleração, sendo que até mesmo hoje se pode ainda encontrar aplicado em outras máquinas modernas e motores. James Watt era o detentor das patentes da máquina a vapor, com isso outros inventores não puderam trabalhar e desenvolver suas idéias até o ano de 1800, quando a patente da máquina a vapor expirou. Já no século XIX, o inglês Richard Trevithick inventou em 1804 a primeira locomotiva a vapor, que desenvolvia a velocidade muito lenta de 8 km/h; Em 1807 Robert Fulton coloca o motor a vapor em um barco; Posteriormente em 1812 surge outra locomotiva inventada por John Blenkinsop que também substituiu os trilhos de madeira por ferro fundido no ano de 1812, então George Stephenson aperfeiçoou o invento, criando a primeira locomotiva a ser colocada em operação e também inovou a máquina a vapor inventando as válvulas que permitiam a sua inversão de rotação. Os motores de combustão interna foram inspirados na máquina a vapor e foram desenvolvidos com ela, até substituírem por completo juntamente com os motores elétricos e outros inventos que se demonstraram mais eficientes.

Conforme pesquisado por VARELLA (2013), o registro mais antigo das invenções dos motores de combustão interna, encontra-se a idéia proposta pelo padre Hautefoille em 1652, sua idéia consistia em montar um motor utilizando a força expansiva dos gases provenientes da queima da pólvora e em 1680 Huygens apresentou a idéia de um motor com cilindro e pistão movido a pólvora, porém estes inventos nunca foram concretizados, ainda segundo o autor, em 1801, Phillip Leblen, patenteou seu motor de combustão a gás e em 1821, W. Cecil desenvolveu um motor movido a ar e hidrogênio, sendo o primeiro motor a realmente funcionar; Em 1852, Jean Etienne Lenoir a partir do estudo de Cecil, desenvolveu o primeiro motor fixo e patenteou, em 1860, e construiu, em 1863, um triciclo motorizado a partir de gás de hulha, com apenas 1,5 HP e utilizava um sistema de ignição com três centelhas elétricas que produzia três explosões; Já em 1854, Dugald Clerk construiu um motor, mas só apresentou em 1881; Gottlieb Daimler introduziu a ignição por ponto nos motores dois tempos, permitindo a sua comercialização em 1857; Barsanti e Matteuci constroem um motor com pistão livre que aciona uma catraca e um eixo que foi comercializado por Otto e Langen até 1867; No ano de 1862 Beau De Rocha propôs e patenteou o princípio de funcionamento do motor quatro tempos, com características de eficiência elevada, mas nunca conseguiu construir o seu motor, o que foi também inventado e depois construído por Nikolaus Otto anos mais tarde, mesmo sem obter contato com os estudos de Rocha.

A idéia inicial mais próxima do motor que se possui hoje teve origem em 1860, quando naquela época foi sugerido que se utilizasse a queima de um combustível como o benzeno,

para o funcionamento de uma máquina, o que foi conseguido por Nikolaus August Otto em 1866, sua idéia baseava-se em: através de uma combustão realizar a propulsão de um êmbolo e rotacionar um sistema de manivelas de uma bicicleta, para isso ele subdividiu o movimento em quatro processos que ficou conhecido até hoje como os quatro tempos de um motor (admissão, compressão, explosão e descarga), posteriormente em 1876 Nikolaus Otto, patenteou o primeiro motor de combustão interna e em 1878 o construiu com sucesso. Os motores de ciclo Otto, assim conhecidos superaram os motores a vapor em economia de combustível e eficiência, pois a queima proporcionava maior rendimento com a expansão dos gases, mais tarde pôde-se empregar a gasolina, aumentando ainda mais a potência em seu processo, a qual antes era jogada fora como um subproduto do petróleo. Em 1892, Rodolphe Diesel inventa e mais tarde patenteia o primeiro motor de combustão interna, cuja ignição é formada a partir do calor formado no interior da câmara durante a compressão. Seu princípio de funcionamento pode ser comparado quando se usa uma bomba de ar de bicicleta: enquanto o ar é comprimido observa-se que ocorre o aquecimento da bomba, dessa forma buscando melhorar a eficiência dos motores existentes na época, Diesel pensou em utilizar este calor de compressão para formar a chama no interior do cilindro com a mistura do combustível, seu invento se difundiu rapidamente lhe rendendo muito dinheiro, e até hoje é utilizado mantendo o princípio de funcionamento do projeto original.

Novas aplicações surgiram para a máquina a vapor bem como novos inventores, trazendo avanços para um dos maiores quadros da história mundial que ficou conhecido como a Revolução Industrial, que também teve sua origem graças à invenção da máquina a vapor.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver uma metodologia que permita analisar a estrutura de um bloco de motor, permitindo assim condições para a execução de um projeto mecânico de um motor de combustão interna (MCI).

E como objetivo secundário reunir conhecimentos já existentes na área abordados de uma forma diferente, possibilitando a partir do mesmo, condições para o desenvolvimento de trabalhos mais complexos na área ou a execução de um novo projeto de MCI com parâmetros diferenciados.

Sendo assim para a boa execução do trabalho o objetivo principal foi subdividido nas seguintes metas:

- Estudo das partes sensíveis de um bloco; Aqui foi estudado todas as partes do motor e dentre elas foram determinadas as principais peças que poderiam influenciar no projeto do bloco, bem como foi analisado os principais pontos os quais poderiam apresentar falha;

- Estudo da curva de carregamento, diagramas, e principais esforços. Nesta etapa buscou-se estudar o carregamento efetivo oriundos do funcionamento de um motor, assim foram obtidas diversas condições de carregamento e suas distribuições sobre o conjunto do motor, tendo selecionando ao fim as principais condições;

- Análise da pressão no interior dos cilindros e principais variações; Sendo a pressão nos cilindros uma das principais fontes de carregamento do motor, buscou-se analisar-se a fundo os principais fatores que a influenciam, e as condições que poderiam majorá-la, sendo um ponto determinante para o projeto;

- Análise de desempenho e parâmetros construtivos; Nesta etapa foram estudados alguns dos parâmetros principais utilizados em projetos de motores, assim também foram estudadas diversas equações utilizadas para determinar e caracterizar o desempenho de diversos motores, obtendo assim uma resposta quantitativa para alterações construtivas, aperfeiçoamentos ou mudanças trazendo variações comportamentais do motor (potência, consumo, rendimento);

- Modelagem do bloco em software 3D; Utilizando o software Inventor 2012, foi estudada a melhor forma para se realizar a modelagem do bloco, trazendo assim um sólido 3D que pudesse ser atualizado conforme a necessidade dos cálculos e o desenvolvimento do projeto;

- Estudo das condições críticas de cálculo, levantamento de hipóteses; Esta etapa inter-relacionou os cálculos analíticos e estudos desenvolvidos com algumas condições reais pesquisadas, levantando assim algumas hipóteses que determinaram os casos de cálculos;

-Análise utilizando elementos finitos FEA. Assim utilizando o Software Ansys Work Bench V12, o bloco do motor foi analisado estruturalmente, apontando e comprovando os pontos considerados críticos no projeto;

-Análise dos resultados obtidos, recálculos do modelo com correções da análise; Nesta etapa os resultados do cálculo FEA, criticamente avaliados o que levou a conseqüentes alterações e revisões, trazendo ao final uma metodologia que se considerasse satisfatória;

-Conclusões finais e registros de resultados; Ao longo do desenvolvimento da dissertação foram gerados diferentes tipos de arquivos como: planilhas, relatórios, modelos 3D, arquivos de cálculos, então todo o material desenvolvido foi registrado utilizando índices de revisões o que possibilitou acompanhar a evolução de cada etapa e facilitando a elaborações conclusivas.

1.3 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A importância de deste trabalho está relacionada com os estudos na área de motores, os quais servirão como patamar inicial para contribuir com futuros avanços tecnológicos na área, como por exemplo: ganhos de potência, uma maior eficiência, melhor aplicabilidade, ganhos ecológicos, desenvolvimento de novos combustíveis, reaproveitamentos de energias, aumento de confiabilidade, assim como o aprimoramento de tecnologias já existentes, trazendo assim uma continuidade a este tema o qual requer um avanço constante e que também está ocultamente presente no cotidiano de cada pessoa que utiliza diretamente um MCI ou indiretamente se beneficia ao utilizar um produto que o emprega em sua produção, transporte ou alguma outra aplicação.

1.4 ESTADO DA ARTE

HAUCK, E. (2013), desenvolveu um modelo computacional para simular motores de ignição por compressão, realizando uma análise termodinâmica do gás no cilindro considerando a pressão e a temperatura espacialmente uniformes. A primeira lei da termodinâmica foi usada para calcular o balanço de energia da mistura, que foi considerada como um gás ideal. O programa desenvolvido considera duas fases: a fechada e a aberta do ciclo, a fase fechada do ciclo consiste nos processos de compressão, combustão e expansão, a fase aberta do ciclo consiste dos processos de exaustão e admissão, em que pelo menos uma das válvulas está aberta. Os parâmetros de desempenho do motor, como pressão média efetiva, potência,

torque, consumo específico de combustível e eficiência de conversão de combustível são calculados e o modelo foi comparado com os dados de um motor diesel. O objetivo geral do trabalho é desenvolver um modelo computacional na linguagem C++ para calcular a pressão, a temperatura e demais propriedades termodinâmicas da mistura no cilindro de um motor de combustão interna com ignição por compressão como calor transferido às paredes, calor fornecido pelo combustível, variação da energia interna e entalpia que acompanha o fluxo de massa de combustível, segundo o autor a partir dessas variáveis é possível encontrar os parâmetros de desempenho do motor, como torque e potência, pressão média efetiva, consumo específico de combustível e eficiência térmica. Com futuras evoluções, o programa visa ser aplicado a projetos de motores Diesel para diminuir custos e tempo de desenvolvimento, substituindo parte dos testes em bancada e a elaboração de protótipos.

BRAGAT A.; JIBHAKATE Y.; CHIMOTE K., (2012), realizam uma análise em um pistão de um motor quatro tempos, utilizando elementos finitos, sendo o principal objetivo realizar uma análise térmica apresentando as distribuições de tensão e otimizar as principais partes do modelo. Os autores relatam que a proposta do motor é transferir a força de expansão dos gases ao virabrequim produzindo torque, contando para isso com a vedação dos anéis na parede dos cilindros que restringem também o movimento do pistão, logo o ciclo de pressão dos gases, as forças de inércia e as condições de trabalho ocasionam falhas por fadiga e avarias nos pistões como o desgaste lateral, rachaduras ou quebras na sua coroa ou parte superior, entre outras, realçando a importância de realizar uma análise térmica nesse estudo. Segundo os autores, como a transferência térmica se dá no motor de uma região de alta temperatura para uma região baixa, e ocorrem durante os golpes internos de cada ciclo, logo a transferência de calor se dá de duas formas: a primeira durante o golpe de compressão, mas a partir deste ponto se dá durante a combustão e a expansão então os gases passam a perder calor para as paredes dos cilindros. Em seguida foram apresentados cálculos sucintos da pressão dos gases no interior dos cilindros, bem como se realizaram os cálculos de análises térmicas e estrutural, apresentando analiticamente uma matriz de rigidez e deslocamentos para o pistão, apresentando as propriedades do material, os cálculos do carregamento térmico produzido e obtendo por fim os deslocamentos em pontos específicos do pistão. Para complementar foi apresentado um cálculo de otimização do pistão utilizando o software Ansys Work Bench, posteriormente análises de comparação de materiais, e através de ensaios variando a câmara de combustão na cabeça dos pistões, foram realizados testes de bancada variando a taxa de compressão, otimizando o peso. Os autores concluem ao final as avarias na coroa do pistão

são ocasionadas devido a deformações que aparecem na saia do pistão, e as quebras que surgem na coroa e na lateral superior onde estão as maiores concentrações de tensão, logo se estendem por todo o comprimento vertical, com isso a distribuição de tensão depende principalmente da deformação do pistão, e por isso para reduzir a tensão na coroa do pistão, o mesmo deve ter uma dureza suficiente.

MARTINS V.; GARCIA E. (2010), neste artigo é realizado um estudo generalizado sobre os motores Diesel descrevendo: suas principais características; como são classificados; quais os seus principais componentes, os vários tipos de sistemas que compõem o mesmo e permitem seu correto funcionamento, também foram apresentadas algumas de suas aplicações e realizado uma comparação com os motores á gasolina de ciclo Otto.

RIBEIRO B., MARTINS J. (2007), realizaram uma comparação entre os motores de ciclo Otto, motor Miller, e Diesel, estudando os melhoramentos na eficiência térmica de cada motor utilizando tecnologias conhecidas como (VVT) variação do tempo da válvula e a (VCR) variação da taxa de compressão, os autores relatam que o motor Miller deixa a válvula de admissão aberta durante a compressão, comprimindo desta maneira contra a compressão do turbo compressor, como resultados se tem 15% de aumento em sua eficiência, ao final os resultados mostraram que para a maioria das condições de trabalho o motor Miller se mostrou mais eficiente que os motores Otto e Diesel, um modelo de computador foi utilizado para simular a performance do motor e prever alguns resultados preliminares com comandos de diferentes formas de cames e diferentes taxa de compressão, neste trabalho foi realizado a transformação de um motor Diesel monocilíndrico em motor de ciclo Otto, removendo assim o bico injetor e instalando um sistema de ignição por centelha, também foi necessário realizar algumas modificação no cabeçote, devido a formação natural de redemoinhos no interior do cilindro de motores Diesel, ocorreu que estes redemoinhos não permitiam uma queima uniforme do combustível quando o mesmo trabalhava no motor convertido para Otto, nestas condições realiza-se um estudo medindo a velocidade de formação destes redemoinhos, através de um dispositivo de tubo transparente e um eixo com uma roda de palhetas, na qual se fixou o cabeçote antes e depois da modificação, que diminui a velocidade dos gás no cilindro. Como resultado da pesquisa os autores obtiveram gráficos com curvas de nível da pressão no interior dos cilindros, consumo específico, rotação, potência e uma tabela para os melhores valores de performance para o avanço e atraso da abertura da válvula de admissão, inter-relacionando os três tipos de motor estudado. Foi concluído que o mesmo motor

monocilíndrico selecionado obteve sucesso trabalhando com os ciclos Diesel, Otto e Miller, permitindo uma direta comparação entre as três performances dos ciclos. As diferenças entre o consumo específico de combustível do ciclo Miller com VCR não foi maior do que 20% para as baixas velocidades e baixas cargas. Coincidentemente o pico dos melhoramentos do ciclo Miller ocorreu na região onde o ciclo Diesel se apresentou mais pobre e o ciclo Miller provou em parte dos carregamentos testados ser a melhor opção entre os ciclos Otto e Diesel

GIAKOUMIS, E.; RAKOPOULOS, C.; DIMARATOS, A. (2007), neste artigo demonstram brevemente o cálculo das equações do deslocamento, velocidade e aceleração do pistão, bem como a aceleração e velocidade angulares do virabrequim, ainda segundo os autores o virabrequim é considerado flexível, podendo se deformar durante a operação, desta forma através de um arranjo esquemático do carregamento torcional do mesmo foi modelada uma equação para o torque considerando-se as pressões instantâneas dos cilindros bem como as massas recíprocas e a inércia torcional.

KUSHWAHA, M.; GUPTA S.; KELLY P.; RAHNEJAT H. (2007), descrevem em seu artigo como elaborar um modelo matemático para um motor Diesel 4 tempos, o qual se deseja obter as oscilações do conjunto que são ocasionadas principalmente pela ordem de explosão e rigidez do conjunto, tendo vibrações devido a esforços combinados de flexo-torção no virabrequim e além do impacto ocasionado pelo sistema de embreagem, resultando em barulhos vibrações e por fim obtiveram-se resultados analíticos e experimentais obtidos a partir de um motor de teste e sensores, comparando ambos os resultados ao final. Buscando explorar mais a fundo as causas de problemas como vibrações e barulhos ocasionados a partir do engate e desengate do sistema de embreagem de um motor Diesel, os autores realizaram uma análise utilizando cálculos formulados a partir da série de Fourier, expressando as flutuações de torque obtidas de cada cilindro, e calculando da mesma forma as deflexões torcionais, em seguida através de um modelo matemático do virabrequim e uma matriz de rigidez determinou-se os deslocamentos aplicando o princípio do trabalho virtual e métodos iterativos com simulação computacional. Ao final conclui-se que as vibrações eram ocasionadas devido a deflexões do virabrequim, pois o mesmo atingia-se a sua frequência natural de oscilação da embreagem em determinado curso do pedal.

PITILLO J.; MENDONZA O.; DÓREA F.; MARTINS G. (2006), Neste artigo os autores realizaram uma simulação paramétrica de um motor Diesel sobrealimentado, realizando uma modelagem através de cálculos extraídos dos valores operacionais médios deste motor, onde foram medidos o torque a potência e o seu consumo específico de combustível. Os autores realçaram a importância do desenvolvimento destas ferramentas, por ser a base para a solução de alguns problemas comuns como a possível escassez de combustível e outras iniciativas da comunidade científica. Como desafio, os autores apresentam a obtenção de um modelo com simplicidade e aplicabilidade, ficando neste caso caracterizada a modelagem semi-empírica que consiste na utilização de um modelo físico e com equações matemáticas de complexidade média, posteriormente este modelo paramétrico foi submetido à validação, as constantes de ajustes das equações foram obtidas a partir do software MatLab, trabalhando através de diagramas de blocos inicialmente foram modelados os subsistemas do conjunto: modelando o compressor, através do cálculo da sua relação de compressão e seu rendimento, logo mais através de equacionamentos termodinâmicos foi possível determinar a potência mecânica desenvolvida pelo compressor, posteriormente obteve-se o modelamento do *intercooler* com a perda de pressão e o cálculo da efetividade da troca de calor, a modelagem do motor consiste em equações físicas que definem a energia específica contida na carga por unidade de massa, fração de gás residual, temperatura inicial do gás e ao final obtendo a potência do motor, a modelagem da turbina é obtida calculando o seu rendimento, a velocidade do rotor, e o fluxo mássico do gás, na sequência modelou-se a perda de pressão no final da exaustão e o fluxo de massa que flui pelo motor. Os autores concluíram que com relação à validação os modelos apresentaram resultados satisfatórios, e os erros foram devidamente calculados, porém devido a impossibilidades operacionais alguns dados foram extraídos de uma literatura de referência, com isso observou-se que os pontos apresentados pela mesma apresentaram clara tendência em representar os pontos de operação do motor, mas a literatura mostrou-se deficiente com relação a essa modelagem por isso os autores concluíram que o modelo é passível de correções e ajustes mais apurados.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos sendo o primeiro a Introdução, o segundo Fundamentação Teórica, o terceiro Materiais e Métodos, o quarto Resultados e Discussão e por fim o quinto: Conclusões.

O capítulo introdutório: aborda um pouco sobre a história dos motores, relata sobre a proposta do trabalho (desenvolvimento de uma metodologia para o projeto mecânico de um bloco de motor), relata sobre o que se anseia alcançar com ela e apresenta um resumo dos principais artigos relacionados ao objeto de estudo.

No capítulo Fundamentação Teórica é feita uma abordagem resumida das principais teorias que subsidiaram esta dissertação, encontradas em livros, periódicos, sites e normas. Inicialmente é feita uma apresentação sobre motores de combustão interna (MCI), posteriormente realiza-se um estudo de equacionamento da potência e pressão média efetiva de um MCI, logo mais o fluxo dos gases no interior do motor é estudado através da regulação da carga, também a inércia dos mecanismos internos é analisada e por fim a partir do diagrama indicado foram estudados os cálculos de desempenho onde se analisa desde a composição do combustível até os parâmetros construtivos do motor, analisando o comportamento do motor como a variação da potência, consumo e rendimento.

Em Materiais e Métodos se disserta sobre os principais dados do projeto, métodos e considerações de cálculo, nele foram realizados os cálculos da carga máxima dos cilindros definida a partir de estudos de casos, também foi apresentado o método de modelagem em 3D, posteriormente foi abordada a distribuição do carregamento sobre o bloco do motor.

Em Resultados e Discussão foi abordado sobre a análise de desempenho do motor, também foram analisados os resultados da modelagem do bloco, pistão e virabrequim em seguida foram discutidos e apresentados os resultados dos cálculos com elementos finitos FEA obtidos no software Ansys Work Bench V12.

No quinto capítulo então foram apresentadas as conclusões e os comentários sobre os resultados finais obtidos e ainda neste se fala sobre as sugestões para trabalho futuros, que poderão dar continuidade a este estudo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Existem dois tipos de motores, os motores de combustão externa, onde a queima do combustível ocorre em uma câmara externa e então o gás é transmitido para outra câmara de expansão onde irá produzir o deslocamento de um pistão, se demonstrando pouco eficiente e os motores de combustão interna, onde o combustível é queimado dentro da própria câmara que irá produzir o trabalho efetivo.

Os MCI's são largamente empregados como meio de transportes terrestres, navais e aéreos, geração de energia, em maquinários beneficiadores de produtos, dispositivos alternativos e reservas de segurança, ferramentas diversas e por ser um invento sempre presente no cotidiano, também são comumente empregados no campo esportivo em competições diversas, sendo uma ferramenta com grande aplicabilidade a qual requer um constante desenvolvimento.

Para cada aplicação os motores são estudados e desenvolvidos sempre para apresentarem o seu melhor desempenho com maior eficiência, pelo menor custo de fabricação, por isso suas peças são estudadas buscando sempre redução nas massas, estudos de materiais mais resistentes e baratos, com projetos trazendo novas geometrias que apresentem maior controle nas concentrações de tensão e desenvolvimento de cálculos e modelos que melhor representem a realidade estudada.

2.2 POTÊNCIAS E PRESSÕES MÉDIAS DE UM MCI

Segundo apresentado por LODETTI (2008), a potência que por definição é a função do torque fornecido ao virabrequim e sua velocidade angular. Dessa forma um motor pode ser caracterizado pela sua curva de potência (potência máxima desenvolvida a cada velocidade de rotação).

Assim tem-se:

$$P[W] = C[Nm] \cdot \omega[rad/s] \quad (1)$$

O rendimento, que caracteriza a eficácia do processo de transformação da energia introduzida pelo combustível em trabalho mecânico recolhido sobre a árvore do motor, logo parte da potência gerada é perdida por atrito, então:

P_i = Potência indicada - Desenvolvida nos cilindros devido à pressão no pistão;

P_e = Potência efetiva - Medida sobre a árvore de manivelas;

P_f = Potência perdida por atrito - Elementos móveis e auxiliares;

Logo:

$$P_e = P_i - P_f \quad (2)$$

Obs.: A pressão medida no interior da câmara através de um indicador de pressão determina a potência indicada;

Pressão média indicada “ p_i ”:

Pressão teoricamente constante aplicada sobre o pistão em seu curso motriz “S”, que forneceria o mesmo trabalho indicado “ W_i ” correspondente ao ciclo completo.

$$W_i = p_i \cdot V_{cyl} [Nm] \quad (3)$$

A “ p_i ” representa a razão entre o trabalho fornecido sobre o pistão pelas forças de pressões dos gases, e o volume de ar aspirado pelo motor.

$$p_i = \frac{\oint p dV}{V_{cyl}} [N/m^2] \quad (4)$$

Lembrando que um ciclo do motor corresponde a duas rotações no virabrequim então:

$$1 \text{ Ciclo Motor} = 2 \text{ Rotações} = 4 \cdot \pi [rad] \quad (5)$$

Logo tem-se:

$$W_i = \oint p dV = 4\pi \cdot C_i [Nm] \quad (6)$$

$$nc \left[\frac{\text{ciclos}}{s} \right] = \frac{n[\text{rpm}]}{120} \quad (7)$$

$$Pi = \frac{1}{120} \cdot pi \cdot V_{cyl} \cdot n [w] \quad (8)$$

$$pi[\text{Bar}] = \frac{4\pi}{100} \cdot \frac{Ci [Nm]}{V_{cyl}[dm^3]} \quad (9)$$

Ou

$$pi[\text{Bar}] = \frac{1200 Pe [kw]}{V_{cyl}[dm^3] \cdot n[RPM]} \quad (10)$$

Ainda segundo o mesmo autor, a pressão média efetiva "*pe*" está diretamente ligada ao torque "*C*" desenvolvido pelo motor sobre o virabrequim, sendo ela fictícia. Sendo assim da mesma forma em que foi calculada a pressão média indicada através da equação 10, pode-se calcular a "*pe*" e a "*pf*" (Pressão média de atrito) utilizando respectivamente os torques efetivo "*Pe*" e o torque consumido pela força de atrito "*Pf*".

Analogamente tem-se:

$$pe = pi - pf \quad (11)$$

Conforme o autor, nas relações entre potência e pressão média, pode-se introduzir a velocidade do pistão "*Vp*" assim como sua superfície "*A*", considerando ainda "*Z*" como o número de cilindros, conclui-se que:

$$pe[\text{Bar}] = \frac{0,04 \cdot Pe[\text{Kw}]}{Z \cdot A[\text{m}^2] \cdot Vp \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]} \quad (12)$$

Multiplicando a equação 12 por "*Vp*" tem-se:

$$(pe \cdot Vp) \left[\text{Bar} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = 4 \cdot \frac{P[\text{Kw}]}{Z \cdot A[\text{dm}^2]} \quad (13)$$

Segundo LODETTI (2008), essa equação 13 representa a carga térmica do motor.

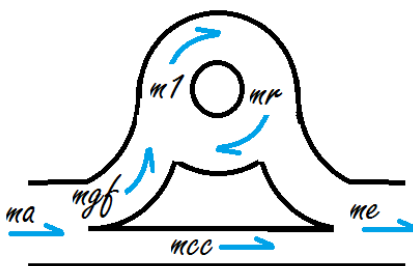
Nota: As unidades apresentadas em algumas equações como as: 9; 10; 12 e 13 entre outras, apresentam-se nas formas mais práticas e usuais, trazendo maior agilidade aos cálculos para a obtenção dos resultados.

2.3 REGULAGEM DA CARGA

2.3.1 Transferências de gases nos motores

Segundo LODETTI (2008), inicialmente a massa de ar admitida pelo motor “ ma ” perde uma parcela sua através da massa “ mcc ” que é a massa de ar que curta-circuita o cilindro passando diretamente para o escape. A parcela “ mgf ” é a massa retida, que irá compor junto com a massa residual do escape “ mr ” a massa “ ml ” que representa a massa contida pelo cilindro e irá realizar a explosão e posteriormente será descartada pelo escape massa “ me ”.

Figura 1 – Diagrama de fluxos de Schmeitzer.



Adaptado de: LODETTI (2008).

Ainda segundo o autor, para o caso de motores que não cruzam as válvulas, ou seja, não curtam-circuitam os gases ($mcc = 0$), conclui-se que a massa $ma = mgf$. Abaixo serão demonstrados alguns cálculos baseados no diagrama de Schmeitzer (figura 1).

2.3.1.1 Rendimentos

A massa de ar que ocuparia o volume da cilindrada à pressão e temperatura ambiente “ Pa ” e “ Ta ”, representa a massa de referência “ M ”.

$$M = \rho_a \cdot V_{cyl} [kg] \quad (14)$$

Onde: ρ_a representa a densidade do ar a pressão e temperatura ambiente.

2.3.1.2 Taxa de entrega “ L ”

$$L = \frac{ma}{M} \quad (15)$$

2.3.1.3 Rendimento de entrega “ η_t ”

$$\eta_t = \frac{mgf}{ma} \quad (16)$$

Para a fração de gases que curtam-circuitam para o escape, tem-se a relação indireta

$$\frac{mcc}{ma} = (1 - \eta_t) \quad (17)$$

Rendimento de enchimento “ Rr ”, este representa a atitude do motor e afeta diretamente o trabalho indicado:

$$Rr = \frac{mgf}{M} \quad \text{ou} \quad Rr = L \cdot \eta_t \quad (18)$$

2.3.1.4 Rendimento de varredura “ η_b ”

$$\eta_b = \frac{mgf}{m1} = \frac{m1 - mr}{m1} \quad (19)$$

Logo tem-se a relação da massa residual pela massa total:

$$\frac{mr}{m1} = 1 - \eta_b \quad (20)$$

2.3.1.5 Carga relativa “ $Crel$ ”

$$Crel = \frac{m1}{M} \quad (21)$$

O processo de transferência não distingue gases frescos dos gases queimados, durante a seleção nota-se que:

$$C_{rel} \cdot \eta_b = L \cdot \eta_t = R_r \quad (22)$$

Para $M_{cc}=0$, $\eta_t = 1$, o rendimento de enchimento seria igual à taxa de entrega $R_r = L$.

2.3.2 Motores sobrealimentados

2.3.2.1 Relação de varredura

A massa de referência é calculada na temperatura e pressão do coletor de admissão, mas podem ser diferentes da saída do compressor caso haja um trocador na admissão. Para este caso simples a relação de varredura “ R_s ”:

$$R_s = \frac{m_a}{M(adm)} \quad (23)$$

Sendo: ρ_{adm} a densidade do ar no sistema de admissão

Logo $M(adm) = \rho_{adm} \cdot V_{cyl}$, naturalmente tem-se:

$$R_s = L \cdot \frac{\rho \text{ condições ambiente}}{\rho \text{ condições do coletor}} \quad (24)$$

E como anteriormente:

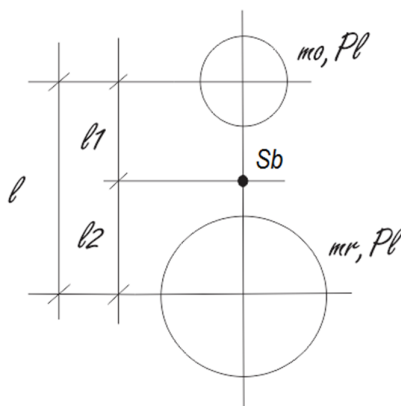
$$R_r = R_s \cdot \eta_t \quad (25)$$

Como exemplo, LODETTI (2008) expõe: Um motor alimentado a uma pressão de admissão de $5atm$ e temperatura $20^\circ C$, com volume de ar correspondente a 1,2 vezes a cilindrada “ V_{cyl} ”, poderá ser caracterizada uma relação de varredura de 1,2 ao invés de uma taxa de entrega $L=6$, sendo esta última menos representativa da operação de varredura do cilindro, visto a pressão fornecida pelo turbo compressor.

2.4 EFEITOS DAS FORÇAS DE INÉRCIA DOS ELEMENTOS DO MECANISMO DE PROPULSÃO

Segundo KRAEMER (1979), os MCI's têm como principal mecanismo o sistema biela manivela os quais estão sujeitos a ação de forças centrífugas e forças de resistência a inércia devido ao movimento de vai e vem que oscilam com velocidade periódica e alternada. As forças de inércia dos elementos de distribuição como as válvulas e balancins não são levados em consideração devido a sua influência negligenciável. Desta forma, conforme a figura 2, uma biela de massa " m_{pl} " pode ser decomposta de duas formas:

Figura 2 – Centro de massa S_b de uma biela e a decomposição das inércias.



Adaptado de: KRAEMER (1979).

Primeiramente deve-se determinar o centro de massa da biela " S_b ", posteriormente verifica-se que a distância " l_1 " corresponde à distância do centro do pino do pistão até o centro de massa da biela " S_b ", e a distância " l_2 " do centro do mancal moente até novamente à " S_b ". Logo as massas serão decompostas da seguinte forma:

Uma massa de rotação " mR "

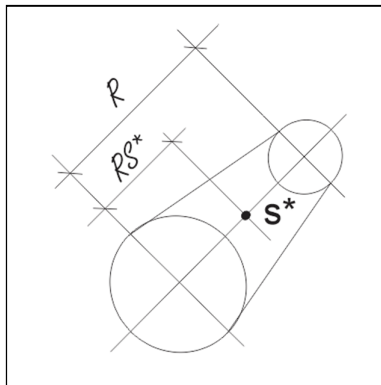
$$mR = m_{pl} \cdot \frac{l_2}{l} \quad (26)$$

E uma de oscilação " mO "

$$mO = m_{pl} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (27)$$

Ainda segundo o autor, a força centrífuga “ F_r ” das massas em rotação quando um elemento como o braço da manivela está afastado do centro do eixo da árvore a uma distância igual a “ R_s^* ”, a massa m deste elemento deve ser multiplicada por R_s^* / R

Figura 3 – Braço de manivela e a inércia de rotação.



Fonte: Autoria Própria.

KRAEMER (1979), expõe que caso esse elemento em rotação esteja no eixo da árvore, como por exemplo um munhão de manivela, então $R_s^*=0$, logo sua massa não irá contribuir para a massa “ mR ”. Assim a força centrífuga “ F_r ” dessa massa em rotação é obtida multiplicando “ mR ” pelo raio da manivela vezes a rotação da árvore ao quadrado.

A força mássica “ F_o ” dos elementos com movimento de vai e vem de um mecanismo de manivela são determinados como segue. Para uma velocidade angular “ ω ” supostamente constante da árvore de manivela tem-se um percurso periodicamente alternado da aceleração do êmbolo, formando uma cossenóide aproximada devido às posições oblíquas alternadas da biela e devido ao seu comprimento finito.

Logo mediante uma análise harmônica, a aceleração “ a ” do êmbolo resulta:

$$a = -R \omega^2 (\cos\alpha + \lambda_b \cos 2\alpha) \quad (28)$$

Logo:

$$F_o = -m_o \cdot a = m_o R \omega^2 (\cos\alpha + \lambda_b \cos 2\alpha) \quad (29)$$

Sendo:

α = Ângulo da manivela a partir do ponto motor superior PMS

λ_b = A relação R/L (Raio da manivela / Comprimento da biela)

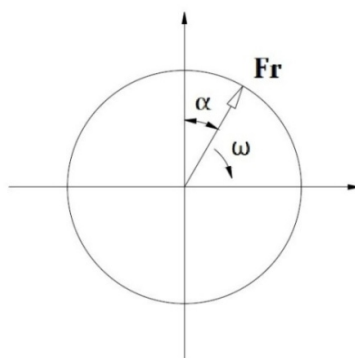
Segundo KRAEMER (1979), a força F_o pode ser decomposta em duas equações harmônicas:

$$F_o = \underbrace{m\omega R^2}_{FI} \cos\alpha + \underbrace{\lambda_b m\omega R^2}_{FII} \cos 2\alpha \quad (30)$$

A Força centrífuga “Fr” é indicada por um fasor de módulo constante, que gira com velocidade angular “ ω ” e com orientação coincidente com a da manivela, conforme figura 4. A mesma é calculada como segue:

$$Fr = mr R \omega^2 \quad (31)$$

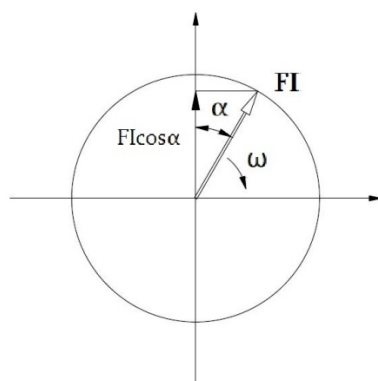
Figura 4 – Força centrífuga Fr.



Adaptado de: KRAEMER (1979).

O vetor “FI” (Força de inércia de 1ª ordem) gira da mesma forma que “Fr”, entretanto apenas sua projeção “ $FI \cos\alpha$ ” sobre a direção do eixo do cilindro se reveste de importância efetiva. Ver figura 5.

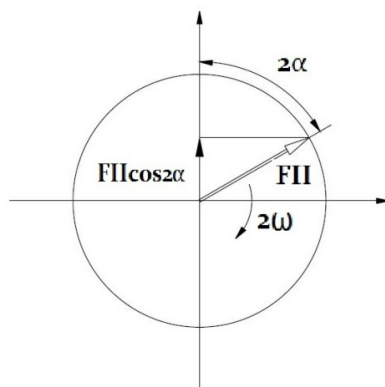
Figura 5 – Força de inércia de 1ª ordem.



Adaptado de: KRAEMER (1979).

O vetor “ F_{II} ” gira com velocidade angular igual a “ 2ω ” (o dobro da árvore) sendo para este apenas a projeção “ $F_{II}\cos 2\alpha$ ” tem efetiva importância. Ver figura 6.

Figura 6 – Força de inércia de 2ª ordem.



Adaptado de: KRAEMER (1979).

2.4.1 Efeito das forças de inércia “ F_r ” e “ F_o ” sobre o embasamento

No eixo dos cilindros a totalidade da força de massa correspondente “ F_{my} ” é igual a força de oscilação mais a componente vertical da força centrífuga “ F_r ”:

$$F_{my} = F_o + F_r \cdot \cos \alpha \quad (32)$$

Tal força soma-se ao peso do motor quando dirigida para baixo e descarrega-se no embasamento, e quando dirigida para cima desconta o valor da força peso e é absorvida novamente pelo embasamento, apresentando assim um carregamento alternado.

A componente horizontal de “ F_r ” de intensidade “ $F_r \sin \alpha$ ”, atua horizontalmente na altura do eixo de manivelas, quando estão alinhadas o ponto de fixação da máquina estas forças empurram o motor de um lado para o outro, quando alinhadas um pouco acima ou um pouco abaixo, estas forças horizontais tendem a virar o motor num sentido ou outro.

$$F_{mx} = F_r \cdot \sin \alpha \quad (33)$$

A força resultante de “ F_r ” pode ser compensada mediante a utilização de contrapesos, porém a força oscilante “ F_o ” não pode ser compensada com a mesma facilidade.

Entretanto comumente se mede o contrapeso para se compensar a força resultante da somatória da força de centrífuga “ F_r ” mais metade da força de inércia de primeira ordem, sendo considerado por KRAEMER (1979), como sendo satisfatório.

$$F_{mc} = F_r + 0,5F_I \quad (34)$$

2.4 RELAÇÕES DE FORÇA, POTÊNCIA E DESEMPENHO

2.5.1 Diagrama indicado

Inicialmente analisa-se o gráfico da pressão em função dos quatro ciclos de um motor Diesel, um aspecto importante que diferencia um motor de ciclo Diesel de um motor de ciclo Otto é que no processo teórico, o trabalho é realizado a pressão constante, ou seja, no motor Diesel, o calor é fornecido após o PMS durante um curto período no qual o volume aumenta e o calor é fornecido mantendo a pressão aproximadamente constante, já no motor Otto após a ignição o calor é fornecido no PMS, onde se tem teoricamente o aumento da pressão á volume constante.

Figura 7 – Esboço diagrama indicado de um motor Diesel de quatro tempos.



Fonte: Autoria própria.

Para uma melhor interpretação, o gráfico da pressão em função do curso do pistão será dividido em períodos ou trechos, com pontos numerados de 1 a 6, dentro dos quatro tempos. Inicialmente observando a figura 7, analisa-se o período de 1 a 2, onde o aumento da pressão, enquanto o pistão realiza a compressão do ar, se dá de forma adiabática. No trecho seguinte de 2 a 3, no motor Diesel será fornecido para o sistema o calor “Q1”, a pressão aproximadamente constante, isso ocorre através da injeção, sobre pressão, do combustível, pouco antes do PMS, posteriormente com a queima e o movimento de descida o pistão, aumenta-se gradativamente o volume da câmara. Com o gás ainda em expansão, agora sobre o trecho de 3 a 4, observa-se a linha da expansão de forma aproximadamente politrópica, onde tem-se PV^m igual a uma constante, posteriormente a curva de expansão se enlaça com a curva de descarga no trecho de 5 a 6, através da abertura da válvula de descarga no ponto 4 e então novamente o ciclo reiniciará com a admissão no trecho de 6 a 1.

Como se pode observar a pressão máxima atingida pelo sistema ocorre no período de 2 a 3 com a queima do combustível, essas são chamadas de pressões máximas de combustão, logo será realizada uma análise estequiométrica da reação de combustão que ocorre neste ponto e determinado entre outros parâmetros as pressões médias atingidas pelo motor .

Segundo VLASSOV (2008) em seus estudos da combustão, a característica mais importante dos combustíveis é o poder calorífico: quantidade de calor liberado durante a sua combustão completa, essa propriedade é medida em “J/kg” ou “J/m³”, dependendo do tipo de combustível. O poder calorífico superior é obtido através da queima do combustível com atmosfera controlada em uma bomba calorimétrica, dentro dela o calor liberado pela condensação do vapor de água, na queima do hidrogênio e a partir da umidade do combustível, também é alcançado. Dentro do motor a queima ocorre a uma temperatura muito superior não ocorrendo à condensação deste vapor de água, por isso nos MCI’s usa-se o chamado poder calorífico inferior.

2.5.2 Cálculos de Desempenho

A composição do combustível é formada por sua massa elementar de trabalho composta por porcentagens de carbono, hidrogênio; oxigênio, nitrogênio, enxofre, cinzas e umidade do combustível respectivamente, logo:

$$C + H + O + N + S + G + W = 100\% \quad (35)$$

Assim de acordo com D.I. Mendeleev *Apud* VLASSOV (2008), pode-se calcular o poder calorífico inferior através da equação:

$$Hin = 339,13C + 1029,95H - 108,85(O - S) [kJ/kg] \quad (36)$$

O volume de ar por quilo de combustível obtido em condições normais pode ser calculado através da equação 37:

$$Var = 0,0888.(C + 0,375.S) + 0,265.H - 0,0333.O [m^3/kg] \quad (37)$$

No caso dos combustíveis líquidos o poder calorífico inferior é obtido em [kcal/kg], uma vez conhecido o fluxo de combustível em [kg/h] pode-se calcular o rendimento do motor através da equação:

$$\eta = \frac{632}{be Hin} \quad (38)$$

A quantidade de ar necessária para que se realize uma combustão completa também precisa ser determinada, sendo este um ponto importante para que se estabeleça a queima correta do combustível no interior do motor, basicamente quando a quantidade de ar é inferior a necessária, diz-se que a mistura ar combustível é mais rica, e quando há um excesso de ar diz-se que a mistura é pobre, logo os motores Diesel trabalham com um excesso de ar compensando uma deficiência natural da formação da mistura, então se estabelece uma relação entre o ar real admitido e o ar mínimo necessário:

$$\text{Relação } \lambda = \frac{\text{Ar real}}{\text{Ar teórico}} \quad (39)$$

Sendo dependente da quantidade do combustível; da forma da câmara; do estado térmico; entre outras circunstâncias.

Deve-se determinar também o volume total da mistura, para o caso de combustíveis líquidos vaporizados à 1 kg, diz-se que:

$$Vmist = \lambda Armin [m^3/kg] \quad (40)$$

O rendimento volumétrico “ λ ” é o grau de alimentação de um motor, este representa a relação entre o ar efetivamente aspirado pelo motor e a quantidade teórica de ar, o mesmo depende do aquecimento do ar, do estrangulamento do ar nos dutos de admissão, da geometria da sede de válvula, da velocidade do pistão, podendo ser obtido a partir de um motor de teste, segundo BOUCHÉ (1979) tendo valores entre 0,75 e 0,8 para motores rápidos e 0,82 e 0,90 para motores lentos, observa-se que para o caso de motores turbinados este valor aumenta gradativamente podendo ultrapassar á 1 dependendo do tipo de sobrealimentação.

Logo pode-se encontrar a quantidade de ar aspirado por minuto em um motor através da seguinte equação:

$$Qtd\ Ar = \frac{\lambda l . Z . A . S . n}{2} \left[\frac{m^3}{min} \right] \quad (41)$$

Dessa forma, ao se dividir a “ $Qtda\ Ar$ ” por “ $Vmist$ ”, tem-se a quantidade de combustível consumido por minuto;

A quantidade de calor consumida por minuto pode ser descrita através da equação:

$$Q1 = \frac{\lambda l . Z . A . S . n . Humist}{2} \left[\frac{kJ}{min} \right] \quad (42)$$

Onde o “ $Humist$ ”, poder calorífico da mistura é obtido pela seguinte relação:

$$Humist = \frac{Hin}{Vmist} \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (43)$$

Observa-se que os parâmetros “ Z ”, “ A ” e “ S ” correspondem a cilindrada do motor, a partir da equação 42, quantidade de calor, e da equação 38, rendimento, conhecendo as relações fundamentais abaixo:

$$1\ CV = 75\ kg . m/s$$

$$427\ kg . m = 1\ kcal$$

Obtem-se a equação da potência efetiva:

$$Pe = \frac{Z . A . S [427 . Humist . \eta . \lambda l] . n}{(2 . 60 . 75)} [cv] \quad (44)$$

Conforme apresentado por KRAEMER (1979), a velocidade do pistão pode ser calculada através da equação 45:

$$Vp = \frac{S \cdot n}{30} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (45)$$

A área pode ser obtida através da equação 46:

$$A = \frac{300 Pe}{Z \cdot \pi \cdot \eta \cdot Vp} [cm^2] \quad (46)$$

E a pressão média efetiva através das equações 47 e 48:

$$pe = 427 \cdot Humist \cdot \eta \cdot \lambda l \cdot 10^{-4} [kgf/cm^2] \quad (47)$$

$$pe = \frac{27 \cdot \lambda l}{be \cdot Vmist} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (48)$$

Sendo “be” o consumo do combustível medido em [kg/cv.h], este consumo específico é obtido a partir de testes realizados em bancadas para diversos motores, tanto Diesel quanto Otto. Como referência tem-se a Tabela 1 com alguns valores comuns obtidos em testes e adotados em projetos:

Tabela 1 - Grandezas características.

		Utilização em:			
		Moto	Carro de passeio	Caminhão	Carro de Corrida
Operação		2 tempos Otto	4 tempos Otto	4 tempos Diesel	4 tempos Otto
Velocidade média do embolo	[m/s]	6 - 18	8 - 15	8 - 12	18 - 25
Pressão média efetiva máxima	[kgf/cm ²]	4 - 5,5	8 - 12	8 - 10	12
Relação de compressão	[-]	6 - 8	8 - 10	15 - 22	10
Gasto específico mínimo de combustível	[g/CV.h]	250 - 350	195 - 250	160 - 185	250
Relação peso potência	[kgf/CV]	3 - 4	1,3 - 2,4	3,2 - 5	0,6
Potência de volume de elevação	[CV/L]	30 - 60	30 - 60	15 - 25	130

Adaptado de: KRAEMER (1979), Dubbel vol.4, pp171.

A equação da potência por cilindrada ou por litro é mostrada abaixo:

$$\frac{Pe}{V_{cyl}} = \frac{pe \cdot n}{900} \left[\frac{cv}{litro} \right] \quad (49)$$

A pressão média indicada também pode ser obtida a partir do torque indicado e do valor da cilindrada através da equação 50:

$$pi = \frac{4 \cdot \pi \cdot ci}{100 V_{cyl}} \left[\frac{Kgf}{cm^2} \right] \quad (50)$$

A medida de desempenho do motor é a cilindrada e a taxa de compressão, que são facilmente obtidas e calculadas, logo também se encontra para um motor turbinado a taxa de compressão dinâmica, que corresponde à taxa que o motor atinge em determinadas rotação devido ao carregamento de ar do turbo compressor.

Para motores sobrealimentados, calculada a taxa de compressão “*tx*”, obtem-se também a taxa de compressão dinâmica “*txD*”, através da equação 51, sabendo que “*pa*” corresponde à pressão na admissão:

$$txD = tx \cdot (1 + pa) \quad (51)$$

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MODELAGEM E ESTUDOS PRELIMINARES

Inicialmente antes de realizar a modelagem do bloco do motor é necessário pré definir alguns parâmetros que são obtidos a partir dos cálculos de potência e relações dimensionais que influenciam no balanceamento da máquina e nos momentos livres sobre a árvore principal. Desta forma naturalmente foi realizado uma estimativa das principais dimensões que irão compor o bloco de cilindros e o alojamento das principais peças que irão exercer influência no projeto, tendo em vista desenvolver uma metodologia para se obter um projeto de motor veicular ou estacionário de médio porte, com dimensões de maior aplicabilidade dentro do mercado. Para isso foi realizado alguns cálculos e como referência foi utilizado o modelo real de um motor de seis cilindros com 310 CV, do qual se extraiu algumas dimensões para a modelagem e futura confrontação e validação dos cálculos de desempenho.

Alguns dos parâmetros iniciais foram definidos iguais ao modelo real, são eles: o diâmetro e curso do pistão, o comprimento da biela, o diâmetro dos mancais e espaçamento entre cilindros; outras dimensões foram adotadas segundo o que se julgou necessário conforme o posicionamento das peças, galerias e nervuras.

No geral os principais parâmetros que influenciaram nas dimensões do modelo foram: a área de passagem de refrigeração no cabeçote e na bomba d'água, o diâmetro dos tuchos, a posição do comando de válvulas, a galeria de lubrificação, altura das camisas e outros, buscando um melhor posicionamento das partes, evitando colisões, e como resultado obtendo a menor massa possível do conjunto.

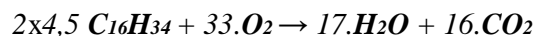
3.2 CÁLCULOS DE DESEMPENHO

Para a validação dos cálculos de desempenho e potência, conforme apresentados no capítulo 2, utilizou-se os dados retirados de um motor real, obtendo ao final os mesmos resultados ali apresentados, o motor selecionado como referência foi o motor Scania 112 modelo DS 11 Tipo 310.

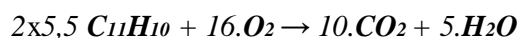
Primeiramente analisa-se o tipo de combustível em situações normais, o óleo diesel é formado em sua composição por carbono e hidrogênio que são os principais componentes ativos da combustão, o óleo combustível mais puro é a cetana de formulação $C_{16}H_{34}$, sendo considerada como o combustível de referência e por isso assim como a octana utiliza-se a

cetana para medir o poder de anti-detonação de um combustível a partir de um percentual de cetana o qual se chama de cetanagem;

Neste caso analisa-se um óleo combustível tipo diesel comum, como a cetana a 45% e o alfa-metil-naftalina a 55% tendo ainda 0,4% de enxofre, 0,5% de nitrogênio e 0,3% de outros componentes, assim realiza-se um balanço estequiométrico dos combustíveis, como segue:

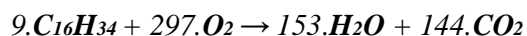


Queima da cetana



Queima do alfa-metil-naftalina

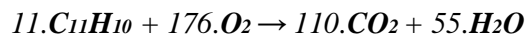
Depois de balanceada as reações



$$C = 9 \times 16 \times 2,01 \text{ g} = 1729,44 \text{ g}$$

$$H = 9 \times 34 \times 1,01 \text{ g} = 309,06 \text{ g}$$

$$O = 297 \times 2 \times 32 \text{ g} = 9504 \text{ g}$$



$$C = 11 \times 11 \times 12,01 \text{ g} = 1453,21 \text{ g}$$

$$H = 11 \times 10 \times 1,01 \text{ g} = 111,1 \text{ g}$$

$$O = 176 \times 2 \times 16 \text{ g} = 5632 \text{ g}$$

Depois de calculadas as massas dos elementos, calcula-se o percentual total de carbono e hidrogênio X e Y respectivamente:

$$XC + YH + W = 1$$

$$\frac{(1729,44 + 1453,21) \cdot C}{Mt} + \frac{(309,06 + 111,1) \cdot H}{Mt} + 0,012 = 1$$

$$M_t = 3646,569 \text{ g}$$

$$\%C = \frac{3182,65}{3646,569} = 0,8728$$

$$\%H = \frac{420,16}{3646,569} = 0,1152$$

Obtido o percentual de cada elemento do combustível, aplicam-se algumas das equações já apresentadas anteriormente, conforme segue:

$$C = 87,28\%, H = 11,52\%, S = 0,4\%, N = 0,5\%$$

Através da equação 36 do poder calorífico, têm-se os seguintes resultados:

$$H_{in} = 41501,72 \text{ [MJ/kg]}$$

$$H_{in} = 9910,61 \text{ [kcal/kg]}$$

Posteriormente a quantidade do ar mínimo necessário será obtida através da equação 37:

$$Var = 10,817 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

A pressão média efetiva pode ser obtida diretamente através da equação 49 da potência por cilindrada. Logo tem-se:

$$pe = 12,66 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$$

Uma vez calculada a pressão média efetiva em condições ideais, estima-se através da equação 48 a relação lambda “ λ ”, verificando que o mesmo trabalha com um excesso de ar.

Observa-se também que certa variação no parâmetro “ λ ” causa sensíveis alterações no valor final da pressão, por isso ao ser encontrado, o mesmo deve ser cuidadosamente selecionado.

Calcula-se então o volume da mistura para esta condição através da equação 40:

$$Vmist = 19,455 [m^3/kg]$$

Na sequência, calcula-se o poder calorífico da mistura através da equação 43.

$$Humist = 509,398 [Kcal/m^3]$$

Segundo o fabricante do motor adotado como referência, verifica-se que o consumo específico de combustível fica em torno de 148 g/cv.h , então através da equação 38 calcula-se o rendimento útil da máquina. Logo:

$$\eta_e = 0,4309$$

Nestas condições determinado o valor do rendimento volumétrico “ λ ” que deve ser obtido em uma bancada de teste, através da equação 47, se obtém a pressão média efetiva agora diretamente influenciada por estes novos fatores, pode-se então verificar que o valor encontrado ficou próximo ao primeiro valor calculado anteriormente:

$$pe = 12,65 [kgf/cm^2]$$

O valor de “ λ ”, para este caso, foi estimado a partir da de um estudo realizado com versão aspirada do motor de referência, onde sabe-se que para este primeiro caso o rendimento volumétrico ficaria em torno de 75%, logo determinados todos os parâmetros que caracterizam este motor, foram estimados os parâmetros da sua versão turbinada.

Agora através da equação 50, determina-se a pressão média indicada, sabendo que o torque indicado, informado pelo fabricante de referência corresponde a 136 kg.m ou $1334,16 \text{ Nm}$. Logo:

$$pi = 15,214 [kgf/cm^2]$$

Buscando uma confirmação de valores e confrontação de resultados, foi determinado o volume da câmara do pistão empiricamente, para o cálculo da taxa de compressão, na sequência, foi definida a cilindrada do motor com maior precisão e por fim foi verificado com os dados do fabricante de referência (Figura 9).

Este motor possui a câmara de compressão no pistão conforme a foto da Figura 8, o volume da câmara de compressão foi determinado utilizando um instrumento volumétrico preenchido com 2,5 ml de água, no qual se obteve 48 medições até o preenchimento completo da câmara de combustão, em seguida foram estimados mais 2,5 ml para a compensação das juntas e regiões de preenchimento da canaleta do primeiro anel com o mesmo.

Figura 8 – Foto do pistão e câmara de combustão sendo preenchida com água.



Fonte: Autoria Própria.

Portanto calcula-se a taxa conforme segue:

$$V_2 = 48 \cdot 2,5 \text{ ml} + 2,5 \text{ ml} = 122,5 \text{ ml}$$

$$S = 145 \text{ mm e } \varnothing_{cil} = 127 \text{ mm}$$

$$A = 126,677 \text{ cm}^2 \text{ e } V_c = 1836,815 \text{ cm}^3$$

A taxa de compressão será de:

$$tx = \frac{V_1}{V_2} = \frac{1836,815 + 122,5}{122,5} = 15,99$$

A vantagem destes cálculos está em definir os valores característicos da câmara de compressão e do cilindro. A taxa de compressão influencia diretamente nas pressões máximas atingidas pelo cilindro, para uma comparação direta de valores, se faz necessário a utilização de uma bancada de teste, porém sabe-se que seu valor deve estar em concordância com o valor da cetanagem do combustível, evitando possíveis problemas como o consumo e a queima do combustível.

As dimensões do cilindro também determinam a cilindrada, sendo um parâmetro decisivo para algumas das características de desempenho do motor como a potência, torque e o carregamento final.

Figura 9 - Dados técnicos motores D11; DS11 e DSC11

MOTOR	
■ SCANIA DN 11 01 - Tipo 200	
Diesel, 4 tempos, injeção direta, aspiração natural.	
Número de Cilindros	6, em linha
Diâmetro dos Cilindros	127 mm
Curso dos Êmbolos	145 mm
Cilindrada	11,02 dm ³
Potência (DIN)* a 2200 r/min	149 kW (203 cv)
Torque (DIN)* a 1200 r/min	760 Nm (77 kpm)
Relação de Compressão	16:1
Capacidade de Óleo	25 dm ³
Consumo espec. de combustível:	204 g/kWh (150 g/cvh) a 1500 r/min
● SCANIA DS 11 34 - Tipo 310	
Diesel, 4 tempos, injeção direta, equipado com turbo-compressor, acionado pelos gases de escape.	
Potência* a 2000 r/min	● 228 kW (310 cv)** ● 223 kW (303 cv)***
Torque* a 1100 r/min	● 1335 Nm (136 kpm)** ● 1330 Nm (136 kpm)***
Relação de Compressão	16:1
Capacidade de Óleo.....	30 dm ³
Consumo espec. de combustível	202 g/kWh (148 g/cvh) a 1400 r/min
● SCANIA DSC 11 18 - Tipo 360	
Diesel, 4 tempos, injeção direta. Equipado com turboalimentador, acionado pelos gases de escape, Intercooler (resfriador do ar de admissão) tipo "ar-ar".	
Potência* a 2000 r/min	● 267 kW (363 cv)** ● 260 kW (353 cv)***
Torque* a 1050 r/min	● 1590 Nm (162 kpm)** ● 1585 Nm (162 kpm)***
Capacidade de Óleo.....	30 dm ³
Consumo espec. de combustível	195 g/kWh (144 g/cvh) a 1400 r/min
* ABNT 5484	
** Com ventilador viscoso	
*** Sem ventilador viscoso	

Fonte: Catálogo SCANIA T112HS

Observando a Figura 9, verifica-se que o motor DS11 com 310 CV à 2000 rpm possui uma taxa de compressão de 16:1, confirmando assim as dimensões calculadas do cilindro e da câmara de compressão.

3.3 ESTUDO DE CASOS

Esta etapa do trabalho tem como principal objetivo realizar estudos e combinações das principais condições de cálculo que definiram a carga principal de carregamento do bloco do motor.

Uma vez estudado os parâmetros de desempenho que influenciam a carga sobre o motor, estas foram combinadas em casos de cálculo, tendo em vista selecionar ao final a maior ocorrência, a qual após ser majorada por um coeficiente de segurança foi utilizada nos cálculos analíticos e por elementos finitos.

Neste item a fim de facilitar a execução dos cálculos, todas as equações foram inter-relacionadas em uma planilha de Excel, isso trouxe agilidade na obtenção de resultados bem como permitiu um melhor controle das equações e valores adquiridos.

3.3.1 Variações na composição do combustível

Baseado nos cálculos estequiométricos realizados no item 3.2, onde foi determinado o poder calorífico, através da equação 32, a partir da composição do combustível tipo diesel comum, composta por 45% de cetana e 55% de alfa-metil-naftalina. Logo foi realizado um estudo alterando a composição do combustível á valores extremos, dentro da normalidade de uso do motor, ou seja no caso 1 a cetanagem foi aumentada de 45% para 60% de cetana e no caso 2 a cetanagem foi diminuída para 30% de cetana.

Assim foi observado através da equação 32, que o poder calorífico comparado ao diesel comum, sofreu um aumento de aproximadamente 2% para o caso 1 resultando em 10093,35 kcal/kg e diminuiu aproximadamente 2% para o caso 2 resultando em 9700,28 kcal/kg .

No geral a variação do poder calorífico não influi diretamente na potência do motor, mas altera o consumo de combustível, ou seja, um maior poder calorífico traz um melhor consumo de combustível, e com um menor poder calorífico se tem um aumento no consumo, conforme se pode observar na equação 38, onde o poder calorífico inferior, assim como o consumo específico de combustível são inversamente proporcionais ao rendimento útil do motor.

Neste projeto em uma situação hipotética á favor da segurança, foi considerada uma variação de 4% no poder calorífico, o que levará também a um aumento de 4% na potência e na pressão média efetiva, conforme apresentado nas equações 40 e 43, onde o poder calorífico

é diretamente proporcional as mesmas, considerando o rendimento útil do motor constante durante a troca do combustível.

Sabe-se ainda que os combustíveis de baixa cetanagem provocam o aumento do atraso de ignição do combustível, que corresponde ao ângulo da manivela entre o início da injeção e o início da combustão do mesmo combustível, este atraso provoca o acúmulo de combustíveis sem queimar no interior da câmara, então o mesmo entra em auto-ignição fora do ponto provocando um aumento da pressão e um ruído característico conhecido como batida diesel. Combustíveis de mais alta cetanagem mantêm um funcionamento mais suave.

Sabe-se que na ocorrência de pré-combustão a vibração das frentes de calor originárias da auto-ignição em pontos isolados atinge uma frequência de 6 a 12kHz, dessa forma deve se considerar também um aumento de mais 5% da carga como medida de segurança. Logo se tem o fator do combustível “ F_{cb} ” que resulta em 1,09.

3.3.2 Rendimento volumétrico “ λ ”

Para um mesmo motor, o qual se conhece todas as suas principais características, pode-se verificar algumas mudanças e alterações em algumas de suas peças, buscando uma melhoria de desempenho ou um ganho extra de potência. Este aperfeiçoamento em muitos casos é atingido com conseqüentes melhorias no rendimento volumétrico “ λ ”, esta modificação pode ser alcançada trabalhando os dutos de admissão no cabeçote e coletores, diâmetro e abertura das válvulas e particularmente com alteração nos alimentadores (neste caso já considerado particularmente no item 3.3.3).

Sabe-se que relação “ λ ” varia de motor para motor e também possui limitações construtivas nos ganhos diretos de potência e consumo.

Aqui foi considerado um fator de cálculo “ F_{lb} ” que corresponde ao aumento da carga reservado a estas alterações, neste caso trabalhou-se com uma reserva de 15% nos cálculos.

3.3.3 Sobrecarga de turbo compressores, *Blower e superalimentadores*

Os turbo compressores elevam a pressão nos dutos de admissão, quando comparado com um mesmo motor aspirado, verifica-se que o seu diagrama indicado eleva todo seu patamar para uma pressão maior e como resultados se têm o aumento do trabalho efetivo e conseqüentemente da carga. Um motor após a adição de uma turbina com 0,9 kgf/cm² de pressão na admissão tem sua potência e pressão média efetiva aumentada em 50% apenas

com a adição da mesma. No geral motores sobrealimentados podem ter sua potência aumentada a valores extremos, mas com certas limitações construtivas.

A turbina quando solicitada pelo motor, à determinadas rotações, eleva-se a taxa de compressão a um valor mais alto, como referência pode-se calcular a taxa de compressão dinâmica através da equação 51, logo se pode observar nesse motor que para uma taxa de compressão de 16:1, com um turbo compressor de 0,7 kgf/cm² na admissão, tem se uma taxa dinâmica de 27,2:1, conseqüentemente, com o motor trabalhando com uma taxa mais alta, torna possível a utilização de um combustível com uma cetanagem também um pouco mais alta, obtendo ao final um bom rendimento, ao passo que uma taxa de compressão baixa ou insuficiente provoca a perda de potência, com a queima incompleta do combustível e o surgimento de uma fumaça branca azulada. No geral os motores que recebem uma sobrecarga acima do previsto em projeto, através de turbos compressores modificados ou trocados, têm sua vida útil certamente reduzida, aumentando o desgaste de determinadas peças, e em muitos casos provocando até mesmo a falha das peças por fadiga.

Com o uso de sobrealimentadores, aumenta-se a eficiência do motor onde se tem um maior torque para um mesmo consumo de combustível. No geral com o uso dos mesmos, se faz necessário também uma correção no débito do óleo, então conseqüentemente o aumento da carga que pode variar desde 5% até 400% ou até um valor máximo limitado pelas condições construtivas, dependendo assim do tipo de motor e do tipo de turbina, *blower*, *supercharge* ou compressor que esteja sendo utilizado.

Neste projeto pode-se admitir uma variação adicional de até 50% da carga, reservado para modificações ou alterações no turbo compressor. Sendo assim tem-se que a pressão final pode ser majorada com um fator de carga da turbina "*F_t*" de 1,5. Visto que o motor DS11 310, já é turbinado de fábrica e os cálculos realizados até o momento já estavam considerando o turbo.

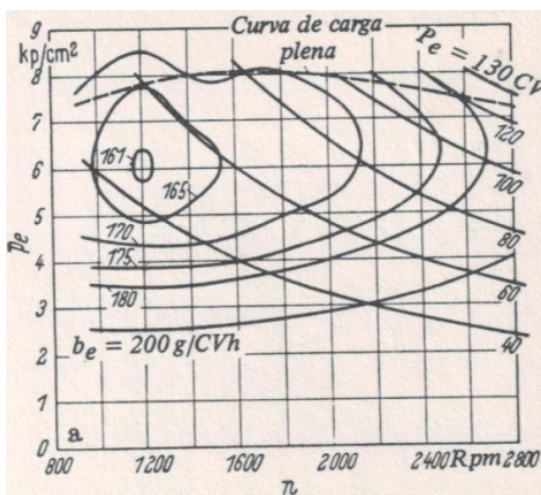
3.3.4 Débito de óleo, potência e consumo

Nos motores à diesel se sabe que a rotação dos mesmos é controlada diretamente pelo volume de óleo diesel que é injetado nos cilindros, tal controle é obtido a partir das bombas injetoras que controlam não somente o débito do óleo como também as rotações máximas do motor. A injeção do combustível é realizada sobre alta pressão com cerca de 700 a 1500 kgf/cm², o que facilita a auto-inflamação do mesmo, lembrando que para isso a taxa de compressão também deve ser relativamente alta com cerca de 15:1 à 25:1,

Analisando a equação 48, verifica-se que o consumo específico “ b_e ” é inversamente proporcional à pressão média efetiva e também ao rendimento, analisando o contexto verifica-se que o aumento do consumo não traz necessariamente ganho de potência, porém o aumento do débito do óleo estaria mais relacionado com uma tendência do motor a trabalhar com uma mistura de ar combustível mais baixa e uma propensão em admitir rotações maiores o que realmente traz ganhos de potência.

Assim ao se trabalhar com uma mistura 15% mais rica, se estaria trabalhando com uma relação “ λ ” menor, o que resulta em um aumento de 15% na potência com o aumento do consumo “ b_e ”. Esta relação entre potência e consumo está mais bem representada nas curvas de nível da Figura 10.

Figura 10 – Curvas de nível do consumo e potência.



Fonte: KRAEMER (1979), Dubbel vol.4, pp171.

No gráfico da Figura 10, obtido a partir de um motor comum, verifica-se que as melhores faixas de consumo específico encontram-se: para as potências relativamente mais baixas e rotações menores, ainda para este outro motor verifica-se um consumo exagerado para as pressões baixas com um valor ideal para 6 kgf/cm² à 1200 rpm, em situações de plena carga se teria um maior consumo com 180 g/cv.h .

Então fica determinado o fator de consumo “ F_c ” que corresponde a um valor corretivo para a carga máxima, relacionado o mesmo com a diminuição da relação lambda “ λ ” devido ao aumento do débito de óleo, que resulta no aumento da potência.

Neste caso foi admitido um aumento de até 10% no débito do óleo reservado à modificações de desempenho ou correções. Assim tem-se um fator de consumo “ F_c ” de 1,1.

3.3.5 Sobrecarga devido ao freio motor

Os motores os quais possuem freio motor recebem um carregamento adicional quando os mesmos são acionados, isso ocorre devido ao fechamento na saída do escapamento, normalmente por uma borboleta instalada após uma turbina. O bloqueio formado, na saída dos gases, aumenta a pressão interna durante o escape, então ao forçar a recirculação dos gases causa um aumento adicional da pressão na câmara de combustão.

Ao acionar o freio motor em um declive, sem o uso dos freios convencionais, pode-se ocorrer o aumento exagerado da rotação do motor devido ao peso do veículo e isso poderia levar o motor a uma falha eminente, este último caso não foi considerado no cálculo, pois caracteriza o mau uso do mesmo.

Assim foi considerado um fator de carga devido ao freio motor “*F_{fm}*”, neste estudo considerou-se um aumento de 5% do carregamento.

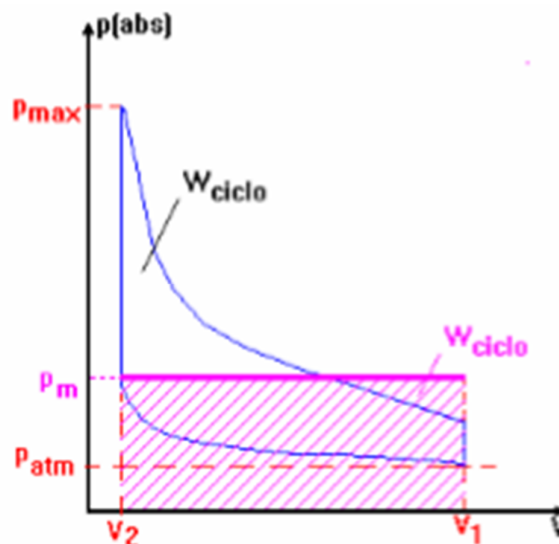
3.3.6 Correção da carga considerando as pressões máximas de combustão

Os cálculos de desempenho realizados neste trabalho apresentam uma boa representação das características de cada motor que possa ser estudado, porém deve-se levar em consideração que a pressão nos cilindros, seja ela a média efetiva ou a média indicada, são cálculos representativos da carga e apresentam valores médios como o próprio nome já diz, tendo como efeito puramente a obtenção de cálculos comparativos entre motores em determinadas faixas de trabalho. Porém sabe-se que a pressão máxima atingida na câmara de combustão de um motor possui valores muito acima dos cálculos médios, pois a pressão ali encontrada atinge seu valor máximo em uma faixa angular muito curta do virabrequim.

Observando a Figura 11, pode-se verificar a comparação da pressão máxima que se mostra bem acima da pressão média efetiva em rosa, o trabalho pode ser calculado pela integração da área entre as linhas em azul, ou simplesmente pela área hachurada em rosa.

A pressão máxima de combustão pode variar de 40 até 300 kgf/cm², porém a mesma não pode ser obtida diretamente através de cálculos.

Figura 11 – Diagrama indicado e pressão média efetiva.



Fonte: OLIVEIRA (2015), “Motores de Combustão Interna”, pp31

No geral a pressão média efetiva possui valores de 6 a 25 kgf/cm², para um motor com 9,85 kgf/cm² de pressão média encontra-se valores de 82,5 kgf/cm² para a pressão máxima de combustão, logo linearizando os valores, foi determinado um fator de correção para as pressões máximas de combustão “ F_{pc} ” igual a 8.

3.3.7 Combinação de casos

Após definido todos os fatores de carga que compõem e majoram o carregamento do bloco, foi para isso realizado a combinação destes casos o que normalmente define quais fatores correspondem definitivamente ao projeto a ser executado. Logo, neste estudo foram utilizados todos os fatores, buscando obter ao final o maior carregamento possível, sendo o mesmo obtido a partir da pressão média efetiva, então a carga máxima “ $C_{máx}$ ” corresponde a:

$$C_{máx} = p_e \cdot FT \quad (48)$$

Onde: “ FT ” corresponde ao fator de carga total e é calculado como segue:

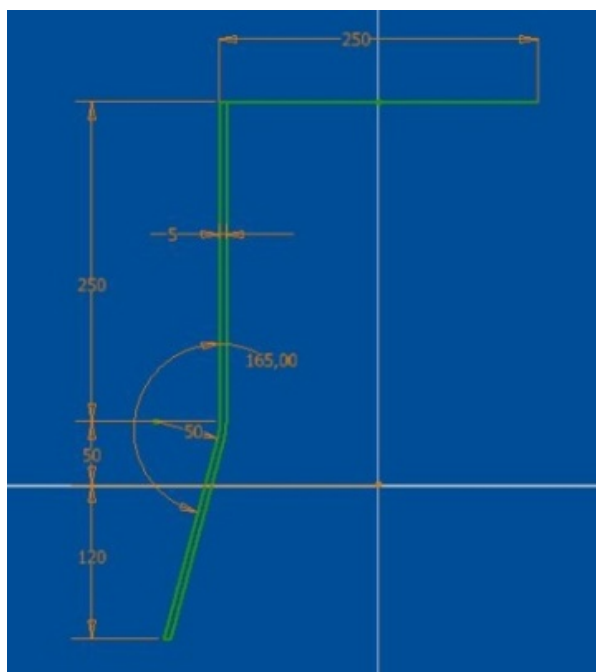
$$FT = F_{cb} \cdot F_{lb} \cdot F_t \cdot F_c \cdot F_{fm} \cdot f_{pc} \quad (49)$$

Dessa forma se obtém o valor da carga máxima “ $C_{máx}$ ” de 219,607 kgf/cm² que corresponde ao maior valor bruto de pressão atingido pelo motor. Logo o valor foi arredondado para 220 kgf/cm².

3.4 MODELAGEM DO BLOCO

A modelagem foi realizada no software Inventor 2012, definidos os parâmetros e dimensões iniciais: como por exemplo o diâmetro do pistão, o curso, os diâmetros dos mancais, entre outros, desenhou-se um modelo preliminar o qual permitiu uma visão geral das principais partes e pontos que necessitariam uma maior atenção na modelagem e no cálculo.

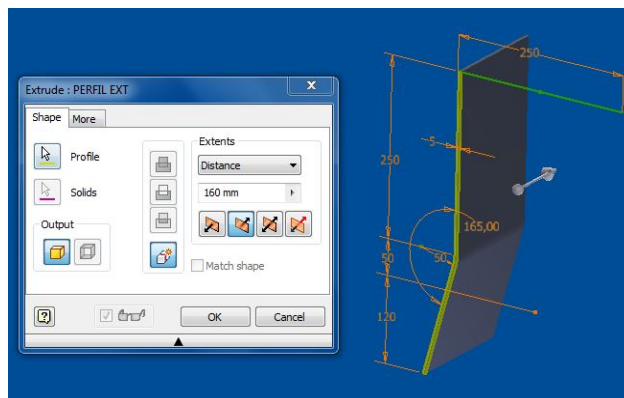
Figura 12 – Perfil 2D desenhado em *Sketch*.



Fonte: Autoria Própria.

No Inventor o processo de modelagem ocorreu primeiramente através do desenho de uma “*Sketch*” (Figura 12), que corresponde a um desenho em duas dimensões de um perfil ou um caminho. Posteriormente ao adicionar um comando específico, por exemplo, um *Extrude*, *Revolve*, *Sweep* obteve-se um sólido em três dimensões no formato desejado, conforme Figura 13.

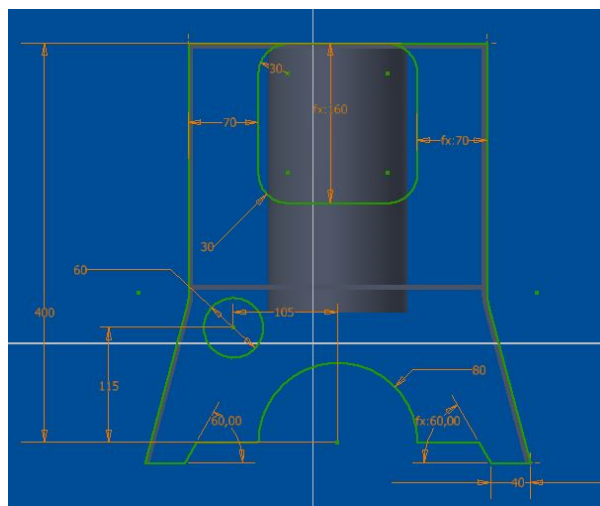
Figura 13 – *Extrude* de uma *Sketch* 2D.



Fonte: Autoria Própria.

Para a modelagem do bloco do motor inicialmente desenhou-se em uma *sketch* das curvas laterais do embasamento (Figura 13), em seguida realizou-se um estudo preliminar de posicionamento do eixo comando, dos mancais fixos e da face superior do cabeçote; a altura de aproximação destas partes foram modeladas de forma editável, permitindo futuras alterações.

Figura 14 – *Sketch* inicial das paredes intermediárias.

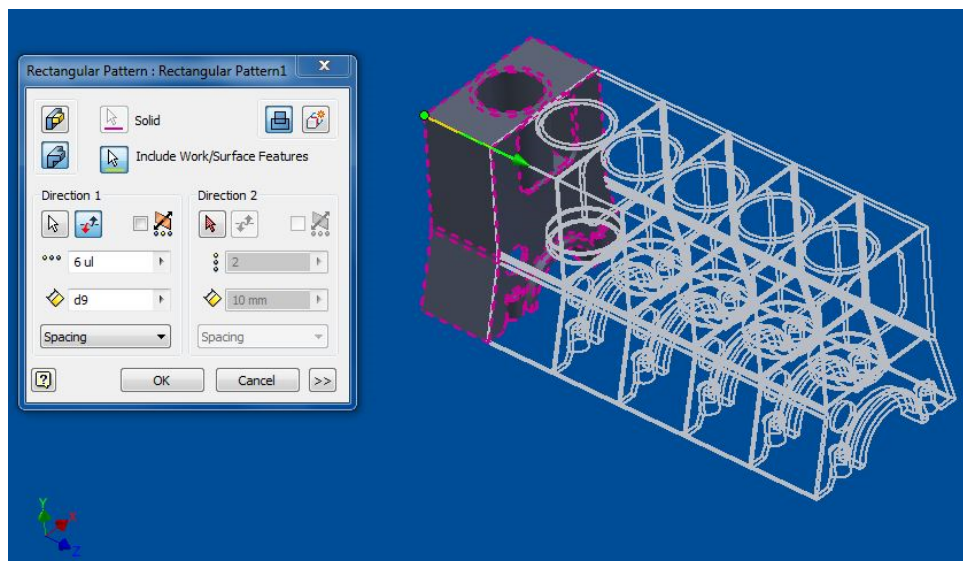


Fonte: Autoria Própria.

Depois de modelado o mancal padrão, as paredes laterais e as transições, foi posicionado o cilindro com diâmetros e altura total já definidos pelos cálculos de desempenho.

Durante a modelagem preliminar, a simetria linear do bloco do motor permitiu trabalhá-lo em módulos, onde foi desenhado apenas um cilindro com mancais e galerias, e posteriormente replicado seis vezes utilizando o comando *Rectangular Pattern* (Figura 15), a dimensão entre cilindros é definida em projeto, em seguida foram modeladas as partes frontal e traseira do bloco, introduzindo as suas diferenças.

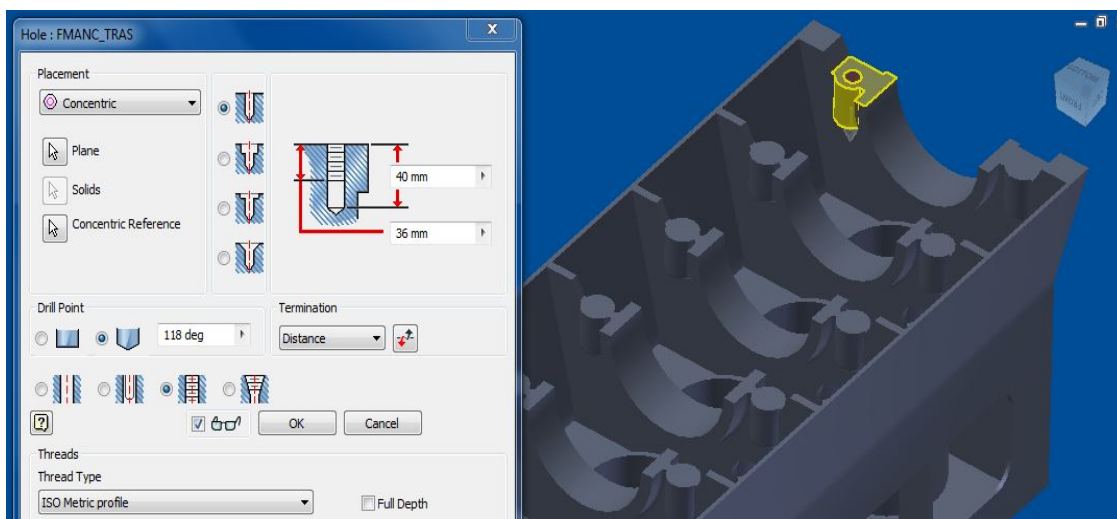
Figura 15 – *Rectangular Pattern* das partes simétricas.



Fonte: Autoria Própria.

Entre cada dois cilindros existe um mancal, o qual foi modelado sobre as paredes intermediárias com duas roscas principais que irão fixar as capas do mancal, estas roscas foram dimensionadas através de um cálculo preliminar devido à carga dos cilindros. As roscas foram modeladas utilizando o comando *Hole*, pode-se observar que na parte central do bloco e na sua traseira encontram-se os mancais mais largos, definidos por conveniência devido às cargas de flexão no centro da árvore e no último devido ao conjunto do volante de inércia e o conjunto da embreagem conforme Figura 16.

Figura 16 – Detalhe comando *Hole* para inserção das roscas.



Fonte: Autoria Própria.

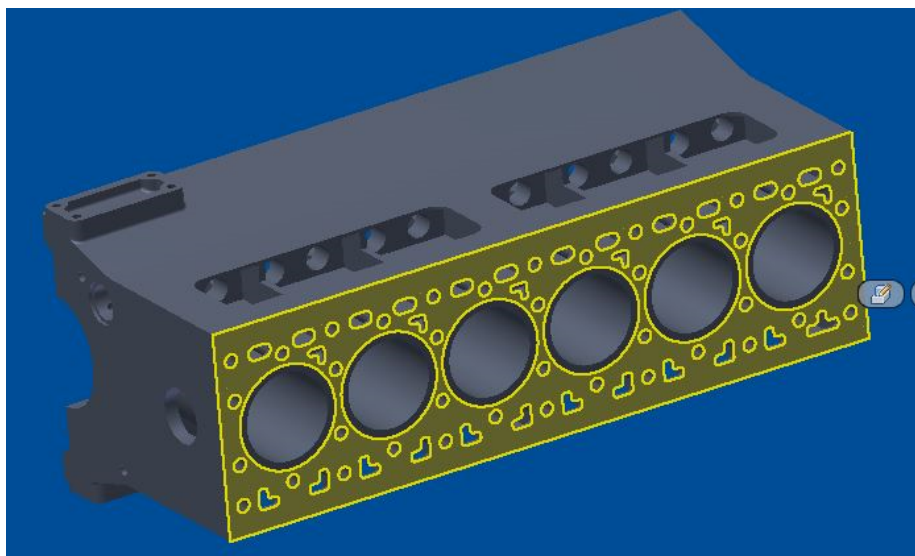
Os posicionamentos dos elementos de distribuição não seguem o modelo de referência, os mesmos foram dimensionados obtendo uma nova posição no bloco, buscando uma redução de peso, desta forma os mancais do eixo comando foram modelados de forma que possam ser ajustados futuramente durante os cálculos das relações de distribuição, este eixo comando possui quatro mancais lubrificados a partir de galerias oriundas de alguns dos mancais fixos do bloco.

Uma vez posicionado o eixo comando, realizou-se a modelagem das guias dos tuchos de válvulas, através de um *Extrude de Cut*, e da mesma forma, foram posicionados os furos de passagem das varetas na face do cabeçote, nesta região lateralmente possui uma parede divisória entre as guias e as galerias de refrigeração.

Os furos das roscas no cabeçote foram dimensionados realizando um cálculo preliminar de tração através do trabalho realizado pelo motor, em média foram adicionados seis parafusos por cilindro, distribuídos na face do bloco de maneira simétrica; Devido ao comprimento das roscas foram modelados reforços cilíndricos somente nas partes em que não possuíam volume estrutural, permitindo a redução da espessura da face superior.

Ainda na face superior de montagem do cabeçote (Figura 17), foram adicionados os furos de refrigeração e circulação da água no bloco, neles foi realizado um estudo aumentando área total e posicionando-os em pontos estratégicos.

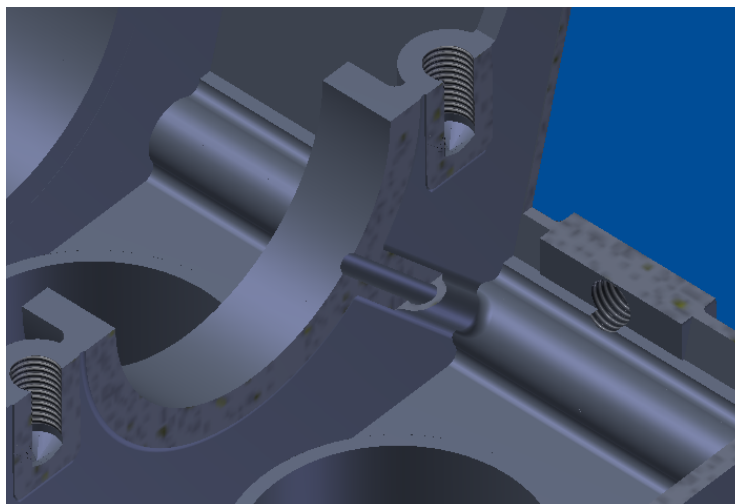
Figura 17 – Face superior do bloco.



Fonte: Aatoria Própria.

As galerias de óleo foram modeladas segundo a necessidade de lubrificação das principais peças. As peças periféricas não foram consideradas porque o estudo principal tem por objetivo dimensionar as espessuras das paredes e mancais do bloco, portanto o modelo foi simplificado para buscar resultados específicos e permitindo que sejam adicionadas as partes e peças futuramente, ou seja, aqui se buscou representar os condutos vazios mais por motivos de influência estrutural nas partes sensíveis do bloco, do que os motivos reais de projetos que é a lubrificação das partes e peças (Figura 18).

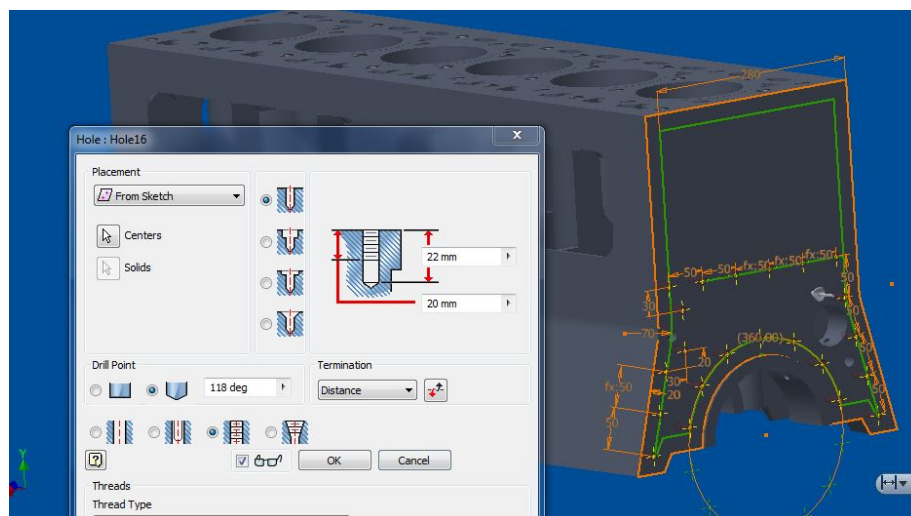
Figura 18 – Detalhe em corte da galeria de lubrificação do mancal central.



Fonte: Aatoria Própria.

Na parte dianteira do bloco foram modelados dois apoios de quatro parafusos que tem a função de fixar o motor através de braços de apoio e coxins e na parte traseira a fixação será realizada por coxins na capa-seca que neste caso não foi modelada, desta forma será estudado a região de transição da mesma, a qual será fixada através de um conjunto de parafusos, durante o cálculo com elementos finitos estes pontos deverão ser utilizados como condição de contorno (Figura 19).

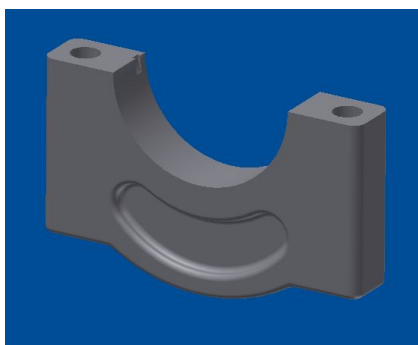
Figura 19 – Furos de fixação da capa seca.



Fonte: Aatoria Própria.

Da mesma forma realizou-se a modelagem das capas dos mancais, desenhando uma *Sketch* com o formato lateral da capa, e na seqüência um extrusão, posteriormente realizou-se dois rebaixos laterais utilizando o comando *Extrude* com *Cut* e depois *Mirror* com o plano central, o acabamento foi realizado utilizando *Fillet* (Figura 20).

Figura 20 – Capa do mancal.



Fonte: Aatoria Própria.

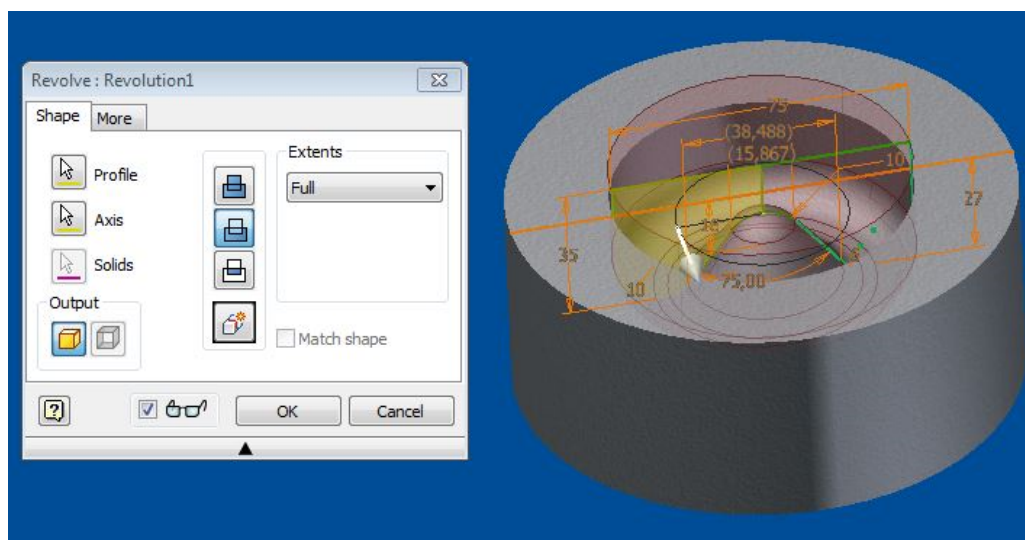
3.5 MODELAGEM DO PISTÃO

O modelo 3D do pistão se fez necessário para realizar cálculos volumétricos da câmara de explosão, e posteriormente durante a montagem do conjunto parcial do motor, o mesmo foi utilizado para analisar o posicionamento durante o funcionamento permitindo através de cálculos analíticos estimar a carga em cada cilindro durante um determinado instante.

O pistão foi modelado a partir de um modelo real, obtido a partir do motor de referência, do qual se extraiu as principais dimensões.

A modelagem do pistão iniciou-se pela parte superior realizando um *Extrude* circular de diâmetro 126,4mm e 52mm de altura, posteriormente desenhando uma *Sketch* da câmara de compressão no plano central, utilizando o comando “Revolve” e selecionando a opção *Cut*, fez-se uma revolução do perfil desenhado removendo o material sólido inicial, conforme Figura 21.

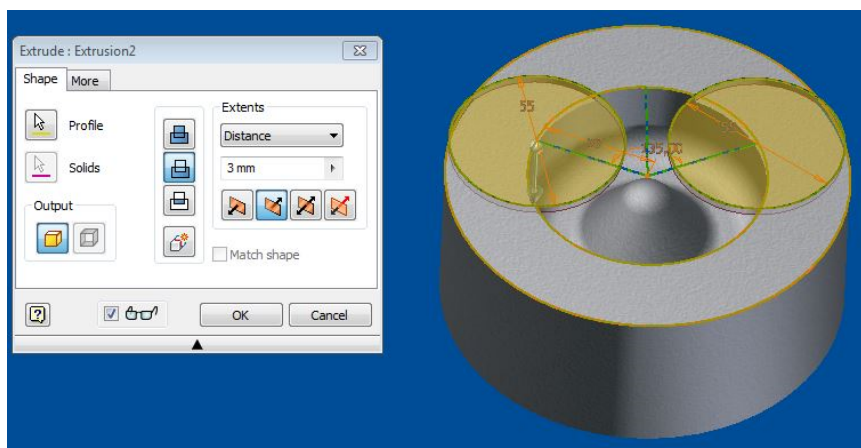
Figura 21 – Comando *Revolve* na câmara de compressão



Fonte: Autoria Própria.

Na seqüência foram modeladas as cavas de compensação da abertura das válvulas e as canaletas dos anéis utilizando-se os comandos *Extrude* e *Revolve*; o acabamento na peça foi dado utilizando os comandos *Fillet* e *Chamfer* (Figura 22).

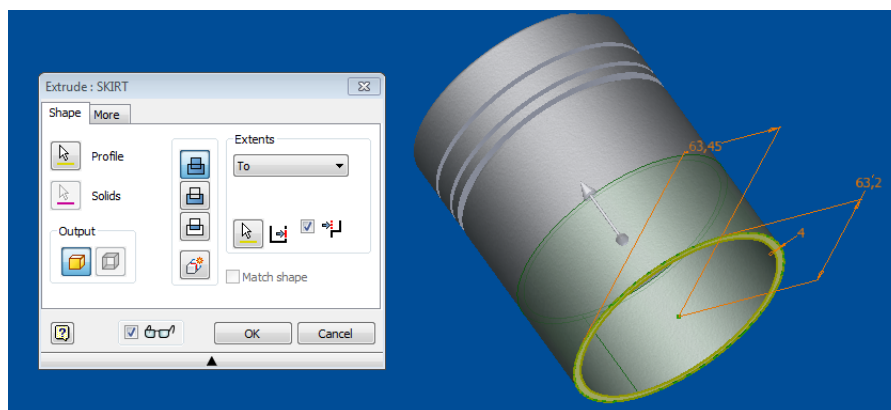
Figura 22 – Modelagem das cavas das válvulas.



Fonte: Autoria Própria.

Posteriormente utilizando os mesmos comandos já apresentados, foi modelada toda a parte interna superior do pistão utilizando grandes raios de adoçamento, e na seqüência modelou-se a saia do pistão respeitado a sua geometria elíptica (Figura 23).

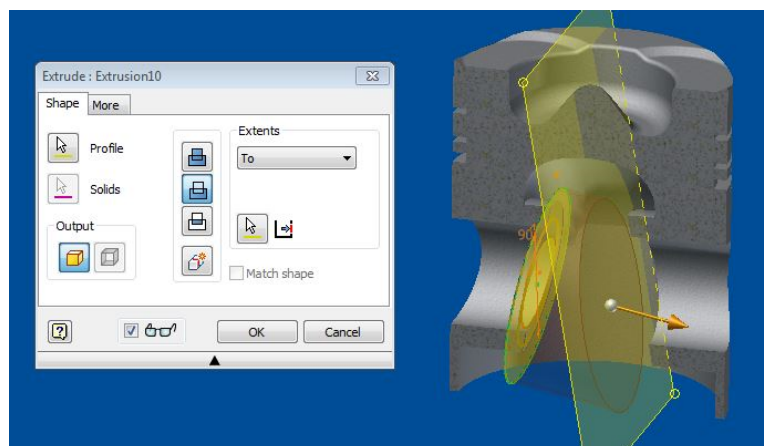
Figura 23 – Modelagem da saia do pistão.



Fonte: Autoria Própria.

Os mancais de assentamento do pino foram modelados com excentricidade, e inclinações internas, todo o seu contorno foi suavizado com diferentes raios de adoçamento, primeiramente desenhou-se uma *Sketch* com dois círculos concêntricos no plano central do pistão que representam os mancais, posteriormente com o *Extrude* utilizando o comando *To Next* desenhou-se os mesmos em ambos os lados de forma passante, o volume central excedente foi retirado com o comando *Cut*, utilizando *Sketches* desenhadas em planos inclinados a partir do plano central (Figura 24).

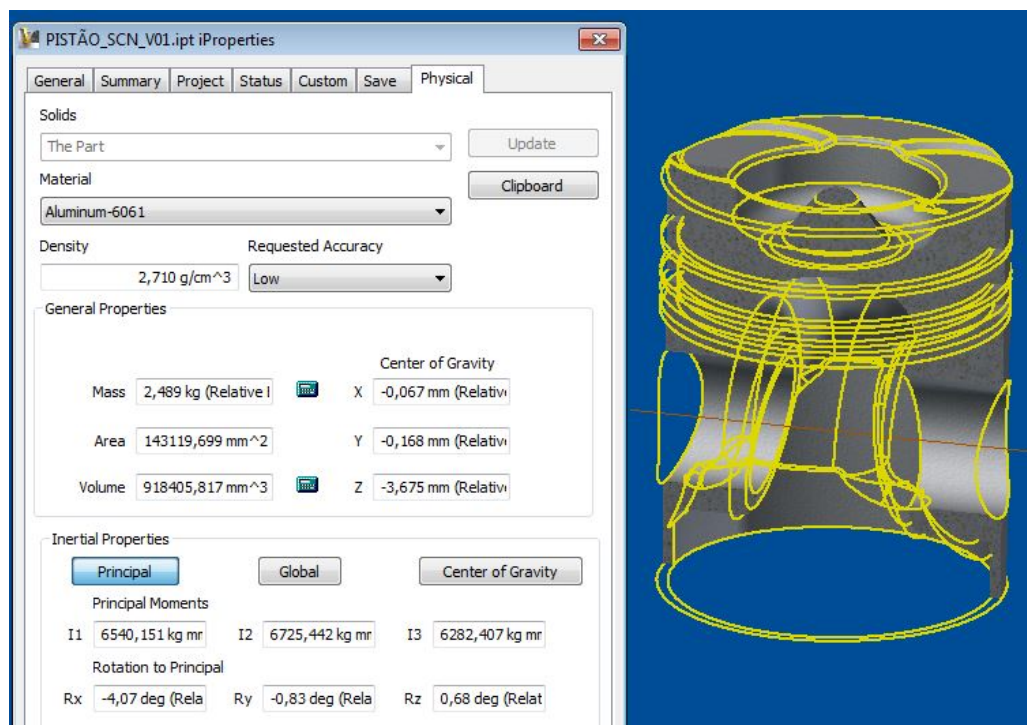
Figura 24 – Modelagem dos mancais do pino.



Fonte: Autoria Própria.

A principal vantagem de possuir o modelo do pistão modelado com determinada precisão, seria poder retirar com certa facilidade diversas propriedades físicas conforme apresentado na Figura 25, extraídos com o comando *iProperties*, outra vantagem estaria em poder calcular o volume da câmara de compressão com precisão, além de poder obter qualquer vista em 2D para se realizar estudos ou detalhamentos.

Figura 25 – Comando *iProperties*.

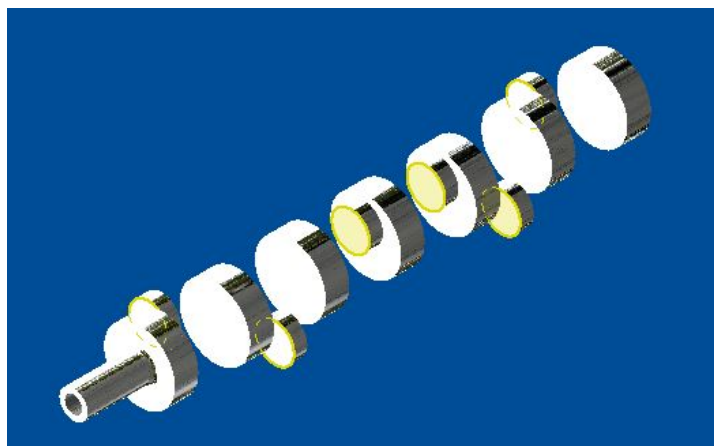


Fonte: Autoria Própria.

3.6 MODELAGEM DO VIRABREQUIM

O Virabrequim não representa o foco direto do estudo, portanto o mesmo foi modelado de forma simplificada, através de um esquema representativo do qual se desejou obter apenas os mancais fixos e móveis, conforme apresentado na Figura 26, eliminando então as cambotas e os contrapesos, desta forma o que se tem é apenas um modelo com os colos centrais e os colos de cada cilindro, essa simplificação economizou um grande tempo em horas de modelagem, do contrário se teria apenas um ganho de estética no modelo.

Figura 26 – Modelo do virabrequim apenas com mancais fixos e móveis.



Fonte: Autoria Própria.

3.7 MONTAGEM DO BLOCO PISTÕES E VIRABREQUIM

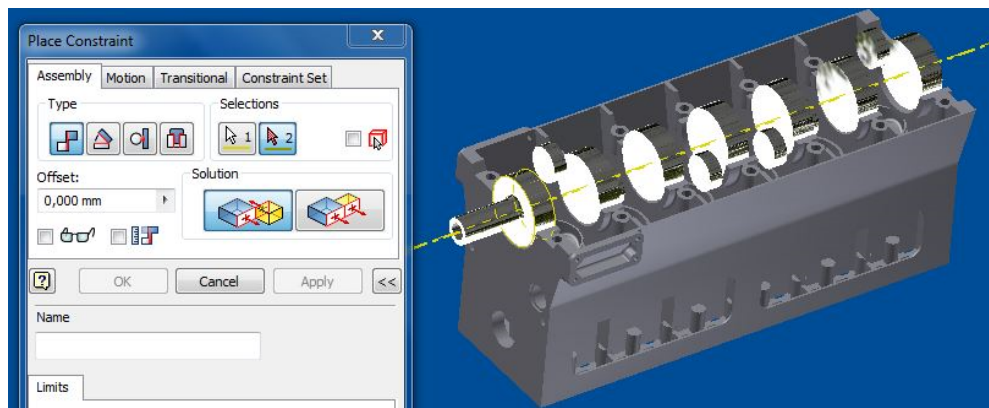
Neste item, foi realizada uma montagem simplificada do bloco do motor, a fim de estudar os movimentos do pistão ao longo dos diversos ângulos de rotação do virabrequim, isso permitiu que pudesse ser realizada também uma análise dos diversos carregamentos em cada cilindro, em um mesmo instante.

A montagem foi feita no software Inventor em um ambiente chamado *Standard(mm).iam*, onde os modelos 3D do bloco do motor, da capa do mancal e do virabrequim, do pistão e um modelo das bronzinas, foram inseridos; Então a montagem foi realizada utilizando restrições de movimentos através do comando *Constrain*.

Primeiramente inseriu-se o bloco do motor utilizando o comando *Place* e automaticamente restringiram-se todos os seus movimentos através do comando *Grounded*, novamente utilizado o *Place* inseriu-se o virabrequim, neste restringiu-se os movimentos de

translação utilizando o *Constrain* com *Mate*, selecionando o eixo central dos mancais do bloco e em seguida o eixo do virabrequim, por fim se limita o movimento axial do mesmo utilizando *Mate* em dois planos nivelados do bloco e do virabrequim (Figura 27).

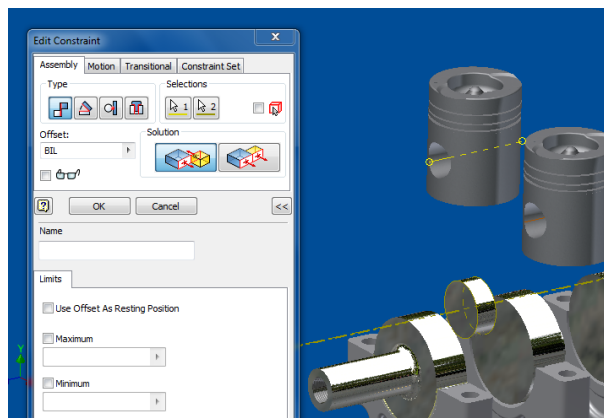
Figura 27 – Inserindo o virabrequim no bloco.



Fonte: Aatoria Própria.

Posteriormente inseriram-se os pistões e foi realizada a montagem utilizando restrições do tipo *Mate* clicando centro a centro dos pistões e das camisas, depois clicando no centro do pino do pistão e no centro do mancal móvel do virabrequim, então no campo *offset* colocou-se uma distância equivalente ao comprimento da biela, ver figura 28, observe que neste caso não foi necessário modelar a biela para que se pudesse conseguir o efeito desejado da movimentação dos pistões, isso também economizou horas de modelagem que puderam ser mais bem aproveitadas no cálculo.

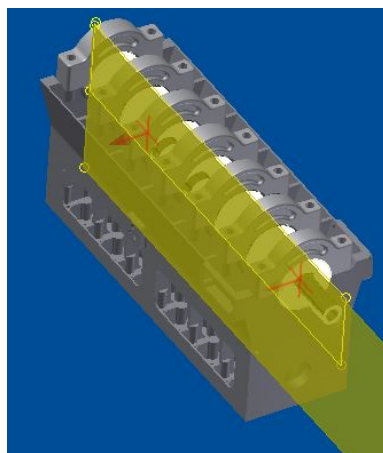
Figura 28 – Restringido o movimento dos pistões.



Fonte: Aatoria Própria.

Da mesma forma foi inserido as capas do mancal utilizando os comandos *Place* e posteriormente *Mate*, clicando-se face a face, para as peças se unirem no mesmo plano. Observa-se que o virabrequim gira livremente sobre os mancais, e os pistões transladam livremente subindo e descendo sobre os cilindros, tal movimento pode ser restringindo colocando uma restrição *Angle* em um plano perpendicular do virabrequim e do bloco conforme Figura 29.

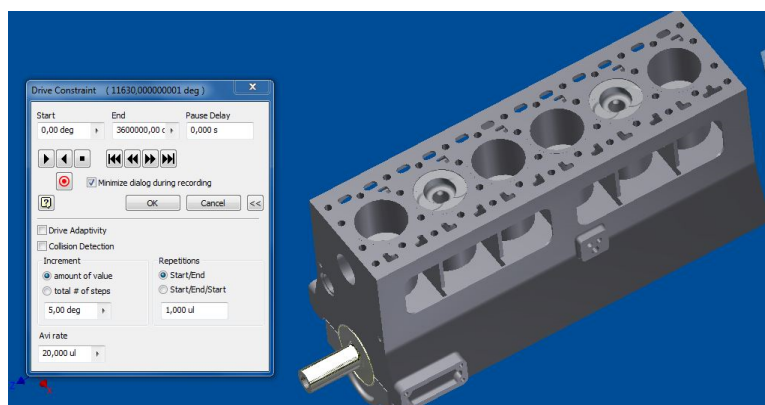
Figura 29 – Restringido movimento de rotação do virabrequim.



Fonte: Autoria Própria.

Esta última restrição de rotação do virabrequim é importante para que através do comando *Drive Constrains* possa se variar o valor automaticamente, formando assim uma simulação de movimento, para este caso obteve-se um vídeo com o funcionamento parcial do motor (Figura 30).

Figura 30 – *Drive Constrain*, simulando os movimentos.

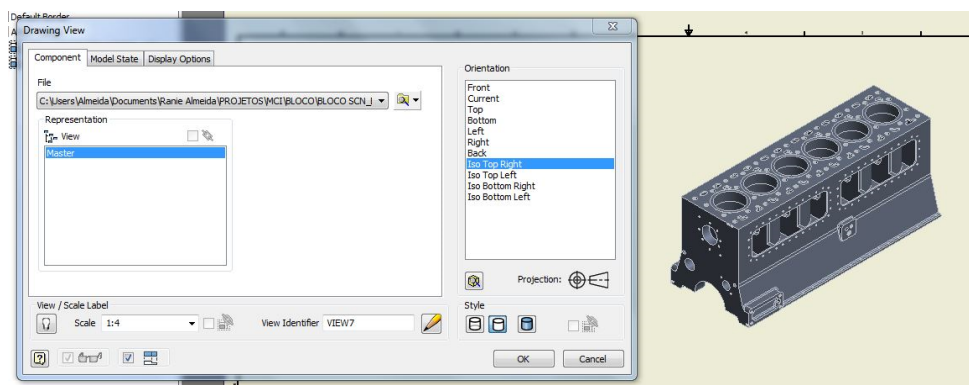


Fonte: Autoria Própria.

3.8 DISTRIBUIÇÃO DO CARREGAMENTO NO BLOCO DO MOTOR

Determinado o carregamento máximo a qual motor possa ser solicitado, foi realizado um estudo da distribuição dos esforços no interior do motor considerando cada tempo do motor intercalado em cada cilindro; Para isso aproveitando a modelagem realizada no software Inventor, utilizando o ambiente chamado *ANSI(mm).idw*, foi executado um desenho técnico simples apenas com as principais vistas e cortes do conjunto do motor, neste desenho foram rebatidas as vistas automaticamente através do comando *Base* conforme apresentado na Figura 31.

Figura 31 – Comando *Base* inserindo vistas.

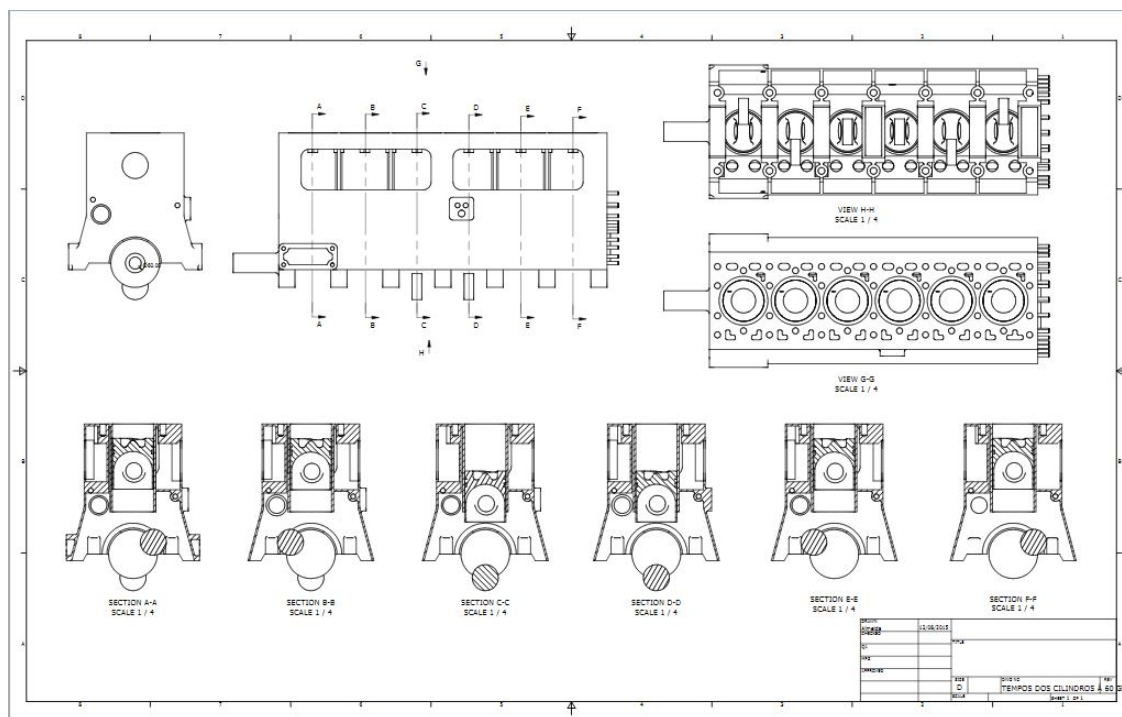


Fonte: Autoria Própria.

O principal objetivo ao executar este desenho técnico foi apenas obter as posições naturais de cada pistão em cada cilindro, posicionando o virabrequim em duas posições: uma com o primeiro pistão no PMS e outra com o mesmo à 60° após o PMS, dessa forma se obteve as seções de cada cilindro utilizando o comando *Section*, devido a não necessidade de obter maiores detalhes o desenho foi concluído sem cotas, notas, carimbos, listas de materiais dimensionais ou qualquer outro item comum de um desenho técnico.

A Figura 32 apresenta o desenho simplificado do motor parcial obtido no Inventor, após detalhadas as posições de cada cilindro foi realizada a medição volumétrica do mesmo, e posteriormente analisado a ordem de explosão original do motor, foi intercalado em cada um dos seis cilindros os respectivos tempos, considerando o primeiro cilindro em explosão dentro de um intervalo definido de 0° a 60° onde a pressão encontra-se em evolução, sabendo-se que os colos do virabrequim estão defasados em 120°. Os resultados foram anotados manualmente no desenho.

Figura 32 – Desenho técnico simplificado – Motor parcial.



Fonte: Autoria Própria.

Dentre as principais considerações, tem-se o primeiro cilindro com o maior carregamento em explosão com o carregamento total, o segundo cilindro encontra-se a caminho do final da descarga com baixa pressão, o terceiro cilindro encontra-se no fim da admissão e início de compressão, portanto com pressão inicial de sobrealimentação, o quarto cilindro encontra-se no final da expansão e início de abertura da descarga podendo apresentar variações pequenas de pressão segundo a decalagem do comando, mas já com pressão relativamente baixa, o quinto cilindro encontra-se a 60° do final da compressão com dois terços do volume já em compressão, porém com carga média baixa, devido ainda não ter iniciado a injeção, o sexto cilindro encontra-se no início da admissão defasado de 60° e pressão baixa. Após definido o carregamento distribuído em cada cilindro, foram calculadas as devidas pressões, e posteriormente calculou-se as forças sobre cada pistão seguindo as considerações anteriores, então através dos estudos cinemáticos realizados no capítulo 2 foram adicionadas e distribuídas as forças sobre o mecanismo biela manivela e anotados os resultados.

4 RESULTADOS OBTIDOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE DE DESEMPENHO DO MOTOR

Como resultado dos cálculos de desempenho e carregamento do motor, obteve-se uma planilha em Excel da qual se pode melhor relacionar todas as equações e obter de forma rápida os resultados de vários motores e diferentes condições de cálculo. Através da Figura 33 pode-se verificar estes dados.

Figura 33 – Planilha de cálculo – MCI.

Óleo Combustível DIESEL					
Porcentagens dos componentes					
45	Cetana	45	%		
55	Alfametil - naftalina	55	%		
0,4	Enxofre	0,4	%		
0,5	Nitrogênio	0,5	%		
0,3	Outros componentes	0,3	%		
101,2					
Balanco Estequiométrico					
	Cetana	Coef.	[Unid.]	[mols]	[g]
C		2	4,5	1	16
H		2	4,5	1	34
O		2	4,5	33	2
					16
					9504
	Alfametil - naftalina	Coef.	[Unid.]	[mols]	[g]
C		2	5,5	1	11
H		2	5,5	1	10
O		2	5,5	16	2
					16
					5632
Resultado parcial					
C	3182,65	[g]		M	3646,569
H	420,16	[g]		%C	0,872779
O	15136	[g]		%H	0,115221
C	H	S	N	W	O
87,277936	11,522064	0,4	0,5	0,3	0
Total	=	100 %			

Dados de Entrada	
Pe	310 [cv]
N	2000 [Rpm]
Cyl	11,02 [L]
be	148 [g/cv.h]
li	1,35 [kg/kg]
tx	16 [-]
Torque	136 [kgf.m]
Cálculos de desempenho	
339,13	1029,95
108,85	25,12
Poder Calorífico Inferior	
Hinf	41501,7204 [kJ/kg]
Hinf	9910,61082 [kcal/kg]
Quantidade de AR mínimo	
Var'	10,8169477 [m³/kg]
Pressão Média Efetiva	
pe	12,6588022 [kg/cm²]
Relação Ar real / Ar Min	
λ	1,79861609 [kg/kg]
Volume da mistura	
Vmist	19,4555362 [m³/kg]
Poder calorífico da Mistura	
Humist	509,39798 [kcal/m³]
Rendimento Útil	
ηe	0,43087862 [-]
Pressão Média Efetiva Alterada	
pe	12,6524259 [kg/cm²]
Verif. Pressão Média Efetiva	
pe	12,6588022 [kg/cm²]
Potência Efetiva Alterada	
Pe NV	309,843852 [cv]
Torque indicado	
Ci	1334,16 [Nm]
Torque efetivo	
Ce	1109,54656 [Nm]

Fonte: Autoria Própria.

Antes de se analisar um caso específico, utilizando a planilha de cálculo foi realizado um estudo de calibração da mesma, logo foi preciso implementar a planilha com dados reais de diferentes tipos de motores, obtidos a partir de teste de bancadas os quais foram publicados pelos fabricantes em catálogos e manuais, em seguida estes dados foram comparados com os outros parâmetros calculados pela planilha.

Posteriormente foram realizados diversos estudos de influência e correlação entre fatores, como resultado se obteve alterações nos parâmetros de saída como por exemplo: o torque e a potência.

Nos estudos de influência, ou seja, aqueles os quais se alterando um parâmetro isoladamente do motor, deseja-se assim obter novos resultados para os dados de saída, nesses estudos se faz necessário analisar sob qual situação aquele parâmetro foi alterado, observando assim qual o novo comportamento assumido pelo motor, para então se definir quais parâmetros serão alterados conjuntamente ou não.

Como exemplo se pode citar o caso do consumo específico de combustível “be”, e sua influência sobre a potência efetiva. O consumo deve ser corretamente determinado em uma bancada de teste, mas o mesmo possui valores conhecidos para um gama de motores diesel, de forma tal que o rendimento do motor pode ser determinado através de uma tabela ou da equação 38, logo se percebe através da equação 44 que o consumo específico “be” seria inversamente proporcional a potência efetiva “Pe”, porém em casos reais o aumento forçado do consumo de combustível trás ao contrário um ganho extra de potência.

Esclarecendo esta situação, percebe-se que nos equacionamentos, o consumo específico representa em si uma relação entre o gasto de combustível (energia perdida) e o trabalho produzido, o que representa um índice de perda, logo um consumo específico alto representa um índice de perda grande, com um baixo rendimento, o que indica um baixo desempenho, ou seja, para as mesmas condições o que se tem é uma perda de potência.

Já para o caso real, no qual se observa um ganho de potência, deve-se neste caso realizar uma interpretação mais aprofundada, na qual se observa que o aumento do consumo específico é acompanhado com a alteração conjunta de outros fatores como por exemplo o fator lambda “ λ ”. O mesmo pode ser interpretado para o caso de influência do poder calorífico.

Dessa forma para o uso da planilha de cálculo desenvolvida, se faz necessário uma análise minuciosa das condições sobre a qual o motor opera, embasadas por resultados obtidos em bancos de prova, neste caso extraídos de publicações. Assim como resultados pode-se ao final realizar diversos estudos de melhoramentos como, por exemplo, uma repotencialização.

4.2 MODELOS EM 3D

4.2.0 Modelo do bloco do motor

O bloco foi modelado no software Autodesk Inventor 2012, durante a modelagem teve-se o cuidado de ao executar cada etapa fazê-la de modo editável, para permitir uma fácil alteração futura, visto que durante a modelação cada comando forma automaticamente uma relação dependente com o comando anterior. Esta atenção e cuidado durante a execução dos comandos rendeu um modelo mais versátil como resultado e em cada alteração obteve-se um ganho de tempo e trabalho.

Outra medida adotada durante a modelagem foi trabalhar os arquivos com índice de revisão, então cada modelo do bloco desde o inicial foi sendo salvo à medida que se fazia necessário realizar grandes alterações, dessa forma não se perdia nenhum trabalho mesmo quando a alteração nova não atendia as expectativas. Ao todo foram salvos 18 modelos do bloco do motor, nas quais contemplavam alterações relacionadas a correções nas geometrias de algumas partes bem como melhorias a partir de *Feedbacks* obtidos nos cálculos.

O modelo inicial compreendia a uma estrutura simples com cilindros e paredes intermediárias, com aberturas laterais para as galerias de água e guias no lado oposto, também possuía modelado o centro do comando e todos os mancais com a mesma medida, inicialmente as principais alterações realizadas foram o fechamento das galerias de água, a modelagem da parte frontal do bloco e dos mancais central e traseiro, posicionamento das guias, aberturas das guias, passagens de refrigeração e modelos das roscas do cabeçote.

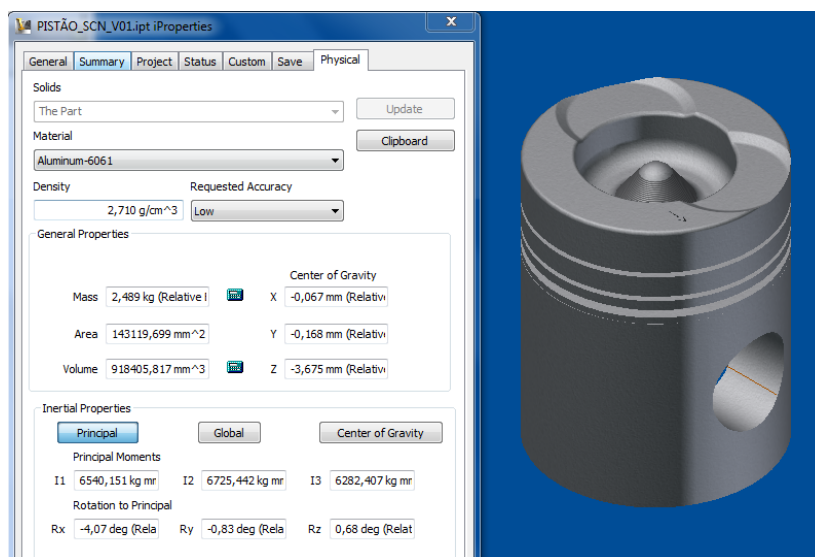
Como *Feedback* de cálculo foi incluída uma nervura na região fragilizada das roscas do cabeçote, obtendo um bom resultado após as alterações, outra influência do cálculo na modelagem foram as alterações das espessuras em pontos que não concentraram, como por exemplo as paredes intermediárias, a lateral, a parede dos colos dos mancais, face superior entre outras.

4.2.1 Modelo 3D do pistão

O pistão foi modelado devido à necessidade de se obter um corpo com as principais dimensões do pistão real para a simulação de movimentos durante os estudos do carregamento do bloco, ainda necessitando de calcular o volume da câmara de combustão durante os cálculos realizados no capítulo 3, foi realizado uma modelagem com maior precisão.

Como principal resultado obteve-se algumas propriedades físicas do pistão conforme apresentado na Figura 34, também foi obtido o volume resultante do cilindro e câmara de compressão durante diversos intervalos, necessários para a análise do carregamento do bloco, e ao final este modelo juntamente com outros foram utilizados para a obtenção de um desenho técnico do conjunto.

Figura 34 – Tabela com as principais propriedades do pistão.



Fonte: Autoria Própria.

Na tabela da Figura 34, verifica-se a massa total do pistão com aproximadamente 2,49 kg, a sua área superficial total com 0,143 m², e o seu volume total de 0,918 litros, bem como outros dados como centro de gravidade, e momentos de inércia.

4.2.2 Modelo 3D do virabrequim

O modelo do virabrequim foi inspirado em um modelo real, portanto a decalagem dos mancais móveis encontrava-se a cada 120°, seguindo o sentido e ordem de explosão reais do motor de referência, este modelo foi simplificado ao máximo e como resultado obteve-se uma economia de tempo em horas de modelagem, o mesmo possuía as principais dimensões de projeto, o principal resultado foi obtido durante a simulação dos movimentos do motor o qual trabalhando com o software pode-se analisar criticamente cada condição de cálculo. Observa-se que no caso da biela não foi preciso modelar a mesma para obter o resultado desejado.

4.3 RESULTADOS DOS CÁLCULOS UTILIZANDO FEA

Os cálculos do modelo do bloco foram realizados utilizando o software *Ansys Work Bench* V12, como resultados obteve-se:

- Deformações e deslocamentos devido ao carregamento;
- Tensões equivalentes de von Mises;
- Tensões normais;
- Tensões cortantes;
- Análise gráfica de fadiga;
- Gráfico de sensibilidade à fadiga.

Nesta etapa serão apresentados os resultados mais significativos obtidos pelas análises realizadas no software, dando maior atenção para os resultados após os últimos aperfeiçoamentos que foram realizados.

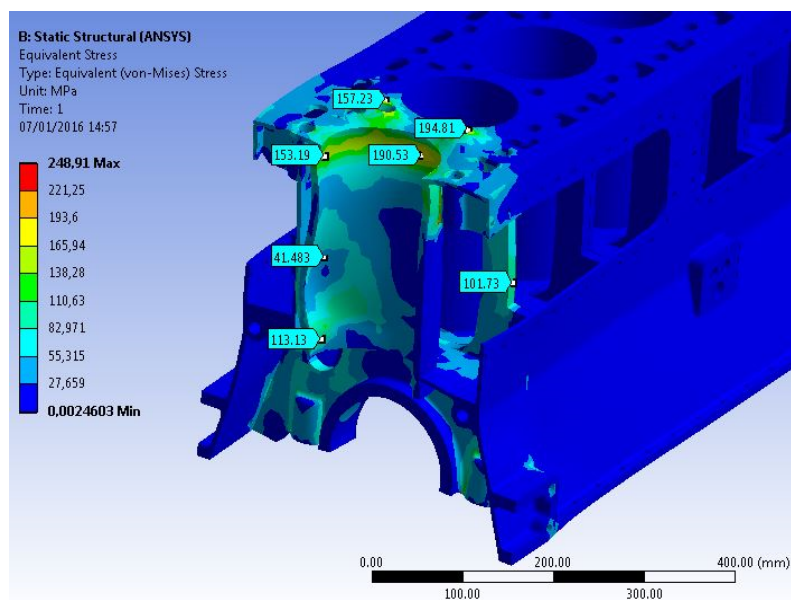
O material utilizado como referência foi o ferro fundido dúctil ASTM A536 GR 65.45.12, o mesmo possui uma dureza de 180 HB, com 12% de alongamento e tensão de escoamento de 310 MPa. O material selecionado para as análises em FEA possui as mesmas características, porém é ligeiramente inferior, estando, portanto, os resultados obtidos à favor da segurança.

4.3.1 Cálculos do bloco

Nesta etapa serão apresentados os resultados de cálculo do bloco do motor, trabalhando com a última versão do modelo. O carregamento do modelo no software foi realizado utilizando a condição considerada mais crítica para o bloco do motor, com o virabrequim posicionado a 60° depois do PMS, e com a carga máxima no primeiro cilindro e os demais carregamentos seguindo o tempo de cada cilindro.

Inicialmente analisa-se o gráfico das tensões equivalente de von Mises; Através da Figura 35 verifica-se o primeiro cilindro em corte, apresentando com maior clareza as tensões no primeiro cilindro e na parede intermediária do segundo mancal, com uma tensão geral em torno de 100 MPa, pode-se observar ainda que houvesse uma maior concentração de tensões nos arredores do primeiro cilindro com uma tensão em torno de 190 MPa, com um coeficiente de 1,6 em relação ao escoamento.

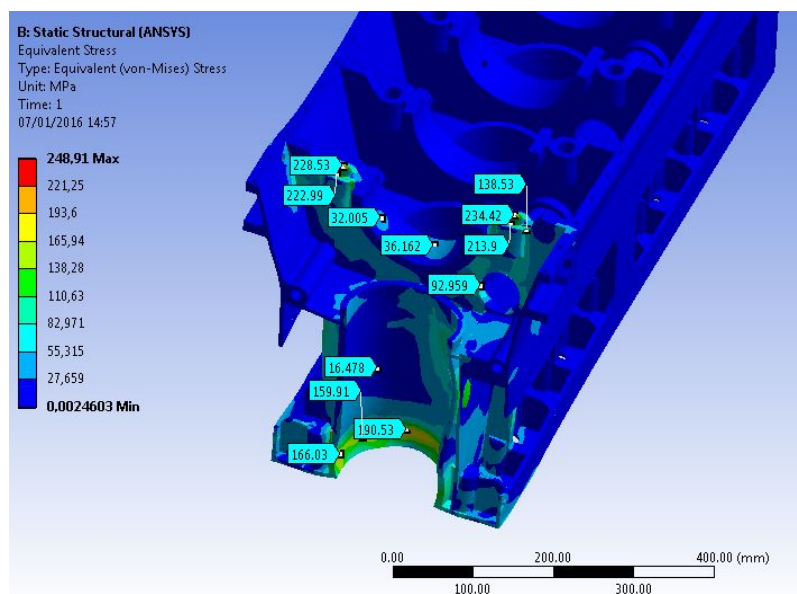
Figura 35 – Bloco – Tensões equivalentes de von Mises.



Fonte: Autoria Própria.

Também através da Figura 36, verifica-se que a máxima tensão de 248,91 MPa foi atingida nas bordas das roscas do segundo mancal, se apresentado próxima da tensão de escoamento, porém em uma região muito pequena, as tensões no colo do mancal ficaram baixas com cerca de 35 MPa.

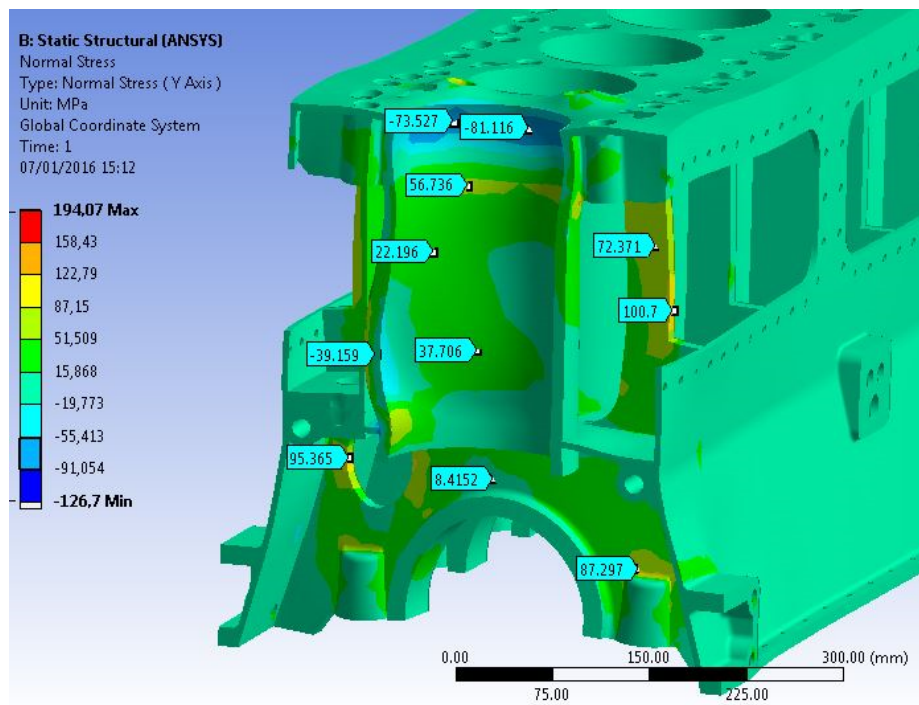
Figura 36 – Mancal do Bloco – Tensões equivalentes de von Mises.



Fonte: Autoria Própria.

Em seguida analisam-se as tensões normais ao eixo dos cilindros, conforme a Figura 37, que apresenta uma vista em corte no plano frontal, logo se percebe uma compressão na borda superior do cilindro em torno de -80 MPa e outra região em tração pouco abaixo da mesma, com tensões em torno de 57 MPa.

Figura 37 – Bloco – Tensão normal no eixo dos cilindros.

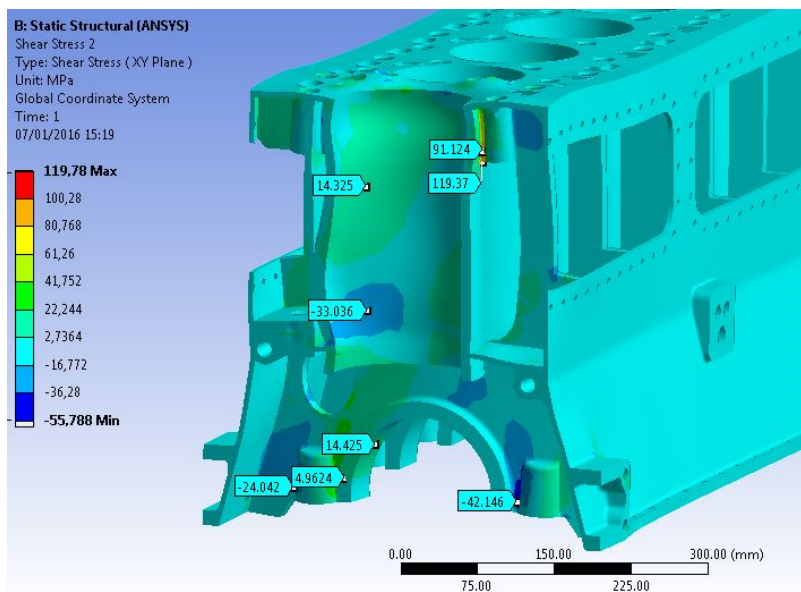


Fonte: Autoria Própria.

Observando ainda a Figura 37, pode-se verificar que a parede intermediária do segundo mancal apresenta-se em tração com cerca de 100 MPa, e o máxima tensão de 194,07 MPa, que aparece na escala, refere-se a um pequeno raio de concordância entre o reforço da rosca do cabeçote e o primeiro cilindro, sendo um valor pontual.

Analisa-se agora a tensão cisalhante sobre o plano frontal do bloco, verifica-se na Figura 38, que se apresenta na seção média do cilindro, onde se pode verificar a região em compressão devido aos esforços da saia do pistão, o valor da tensão máxima 119,78 MPa se refere ao reforço da rosca do cabeçote.

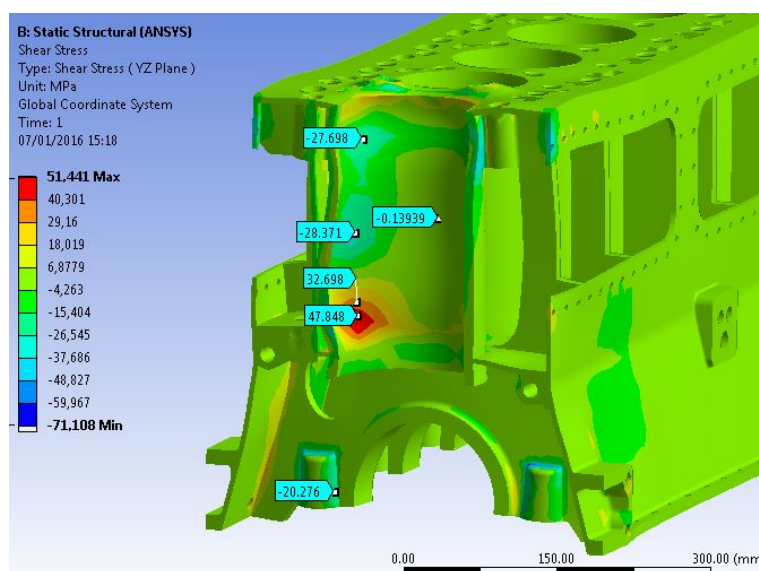
Figura 38 – Bloco – Tensão cisalhante plano frontal.



Fonte: Aatoria Própria.

Realizando estudos da tensão cisalhante no plano longitudinal, verifica-se através da Figura 39, que os valores não se concentraram, a tensão máxima registrada de 51,44 MPa encontra-se na parte inferior do cilindro em vermelho, as demais tensões apresentaram-se baixas, e a tensão mínima registrada de -71,1 MPa representa um valor pontual encontrado em uma borda de rosca do mancal.

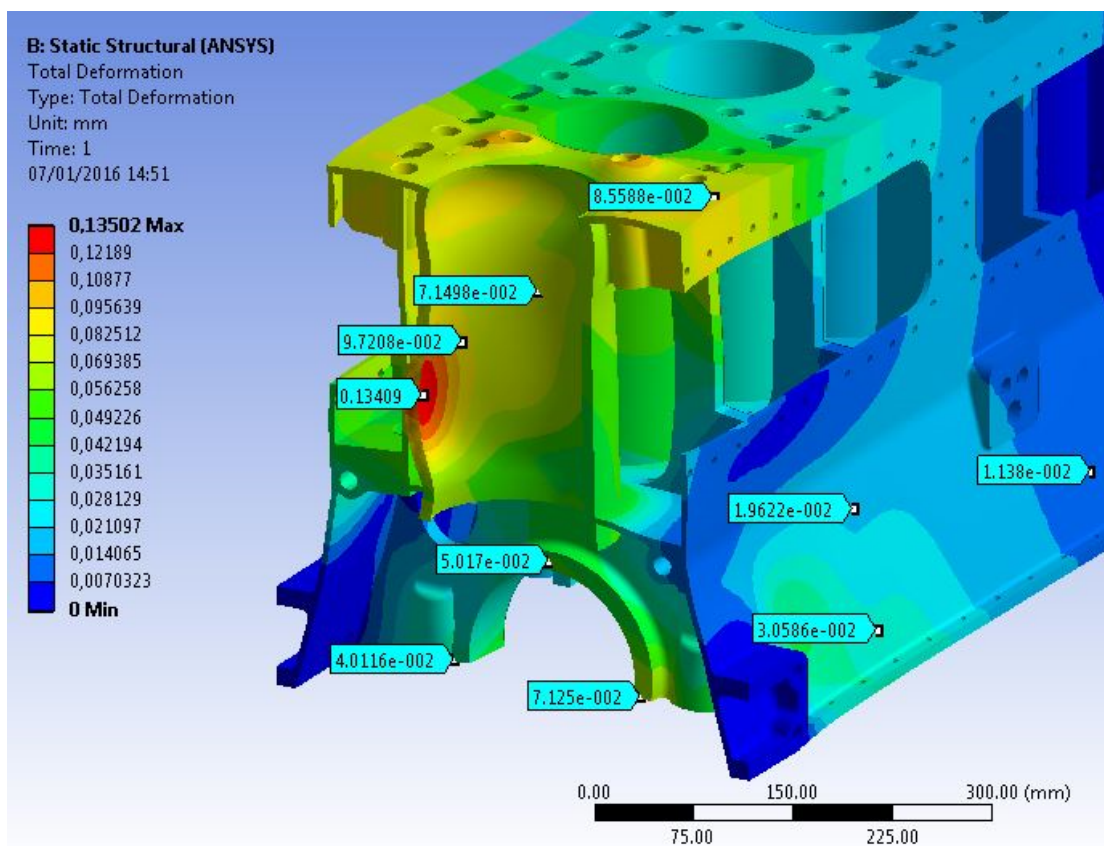
Figura 39 – Bloco – Tensão cisalhante plano longitudinal.



Fonte: Aatoria Própria.

Os deslocamentos totais podem ser verificados através da meia seção da Figura 40, logo se observa o valor do deslocamento máximo com 0,134 mm na região inferior do cilindro em vermelho e os demais valores em verde e amarelo em torno de 0,05mm.

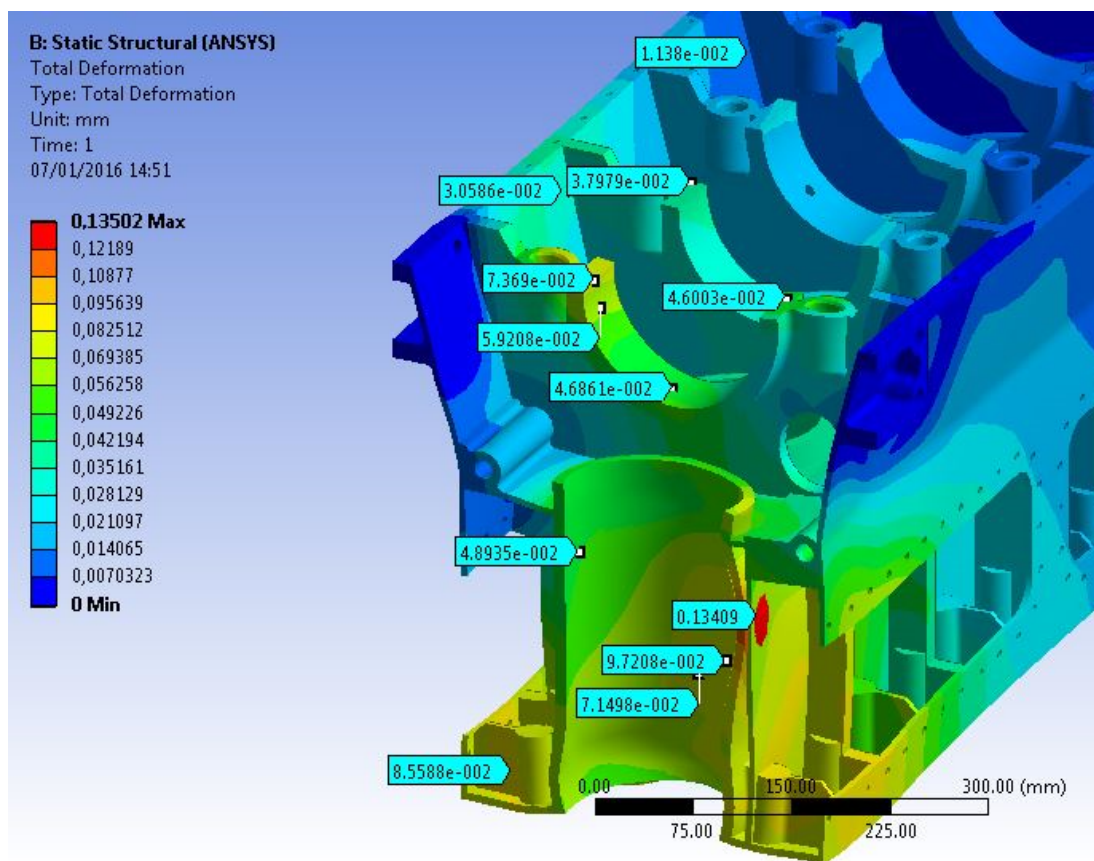
Figura 40 – Bloco – Deslocamentos totais – Cilindro.



Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 41, analisa-se os deslocamentos no segundo mancal, e verifica-se que os mesmos estavam relativamente altos com valores em torno de 0,047 mm no centro do colo e 0,074 mm nas proximidades da rosca, o que indica que o bloco não apresentou a rigidez necessária, visto que os casquilhos possuem um tolerância de montagem com valores muito abaixo do encontrado, o que indica que poderá apresentar problemas durante o funcionamento, o mesmo pode-se dizer dos cilindros, visto que apesar de não possuir tolerância muito apertadas em contrapartida apresentaram valores bem maiores.

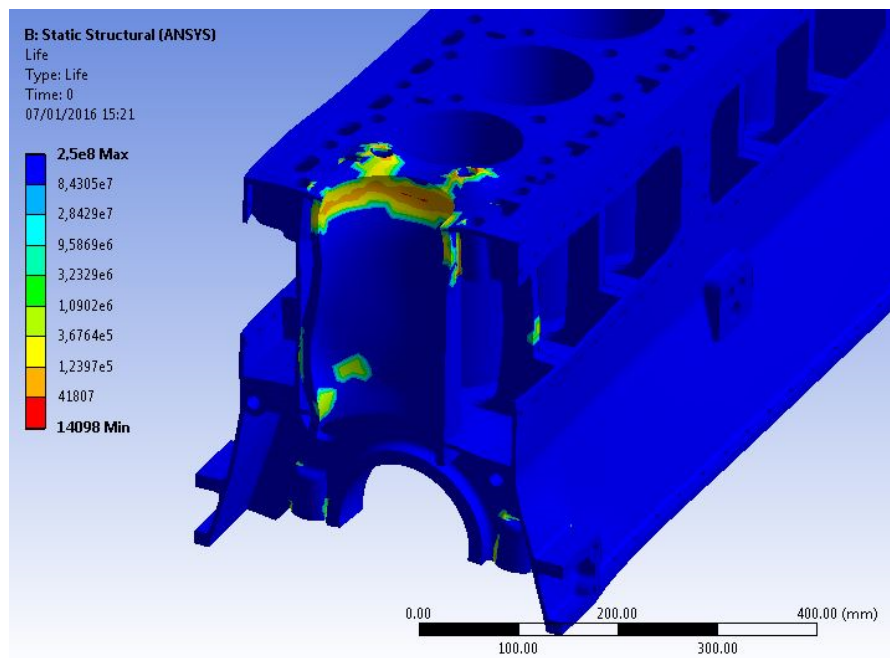
Figura 41 – Bloco – Deslocamentos totais – Mancal.



Fonte: Autoria Própria.

Observa-se agora, a Figura 42, que demonstra a vida em fadiga do bloco utilizando o mesmo carregamento estudado anteriormente, aqui se observa que haverá a falha do bloco na região em amarelo, estando localizada nas proximidades de onde foram aplicados os carregamentos, também se observa que haverá falha nas paredes intermediárias e nas roscas dos mancais. A parte do bloco em azul indica que essa região possui vida infinita, porém deve-se lembrar que a condição simula o primeiro cilindro em explosão com o carregamento total, e os outros cilindros com cargas mais baixas, logo basicamente não se precisam simular os demais cilindros para saber que os mesmos possuem falhas por fadiga na mesma região.

Figura 42 – Bloco – Análise de fadiga.



Fonte: Aatoria Própria.

Na Figura 43, verificam-se os mancais por outro ângulo, onde se tem a falha por fadiga nas bordas das roscas do segundo mancal.

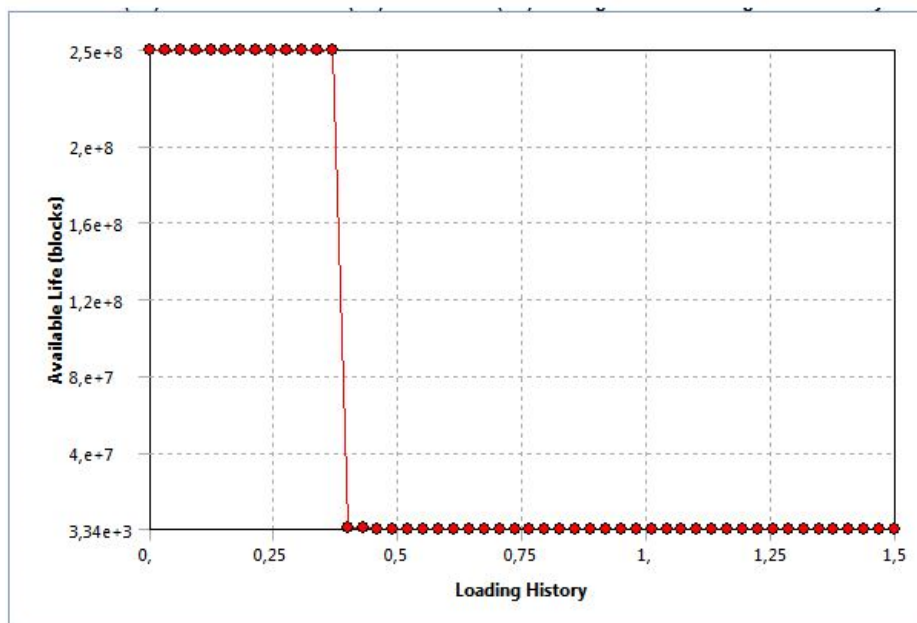
Figura 43 – Bloco – Análise de fadiga – Rosca do mancal.



Fonte: Aatoria Própria.

Analisa-se na Figura 44 o gráfico da sensibilidade à fadiga, onde se pode verificar o valor máximo da carga para o qual não ocorrerá a falha.

Figura 44 – Bloco – Gráfico de sensibilidade à fadiga.



Fonte: Autoria Própria.

Este gráfico indica que ocorrerá a falha com 37,5% do carregamento total aplicado, ou seja, definido o carregamento total sobre o bloco, o cálculo foi simulado com 100% desde carregamento, constatando que haverá a falha por fadiga. Logo o gráfico de sensibilidade à fadiga simula hipoteticamente diversos carregamentos, revelando assim qual o seria o crítico para a peça. Este gráfico sobre o eixo das abscissas apresenta um histórico com valores de 0 até 150% do carregamento, e sobre eixo das ordenadas temos o valor da vida medido em número de ciclos.

4.3.2 Cálculo das capas dos mancais

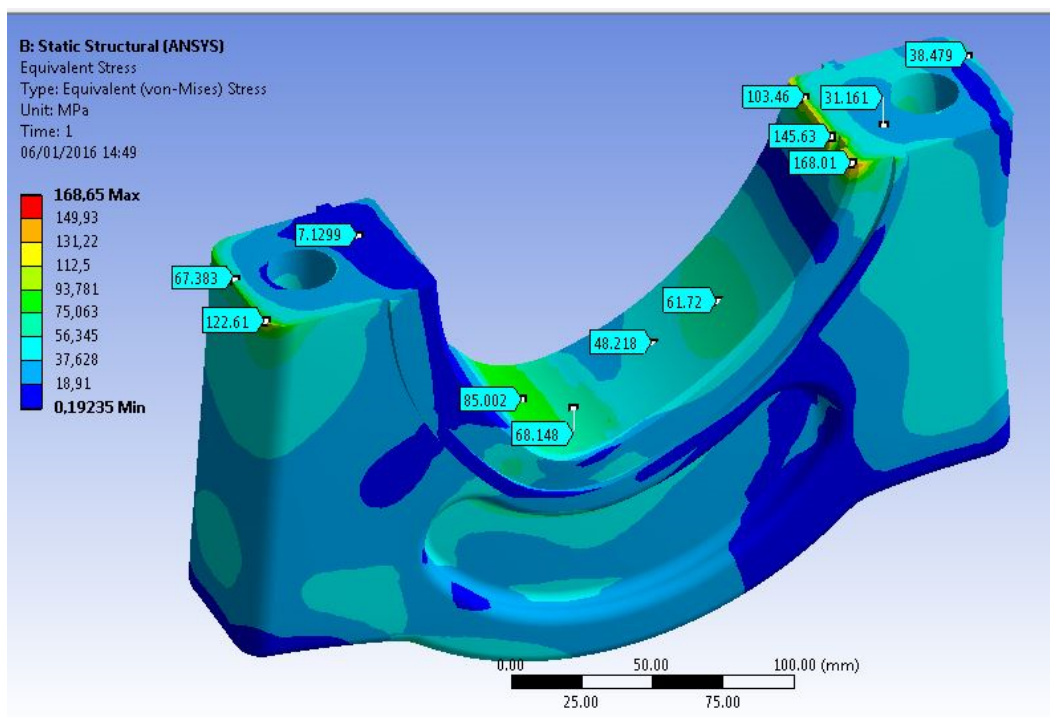
Nesta etapa serão apresentados os resultados obtidos a partir dos estudos realizados nos dois tipos de mancais do motor, os mesmos foram rodados considerando o máximo carregamento apresentado e considerando as respectivas distribuições de forças sobre cada um, também foi consideradas as cargas estáticas de montagem sobre os mesmos.

4.3.2.1 Cálculo do mancal central

Primeiramente analisa-se o mancal central, o carregamento sobre o mesmo é composto inicialmente pelas forças de aperto dos parafusos, posteriormente foram calculadas as cargas axiais sobre o mesmo referente aos esforços axiais do virabrequim, posteriormente foi adicionado o carregamento principal em concordância com o carregamento do bloco do motor.

Como primeiro resultado obteve-se a tensão equivalente de von Mises, observando a Figura 45, tem-se uma representação da deformação do mancal juntamente com as tensões, com isso pode-se observar que o local do carregamento apresentou certa deformação e tensões da ordem de 85 MPa.

Figura 45 – Mancal central – Tensões equivalentes de von Mises.

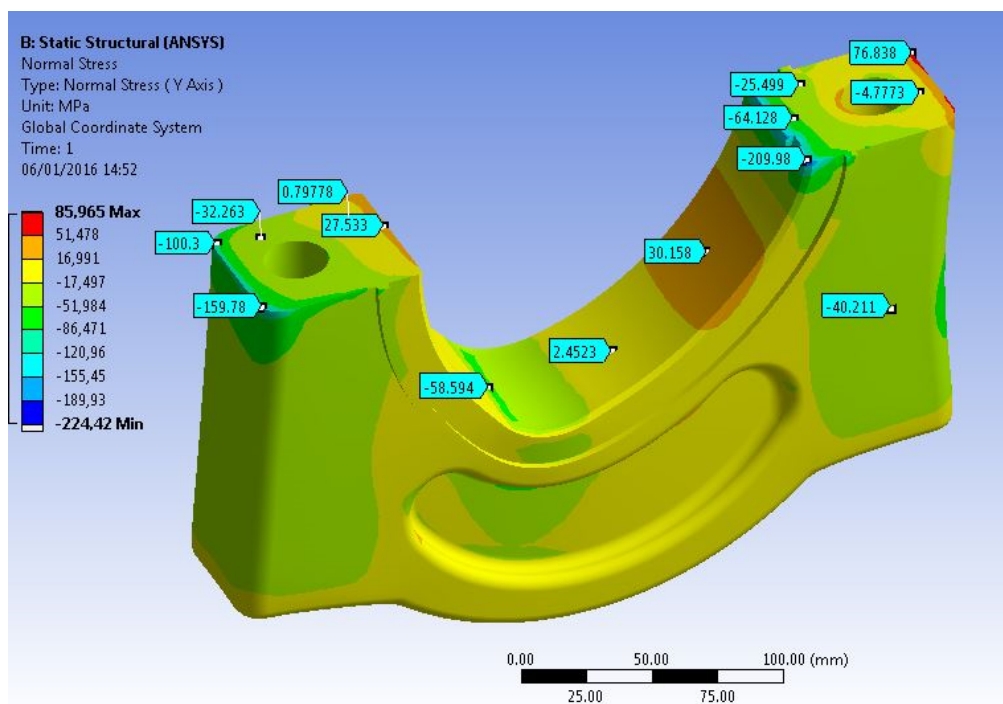


Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 45, pode-se observar que a tensão máxima atingida não ultrapassa o limite de escoamento do aço, o valor máximo registrado foi de 168,65 MPa, verificando que o mesmo também não predomina em uma grande região e apenas concentra em uma borda, pode-se observar que nas extremidades das bases de apoio predomina os maiores valores, porém no centro das bases tem-se uma tensão mais baixa.

Analisando agora as tensões normais em relação ao eixo dos furos, verifica-se que a base apresenta-se em compressão, juntamente com as regiões nos arredores dos furos, o ponto abaixo da carga central tem-se uma tensão de compressão de 58,6 MPa também em compressão, observa-se na Figura 46, o diagrama de cores com as tensões normais, onde a maior parte em amarelo encontra-se com baixa tensão e verifica-se que as tensões concentraram-se nas bordas das bases.

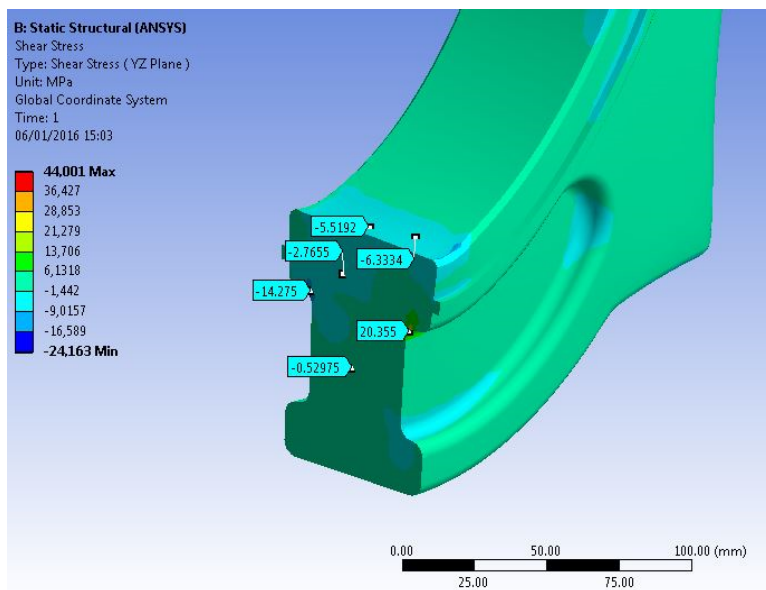
Figura 46 – Mancal central – Tensão normal.



Fonte: Autoria Própria.

Analisando as tensões cortantes no plano perpendicular ao colo, observa-se que não há grandes concentrações de tensões, então realizando um corte neste mesmo plano na região diretamente abaixo do carregamento principal se obtém algumas tensões no interior da peça conforme apresentado na Figura 47, observa-se que a tensão máxima atingida foi de 44 MPa.

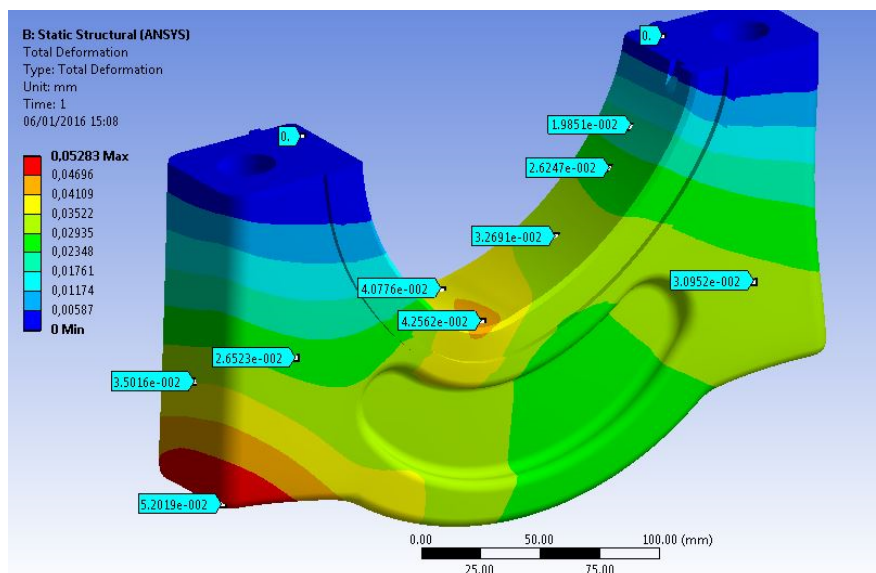
Figura 47 – Mancal central – Tensão cortante.



Fonte: Autoria Própria.

Na seqüência observa-se a Figura 48, com os deslocamentos dos diversos pontos do mancal, o valor máximo registrado foi de 0,0528 mm, localizado na extremidade inferior esquerda do mancal, lado oposto a base, porém no colo do mesmo, também observa-se grandes deslocamentos, com valores máximos próximos de 0,0425 mm, o que seria preocupante devido à tolerância de montagem e ajustes das peças.

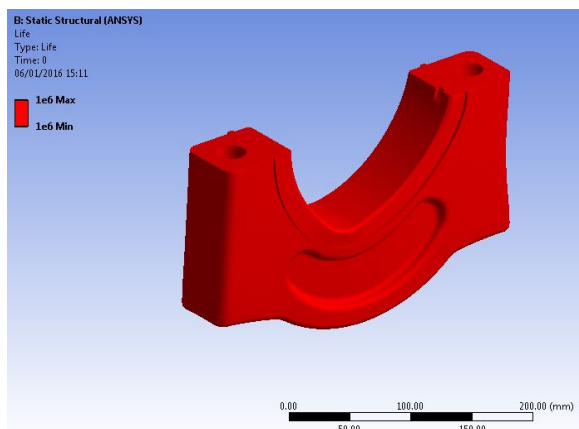
Figura 48 – Mancal central – Deslocamentos.



Fonte: Autoria Própria.

Posteriormente foi realizada uma análise de fadiga da peça, conforme apresentado na Figura 49 verifica-se a peça toda em vermelho o que indica que a peça atingiu a vida infinita.

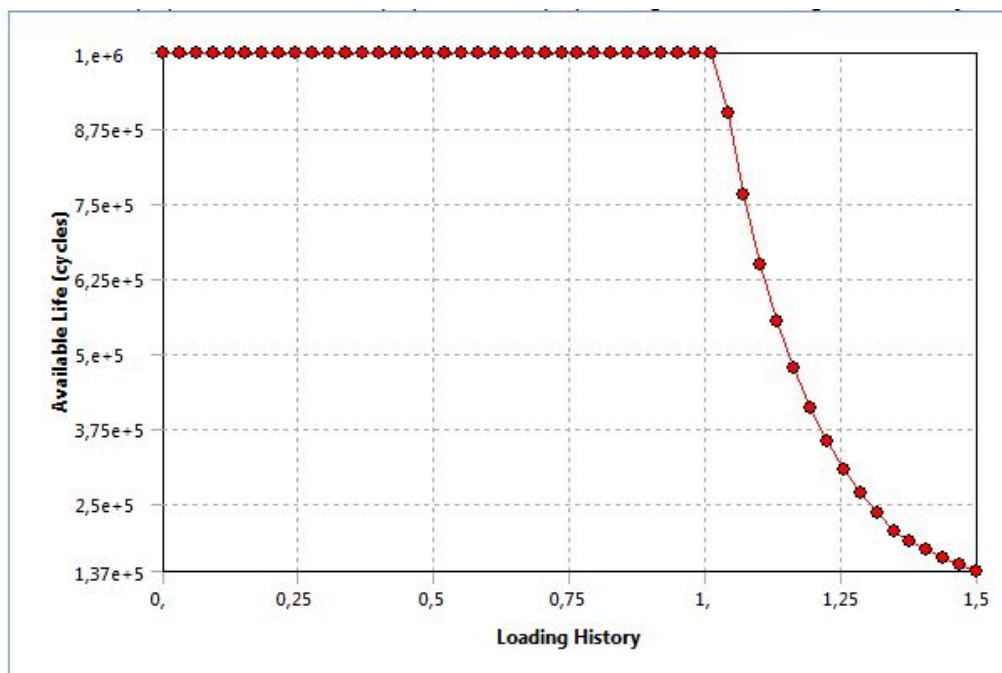
Figura 49 – Mancal central – Vida infinita.



Fonte: Autoria Própria.

A fadiga somente ocorre caso as tensões ultrapassem a tensão limite de fadiga, analisado o gráfico de sensibilidade à fadiga, pode-se constatar que a mesma pode ser atingida com o carregamento um pouco acima do calculado conforme se pode verificar na Figura 50.

Figura 50 – Mancal central – Gráfico de sensibilidade à fadiga.



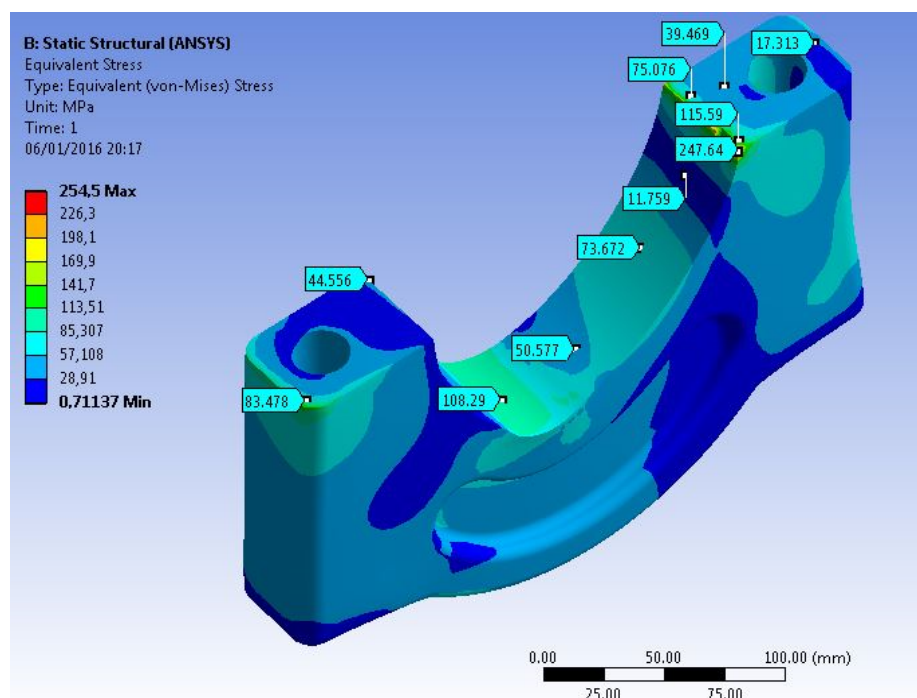
Fonte: Autoria Própria.

4.3.2.2 Cálculo do mancal típico

Também foi analisado um modelo típico dos demais mancais, o mesmo não possui o carregamento axial oriundos da embreagem, mas, no entanto é um pouco mais fino que os mancais traseiro e central. O carregamento sobre o mesmo é composto pelas forças de aperto dos parafusos e distribuição do carregamento principal.

No gráfico da tensão equivalente de von Mises, observado na Figura 51, verifica-se que a maior tensão encontra-se na extremidade da base de apoio, sendo o valor máximo atingido igual a 254,5 MPa, observa-se que a tensão existente é maior que a do mancal central e está bem próximo ao valor de escoamento do aço, porém tais valores máximos se concentram apenas nas bordas da base.

Figura 51 – Mancal típico – Tensões equivalentes de von Mises.



Fonte: Autoria Própria.

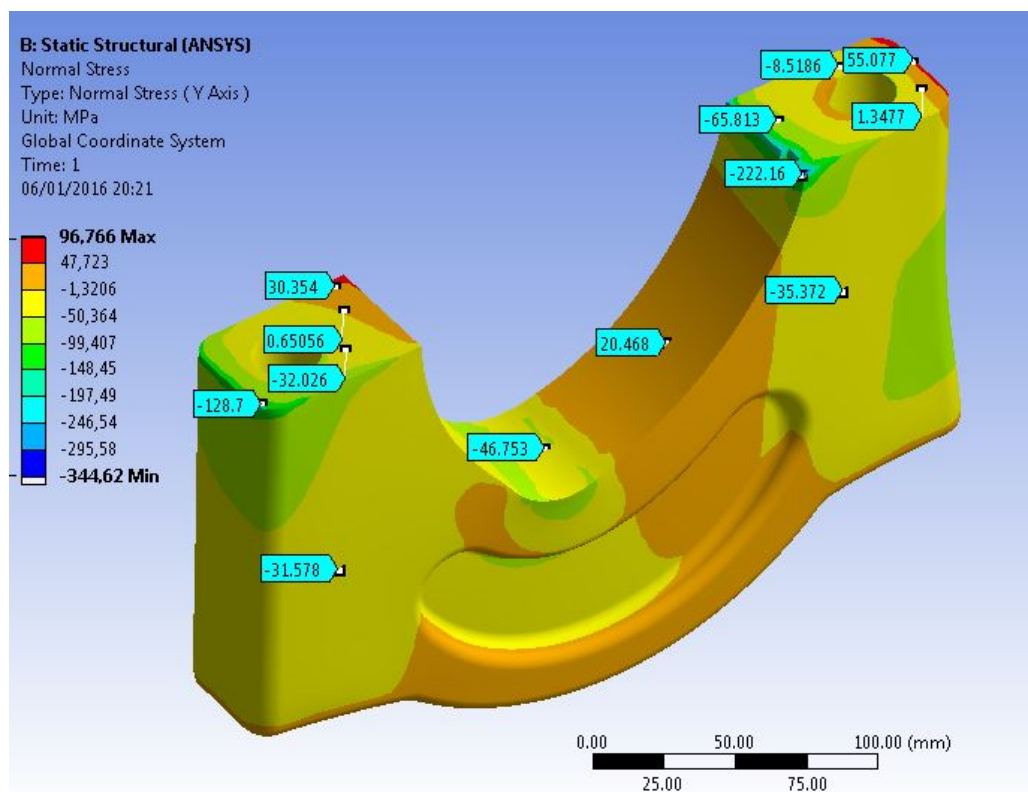
Observando ainda a Figura 51 verifica-se que no colo do mancal a tensão máxima foi de 108,29 MPa, e no geral as tensões ficam em torno de 50 MPa em toda a peça.

Analisando agora o gráfico da tensão normal, Figura 52, verifica-se que no geral, a peça toda ficou com -35 MPa, a tensão máxima positiva foi de 96,77 MPa, já a tensão máxima

negativa foi de -344,62 MPa; Verifica-se que estes pontos de tensões máximas se concentram na borda da base do mancal em uma região muito pequena.

Observando a base do mancal nota-se que a parte vermelha e alaranjada com valores positivos de tensão, indicando que a extremidade da base mancal sofre uma tração, podendo ser interpretada com uma tendência a saltar-se, nota-se também que as extremidades opostas possuíam valores bem maiores em compressão.

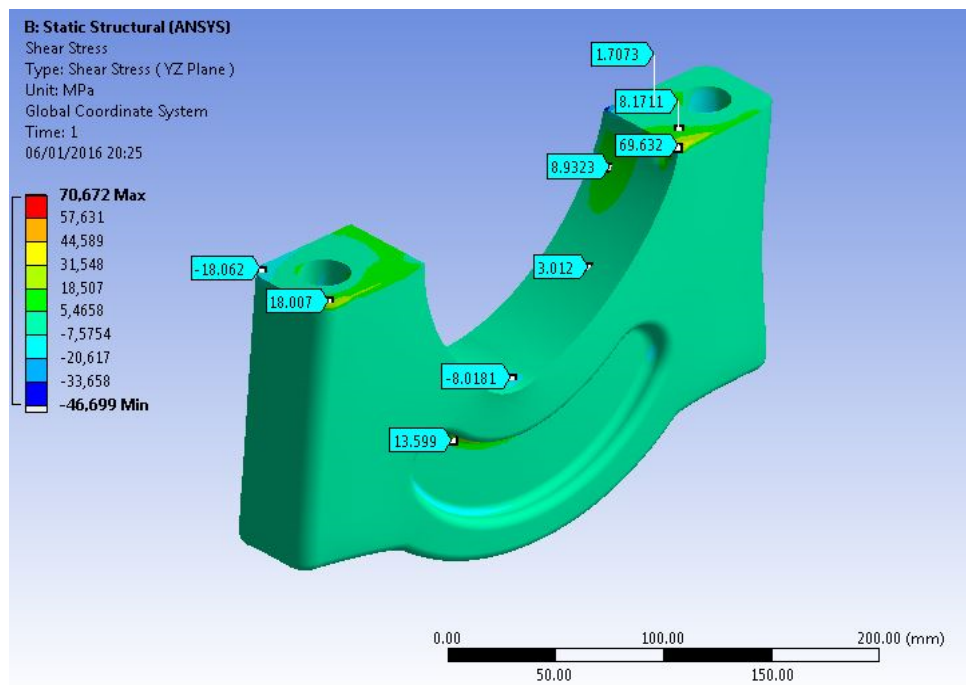
Figura 52 – Mancal típico – Tensão normal.



Fonte: Autoria Própria

Analisando agora o gráfico da tensão cortante no plano perpendicular ao colo, Figura 53, observa-se a distribuição, que aparecem no gráfico em cores predominantemente azul claro, com tensão aproximadamente nula.

Figura 53 – Mancal típico – Tensão cortante.

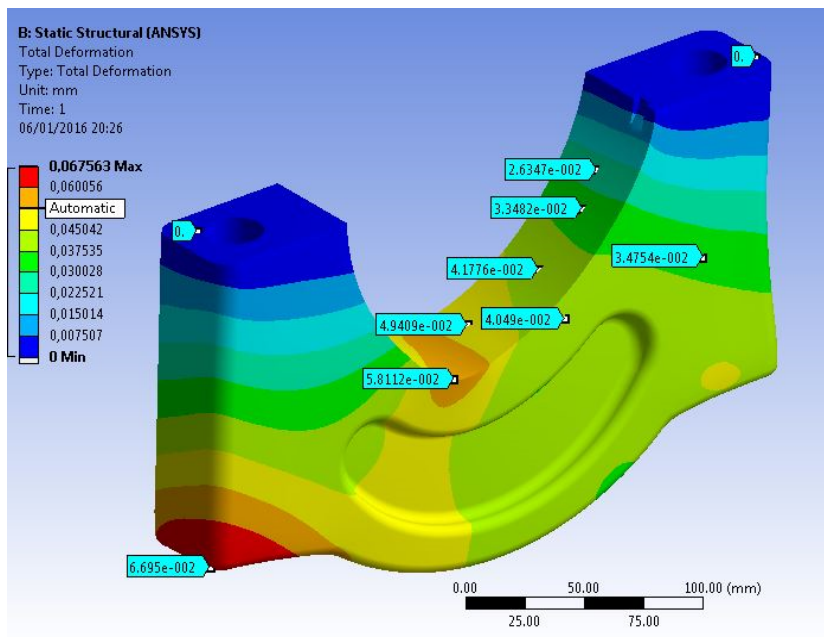


Fonte: Autoria Própria

No gráfico da Figura 53, observa-se a tensão máxima de 70,67 MPa a qual está bem abaixo do admissível; Os pontos de maior tensão ficam localizados nas bordas das bases.

O próximo gráfico a ser analisado é o dos deslocamentos totais que aparece na Figura 54, o mesmo apresenta-se em um gradiente de cores conforme se pode observar, com o valor máximo alcançado de 0,0675 mm em uma região sem muita relevância (em vermelho), porém na região de aplicação da carga no colo, verificou-se um deslocamento de 0,058 mm o que pode ser considerado preocupante devido à necessidade de precisão das peças e dos ajustes durante o funcionamento.

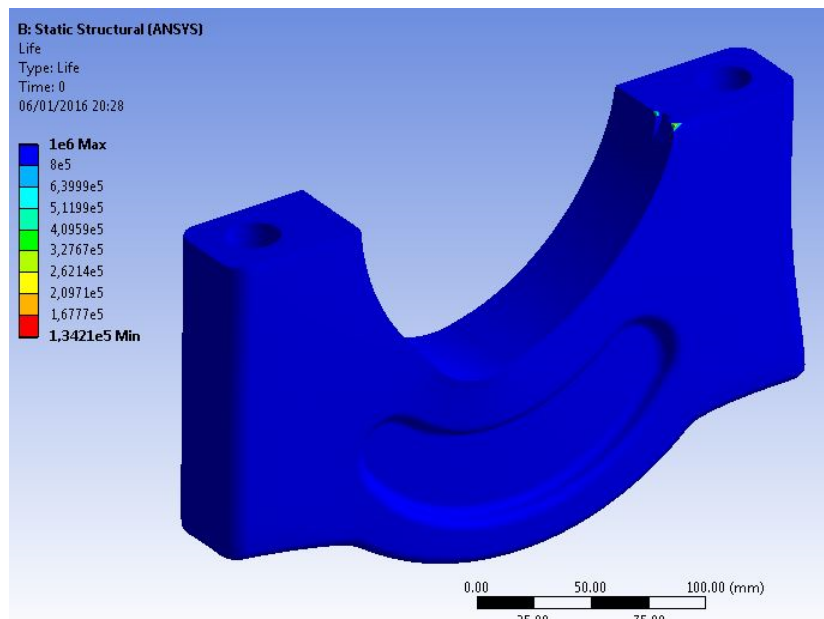
Figura 54 – Mancal típico – Deslocamentos.



Fonte: Autoria Própria

Na Figura 55, analisa-se a fadiga do mancal, observa-se que o mesmo está predominantemente em azul, o que indica vida infinita nesta região. Verifica-se também uma parte da extremidade da base sob fadiga, porém podendo até mesmo ser desprezada devido o tamanho.

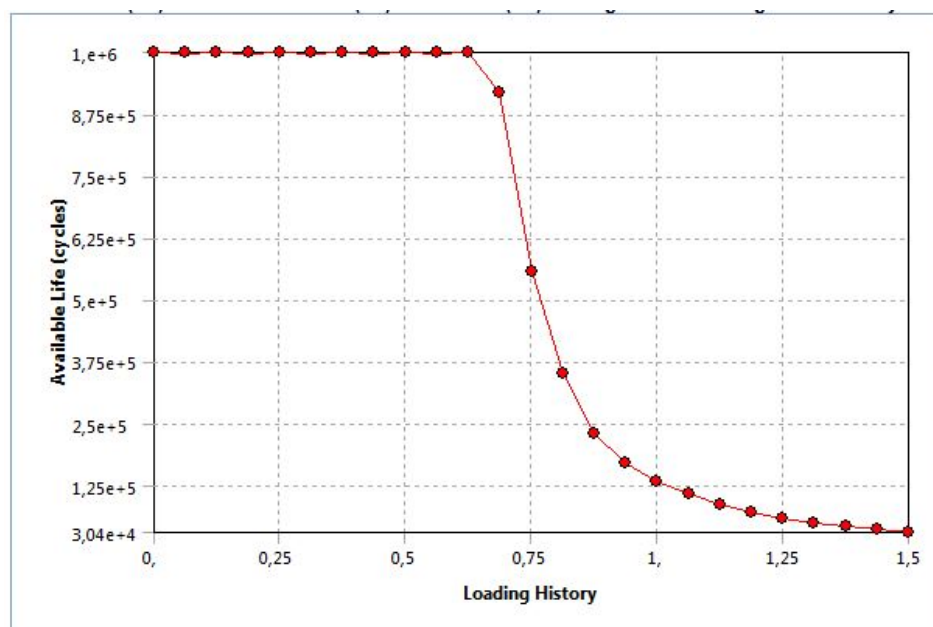
Figura 55 – Mancal típico – Vida finita.



Fonte: Autoria Própria

Por fim verificando a Figura 56, observa-se o gráfico de sensibilidade à fadiga do mancal típico, podemos observar que ocorrerá a falha por fadiga com um carregamento hipotético de cerca de 56,25% da carga total aplicada sobre o mesmo.

Figura 56 – Mancal típico – Gráfico de sensibilidade à fadiga.



Fonte: Autoria Própria

5 CONCLUSÕES

5.1 CÁLCULOS ANALÍTICOS

Os cálculos analíticos representaram bem as características do motor analisado, demonstrando-se uma importante ferramenta para a seleção dimensional de suas diversas partes. A escolha de trabalhar com um motor de referência permitiram utilizar medidas reais bem como confrontar alguns valores calculados com valores reais informados pelo fabricante, validando os cálculos executados.

Analisando a composição dos combustíveis pode-se concluir que o aumento da cetanagem leva ao aumento do poder calorífico que é a resistência a detonação do combustível e conforme observado nos cálculos confirma a hipótese de que o mesmo diminui a pressão no interior dos cilindros, o mesmo ocorre no inverso, com a diminuição da cetanagem, tem-se um menor poder calorífico com um aumento da pressão nos cilindros.

O carregamento do bloco foi calculado no capítulo 3 utilizando um fator de carga, considerando que os valores ali selecionados possuam certa reserva, conclui-se que o carregamento máximo está a favor da segurança.

5.2 MODELOS 3D

Os modelos foram executados de forma editável, o que permitiu grande economia de tempo durante as alterações e correções dos modelos, pode-se concluir que os mesmos atenderam satisfatoriamente as necessidades durante o cálculo, uma vez que podiam ser alterados rapidamente conforme se fazia necessário.

5.3 CÁLCULO FEA

Analisando o bloco na Figura 35, observa-se as tensões equivalentes de von Mises, conclui-se que houve maior concentração de tensão ao redor do colarinho do primeiro cilindro devido à alta pressão nos cilindros, e na região da saia também devido ao carregamento, porém pode-se dizer que as tensões estavam dentro do admissível, visto que obteve-se um pico de tensão de 248,9 MPa em uma região pontual e com uma tensão predominante com uma média de 190 MPa, apresentando um coeficiente de segurança razoável com cerca de 1,6 em relação ao escoamento.

As tensões normais e cortantes também estavam abaixo do valor admissível para o bloco, verificando as Figuras 37 e 39 se pode constatar uma melhor distribuição do carregamento sobre o bloco, porém ao analisar os deslocamentos totais figuras 38 e 39, pode-se verificar que os valores resultantes estavam bem acima do admissível, demonstrando que faltou certa rigidez para o bloco, principalmente nas regiões da camisa com deslocamentos de 0,135 mm e dos mancais com 0,047 mm no centro e 0,074 nos assentamentos, particularmente nos mancais esperava-se menores valores devido a tolerância de montagem dos casquilhos. Sabe-se que o material utilizado durante a simulação foi o material padrão do programa, sendo o mesmo similar ao real, porém ligeiramente inferior, logo ao considerar um material com mais rigidez, pode-se obter um resultado melhor, o mesmo ocorreu para os mancais estudados.

Analisando os resultados da análise em fadiga, conforme apresentado na Figura 44, conclui-se que o bloco apresentou falha com apenas 37,5% da carga, concentrando-se nas mesmas regiões próximas ao carregamento, conforme Figura 42, isso ocorreu devido ao carregamento ligeiramente alto e ao tipo de material selecionado que se apresentou um pouco menos rígido do que o material real de fabricação do bloco, ainda assim tais concentrações podem ser corrigidas alterando-se a geometria do bloco. Analisando a fadiga nas capas dos mancais, verifica-se que o mancal central apesar de estar um pouco mais carregado teve vida infinita, conforme Figura 49, já o mancal do segundo cilindro sofreu fadiga, conforme Figura 55, isso ocorreu devido o mesmo ser um pouco mais estreito concentrando um pouco mais as tensões.

5.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como oportunidade de melhoria poderá ser considerada, nos cálculos analíticos, a variação da pressão em função do estado térmico, bem como as perdas de energia pelo calor dissipado realizando assim estudos de refrigeração.

Outro estudo que pode ser realizado é a análise do eixo comando das válvulas estudando, por exemplo, a influência do *Lob Center* na curva de carregamento dos motores.

Como oportunidade de melhoria, poderão ser realizados estudos de circulação do óleo para aperfeiçoamento das galerias e partes internas, com a inclusão da bomba de óleo e dos dispositivos periféricos de filtragem. Outro ponto interessante seria utilizar os cálculos de desempenho e caracterização dos motores para analisar diferentes tipos de turbo compressores em um mesmo motor, utilizando para isso gráficos de mapeamento e eficiência dos turbos.

6 REFERÊNCIAS

BRAGAT A., JIBHAKATE Y., CHIMOTE K.; *Thermal Analysis And Optimization Of I.C. Engine Piston Using Finite Element Method*. Disponível: <http://www.estij.org/papers/vol2no42012/25vol2no4.pdf>, Acesso em: 24 de Abril de 2014.

ENRIQUE J., HERMÁN J., RAMIRO J.; *Historia de los motores de combustión interna*, Revista Facultad de Ingeniería, No. 26, pp. 68-78 junho 2002.

GIAKOUMIS E., RAKOPOULOS C., DIMARATOS A.; *Study of crankshaft torsional deformation under steady-state and transient operation of turbocharged diesel engines*. Disponível: http://users.ntua.gr/vgiakms/pdf/JMBD_Giakoumis.pdf, Acesso em: 03 de Maio de 2014.

HAUCK E.; *Modelo De Simulação Para Um Motor Diesel* Disponível: http://www.livrosgratis.com.br/arquivos_livros/cp156213.pdf, Acesso em: 03 de Maio de 2014.

KRAEMER O.; “*DUBBEL Manual do Engenheiro Mecânico*”, Vol. 4 – pp.127-137; 141-153, 156-180; 190.

KUSHWAHA M., GUPTA S., KELLY P., RAHNEJAT H.; *Elasto-multi-body dynamics of a multicylinder internal combustion engine*. Disponível: <https://dspace.lboro.ac.uk/dspace-jspui/retrieve/10578/license.txt>, Acesso em: 04 de Maio de 2014.

LODETTI J.; *Potencia e Pressão Médias de um Motor á Combustão*, VIII Curso de Especialização em Motores e Combustíveis, DAMEC, Curitiba-PR.

MAMMINI E.; “*Máquina a Vapor Pequeno Histórico*”. Disponível: <https://www.youtube.com/watch?v=CfZ2bnqFS88>, Acesso em: 04 de fevereiro de 2015.

MARÇAL D.; “*Termodinâmica e ciclo de motores*”. Disponível em: ftp://www.ufv.br/Dea/Disciplinas/Daniel/Eng630/capitulo_04.pdf, Acesso em: 07 de fevereiro de 2015.

MARTINS V., GARCIA E.; *Estudos sobre Motores Diesel*. Disponível: <http://www.bibl.ita.br/xviencia/IEM-4.pdf>, Acesso em: 10 de março de 2014.

OLIVEIRA JUNIOR. D. P.; Motores de Combustão Interna. Disponível: http://www.scooterclube.com.br/download/motores_de_combustao_interna.pdf, Acesso em: 10 de julho de 2015.

PITILLO J., MENDONZA O., DÓREA F., MARTINS G.; *Modelagem De Um Motor Diesel Sobrealimentado*. Disponível: <http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0132.pdf>, Acesso em: 04 de Maio de 2014.

RIBEIRO B., MARTINS J.; *Comparação entre Diesel e Ciclo Otto com a queima de combustível, utilizando software, variando a câmara do pistão e o levante da válvula*. Disponível: <http://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/9903/1/SAE2007-01-0261%28cycle%20comparison%29.pdf>, Acesso em: 21 de Abril de 2014.

SICHAU C., KIEFER W.; Filme: “James Watt e a máquina a vapor”, 2013. Disponível: <https://www.youtube.com/watch?v=CfZ2bnqFS88>, Acesso em: 05 de fevereiro de 2015.

VARELLA C.; Pesquisa: “Histórico e Desenvolvimento dos motores de combustão interna” UFRRJ - Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2013.

VLASSOV D.; *Fundamentos da combustão*, Apostila CEFET, 2008 e *Dimensionamento de elementos do motor*. Disponível: <http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/>, Acesso em: 05 de junho de 2015.