

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA DE ANÁLISE DE BLOCOS DE MOTORES
Aplicação a Blocos de Motores Diesel em
Ferro Fundido Vermicular

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU
DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CRISTIANO RAMOS BOFF

FLORIANÓPOLIS, FEVEREIRO DE 2003.

METODOLOGIA DE ANÁLISE DE BLOCOS DE MOTORES
Aplicação a blocos de motores Diesel em ferro fundido vermicular

CRISTIANO RAMOS BOFF

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

Especialidade: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Análise e Projeto Mecânico

e aprovada em sua forma final pelo

Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina

Florianópolis, fevereiro de 2003.

Prof. José A. Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng.

Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.

Orientador

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Eng.

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D

AGRADECIMENTOS

Aos familiares, pelo apoio e compreensão nos momentos mais difíceis.

Aos colegas de estudo e amigos, Behno Klava e Marcele Leão da Fonseca, pelo companheirismo e troca de conhecimentos.

Ao orientador, Prof. Edison da Rosa, pelos ensinamentos e incentivo.

À empresa Tupy Fundições Ltda., pela oportunidade e parceria neste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS	IX
LISTA DE SÍMBOLOS	X
RESUMO	XII
ABSTRACT.....	XIII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 BLOCOS DE MOTORES.....	4
2.2 MATERIAIS PARA A FABRICAÇÃO DE BLOCOS	9
2.2.1 Ferros Fundidos Cinzentos.....	10
2.2.2 Ferros Fundidos Vermiculares - CGI	11
2.3 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO	14
2.3.1 Fundição.....	14
2.3.2 Usinagem	15
2.4 FORÇAS ATUANTES NO BLOCO DE MOTOR	16
2.5 ANÁLISE DE TENSÕES.....	18
2.5.1 Métodos de Análise.....	18
2.6 MODOS DE FALHA.....	19
2.6.1 Critérios de falha	21
2.6.2 Tensões	21
2.6.3 Deformação Elástica Excessiva.....	24
2.6.4 Fadiga	24
2.7 CONSIDERAÇÕES DE PROJETO.....	27
2.8 ANÁLISES EXECUTADAS EM BLOCOS	28
2.9 CONCLUSÕES.....	38

3	DESENVOLVIMENTO	39
3.1	METODOLOGIA.....	39
3.2	CARREGAMENTO ATUANTE	41
3.3	MODELO NUMÉRICO.....	44
3.3.1	Modelo de CAD	45
3.3.2	Modelo de CAE	46
3.4	SITUAÇÕES SIMULADAS	55
3.5	CRITÉRIOS DE FALHA.....	56
3.5.1	Tensão.....	57
3.5.2	Deslocamento Relativo	59
3.5.3	Fadiga	59
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
4.1	TENSÃO MÁXIMA	61
4.2	DESLOCAMENTO RELATIVO.....	64
4.2.1	Cilindros	64
4.2.2	Mancais.....	70
4.3	FADIGA	72
5	CONCLUSÕES	82
5.1	TENSÃO.....	82
5.2	DESLOCAMENTOS.....	82
5.3	FADIGA	83
5.4	METODOLOGIA.....	83
	BIBLIOGRAFIA	85

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1: MODELO DE BLOCOS DE MOTORES.....	4
FIGURA 2.2: BOLACHAS LOCALIZADAS NA REGIÃO DE FIXAÇÃO DO CABEÇOTE	5
FIGURA 2.3: NERVURAS LOCALIZADAS NA REGIÃO DOS MANCAIS.....	6
FIGURA 2.4: MODELOS DE PISTÕES.....	7
FIGURA 2.5: MONTAGEM DE CAMISAS REMOVÍVEIS.....	8
FIGURA 2.6: CAPA DE MANCAL.....	9
FIGURA 2.7: MICROESTRUTURA: CINZENTO , NODULAR E VERMICULAR.....	11
FIGURA 2.8: COMPARAÇÃO ENTRE MATERIAIS PARA FABRICAÇÃO DE BLOCOS.....	13
FIGURA 2.9: ESQUEMA COM AS PRINCIPAIS FORÇAS ATUANDO NO PISTÃO.....	16
FIGURA 2.10: MASSAS CONCENTRADAS.....	17
FIGURA 2.11: FLUXOGRAMA PARA ANÁLISE DE COMPONENTES MECÂNICOS EM GERAL ..	19
FIGURA 2.12: REGIÃO DE SEGURANÇA PARA A TEORIA DA MÁXIMA TENSÃO CISALHANTE ..	22
FIGURA 2.13: REGIÃO DE SEGURANÇA PARA A TEORIA DA MÁXIMA TENSÃO PRINCIPAL ..	23
FIGURA 2.14: REGIÃO DE SEGURANÇA PARA A TEORIA DA MÁXIMA ENERGIA DE DISTORÇÃO.	24
FIGURA 2.15: MODELO UTILIZADO PELO INSTITUTO FEV, 2001.....	29
FIGURA 2.16: ANÁLISE DE FADIGA (FEV, 2001).....	30
FIGURA 2.17: MODELO DE CAE UTILIZADO POR NEVES <i>ET AL</i> (2000).....	31
FIGURA 2.18: MOVIMENTOS DO PISTÃO (NIGRO, 1999).....	34
FIGURA 2.19: MECANISMO DE DEFORMAÇÃO TRANSVERSAL.....	35
FIGURA 2.20: MODELO DE CAE UTILIZADO POR HITOSUGI <i>ET AL</i> . (1995).....	36
FIGURA 2.21: DEFORMAÇÃO DA CAPA DE MANCAL (ISHIKAWA, 1995).....	36
FIGURA 2.22: CAPA DE MANCAL DEFORMADA (MIHARA <i>ET AL</i> , 1994).	37
FIGURA 3.1: FLUXOGRAMA DA METODOLOGIA UTILIZADA PARA O TRABALHO.....	39
FIGURA 3.2: LUSTRAÇÃO DO MOTOR ADOTADO COMO REFERÊNCIA PARA O TRABALHO ..	40
FIGURA 3.3: PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	42
FIGURA 3.4: CARREGAMENTO FINAL ATUANDO NO PISTÃO.....	43
FIGURA 3.5: FORÇA ATUANDO SOBRE O MANCAL DO VIRABREQUIM.....	43
FIGURA 3.6: DEFASAGEM ENTRE CILINDROS ADJACENTES	44

FIGURA 3.7: MODELO DE CAD VS BLOCO REAL (FATIA).....	45
FIGURA 3.8: MODELO DE CAD CONSTRUÍDO PARA ESTE TRABALHO.....	46
FIGURA 3.9: MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.	47
FIGURA 3.10: FACES UTILIZADAS PARA AS RESTRIÇÕES DO MODELO DE CAE.....	49
FIGURA 3.11: APLICAÇÃO DE PRESSÃO NOS MANCAIS.....	50
FIGURA 3.12: APLICAÇÃO DE PRESSÃO NA CAPA DE MANCAL.....	51
FIGURA 3.13: APLICAÇÃO DE PRESSÃO NOS CILINDROS E CABEÇOTE.....	52
FIGURA 3.14: ELEMENTO DE VIGA UNIDO AO BLOCO POR ELEMENTOS RÍGIDOS.	53
FIGURA 3.15: CARREGAMENTO DE MONTAGEM NO PARAFUSO	55
FIGURA 3.16: DIAGRAMA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO FC 250 (TUPY FUNDIÇÕES LTDA)..	57
FIGURA 3.17: DIAGRAMA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DE UM AÇO (TUPY FUNDIÇÕES LTDA)..	58
FIGURA 3.18: DIAGRAMA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO CGI 450 (TUPY FUNDIÇÕES LTDA).	58
FIGURA 4.1: DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES NO BLOCO EM FC (MONTAGEM E PRESSÃO)....	62
FIGURA 4.2: DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES NO BLOCO EM CGI (MONTAGEM E PRESSÃO)....	62
FIGURA 4.3: REFINAMENTO LOCAL DA MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.	63
FIGURA 4.4: DEFORMAÇÃO DO CILINDRO1. BLOCO EM FC.....	64
FIGURA 4.5: DESLOCAMENTOS DO CILINDRO2. BLOCO EM FC.	65
FIGURA 4.6: DEFORMAÇÃO DO CILINDRO1. BLOCO EM CGI.	66
FIGURA 4.7: DEFORMAÇÃO DO CILINDRO2. BLOCO EM CGI.	66
FIGURA 4.8: VISUALIZAÇÃO DO MODELO DE CAE COM DESLOCAMENTOS AMPLIADOS EM 1000 VEZES (CARREGAMENTO DE MONTAGEM + PRESSÃO).	67
FIGURA 4.9: GEOMETRIA DEFORMADA X NÃO-DEFORMADA.....	68
FIGURA 4.10: DEFORMAÇÃO NO MANCAL - FC.....	70
FIGURA 4.11: DEFORMAÇÃO NO MANCAL - CGI.	71
FIGURA 4.12: REGIÃO DE FIXAÇÃO DO CABEÇOTE – FC (MONTAGEM E PRESSÃO).....	73
FIGURA 4.13: REGIÃO DE FIXAÇÃO DA CAPA – FC (MONTAGEM E PRESSÃO).....	74
FIGURA 4.14: REGIÃO DOS MANCAIS - FC (MONTAGEM E PRESSÃO).....	74
FIGURA 4.15: REGIÃO DE FIXAÇÃO DO CABEÇOTE - CGI(MONTAGEM E PRESSÃO).....	75
FIGURA 4.16: REGIÃO DE FIXAÇÃO DA CAPA - CGI(MONTAGEM E PRESSÃO).....	75
FIGURA 4.17: REGIÃO DOS MANCAIS - CGI(MONTAGEM E PRESSÃO).....	76

FIGURA 4.18: REGIÃO DOS MANCAIS - CGI(PRESSÃO DE 207 BAR).	76
FIGURA 4.19: ANÁLISE DE FADIGA PARA O BLOCO EM FC-250, PRESSÃO DE 12,9 MPA..	79
FIGURA 4.20: CGI 450, PRESSÃO DE 12,9 MPA.....	79
FIGURA 4.21: CGI 450, PRESSÃO DE 20,7 MPA.....	80
FIGURA 4.22: VISUALIZAÇÃO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA PARA FADIGA.....	81
FIGURA A.1: MASSAS EM ROTAÇÃO E MASSAS EM TRANSLAÇÃO	94
FIGURA A.2: ESQUEMA DO SISTEMA BIELA, MANIVELA E PISTÃO	95
FIGURA A.3: MOVIMENTOS DO PISTÃO DURANTE O CICLO.	96
FIGURA A.4: REGIÕES DO PISTÃO.....	97
FIGURA A.5: FORÇAS ATUANDO SOBRE O MOENTE.....	98

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1: PROPRIEDADES MECÂNICAS (SINTERCAST, 2001).	12
TABELA 2.2: CARACTERÍSTICAS DO MODELO DE CAE (FEV MOTORENTECHNIK, 2001).	29
TABELA 2.3: MODELOS UTILIZADOS NA LITERATURA ANALISADA.	38
TABELA 3.1: DESCRIÇÃO DO MOTOR ANALISADO.	40
TABELA 3.2: TORQUES DE MONTAGEM.	42
TABELA 3.3: PROPRIEDADES MECÂNICAS ADOTADAS PARA O TRABALHO.	48
TABELA 3.4: NÚMEROS DA MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.	48
TABELA 3.5: ESPECIFICAÇÃO DE TORQUE E TEMPERATURA APLICADA NOS PARAFUSOS. .	55
TABELA 3.6: CARREGAMENTO UTILIZADO NO MODELO DE CAE.	56
TABELA 3.7: SIMULAÇÃO DO BLOCO EM CGI COM PRESSÃO DE 20,7 MPA.	56
TABELA 4.1: COEFICIENTE DE SEGURANÇA PARA TENSÃO MÁXIMA PRINCIPAL.	63
TABELA 4.2: VARIAÇÃO DE DIÂMETRO NO CILINDRO 1.	69
TABELA 4.3: VARIAÇÃO DE DIÂMETRO NO CILINDRO 2.	69
TABELA 4.4: VARIAÇÃO DE DIÂMETRO – MANCAL.	72
TABELA 4.5: TENSÕES MÁXIMAS E MÍNIMAS [MPA] NAS REGIÕES CRÍTICAS.	73
TABELA 4.6: VARIAÇÃO DE TENSÃO [MPA] NAS REGIÕES CRÍTICAS E PRESSÃO DE 207 BAR.	77
TABELA 4.7: FATOR DE CORREÇÃO PARA TENSÃO LIMITE DE FADIGA (NORTON, 2000). 77	
TABELA 4.8: TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA.	78
TABELA 4.9: COEFICIENTE DE SEGURANÇA PARA FADIGA.	80

LISTA DE SÍMBOLOS

L_b	Comprimento da biela.
R	Raio do virabrequim.
D_p	Deslocamento do pistão.
V_p	Velocidade do pistão.
a_p	Aceleração do pistão.
m_p	Massa do pistão.
m_m	Massa do moente.
m_b	Massa da biela.
m_{ib}	Massa da porção inferior da biela.
m_{sb}	Massa da porção superior da biela.
m_t	Massa resultante em translação.
F_i	Força de inércia atuando no pistão.
F_g	Força do gás atuando no pistão.
F_p	Força resultante atuando no pistão.
F_L	Força lateral atuando no cilindro.
F_b	Força transmitida à biela.
F_c	Força centrífuga resultante atuando no moente.
F_N	Força normal atuando no moente.
F_t	Força tangencial atuando no moente.
F_{cib}	Força centrífuga causada pela massa da porção inferior da biela atuando no moente.

F_{cm}	Força centrífuga causada pela massa do moente.
\bar{F}_{tm}	Força resultante atuando no moente.
\bar{F}_{TM}	Força resultante atuando no mancal.
T	Temperatura dos gases no cilindro.
p_g	Pressão dos gases no cilindro.
CR	Taxa de compressão.
U	Energia interna.
W	Trabalho realizando.
R	Constante dos gases.
ρ_{at}	Densidade do ar atmosférico.
m_{tf}	Massa de combustível injetada no cilindro.
m_{ta}	Massa de ar injetada no cilindro.
Q_R	Calor fornecido.
AFR	Razão ar/combustível contida no cilindro.
C_{fl}	Poder calorífico inferior do combustível.

Símbolos gregos

j	Ângulo de rotação do virabrequim, contado a partir do eixo do cilindro, no sentido horário.
\ddot{e}	Razão entre o raio do virabrequim e o comprimento da biela.
β	Ângulo entre o eixo do virabrequim e o eixo do cilindro.
η_t	Eficiência térmica.
α	Coeficiente de expansão térmica.
δ	Variação linear de comprimento.

RESUMO

A indústria automobilística atual tem se preocupado muito em projetar motores que atendam à legislação criada para controlar o nível de emissão de poluentes. Desde então, a busca por motores de alto desempenho, com baixo consumo e reduzida emissão de poluentes é uma necessidade. Considerado um dos componentes mais importantes, e que agrega maior peso ao motor, o bloco tem sido o alvo principal de pesquisas na busca por motores mais eficientes. Os motores Diesel, que trabalham com elevadas taxas de compressão, necessitam de uma estrutura bastante rígida para suportar os esforços gerados durante a combustão dos gases. Seu rendimento e nível de emissões poderiam ser melhores com a utilização de maiores picos de pressão. Segundo alguns trabalhos, a utilização de materiais alternativos, como o ferro fundido vermicular ou CGI (Compacted Graphite Iron), tem possibilitado projetar motores com maiores pressões de combustão e/ou redução significativa de espessuras de parede, devido às suas melhores propriedades mecânicas quando comparadas às do ferro fundido cinzento. Neste trabalho, avalia-se o comportamento estrutural de um bloco de motor Diesel, submetido à ação de forças oriundas da montagem do cabeçote e das capas de mancal, pressão dos gases de combustão e forças de inércia, utilizando critérios de falha tradicionais (Tensão, deslocamentos e fadiga). As tensões e deslocamentos são determinados através de um modelo numérico constituído por $\frac{1}{4}$ do bloco. Os resultados são gerados por um software que utiliza o método dos elementos finitos (I-DEAS). A geometria deformada é utilizada para se estudar a ovalização nos cilindros e mancais, determinando-se a folga mínima final nestas regiões. Avalia-se também a utilização do ferro fundido vermicular para a obtenção de blocos de motores Diesel, onde são necessárias altas pressões de combustão, através de uma simulação sob uma pressão de combustão acima de 20 MPa. Nesta última, os coeficientes de segurança ainda são bastante elevados, mas a ovalização dos mancais pode comprometer a lubrificação.

Palavras-chave: bloco de motor, análise estrutural; ferro fundido vermicular.

ABSTRACT

Current automotive industry has been worried about the design of engines in order to make it according to the legislation for pollutant emissions control. The search for high performance and low consumption engines, with reduced emissions has been a necessity. Considered one of the most important and heavy components of the engine, the cylinder block has been the main target of the search for more efficient engines. Diesel engines that use high compression rates need a very rigid structure to support forces referring to the combustion pressures and could be more efficient and lighter using higher pressures. According to published papers, the use of alternative materials as compacted graphite iron or simply CGI has permitted to develop engines with higher combustion pressures, as well as reducing wall thickness for existing engines, due the better mechanical properties when compared to gray cast iron. In this work the structure of an engine block (Diesel) is analyzed loaded by assembly forces referring to the cylinder head and bearing caps, gas and inertial forces, using traditional failure criterions (Stress, displacements and fatigue). Stress and displacements are determined using a numerical model of $\frac{1}{4}$ block. The deformed geometry is used to determine the minimum clearance between crankshaft vs bearings and pistons vs cylinders. The use of CGI for Diesel engine blocks is also investigated using a simulation for a combustion pressure above the 20 Mpa. In this case, the safety factors are still pretty good but the minimum clearance between crankshaft and bearings can prejudice the lubrication.

Keywords: *engine block; structural analysis; compacted graphite iron.*

1 INTRODUÇÃO

A legislação criada para controlar o nível de emissão de poluentes para motores exige que sejam utilizadas maiores pressões de combustão e que se tenha um baixo consumo de óleo lubrificante, aumentando a solitação estrutural do bloco e reduzindo a tolerância para deformações nos cilindros (NEVES *et al.*, 2000).

A utilização de simulações numéricas para avaliar componentes de geometria complexa tem sido cada vez mais freqüente, evitando dispêndio de tempo e investimentos com protótipos de configuração muito aquém da ideal. Para que se garanta eficiência, ao incluir CAE (Computer Aided Engineering) no processo de desenvolvimento de produtos é importante que os resultados estejam disponíveis no tempo reservado para esta fase de projeto, pois os cronogramas apertados não permitem atrasos. Por outro lado, a qualidade dos resultados deve ser suficiente para tornar únicas as decisões, especialmente nas primeiras fases do desenvolvimento, onde não há protótipo e os resultados de simulações são geralmente a única informação disponível. Qualquer alteração significativa após o primeiro protótipo gera um custo adicional e normalmente conduz a atrasos no projeto.

Para o projeto de blocos de motores, peso, resistência mecânica, custos com fundição, usinagem e considerações ambientais são vitais na escolha do material para sua fabricação.

O ferro fundido vermicular foi patenteado em 1965 (ASM, 1996), mas somente na década de 90, após o desenvolvimento de um processo e equipamentos que permitissem sua produção em larga escala, pela empresa *SinterCast*, surgiu como uma grande opção para a fabricação de diversas peças até então fabricadas em ferro fundido cinzento, tais como discos de freio, coletores de escapamento, cabeçotes e principalmente blocos de motores Diesel, onde são empregadas elevadas taxas de compressão. Comparado ao ferro fundido cinzento, o uso do vermicular pode resultar em reduções de espessura de parede

e aumento de pressões de trabalho, proporcionando uma combustão mais completa e reduzindo assim a emissão de poluentes, além de garantir um motor mais econômico.

Contudo, o processo de desenvolvimento de blocos de motores em CGI envolve uma análise criteriosa das vantagens e desvantagens de sua utilização, passando pelas áreas de análise estrutural, processo de obtenção da liga e usinagem.

A presente pesquisa objetiva estudar a estrutura de um bloco de motor Diesel, utilizando um modelo numérico composto por $\frac{1}{4}$ do bloco e um software que utiliza o método dos elementos finitos. É fruto de uma parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e a empresa Tupy Fundições Ltda., que forneceu o software e o bloco utilizados.

O trabalho consiste, fundamentalmente, na avaliação de tensões e deslocamentos nos blocos, sobretudo na região dos cilindros e mancais do virabrequim. O bloco também é avaliado sob o ponto de vista de fadiga.

Inicialmente é abordada a estrutura do bloco, regiões principais, materiais para fabricação e carregamento atuante. Também são apresentados alguns trabalhos referentes à análise estrutural e utilização do ferro fundido vermicular.

No capítulo seguinte, são apresentadas a metodologia utilizada no trabalho e todas as etapas necessárias para a simulação numérica, desde a determinação do carregamento atuante à construção dos modelos de CAD e CAE, além dos critérios de análise utilizados.

Como resultados, são apresentadas tabelas com os coeficientes de segurança para tensão máxima, fadiga e deslocamentos máximos para os cilindros e mancais.

1.1 OBJETIVOS

O bloco de motor é um dos componentes mais complexos do motor. A utilização de modelos numéricos dá agilidade e maior economia ao

desenvolvimento e otimização de produtos, possibilitando avaliar as tensões e deslocamentos exatamente nos pontos de interesse do componente.

Para motores Diesel, onde são utilizadas elevadas taxas de compressão, a utilização do CGI tem proporcionado aumentos de pressão e redução de peso no bloco.

Baseando-se nessas informações, os objetivos desta pesquisa são apresentados a seguir:

- Determinação de cargas e simulação numérica de um bloco de motor utilizando o método dos elementos finitos;
- Definição de critérios para análise de blocos de motores;
- Identificação de pontos críticos na estrutura atual;
- Avaliação da utilização do CGI.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 BLOCOS DE MOTORES

O bloco de motor é considerado o elemento estrutural mais importante e um dos mais complexos do motor. É nos cilindros, parte integrante de sua estrutura, que acontece a compressão e explosão da mistura *ar-combustível*, necessária para a produção de energia pelo motor.

Localizado entre o cárter e o cabeçote, o bloco aloja, entre outros, o virabrequim, os pistões e as bielas. A função destes componentes é transformar a energia térmica gerada durante a combustão em energia mecânica, gerada com o deslocamento do pistão (devido ao aumento de pressão no cilindro). Este trabalho é transformado em torque útil pelo virabrequim e está disponível no eixo do motor.

Será apresentado a seguir um resumo das principais características da estrutura de um bloco de motor genérico, conforme ilustrado na Figura 2.1.

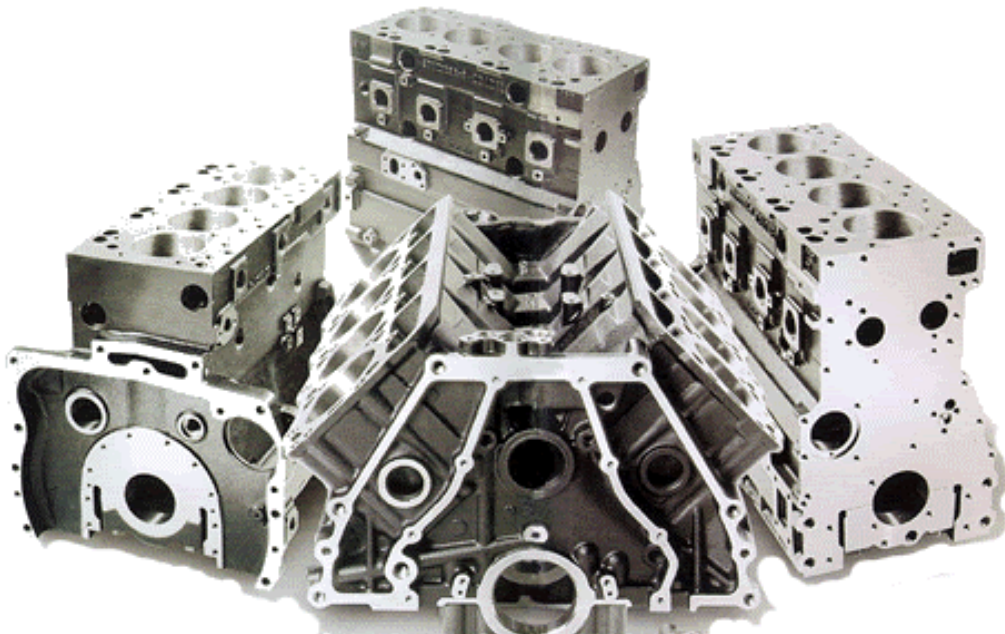


Figura 2.1: Modelo de blocos de motores.

a) Face de Fogo: constitui a face de junção do bloco com o cabeçote. É intermediada por juntas de cobre, alumínio ou papelão, normalmente compostas por folhas prensadas, cuja função é auxiliar na vedação. Para isso, as juntas precisam resistir a altas temperaturas por um longo período de tempo e serem suficientemente elásticas para que possam compensar qualquer irregularidade das superfícies intermediadas.

b) Face do Cárter: constitui a face de ligação do bloco com o cárter, o reservatório de óleo do motor. Assim como a face de fogo, a face do cárter também é intermediada por juntas.

c) Bolachas: são ressaltos ou reforços contidos na estrutura do bloco. Normalmente em regiões de parede fina, as bolachas são adicionadas à estrutura de modo a permitir a montagem de componentes e periféricos do motor através de furos roscados ou não. Um bom exemplo está nos furos de fixação do cabeçote e das capas de mancal, mostrados na Figura 2.2.

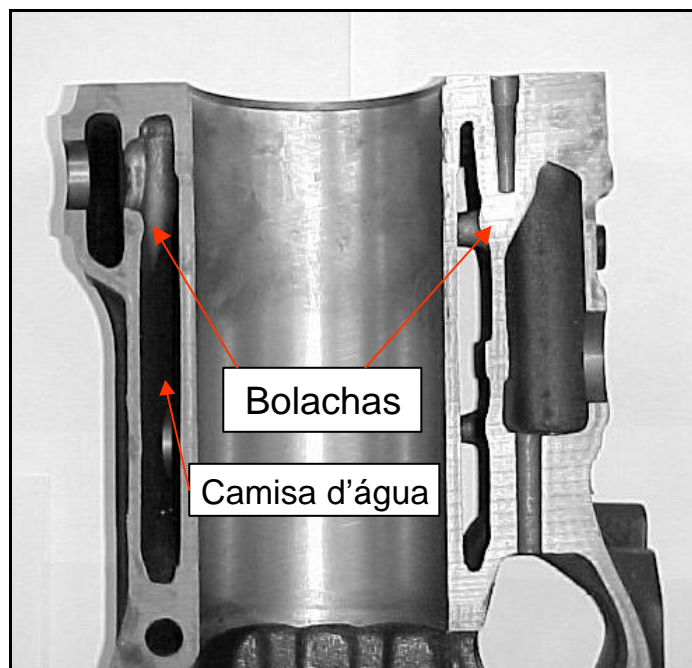


Figura 2.2: Bolachas localizadas na região de fixação do cabeçote.

d) Nervuras: são utilizadas para prover rigidez ao bloco e aumentar a taxa de dissipação térmica. São preferencialmente colocadas nas paredes externas e região dos mancais do virabrequim, conforme pode ser visto na Figura 2.3.

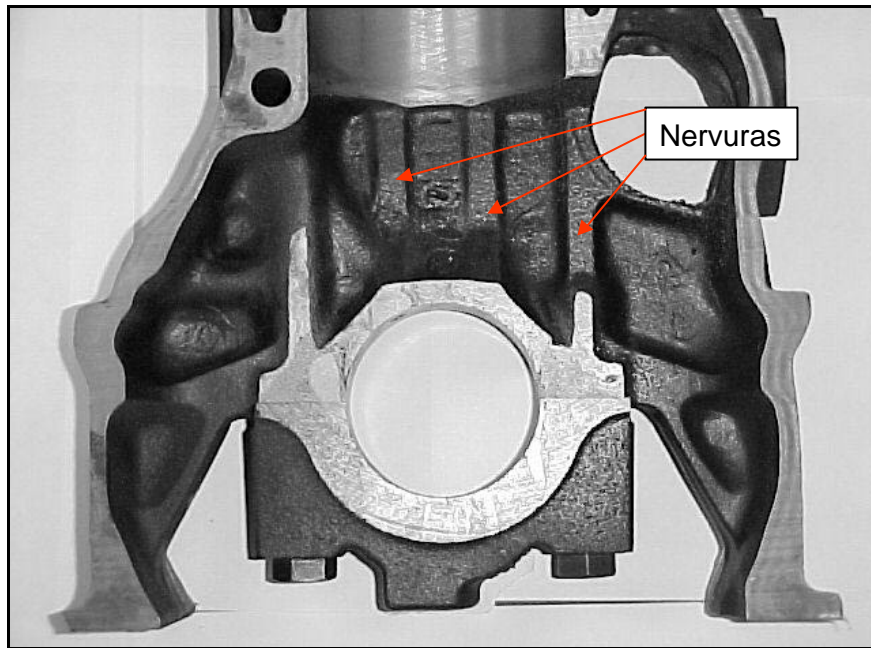


Figura 2.3: Nervuras localizadas na região dos mancais.

e) Cilindros: no interior dos cilindros se encontram os pistões (Figura 2.4), responsáveis pela compressão e expulsão dos gases antes e após a combustão, respectivamente. Atuando como superfície de apoio para os pistões, os cilindros suportam esforços devido à pressão dos gases de combustão, forças laterais exercidas pelo pistão e ainda são responsáveis pela retirada de calor da câmara de combustão.

Uma folga entre pistão e cilindro é necessária para compensar a diferença entre a dilatação térmica de ambos, durante o funcionamento do motor; além disso, deve garantir a formação de uma película de óleo lubrificante entre eles.

Os pistões possuem ranhuras, em números de duas, três ou quatro, onde são alojados os anéis. Os dois primeiros são chamados de anéis de pressão e sua função é evitar a fuga dos gases da câmara de combustão. O anel número 3, também chamado de anel raspador, é colocado normalmente acima do pino que liga o pistão à biela e possui orifícios pelos quais o óleo que banha a parede interna dos cilindros é raspado (com o curso descendente do pistão), retornando para o cárter.



Figura 2.4: Modelos de pistões.

A forma com que o cilindro responde aos esforços, ou seja, sua rigidez, é determinada pela espessura de parede e geometria do bloco a sua volta (NIGRO, 1999). Para uso comercial e industrial, onde se exige longa vida para os motores, são inseridas camisas removíveis nos cilindros (Figura 2.5). As camisas possuem funções de membro estrutural e superfície de apoio para o pistão e anéis. A utilização de camisas removíveis facilita o reparo e possibilita a utilização de materiais mais adequados, independentemente dos requisitos do bloco. Nos demais casos, onde não se exige vida longa de operação, como na maioria dos motores de automóveis e industriais pequenos, o cilindro é uma peça fundida integralmente na estrutura do bloco.



Figura 2.5: Montagem de camisas removíveis.

f) Câmara D'água: compreende a galeria de circulação de água em torno dos cilindros (Figura 2.2), responsável pela refrigeração dos mesmos.

g) Mancais: localizados entre os cilindros, na parte inferior, os mancais (Figura 2.3) têm a função de acomodar o virabrequim e minimizar seus deslocamentos quando submetido às cargas de trabalho. Os mancais suportam uma combinação de forças: dos gases, de inércia e centrífugas. A rigidez do bloco pode ser incrementada se forem adicionadas nervuras nos planos dos mancais, pelos quais as forças são transmitidas pelo virabrequim e utilizando nervuras de reforço nas regiões de furação, para alojamento dos parafusos de fixação das capas de mancal ao bloco. Além disso, a colocação de mancais a cada cilindro garante uma distribuição uniforme das forças transmitidas pelo virabrequim (KHOVAKH *et al.*, 1967).

h) Capas de Mancal: em mesmo número que os mancais, as capas (Figura 2.6) são utilizadas para fixar o virabrequim no bloco. São elas que

suportam o maior esforço, gerado no momento da combustão. Através dos parafusos de fixação das capas o esforço é transmitido à região superior dos mancais, no bloco.

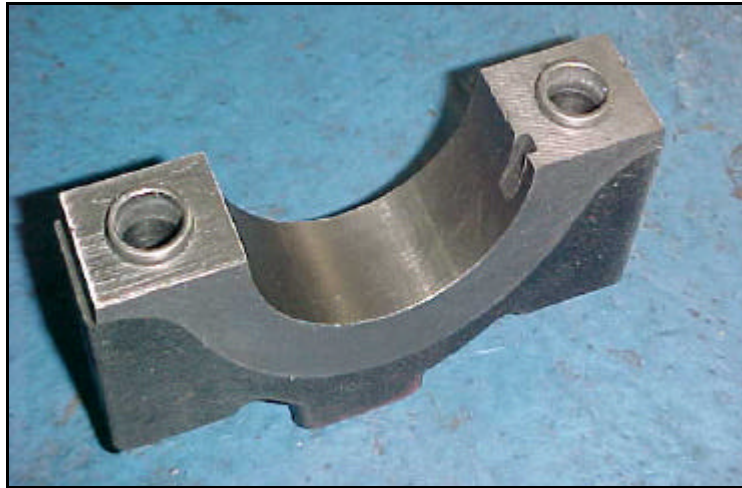


Figura 2.6: Capa de mancal.

i) Galeria Principal de Óleo: Furo longo, com canais de ligação direta para os mancais principais, mancais do eixo de comando de válvulas, borrifadores dos pistões e cabeçote.

2.2 MATERIAIS PARA A FABRICAÇÃO DE BLOCOS

Características como: elevada resistência mecânica, boa condutividade térmica, tenacidade, ductilidade e capacidade de amortecimento de vibrações são de extrema importância para aplicações em blocos de motores, coletores de escape e outras.

Atualmente, os materiais disponíveis para fabricação de blocos são: ferro fundido cinzento, ferro fundido vermicular e ligas de alumínio, além de ligas de magnésio e alumínio-compósito, que são menos comuns (MARQUARD, 1998).

Considera-se ferro fundido a liga ferrosa com teor de carbono acima de, aproximadamente, 2%. Face à influência do silício nesta liga, o ferro fundido é

normalmente considerado uma liga ternária Fe-C-Si, pois o silício está freqüentemente presente em teores superiores ao do próprio carbono (CHIAVERINI, 1996).

Os ferros fundidos mais conhecidos e utilizados podem ser divididos em cinco grupos principais: brancos, cinzentos, maleáveis, dúcteis ou nodulares, mesclados e vermiculares. Devido aos requisitos do projeto, para a obtenção de blocos de motores utilizam-se apenas os ferros fundidos cinzentos e, mais recentemente, os ferros fundidos vermiculares.

2.2.1 FERROS FUNDIDOS CINZENTOS

Os ferros fundidos cinzentos são empregados em larga escala pelas suas propriedades de fundição e baixo custo relativo. Possuem características como:

- Fácil fusão e moldagem;
- Boa resistência mecânica;
- Excelente usinabilidade;
- Boa resistência ao desgaste;
- Boa capacidade de amortecimento.

Por apresentarem fratura de cor cinza, denominam-se, classicamente, ferros fundidos cinzentos. Possuem a grafita na forma lamelar interconectada e isto lhes garante boa condutividade térmica, já que a grafita é um bom condutor térmico. Entretanto, a grafita disposta desta forma reduz a resistência mecânica, a ductilidade e também a tenacidade do material, pois provoca descontinuidades na matriz, assim como efeitos de entalhe (MARQUARD *et al.*, 1998).

A grafitação é conseguida principalmente com um aumento no teor de silício, que é um elemento grafitante, aliado a uma redução na velocidade de resfriamento, para que a cementita tenha tempo suficiente para se decompor (MOCELLIN, 2002).

Os ferros fundidos cinzentos são classificados pelas letras FC (ABNT) ou GG (DIN), seguidas de seu limite de resistência à tração [MPa ou bar], por exemplo: FC-250 ou GG25.

2.2.2 FERROS FUNDIDOS VERMICULARES - CGI

O ferro fundido vermicular é um material intermediário entre o ferro fundido cinzento e o ferro fundido nodular. Como no ferro fundido cinzento, as partículas da grafita do ferro fundido vermicular são planas, alongadas e interconectadas. Contudo, conforme pode ser visto na Figura 2.7, os vermículos são similares aos nódulos do ferro fundido nodular, pois ambos são muito menores do que as lamelas de grafita do ferro fundido cinzento, têm cantos arredondados e são individualmente isolados com uma matriz contínua de ferro envolvendo cada vermículo. Possui boas características de resistência mecânica, ductilidade, tenacidade, resistência a choques térmicos, amortecimento e condutividade térmica.

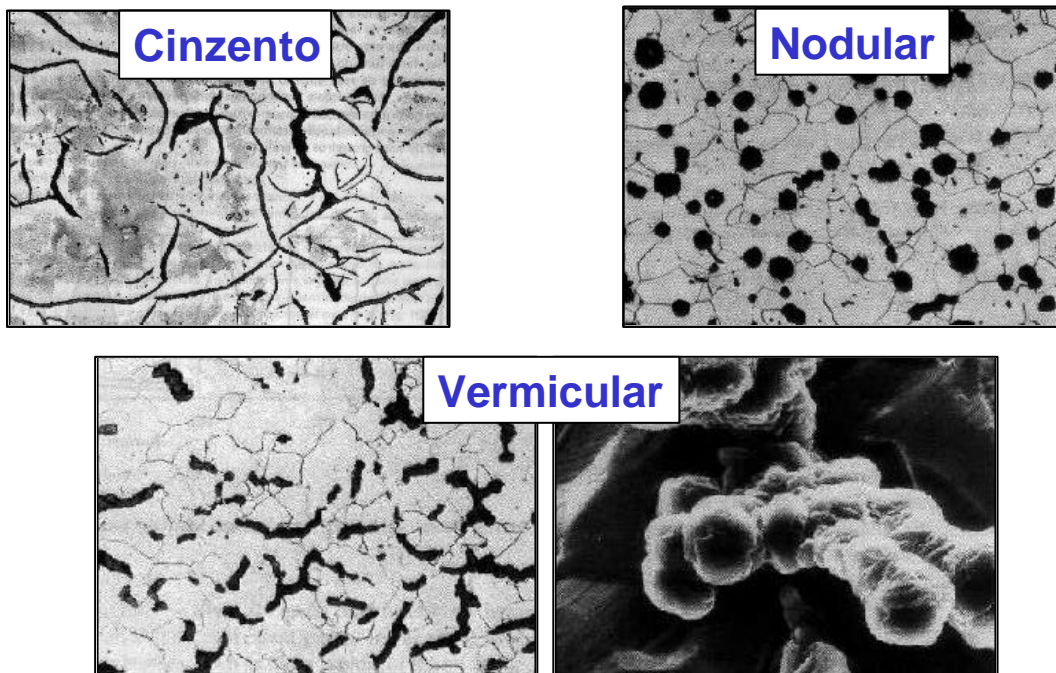


Figura 2.7: Microestrutura: cinzento, nodular e vermicular.

Na Tabela 2.1 são apresentadas algumas propriedades dos ferros fundidos cinzento, vermicular e nodular:

Tabela 2.1: Propriedades mecânicas (SINTERCAST, 2001).

Propriedade	Cinzento	CGI	Nodular
Limite de resistência [MPa]	200-270	420-580	600-700
Tensão de escoamento [MPa]	115-210	345-415	375-482
Módulo de elasticidade [GPa]	105-115	130-155	160-170
Condutividade térmica [W/mK]	44-52	31-40	25-32
Dureza [HB]	175-230	200-250	240-300
Resistência à fadiga [MPa]	95-110	190-225	245-290

Com relação ao ferro fundido cinzento, o ferro fundido vermicular oferece as seguintes vantagens (DAWSON, 2000):

- Redução de espessuras de parede para carregamentos atuais;
- Aumento de carregamento para projetos atuais;
- Redução do fator de segurança devido à menor variação das propriedades do fundido;
- Redução de fraturas frágeis na manufatura, montagem e serviço, devido à maior ductilidade;
- Maior resistência, sem a necessidade de recorrer a elementos de liga;
- Menor profundidade de rosca engajada e, portanto, menores parafusos.

Quando comparado ao ferro fundido nodular, as vantagens são:

- Melhor produção de peças complexas fundidas;
- Aumento de mais de 20% na produção, devido à melhor alimentação dos moldes;

- Redução nas tensões residuais, devido à maior condutividade térmica e ao módulo de elasticidade menor;
- Melhor transferência de calor;
- Melhor usinabilidade.

Através da Figura 2.8, compara-se algumas características dos motores fabricados em alumínio, ferro fundido cinzento e vermicular, sob diferentes aspectos. Os motores com blocos fabricados em alumínio são mais leves, mas não suportam grandes pressões de combustão. Os blocos em ferro fundido cinzento possuem o menor custo de fabricação na fundição, mas resultam em motores mais pesados. O vermicular admite maiores pressões, constitui um motor de peso intermediário, o mesmo acontecendo com o custo de fundição. Com relação aos custos com usinagem, é certamente o mais caro.

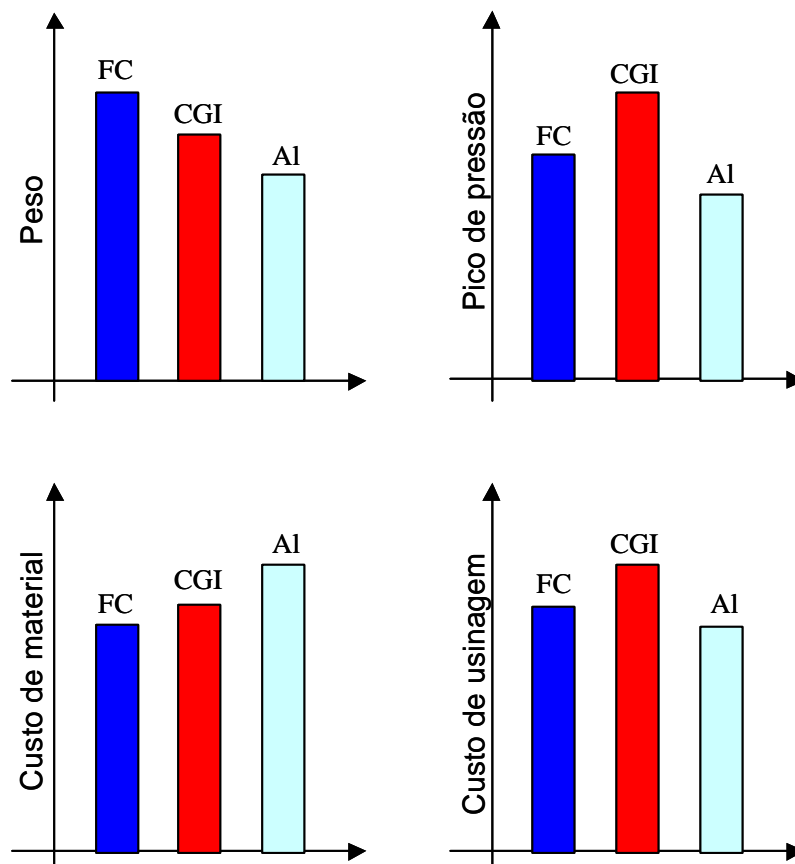


Figura 2.8: Comparação entre materiais para fabricação de blocos.

2.3 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

Quanto ao processo de fabricação de blocos de motores, existem algumas particularidades que precisam ser esclarecidas a respeito do CGI. A seguir, é apresentada uma breve explanação sobre aspectos ligados à fundição e usinagem deste.

2.3.1 FUNDIÇÃO

A razão principal para a limitada aplicação do CGI tem sido a falta de um processo confiável de controle técnico que permita uma produção em larga escala. Devido à falta de confiança, pouco esforço tem sido feito para definir quantitativamente suas propriedades e, mais importante, seu desempenho operacional.

A recente comercialização do processo *SinterCast* tornou possível a produção de CGI em larga escala e de uma forma confiável (DAWSON & WÜRTEMBERG, 1994).

O ferro fundido vermicular é obtido por um processo intermediário entre o cinzento e o nodular, de duas maneiras:

1^a.: Adicionando à liga elementos nodularizantes como Mg, porém em uma concentração insuficiente para formar ferro fundido nodular;

2^a.: Adicionando elementos nodularizantes suficientes para formar ferro nodular e, ao mesmo tempo, elementos anti-nodularizantes, como o Ti.

A primeira, por não exigir a adição de titânio, não representa possíveis problemas para a usinagem das peças, mas exige um método mais criterioso de fabricação, utilizando equipamentos especiais que garantam a composição química adequada (DAWSON, 1994).

Além dos cuidados com as concentrações de elementos nodularizantes e anti-nodularizantes, são necessários cuidados com teores de elementos como C, S, Si, além da velocidade de resfriamento, espessura de parede e outros (MOCELLIN, 2002).

2.3.2 USINAGEM

Testes com processos convencionais, apenas trocando o material a ser usinado, de ferro cinzento por CGI, têm revelado uma redução drástica na vida da ferramenta. Estes testes têm mostrado que, durante o fresamento e furação do CGI, a vida da ferramenta cai pela metade, enquanto que, no mandrilhamento, fica somente em 10%.

A mesma microestrutura que confere ao CGI maior resistência à tração, também está no cavaco, tornando mais difícil sua remoção. Testes conduzidos pela Lamb Technicon, em parceria com outras empresas, indicam a necessidade de um aumento de potência das máquinas de usinagem, de 10 a 30%, quando usinando CGI, em comparação ao ferro fundido cinzento.

O maior problema na usinabilidade do CGI está no mandrilhamento dos cilindros em altas velocidades. Em baixas velocidades, 150 m/min ou menos para fresamento e 75 m/min para furação, o desgaste de ferramentas, usinando o CGI, se aproxima do desgaste usinando o ferro fundido cinzento.

O ferro fundido cinzento permite uma excelente vida das ferramentas em altas velocidades, por volta de 400 a 800m/min.

Testes conduzidos no PTW Darmstadt - Institute of Production Engineering & Machine Tools, Darmstadt University of Technology, Germany (MOCELLIN, 2002) revelaram que, em altas velocidades de usinagem, o manganês e o enxofre contidos no ferro fundido cinzento formam uma camada protetora de sulfeto de manganês, que lubrifica a face da ferramenta. Além disso, a experiência demonstra que inclusões de sulfeto de manganês aumentam a capacidade de remoção de material. A diferença é que o CGI é produzido com uma quantidade muito baixa de enxofre, somente 10% do enxofre da composição do ferro fundido cinzento. Desta forma, não há como produzir a camada protetora de sulfeto de manganês. Sem a lubrificação da camada de sulfeto de manganês, o calor gerado pelo atrito mecânico entre a peça acelera o desgaste do gume da ferramenta (GEORGINOU, 2001).

2.4 FORÇAS ATUANTES NO BLOCO DE MOTOR

As principais forças atuantes sobre um bloco de motor estão divididas em **Forças dos Gases e Forças de Inércia**. O carregamento mais severo é quase sempre o de tração, transmitido do cabeçote aos mancais do virabrequim, causado pela pressão máxima de combustão.

De maneira a tornar mais claro o entendimento desta seção, apresenta-se na Figura 2.9, de forma simplificada, a atuação das principais forças envolvidas na formulação do carregamento atuando sobre o pistão.

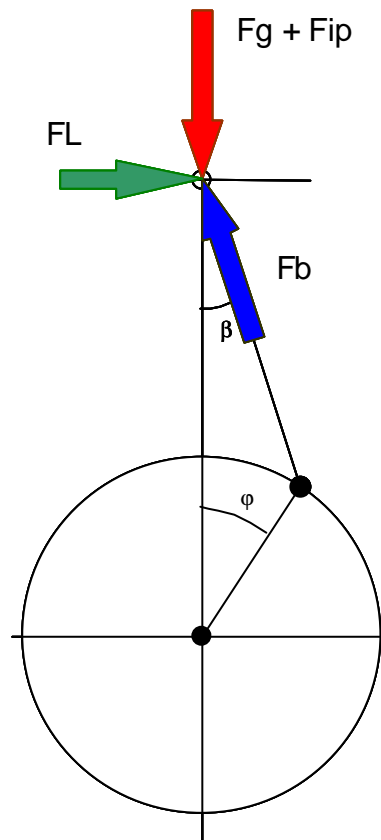


Figura 2.9: Esquema com as principais forças atuando no pistão.

As forças dos gases (F_g) não são constantes e dependem do ciclo termodinâmico. Podem ser facilmente determinadas através da curva de pressão do motor e da área da cabeça do pistão. A curva de pressão dos gases pode ser

obtida experimentalmente, ou determinada através de equações termodinâmicas aplicáveis aos ciclos teóricos. Esta pressão atua no cabeçote do motor, nas paredes dos cilindros e na cabeça do pistão.

As forças de inércia (F_i) estão divididas em forças de inércia geradas pelas massas em *translação* e forças de inércia geradas pelas massas em *rotação*. De modo a simplificar os cálculos, pode-se substituir o sistema pistão, biela e manivela por um dinamicamente equivalente (Figura 2.10), com massas concentradas (KHOWAKH, 1967).

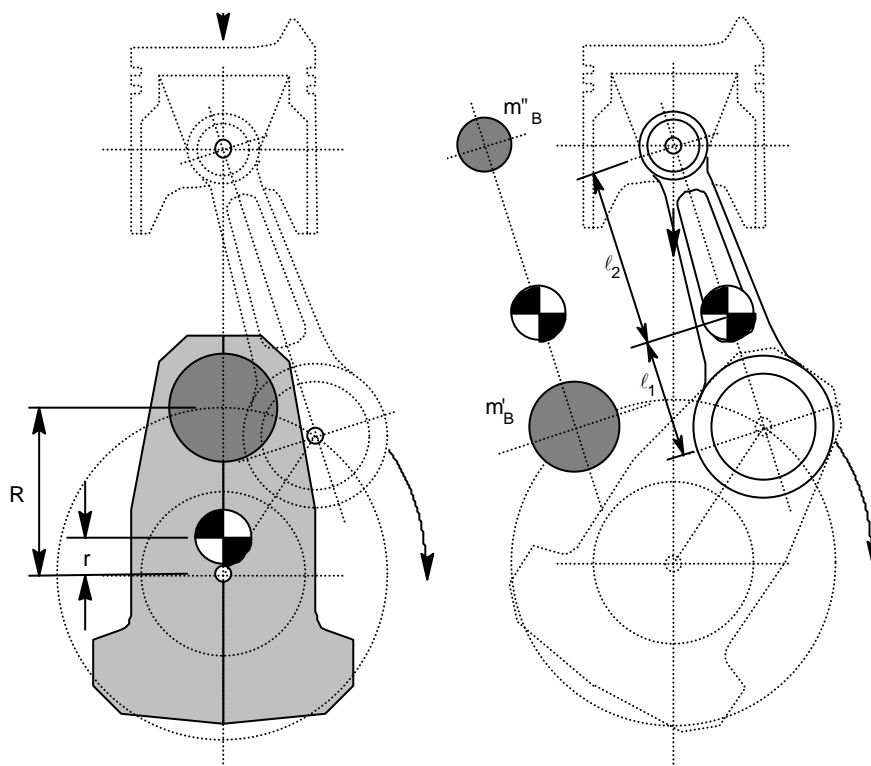


Figura 2.10: Massas concentradas.

A força resultante que atua no pistão ((2.1), devido à pressão do gás e inércia do pistão e porção superior da biela, é dada por

$$F_p = F_g + F_{ip} \quad (2.1)$$

Parte desta força é transmitida à biela, onde, juntamente com as forças centrífugas desenvolvidas na conexão com o virabrequim, compõe o carregamento atuante sobre o munhão.

O carregamento final do mancal do bloco é determinado pela soma vetorial dos carregamentos de dois munhões adjacentes.

$$\bar{F}_{TM} = 0,5.(\bar{F}^1_{tm} + \bar{F}^2_{tm}) \quad (2.2)$$

2.5 ANÁLISE DE TENSÕES

O tipo de carregamento atuante sobre um componente estrutural, dependendo das características de aplicação das cargas e da presença ou não de movimento no sistema, pode ser dividido em: estático e dinâmico. A escolha do tipo de análise está relacionada com os fenômenos e aspectos relevantes do sistema físico analisado e nível de detalhamento e precisão dos resultados a se obter.

2.5.1 MÉTODOS DE ANÁLISE

Em estruturas complexas, o processo de análise de tensões deve ser capaz de tratar com formas geométricas e casos de carregamento não usuais. Esta determinação das tensões pode ser feita de diversos modos, dependendo da conveniência, disponibilidade e responsabilidade da estrutura. Abaixo, uma classificação dos principais métodos de análise (DA ROSA, 1994):

- Métodos Analíticos;
- Métodos Numéricos;
- Métodos Experimentais.

Na Figura 2.11 está apresentado um fluxograma para análise de componentes mecânicos em geral.

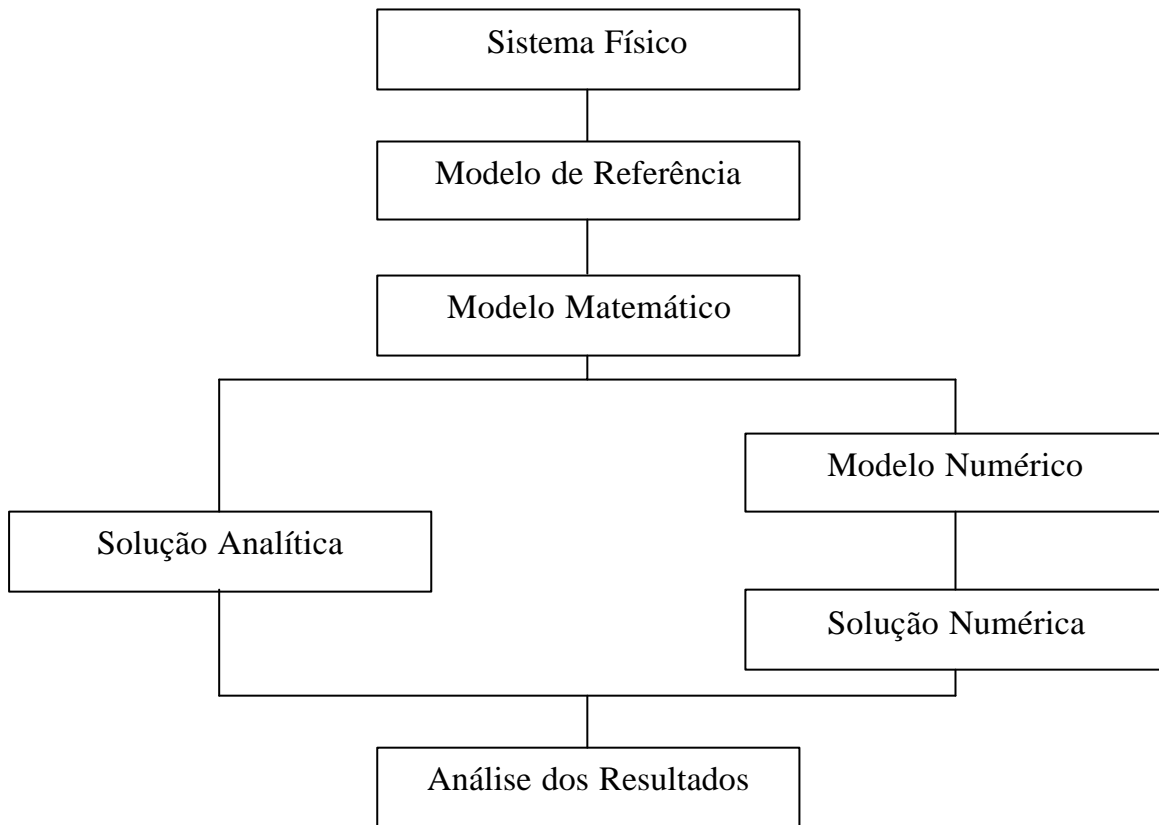


Figura 2.11: Fluxograma para análise de componentes mecânicos em geral.

2.6 MODOS DE FALHA

A falha em componentes mecânicos é um processo que pode assumir as mais distintas formas, dependendo do tipo de aplicação, material, condições ambientais, etc., mas inicia-se sempre nos pontos mais solicitados da estrutura do componente. De um modo geral, a falha pode ser definida como sendo a incapacidade do componente de corresponder às expectativas, ou seja, sua capacidade é inferior à necessidade e assim o componente deixa de cumprir com a função a qual se propõe.

As formas com que um componente estrutural pode falhar dependem muito do tipo de carregamento, material, condições ambientais, tempo de vida, manutenção, etc. A seguir, avalia-se os modos de falha relevantes para o bloco de motor.

Modos de Falha Independentes do Tempo

Esses modos de falha possuem igual probabilidade de ocorrer, qualquer que seja a vida ou tempo de uso do componente considerado. Eles se manifestam quando a estrutura sofre uma sobrecarga ou um pico de solicitação, levando a uma falha na forma de ruptura ou empenamento. Dentre os modos de falha independentes do tempo, destacam-se: fratura dúctil, fratura frágil e fratura na presença de defeitos, início de escoamento, plastificação generalizada, fragilização por hidrogênio, flambagem e deformação elástica excessiva.

Para materiais frágeis, a falha é em geral por ruptura, onde ocorre um crescimento instável de pequenos defeitos, como porosidades e inclusões, através de uma fratura por clivagem. No caso de materiais dúcteis, a falha é por deformações plásticas devido ao escorregamento dos planos atômicos, com movimento intenso das discordâncias. A fratura dúctil ocorre com o crescimento e coalescimento de vazios que são formados em torno de impurezas do material e um cisalhamento final leva à ruptura.

Modos de Falha Dependentes do Tempo

São modos caracterizados por algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material, ou seja, há uma perda gradativa das propriedades, o que torna o material inadequado, fazendo com que a funcionalidade da peça fique gradativamente comprometida. Os mais importantes modos dependentes do tempo, modos de falha por envelhecimento ou ainda modos de falha por desgaste são: fadiga, deformação plástica progressiva, corrosão, corrosão sob tensão, fluência e desgaste.

2.6.1 CRITÉRIOS DE FALHA

2.6.2 TENSÕES

Dentre os mais variados modos de falha que podem ocorrer em componentes estruturais, o mais estudado foi o *Início de Escoamento*. Uma falha por escoamento é provocada por mecanismos de deformação plástica, como o movimento de discordâncias ao longo de um plano atômico. Para materiais com característica frágil, a tensão limite de escoamento tem pequeno significado. Nestes casos, é utilizada a tensão limite de resistência do material, definida como o ponto máximo na curva tensão-deformação, para caracterizar as propriedades de resistência mecânica. A tensão limite de resistência é o resultado mais usual do teste de tração, mas de pequeno significado físico para avaliar a resistência real do material. Isto porque ela não ocorre realmente, pois a área instantânea, no ponto de carga máxima, não é mais a área da secção transversal inicial do corpo de prova, devido à estricção.

A tendência atual para projeto de estruturas de materiais dúcteis é o uso da tensão limite de escoamento para definir o início da plastificação. Para materiais frágeis, a tensão limite de resistência é uma informação válida para projeto (DA ROSA, 2000).

Todos os critérios de falha desenvolvidos para prever o início de escoamento tomam como referência os resultados obtidos a partir de ensaios de corpos de prova por tração simples. A partir do estado de tensões existente na peça pode-se determinar as tensões principais, a tensão cisalhante máxima e a energia de distorção.

Teoria da Máxima Tensão Cisalhante

Originalmente apresentada por **Tresca**, a teoria da máxima tensão cisalhante prevê que a falha ocorre quando a máxima tensão cisalhante que atua no material da peça atingir o valor correspondente ao obtido em um ensaio de

tração simples, para o mesmo material, no ponto de início de escoamento, ou seja, $\tau_{\max} = \tau_R$. Para o ensaio de tração, tem-se:

$$\tau_E = \frac{\sigma_E}{2} \quad (2.3)$$

Para a peça, considerando a tensão de escoamento como critério para início da falha e qualquer estado de tensão com $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$; $\tau_{\max} = \sigma_1 - \sigma_3$, e assim, $\sigma_E = \sigma_1 - \sigma_3$ é o critério de falha.

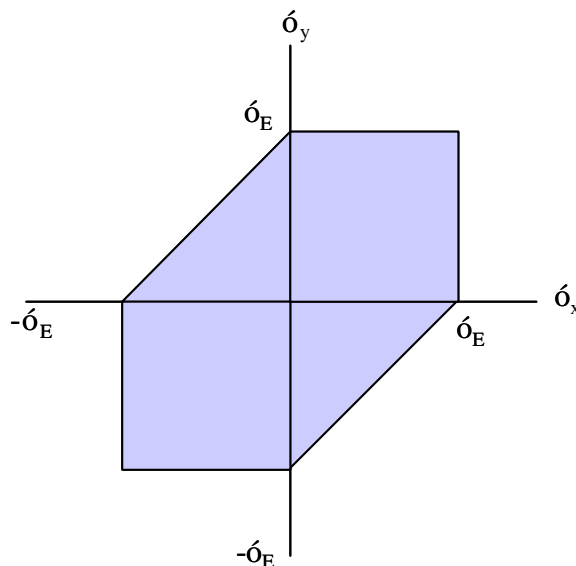


Figura 2.12: Região de segurança para a teoria da máxima tensão cisalhante¹.

Teoria da Máxima Tensão Principal

Também conhecida como teoria de **Rankine**, prevê que a falha do material ocorre quando a maior tensão principal, em módulo, atingir o limite

¹ Para um estado plano de tensões.

corresponde ao do material obtido em um ensaio de tração, ou compressão uniaxial. Este limite pode ser a tensão limite de escoamento ou a tensão limite de resistência, sob tração ou compressão.

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_{ET}; \sigma_{RT} \\ \sigma_3 &= \sigma_{EC}; \sigma_{RC}\end{aligned}\quad (2.4)$$

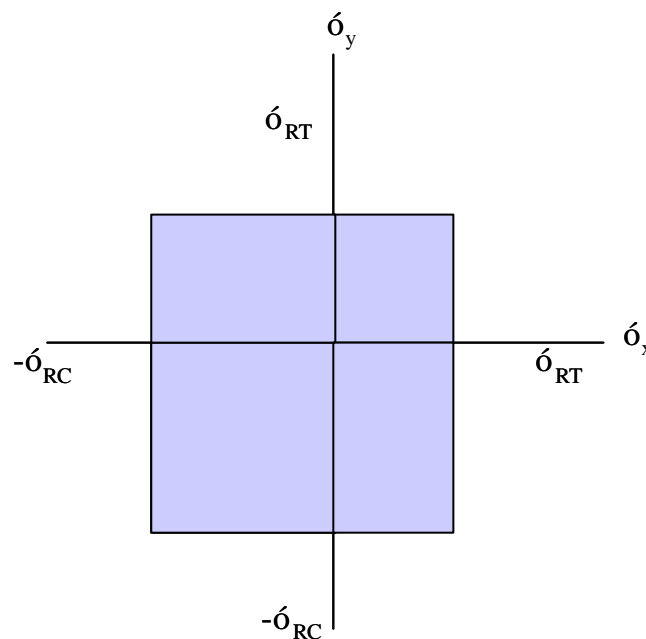


Figura 2.13: Região de segurança para a teoria da máxima tensão principal.

Teoria da Máxima Energia de Distorção

A teoria da máxima energia de distorção, também conhecida como critério de **Von Mises** ou de **Henky**, prevê que a falha ocorre quando, para qualquer ponto da estrutura, a energia de distorção por unidade de volume for maior que o limite obtido no ensaio de tração. O critério para um estado triaxial de tensões é apresentado pela seguinte equação:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 = 2 \cdot \sigma_E^2 \quad (2.5)$$

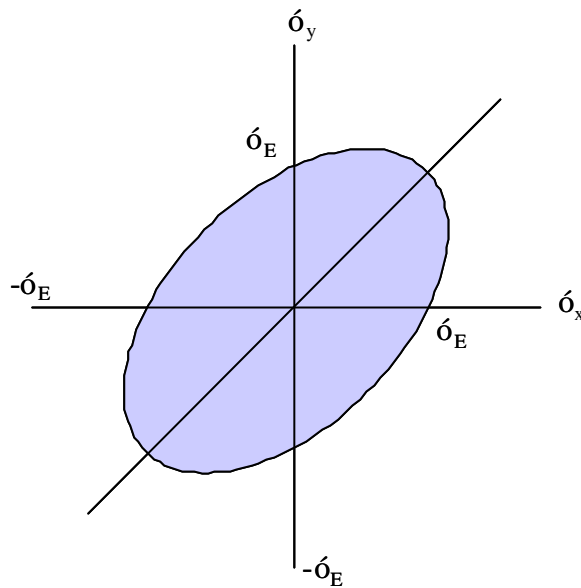


Figura 2.14: Região de segurança para a teoria da máxima energia de distorção.

2.6.3 DEFORMAÇÃO ELÁSTICA EXCESSIVA

Em muitas aplicações práticas as tensões que se desenvolvem no material são relativamente baixas, não levando o material a nenhum modo de falha que comprometa a sua resistência mecânica. No entanto, a peça ou estrutura pode vir a falhar por flexibilidade excessiva, onde os deslocamentos passam a ser grandes demais, acima de um valor máximo admissível. Nestes casos, torna-se necessário atuar sobre a rigidez do projeto. Isto acontece quando se adotam secções muito estreitas ou finas, para suportar a carga que age em uma direção. Cargas adicionais também podem aparecer devido a uma excentricidade, por exemplo, agindo em diferentes direções, levando a deslocamentos inaceitáveis.

2.6.4 FADIGA

Pode-se dizer que fadiga é a redução gradual da capacidade de suportar carga do componente, resultado da ruptura lenta do material, em

conseqüência do avanço, quase infinitesimal, das fissuras que se formam no seu interior. Este avanço ocorre para cada flutuação no estado de tensões. As cargas variáveis, cíclicas ou não, fazem com que, ao menos em alguns pontos da estrutura, tenha-se deformações plásticas também variáveis com o tempo e que levam a uma deterioração progressiva do material, gerando uma trinca (DA ROSA, 2000). Esta, por sua vez, cresce e atinge um tamanho crítico que pode resultar em uma ruptura final, caracterizada macroscopicamente como fratura frágil.

A literatura especializada tem mostrado que dentre as distintas causas de falhas de componentes mecânicos, a mais comum é devida à fadiga do material (DA ROSA, 2000). Do número total de falhas, as provocadas por fadiga somam de 50% a 90%, sendo na maioria das vezes falhas que ocorrem de forma inesperada e, portanto, são extremamente perigosas. A falha por fadiga está ligada a deformações plásticas que, por sua vez, estão associadas às tensões cisalhantes.

Os principais critérios de projeto para fadiga são descritos a seguir:

a) Projeto para vida infinita: Aplicado em peças que operam com um carregamento cíclico aproximadamente constante durante vários milhões de ciclos. Este critério exige que as tensões atuantes estejam suficientemente abaixo da tensão limite de fadiga pertinente;

b) Projeto para vida finita: Indicado para peças cujas condições de carregamento não são completamente previsíveis ou constantes. Desta forma, se o projeto fosse para carga máxima esperada, as dimensões, peso, custo, etc. seriam excessivas e desnecessárias, sendo que a carga máxima ocorreria apenas algumas vezes durante a vida e por isso o projeto para vida finita é bastante justificável. A vida selecionada para o projeto deve incluir uma margem de segurança para levar em consideração a grande dispersão da vida de fadiga, bem como fatores desconhecidos ou não considerados;

c) Projeto para falha em segurança: Este critério foi desenvolvido pelos engenheiros aeronáuticos, setor que não pode tolerar peso adicional

derivado de altos coeficientes de segurança, nem riscos de falhas devido a um coeficiente de segurança baixo. O critério considera a possibilidade de ocorrência de trincas de fadiga e dispõem a estrutura de modo que as trincas não levem ao colapso antes de serem detectadas e reparadas;

d) Projeto com tolerância ao dano: Este critério é um refino do anterior. Parte-se do pressuposto que a estrutura possui uma fissura, seja por um defeito de fabricação, devido à operação, etc. Através da Mecânica da Fratura, são desenvolvidos os projetos, de modo que as trincas pré-existent não cresçam a um tamanho tal que leve à falha, antes que sejam detectadas pelas inspeções periódicas. Este critério aplica-se melhor a materiais com baixa velocidade de propagação de trincas e com alta tenacidade.

Na maioria das vezes, o componente mecânico sofre a ação de cargas variáveis ao longo da vida, dificultando a análise de fadiga. Nos laboratórios, é comum testar cada corpo de prova com uma amplitude constante e então obter-se a curva Tensão-Vida ou $\sigma - N$, como também é conhecida.

Para se avaliar componentes que sofrem a ação de cargas variáveis em serviço, **Palmgren** desenvolveu e **Miner** reapresentou um método bastante simples. O método ficou conhecido como a **Regra de Palmgren-Miner** ou **Regra Linear do Acúmulo de Dano** (DA ROSA, 2000). De acordo com esta regra, o dano que uma peça sofreu sob a ação de uma dada amplitude de tensão cíclica é diretamente proporcional ao número de ciclos que esta atuou, conforme equação abaixo:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (2.6)$$

onde n_i é o número de ciclos que a tensão σ_i atuou, provocando um dano D_i . N_i é a vida que o componente teria se submetido ao carregamento de amplitude σ_i , atuando de forma isolada.

Para vários níveis de tensão, o dano total seria:

$$D = \sum_i D_i$$

O critério de falha por fadiga em uma situação de acúmulo de dano é dado por:

$$D = 1$$

2.7 CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

No momento em que se vai propor alterações, um novo modelo ou uma nova concepção para um determinado produto, deve-se ter em mente algumas características principais, pontos de extrema relevância no projeto e que deverão ser minuciosamente analisados.

Um resumo dos princípios do projeto de blocos foi apresentado por TAYLOR (1985), conforme abaixo:

a) Tratar adequadamente o carregamento de tração do cabeçote aos mancais principais e forças laterais atuantes sobre os mancais principais dos blocos em V;

b) Previsão de acesso fácil para inspeção e reparo quando o motor estiver instalado;

c) Assim como para todos os componentes do motor, reduzir concentradores de tensão ao máximo, através de raios de arredondamento adequados;

d) Utilizar uma análise experimental de tensões.

Mais recentemente, NEVES *et al.*(2000), afirmou que o projeto do bloco de motor, em particular de motores Diesel, deve buscar atender os requisitos de projeto da seguinte forma:

a) *Emissões de Gases*: As novas legislações de emissões, cada vez mais restritas, exigem que sejam utilizadas maiores pressões de combustão, aumentando a sollicitação estrutural do bloco. Também um baixo consumo de óleo lubrificante, reduzindo a tolerância a deformações nos cilindros e/ou camisas;

b) *Ruído*: A resposta acústica do bloco contribui para o ruído gerado pelo motor, e esta pode ser otimizada através da adequação dos níveis de vibração do bloco e de suas paredes;

c) *Performance e Dirigibilidade*: O bloco de cilindros deve resistir a elevadas sollicitações, devido às altas pressões de combustão. Além disso, deve ter o peso reduzido, de forma a não comprometer a dirigibilidade do veículo.

2.8 ANÁLISES EXECUTADAS EM BLOCOS

A seguir apresentar-se-á um resumo dos trabalhos disponíveis na literatura.

FEV MOTORENTECHNIK (2001).

Este instituto executou uma análise estática com foco na região próxima aos mancais do bloco. Utilizou para tanto, um modelo composto por $\frac{1}{4}$ do bloco, cabeçote e capa de mancal. Aplicou forças resultantes do pico de pressão, neste caso pressão máxima de 16 MPa (160 bar). Adicionalmente utilizou forças de montagem. Abaixo, alguns detalhes da simulação:

Tabela 2.2: Características do modelo de CAE (FEV MOTORENTECHNIK, 2001).

Componente	Material	Elemento	Carregamento
Parafusos Capa	Aço	Viga	94 kN / 124 kN
Capa de Mancal	GGG ² -40	Tetraedro	+5 kN e -83 kN
Bloco	FC-250	Tetraedro	160 bar

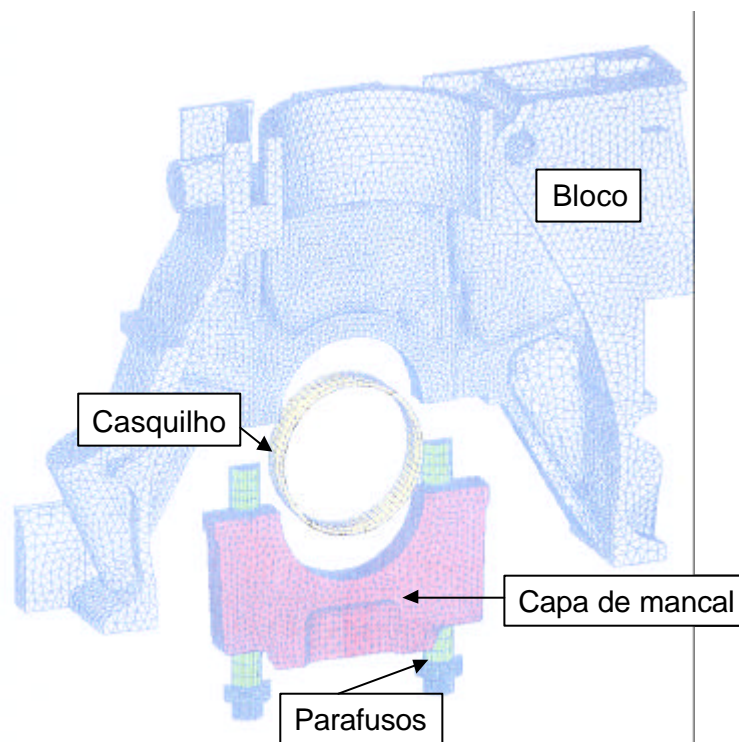


Figura 2.15: Modelo utilizado pelo instituto FEV, 2001.

Observações finais:

a) A força de montagem da capa no bloco foi suficiente para evitar a separação entre as superfícies durante o funcionamento do motor.

b) Nas paredes próximas ao mancal, na linha da nervura de reforço para fixação dos parafusos das capas, foi localizada uma região crítica, segundo critérios de fadiga e conforme apresentado na Figura 2.16.

² Ferro fundido nodular com tensão limite de resistência igual a 400 MPa.

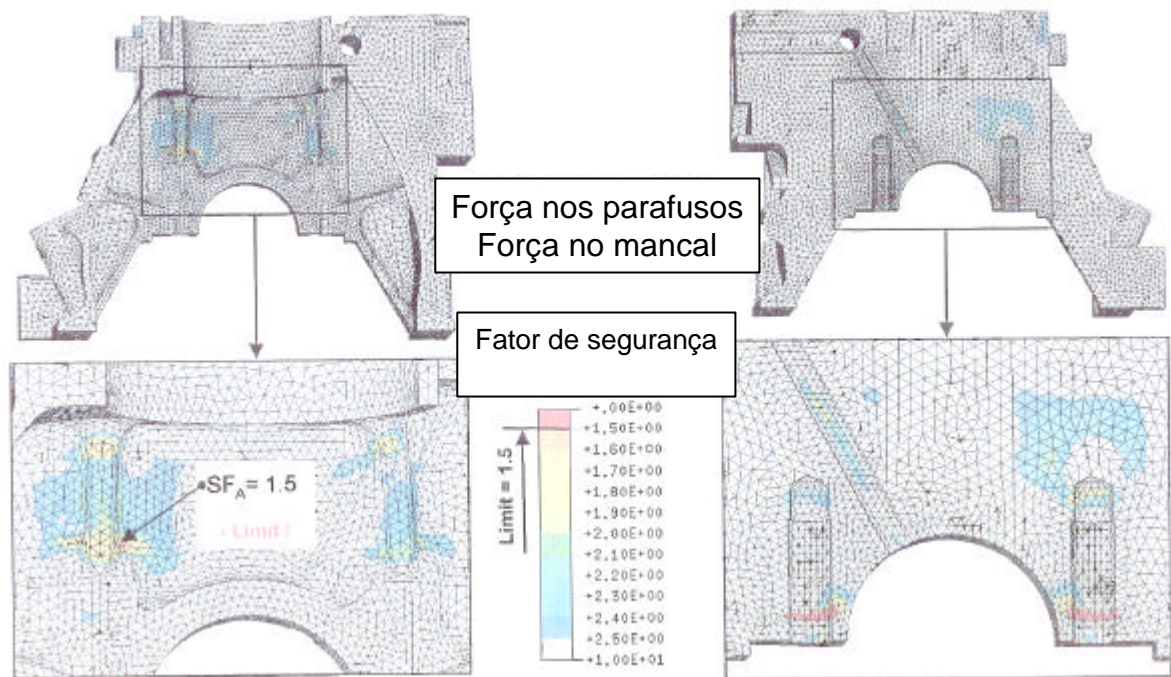


Figura 2.16: Análise de fadiga (FEV, 2001).

NEVES *et al* (2000).

Avaliou a redução do tempo de desenvolvimento de blocos de cilindros utilizando análises computacionais. Seu trabalho foi composto por uma fase de projeto e outra de testes, onde foram feitos ensaios para comprovar a eficácia das análises preliminares.

Através de análises térmicas, de ruído e estáticas, estudou as deformações nas camisas dos cilindros, sob carregamentos de montagem, térmico e pressão nos cilindros. Comparou resultados matemáticos com deformações reais, determinadas em um motor fora de funcionamento. O software utilizado foi o MSC/NASTRAN.

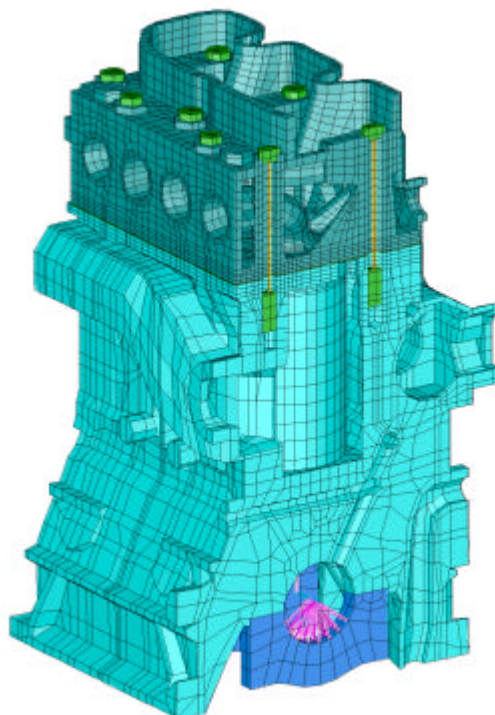


Figura 2.17: Modelo de CAE utilizado por NEVES *et al.* (2000).

Conforme Figura 2.17, foram utilizados elementos sólidos (Hexaedros) para todos os volumes do modelo e elementos de viga para os parafusos. A força no mancal foi aplicada em uma região correspondente a um ângulo de 90° na capa de mancal.

Através dos resultados, concluiu que os níveis de deformação na região das camisas estavam dentro dos valores recomendados, com máxima variação no diâmetro de 0,110 mm para o carregamento térmico, 0,027 mm para a montagem e 0,040 mm para o pico de pressão.

CHYUAN *et al.* (2000).

Através de análises utilizando carregamento térmico e forças estáticas, CHYUAN estudou o comportamento estrutural do cabeçote e bloco, acompanhados de outros componentes como: Juntas, parafusos e válvulas. A simulação foi feita com forças de combustão e de montagem. O modelo de CAD

foi gerado com uma fatia contendo $\frac{1}{4}$ do bloco e cabeçote. Para o CAE, foram utilizados elementos sólidos (hexaedros) para o bloco e cabeçote, elementos de casca para a junta e elementos de viga para os parafusos. Foi utilizado o MSC/NASTRAN para a análise e o I-DEAS para o modelamento.

Os resultados mostram que:

- O carregamento de montagem gera tensões as quais são na sua maioria estáticas. Entretanto, as cargas de combustão são dinâmicas e têm uma taxa bem mais alta de repetição. Portanto, as tensões induzidas pelas cargas de combustão, embora menores em magnitude do que as de montagem, têm um potencial de dano mais alto;
- Esta análise foi executada considerando-se um carregamento estático. Entretanto, com relação à resposta dinâmica do cabeçote sob as cargas de combustão, existem duas maneiras de se analisar. Uma delas é realizar uma análise transiente e comparar a resposta de tensão dinâmica com a resposta de tensão estática. A outra maneira, é adicionar um fator de intensificação dinâmica, por exemplo, 2, aos resultados da análise estática.

NIGRO (1999).

Seu objetivo era desenvolver um método que permitisse interligar um programa de simulação do movimento secundário do pistão com um programa de elementos finitos de uso geral, de forma a obter as vibrações do cilindro e do bloco, necessárias para o estudo de ruído e cavitação em motores. O autor gerou um modelo parcial composto por fatia contendo $\frac{1}{4}$ do bloco de motor, cabeçote e junta. Foram utilizados elementos sólidos (hexaedro de segunda ordem) para todos os componentes e elementos de viga para simular a fixação do bloco através dos coxins e restringir o movimento de corpo rígido do modelo. Justificou a utilização de hexaedros pelas simplificações do modelo de CAD, gerado especialmente para análise através do MEF, mas admite que um modelo usual deveria ser feito com elementos tetraédricos parabólicos, devido à complexidade

da geometria. Ao todo, foram utilizados 13.600 elementos para o modelo do bloco, 4.900 para o do cabeçote e 1.700 para o da junta.

As propriedades dos materiais foram obtidas a partir do METALS HANDBOOK, 1990. O material do bloco é FC-250.

Algumas simplificações, em termos de forças aplicadas, foram adotadas para a realização do trabalho:

- O carregamento aplicado partiu de um modelo matemático monocilíndrico, isto é, a dinâmica do virabrequim sujeito a um carregamento complexo não foi considerada. Da mesma forma, apenas a força devida a um dos pistões foi aplicada no respectivo cilindro;
- As forças e momentos devidos ao atrito viscoso, e eventualmente seco, são passíveis de serem desprezadas ao compará-las com as demais envolvidas.

Nos trabalhos por ele pesquisados, a força lateral é aplicada em um único nó do modelo de elementos finitos ou uniformemente distribuída sobre uma área pré-determinada.

O autor observa que cerca de 13° após o PMS³, quando a velocidade axial do pistão é baixa, este sofre uma rotação no sentido horário, ocorrendo então uma batida entre a região inferior da saia e o cilindro. Para o ângulo de 70° após o PMS, conforme pode ser visto na Figura 2.18, quando a velocidade do pistão é elevada, um segundo evento de interação com o cilindro ocorre, onde o pistão apóia a região intermediária da saia no lado de pressão do cilindro e a região inferior da saia no lado oposto ao de pressão, permanecendo nesta condição até atingir 160° de giro do virabrequim.

³ Ponto morto superior.

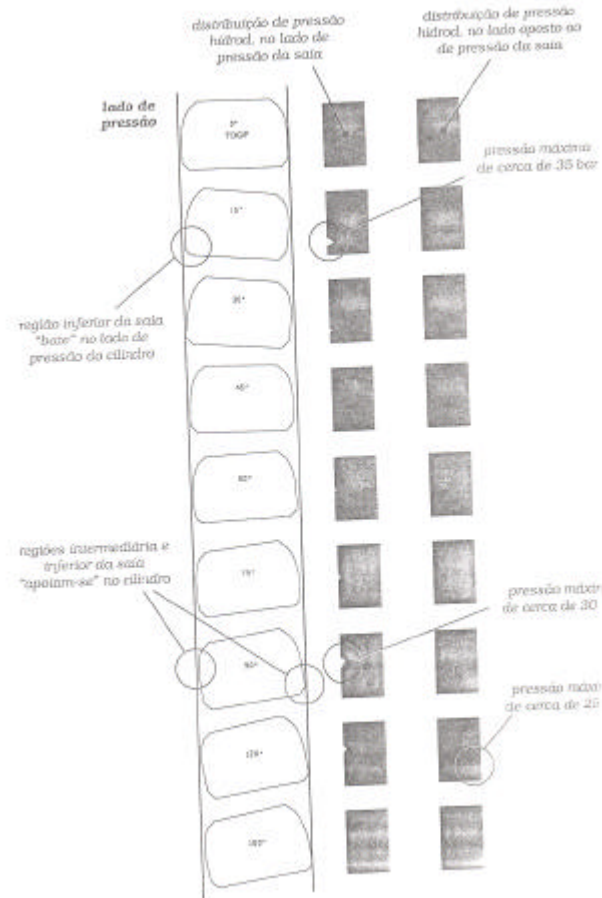


Figura 2.18: Movimentos do pistão (NIGRO, 1999).

O autor comprovou que as porções intermediária e final da saia do pistão pressionam as paredes do cilindro em determinados instantes do ciclo, alternando a região pressionada. O software utilizado para a simulação foi o ANSYS.

THOLL *et al.* (1996).

Utilizando análises dinâmicas e estáticas, avaliou a utilização do ferro fundido vermicular para obtenção de blocos de motores. Sob carregamento de montagem e pressão, encontrou um deslocamento máximo na região dos cilindros setenta por cento (70%) menor do que no ferro fundido cinzento, com 32,09 *mm* no cinzento contra 8,97 *mm* no CGI. Isto permitiu uma redução na espessura de

parede de mais de cinquenta por cento (50%), passando de 7,00mm para apenas 3,00mm nos cilindros.

HITOSUGI *et al.* (1995).

Estudou as deformações ocorridas nos cilindros devido à temperatura e o aumento no consumo de óleo, desgaste excessivo, etc. provocado por elas.

Segundo ele, no sentido longitudinal, a porção superior dos cilindros possui maior deformação devido à ação dos parafusos de fixação do cabeçote. A deformação nos cilindros é maior no sentido transversal, devido principalmente ao fato de que as restrições provenientes dos cilindros laterais impedem maiores deformações no sentido longitudinal e não que a força neste sentido seja menor, como afirmaram os autores e conforme pode ser visto na Figura 2.19.

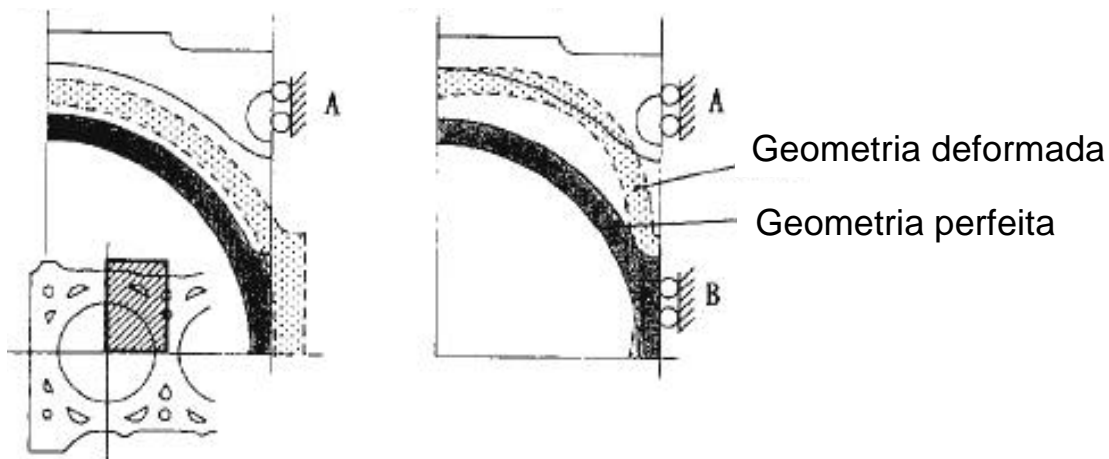


Figura 2.19: Mecanismo de deformação transversal.

O estudo foi conduzido em um bloco com camisa seca. O efeito da distância entre a camisa e o bloco, e em particular o mecanismo de deformações térmicas, foi investigado através de medições de deformação no cilindro através de análise experimental e MEF. Com sensores no pistão e rotacionando-o dentro do cilindro, determinou-se a geometria do cilindro antes e durante a análise experimental.

Foi utilizado um modelo de CAD/CAE composto por 1+1/2 cilindro e elementos hexaédricos para compor a malha (Figura 2.20).

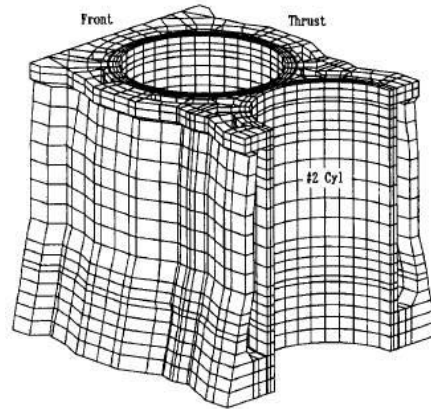


Figura 2.20: Modelo de CAE utilizado por HITOSUGI *et al.* (1995).

ICHIKAWA *et al.* (1995).

Analisa o carregamento e deformação nos mancais de um bloco de motor, com atenção especial à inclinação relativa entre o virabrequim e o mancal. Afirma que as capas geralmente se inclinam na direção axial, abrindo para a parte frontal do bloco, quando o cilindro está sob pressão de combustão, que se diz ser a causa de muitos problemas, como o descolamento da capa de mancal do bloco.

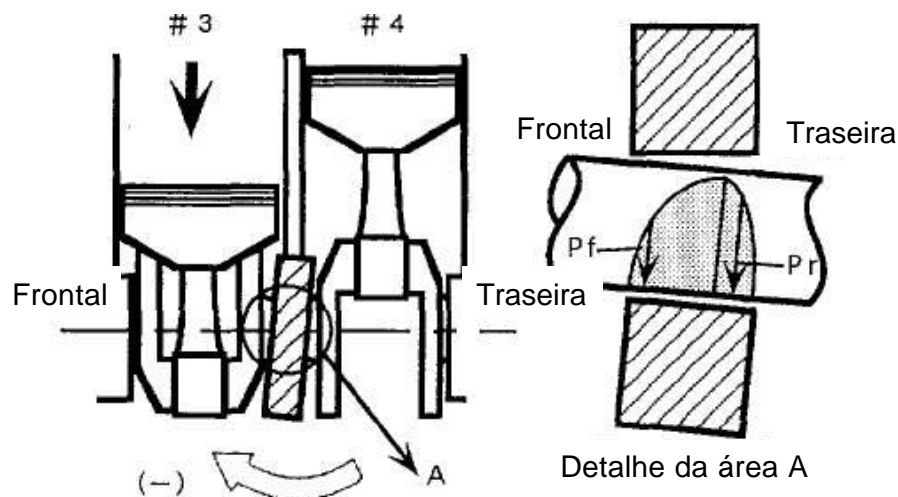


Figura 2.21: Deformação da capa de mancal (ISHIKAWA, 1995).

Medições foram executadas para verificar tais fenômenos, considerando o ângulo de inclinação relativo entre a quarta capa e o mancal do virabrequim de um motor 4 cilindros, variando-se as pressões de combustão e rotação do motor.

Como resultados, constataram que o ângulo de inclinação cresce à medida que também cresce a rotação do motor e que a diferença na pressão do filme de óleo entre as regiões frontal e traseira da capa são presumidas como causas da inclinação das capas de mancal. A inclinação torna-se maior com o aumento da diferença de pressões do filme de óleo nas faces (frontal e traseira) da capa de mancal.

MIHARA *et al.* (1994).

Neste estudo, o carregamento vertical atuante sobre a capa de mancal foi medido utilizando-se extensômetros localizados nos parafusos de fixação da capa e comparado com o carregamento calculado. De maneira a investigar as condições de lubrificação, as deformações das capas foram determinadas em função do ângulo de inclinação do virabrequim, medido com relação à linha de centro dos mancais principais.

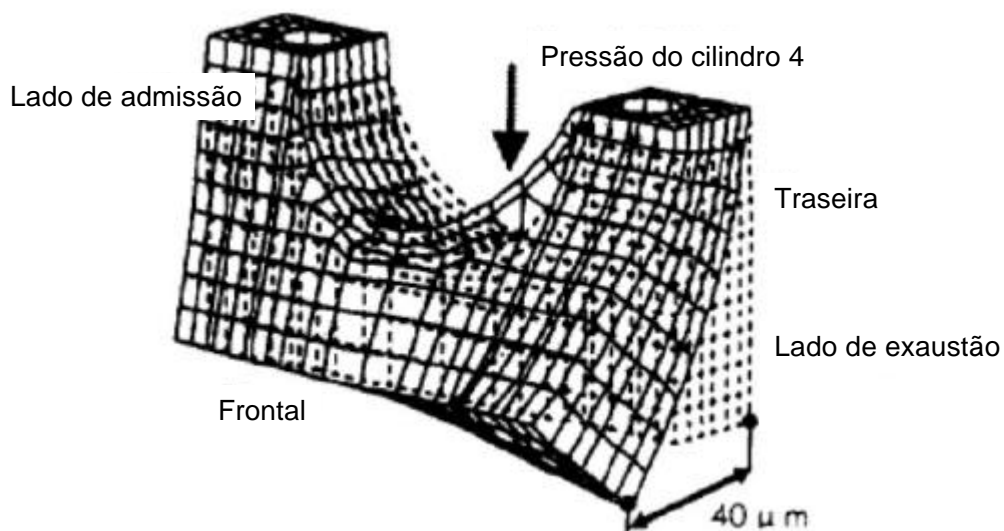


Figura 2.22: Capa de mancal deformada (MIHARA *et al.*, 1994).

2.9 CONCLUSÕES

Na Tabela 2.3 apresenta-se um resumo dos principais aspectos vistos nos trabalhos analisados:

Tabela 2.3: Modelos utilizados na literatura analisada.

Autor	Modelo	Elemento	Carregamento
FEV, 2001.	¼ do bloco	Tetraedro	Montagem e combustão.
NEVES, 2000.	½ bloco	Hexaedro	Térmico, montagem e combustão.
CHYUAN, 2000.	¼ de bloco	Tetraedro	Montagem e combustão
NIGRO, 1999.	¼ do bloco	Hexaedro	Montagem e combustão.
THOLL, 1996.	-	-	Montagem e combustão.
HITOSUGI, 1995.	³ / ₂ do bloco	Hexaedro	Térmico, montagem e combustão.

O modelo parcial do bloco tem sido amplamente utilizado devido à complexidade dos modelos, detalhamento e velocidade na obtenção dos resultados, juntamente com elementos do tipo hexaedro e tetraedro. Quanto ao carregamento de montagem e carregamento de pico de pressão de combustão, são normalmente utilizados considerando-se uma análise linear estática.

Os critérios de análise mais utilizados são: deformação máxima (deslocamentos) e fadiga. As atenções estão voltadas para os cilindros e mancais.

Com relação à malha de elementos finitos, elementos do tipo tetraedros e hexaedros quadráticos são os mais utilizados. O tetraedro possui vantagens com relação à praticidade ao trabalhar-se com geometrias complexas. Contudo, tratando-se de elementos sólidos quadráticos, ambos geram bons resultados.

Para fixação do cabeçote e fixação das capas de mancal, o uso de elementos de viga gera bons resultados quando simulando o comportamento dos parafusos.

As juntas são modeladas somente para utilização em análises de vibrações.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 METODOLOGIA

No presente trabalho, avalia-se a estrutura de um bloco de motor submetido a cargas estáticas geradas pela pressão de combustão, forças de inércia e forças de montagem do cabeçote e capas de mancal. Investiga-se também as vantagens da utilização do ferro fundido vermicular (CGI) na obtenção de blocos de motores Diesel.

Na Figura 3.1 é apresentado o fluxograma contendo as principais atividades desenvolvidas neste trabalho:

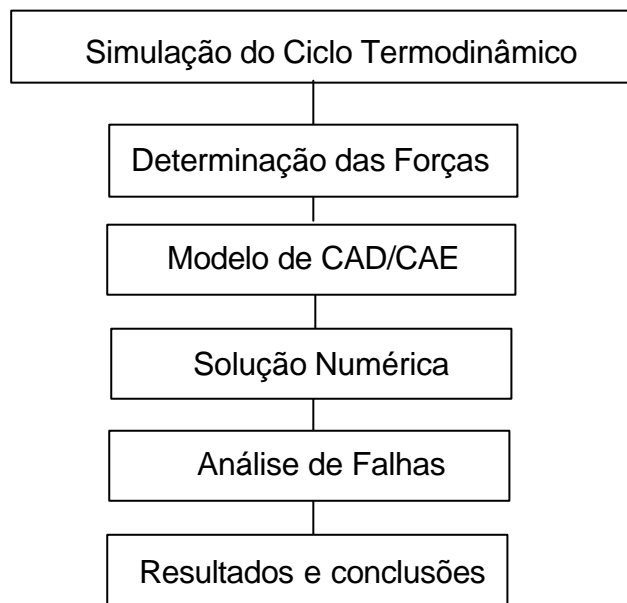


Figura 3.1: Fluxograma da metodologia utilizada para o trabalho.

Na Tabela 3.1 são apresentadas as características do motor utilizado como referência para este trabalho.

Tabela 3.1: Descrição do motor analisado.

Motor analisado no trabalho	
Número de cilindros	4L
Cilindrada	3.9 l
Diâmetro x Curso	98,40 x 127 mm
Alimentação	Turbo
Sistema de combustão	Injeção direta
Potência Máxima	130 CV
Peso total	520 kg
Peso da biela	2,0 kg
Peso do virabrequim	35,00 kg
Peso do pistão ⁴	1,10 kg

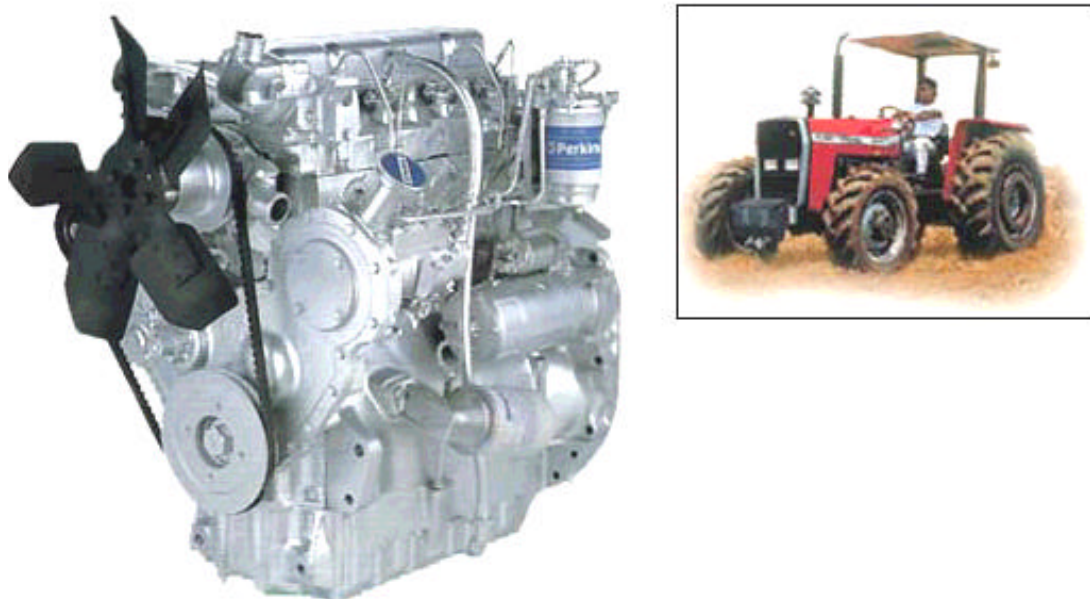


Figura 3.2: Ilustração do motor adotado como referência para o trabalho.

⁴ Com pino de ligação à biela e anéis.

A análise do bloco será conduzida utilizando-se critérios de falha tradicionais: tensão, deformação e fadiga. A avaliação da utilização do ferro fundido vermicular é feita através da substituição das propriedades mecânicas do modelo e nova geração de resultados. O objetivo é identificar regiões do bloco que poderão sofrer redução na espessura de parede e também um aumento de carregamento, com a utilização de maiores picos de pressão.

A seguir é feita uma abordagem mais detalhada de cada uma das etapas constantes no fluxograma apresentado anteriormente.

3.2 CARREGAMENTO ATUANTE

Nos motores modernos de ignição por compressão não se realiza a combustão só a volume constante, nem só a pressão constante, mas de uma maneira intermediária, onde parte do calor é adicionada a volume constante e o restante do calor é adicionado a pressão constante. A distribuição de calor adicionado nos dois processos é algo que o projetista pode especificar aproximadamente pela escolha do combustível, sistema de injeção de combustível e geometria do motor, geralmente para limitar o pico de pressão no ciclo. Conseqüentemente, este ciclo também é conhecido como *Ciclo de Pressão Limitada* (BLAIR, 1999).

Através de equações da termodinâmica e de alguns dados do motor⁵ e seus componentes (Tabela 3.1), tem-se apresentada na Figura 3.3 a curva teórica de pressão.

⁵ Vide equações apresentadas no apêndice.

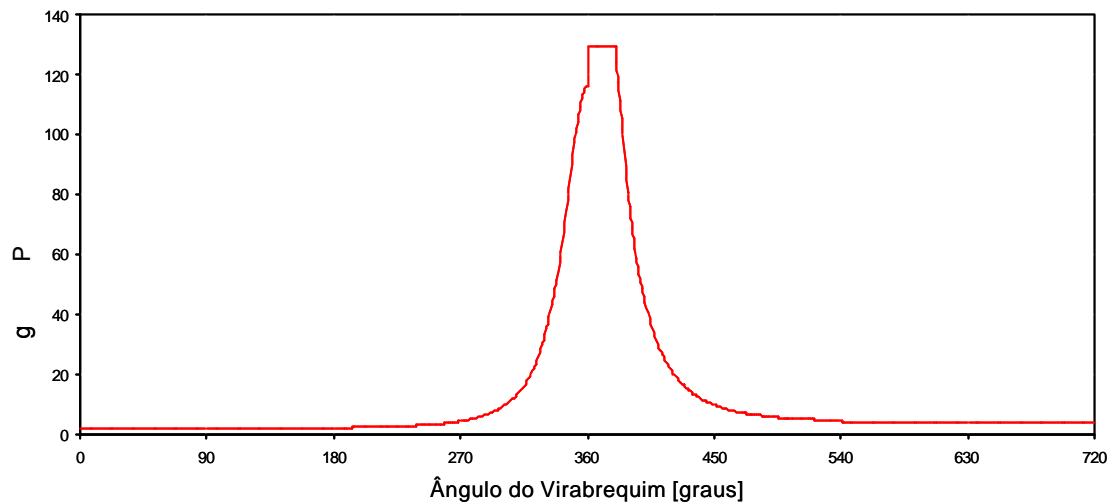


Figura 3.3: Pressão na câmara de combustão.

Desta forma, o carregamento atuante sobre os cilindros está parcialmente calculado, restando apenas acrescentar os torques de montagem do cabeçote e das capas de mancal, os quais são citados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Torques de montagem.

Parafuso	Torque
Fixação do Cabeçote	140 a 180 N.m
Fixação das Capas	228 a 256 N.m

Os valores de torque foram extraídos de tabelas gentilmente cedidas pela montadora do motor utilizado neste trabalho.

A curva que representa a força F_p , que é a força resultante atuando sobre o pistão e apresentada aqui em função do ângulo de manivela (Figura 3.4), mostra que, ao final da compressão e início da explosão, as forças de inércia reduzem o esforço causado pela pressão do gás no pistão.

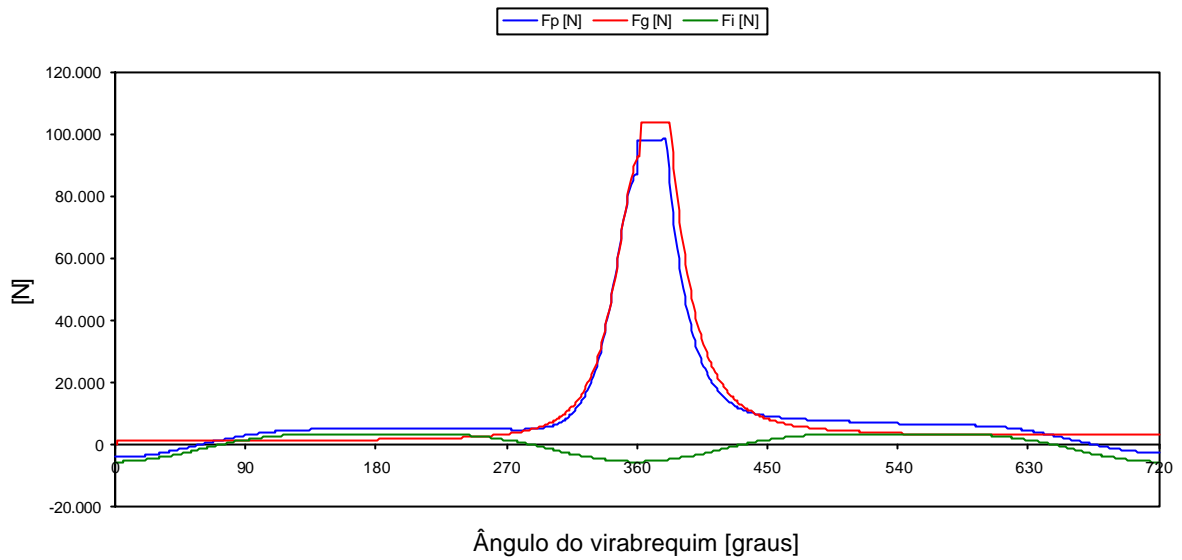


Figura 3.4: Carregamento final atuando no pistão.

Parte desta força é transmitida às paredes dos cilindros e a outra parte é transmitida aos mancais da biela. A componente transmitida ao virabrequim pela biela, somada às forças centrífugas geradas pela porção inferior da biela e pelo moente, determina o carregamento atuante sobre os mancais principais e pode ser visto na Figura 3.5.

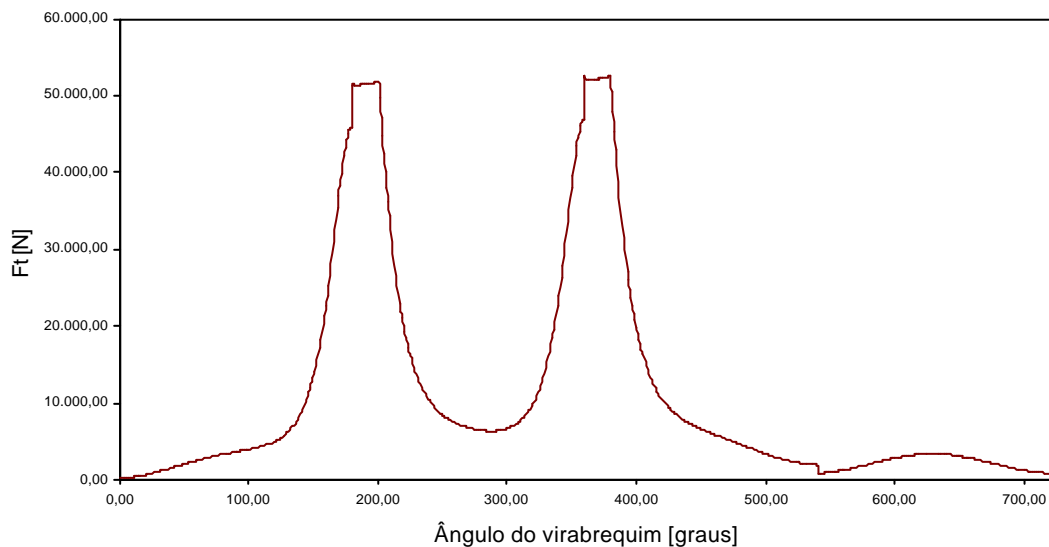


Figura 3.5: Força atuando sobre o mancal do virabrequim.

Conforme visto no capítulo 2 (2.1), cada cilindro contribui com metade da força para cada mancal, ou seja, a carga atuante no mancal 2 é composta por 50% da carga do cilindro 1 mais 50% da carga do cilindro 2. A seqüência de explosões e defasagem (Figura 3.6) entre os cilindros é vital para a determinação do carregamento. Na Figura 3.5: Força atuando sobre o mancal do virabrequim. está ilustrado o carregamento final atuando sobre o mancal.

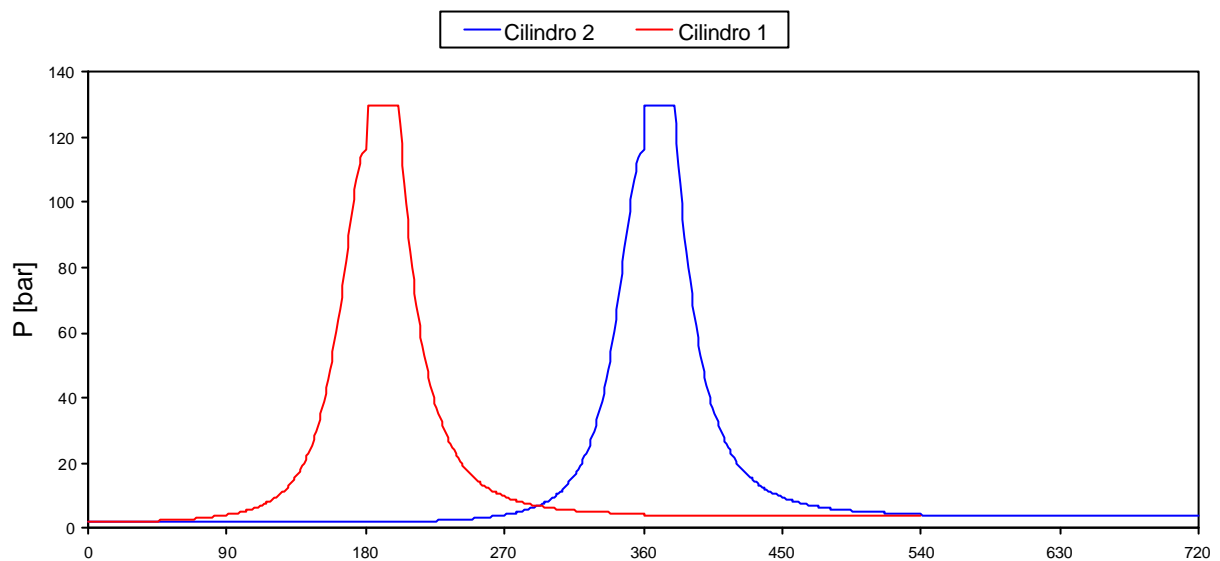


Figura 3.6: Defasagem entre cilindros adjacentes.

3.3 MODELO NUMÉRICO

Atualmente, os softwares de análise possuem ferramentas gráficas poderosas que permitem diminuir muito o tempo de geração dos modelos. Portanto, o recurso gráfico disponível reduziu enormemente o trabalho de “*transpiração*” do engenheiro, mas não a “*inspiração*”, que depende do embasamento conceitual no qual devem se apoiar os trabalhos com ferramentas de simulação (NCE, 2000).

Esta seção foi dividida nas principais etapas de uma análise numérica, apresentadas a seguir.

3.3.1 MODELO DE CAD

A construção de um modelo de CAD, para posterior análise, utilizando o método dos elementos finitos é feita com a retirada de detalhes construtivos como raios, furos, chanfros, etc., dispensáveis para a aquisição de resultados⁶ e que só carregam desnecessariamente o modelo de CAE. O modelo de CAD foi baseado nos desenhos originais do bloco já usinado.

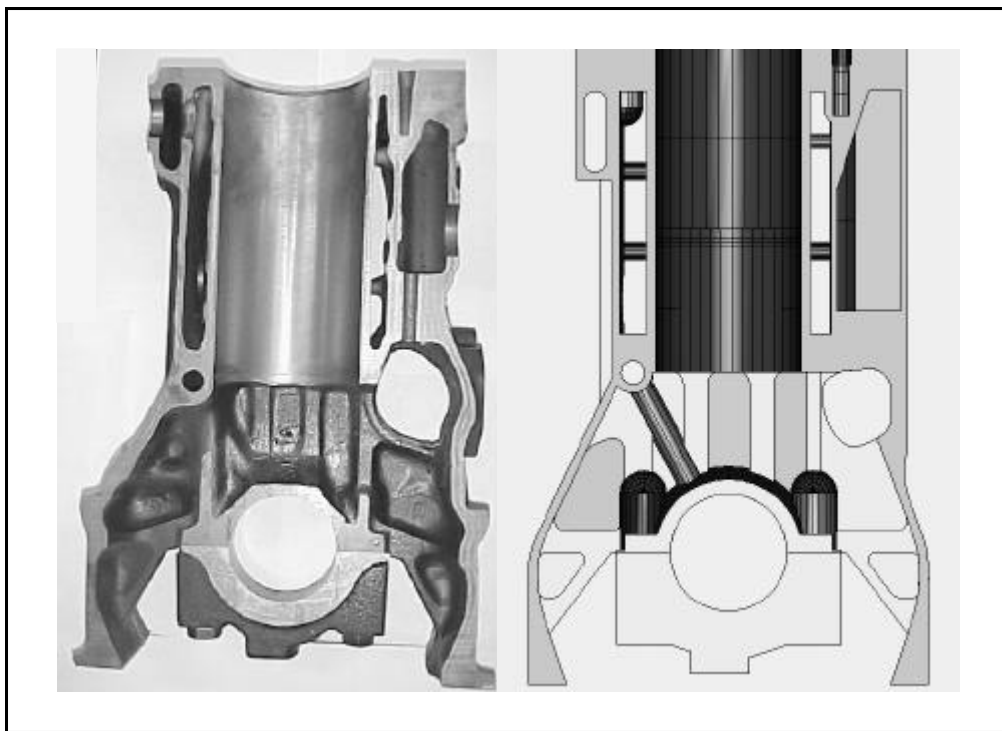


Figura 3.7: Modelo de CAD vs bloco real (fatia).

Todo o modelo foi gerado no IDEAS, código que será utilizado no modelo de CAE e, portanto, reduzindo a probabilidade de erros causados por algum tipo de incompatibilidade entre softwares ao ler a geometria, problema comum neste tipo de operação de transformação de dados entre softwares.

⁶ Dependendo da região a ser analisada.

Nas figuras 3.7 e 3.8 está apresentado o modelo de CAD utilizado neste trabalho.

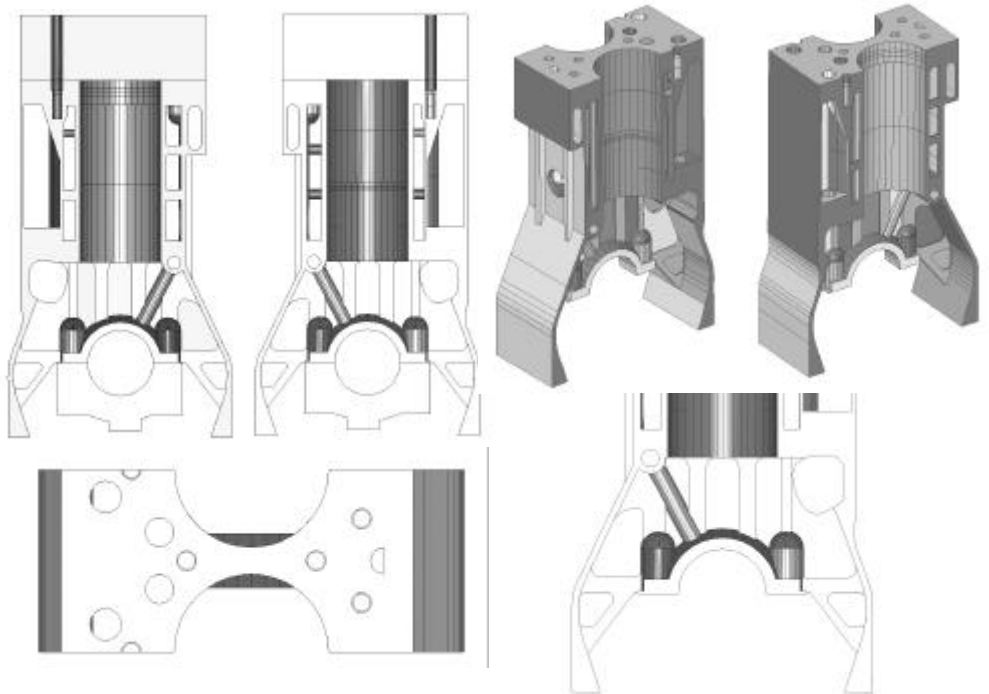


Figura 3.8: Modelo de CAD construído para este trabalho.

3.3.2 MODELO DE CAE

O modelo de elementos finitos deve ser capaz de simular adequadamente a situação real desejada. Contudo, ao utilizar-se um software de análise estrutural pelo método dos elementos finitos, opta-se por resolver um problema de engenharia com apoio de uma ferramenta computacional e, portanto, sujeita a erros. Com isso, o perfeito entendimento do problema físico é indispensável para que a escolha de elementos e condições de contorno sejam adequadas e reproduzam realmente a peça em uma situação real. Toda esta análise deve ser feita antes de qualquer operação no software.

Esta seção foi dividida nos principais itens que compõe o modelo de CAE.

3.3.2.1 Definição da Malha de Elementos Finitos

Alguns tipos de elementos são mais adequados para certos tipos de estruturas, resultados de interesse, precisão, etc.

Conforme comentado no capítulo 2, inúmeros trabalhos têm apresentado a utilização de elementos hexaédricos de segunda ordem ou parabólicos para a geração de malhas no bloco de motor. Isto reduz um pouco a quantidade de elementos e, conseqüentemente, o “peso” do modelo de CAE, ou seja, o custo computacional.

Especificamente no I-DEAS, a utilização deste tipo de elemento, o hexaedro, é extremamente difícil quando se tem geometria complexa, como é o caso do bloco de motor. Isto porque só se pode utilizá-los com uma malha mapeada⁷ e, para isso, faz-se necessário dividir todo o modelo em volumes de geometria mais simples. Por isso, neste trabalho, foram utilizados elementos do tipo tetraedro quadrático para a malha de todos os componentes: bloco, capa, cabeçote (Figura 3.9).

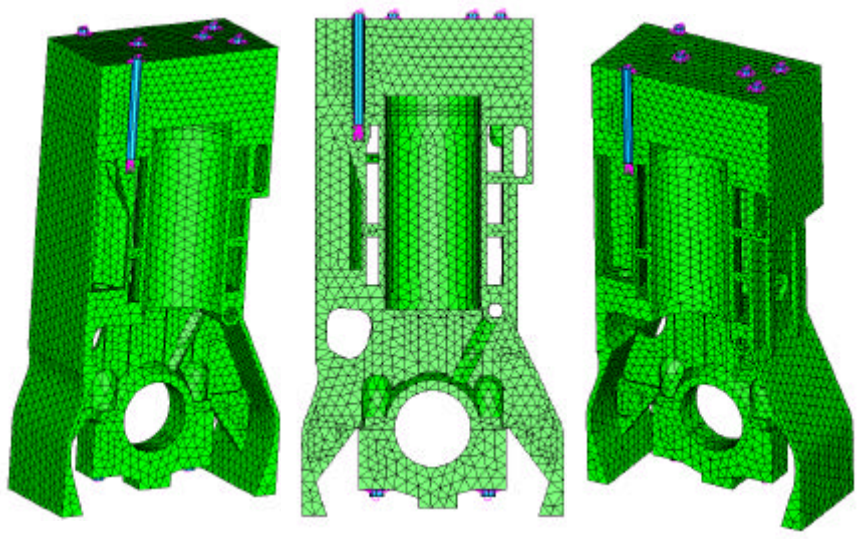


Figura 3.9: Malha de elementos finitos.

⁷ Malha na qual se informa o número de elementos desejados em cada uma das arestas do modelo.

Neste tipo de análise, linear estática em material isotrópico, as únicas propriedades mecânicas necessárias e utilizadas na formulação do método dos elementos finitos são: módulo de elasticidade (E) e coeficiente de Poisson (ν). Nesta simulação em especial, além dos parâmetros citados anteriormente, ainda foi utilizado o coeficiente de expansão térmica (α), um artifício numérico para aplicar o carregamento térmico, com o intuito de simular o torque de montagem nos parafusos, operação que será descrita nas páginas seguintes.

Abaixo, a Tabela 3.3 traz as propriedades físicas e mecânicas dos materiais, adotadas no modelo de CAE.

Tabela 3.3: Propriedades mecânicas adotadas para o trabalho.

Propriedades	Aço SAE 4140	FC-250	CGI-450	FE-38017
Limite de Resistência [MPa]	-	250	450	650
Limite de Escoamento [MPa]	-	-	380	420
Módulo de Elasticidade [GPa]	206	105	145	165
Coeficiente de Poisson ⁸	0,28	0,28	0,26	0,26
Coef. de Exp. Térmica [$\mu\text{m}/\text{mK}$]	13	13	11	11
Resistência à Fadiga [MPa]	-	110	200	270

Tabela 3.4: Números da malha de elementos finitos.

Detalhes do modelo de CAE		
Volume	Nº de elementos	Nº de nós
Bloco	49.811	140.063
Cabeçote	12.838	30.668
Capa	1.647	3809
Parafusos ⁹	1	2

⁸ GUESSER, 2000.

⁹ Elemento de viga.

3.3.2.2 Condições de Contorno

Em se tratando de peças grandes e simétricas, normalmente pode-se optar por modelos reduzidos, mas que através de condições de contorno adequadas representam bem a realidade. Isso torna o modelamento mais rápido, reduz a probabilidade de erros na geração da malha e agiliza a aquisição dos resultados.

No trabalho apresentado, através de restrições adequadas, simulou-se a simetria do modelo do bloco utilizado, permitindo a utilização de apenas uma fatia dele, ou seja, $\frac{1}{4}$ de um bloco de motor. A condição de simetria foi simulada utilizando-se os nós pertencentes às faces laterais do modelo (vermelho e azul) com as translações restritas no sentido longitudinal, eixo X (Dx). O movimento de corpo rígido foi eliminado com restrições adicionais de translação nos eixos Z e Y (Dy e Dz), executadas através dos nós localizados na face do carter (verde), conforme figura abaixo:

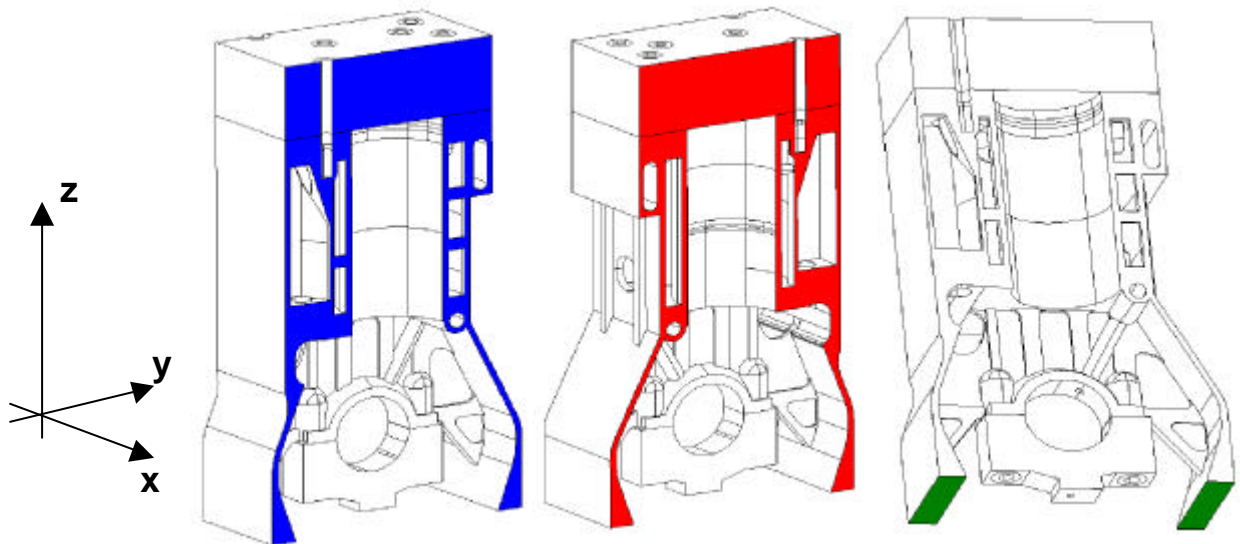


Figura 3.10: Faces utilizadas para as restrições do modelo de CAE.

3.3.2.3 Aplicação dos Carregamentos

Mancais

A região definida para aplicação da força atuante sobre os mancais foi determinada considerando-se uma área correspondente a 90° . Contudo, considerando-se a força de 53 kN aplicada na área correspondente a 90° da capa encontra-se 200 MPa de pressão uniformemente distribuída.

Entretanto, a força resultante transmitida pelo virabrequim, calculada através da pressão aplicada na capa é inferior aos 53kN calculados, pois as componentes X se anulam (Figura 3.11).

Portanto, faz-se necessário utilizar uma integral para calcular a pressão a ser aplicada.

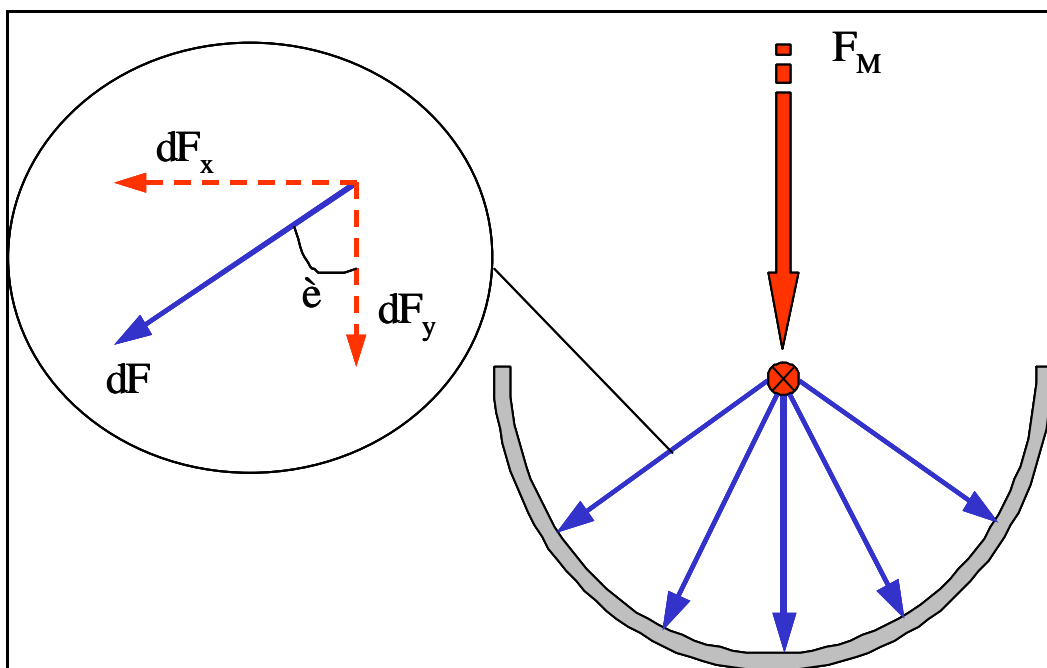


Figura 3.11: Aplicação de pressão nos mancais.

De modo a ficar apenas com as componentes verticais, segundo eixo de coordenadas utilizado, considera-se:

$$P = \frac{F}{A} \therefore F = P \cdot A$$

$$dF = P \cdot dA$$

$$dA = b \cdot r \cdot d\theta \therefore dF = P \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

$$F = \int dF \cos \theta$$

$$F = \int P \cdot b \cdot r \cdot \cos \theta d\theta$$

$$F = P \cdot r \cdot b \cdot \int \cos \theta d\theta$$

Para um ângulo de 90°, obtêm-se:

$$P = \frac{F}{b \cdot r \cdot \sqrt{2}} \quad (3.1)$$

Sendo assim, obtêm-se uma pressão final de 236 bar, contra os 200 bar encontrados pelo cálculo direto, utilizando $P = \frac{F}{A}$. A pressão final é aplicada segundo ilustrado na Figura 3.12.

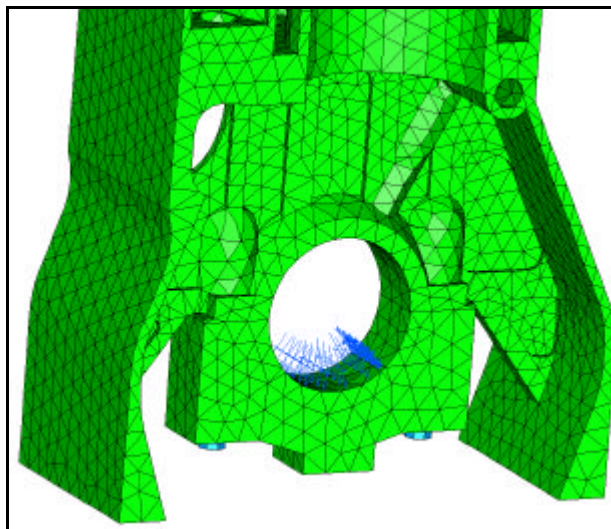


Figura 3.12: Aplicação de pressão na capa de mancal.

Cilindros

A aplicação de pressão foi feita diretamente na parede dos cilindros, sempre respeitando a posição do pistão com relação ao ângulo de giro do virabrequim (Figura 3.13).

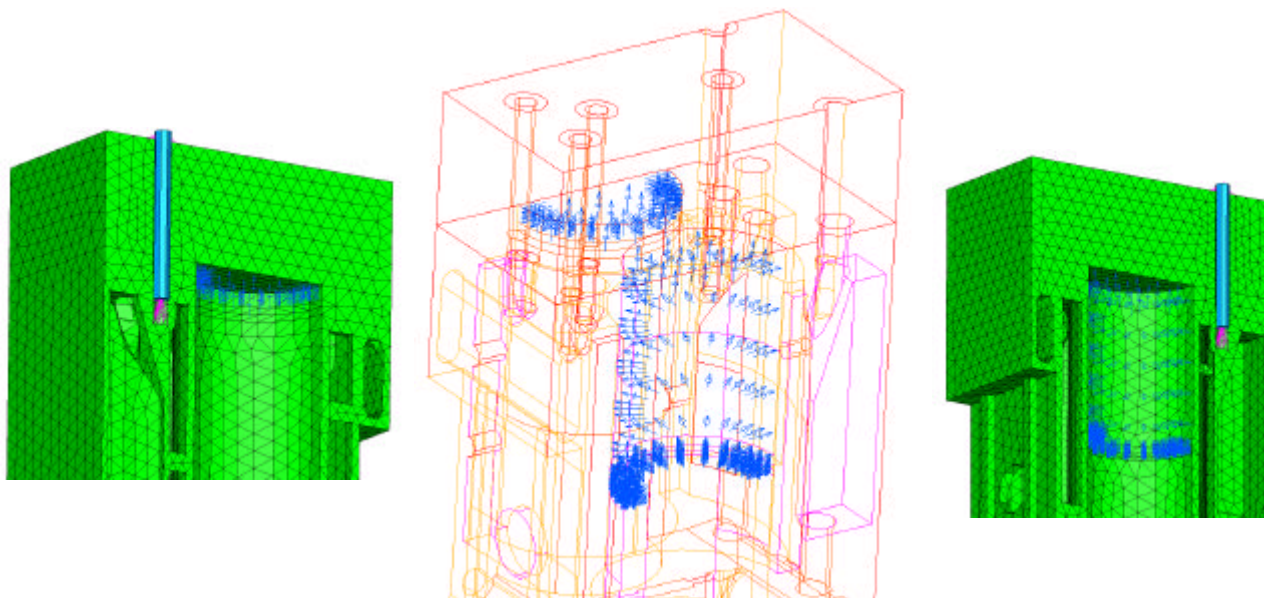


Figura 3.13: Aplicação de pressão nos cilindros e cabeçote.

Com relação às forças laterais exercidas pelo pistão, a aplicação foi feita considerando-se uma área determinada por um ângulo de 60° e comprimento de 10 mm da lateral do pistão. Os resultados numéricos mostram que o maior esforço ocorre aproximadamente 15° após o PMS, logo após a explosão, o que foi confirmado pelo resultado experimental alcançado por NIGRO, 1999.

Cabeçote

Aplicada a mesma pressão dos cilindros, também uniformemente distribuída (Figura 3.13).

3.3.2.4 Simulação das Roscas

Com o intuito de evitar o modelamento dos filetes de rosca dos parafusos e do bloco, pelo fato de o interesse estar no comportamento do bloco e não nos filetes de rosca do parafuso, optou-se pela utilização de ligação direta entre os nós da parte roscada do parafuso e a região roscada do bloco, conforme pode ser visualizado na figura abaixo:

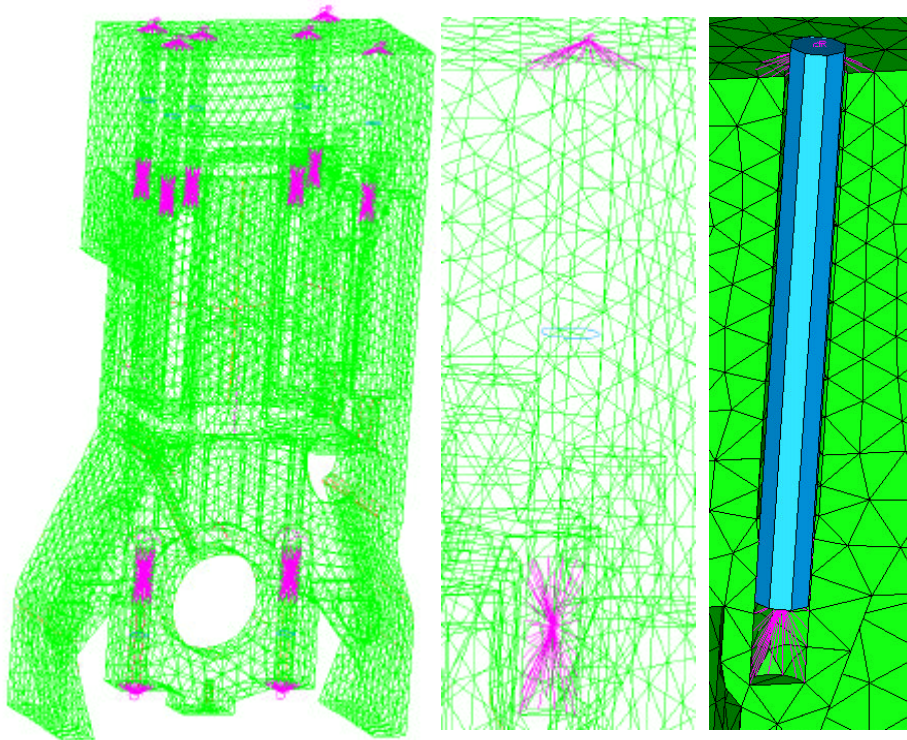


Figura 3.14: Elemento de viga unido ao bloco por elementos rígidos.

Este tipo de simplificação é amplamente utilizado devido a sua simplicidade e velocidade de processamento, reduzindo o custo computacional.

Cargas de Montagem

Para a simulação das cargas de montagem nos parafusos optou-se por uma solução alternativa, descrita a seguir.

Através dos valores de torque, determinou-se a força axial (F) resultante sobre os parafusos (Figura 3.15), utilizando-se a equação abaixo¹⁰:

$$F = \frac{T \cdot 5000}{d} \quad (3.2)$$

O deslocamento axial é obtido por:

$$\ddot{a} = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} \quad (3.3)$$

O coeficiente de expansão térmica do material do parafuso foi utilizado para se determinar a variação de temperatura necessária a fim de atingir o mesmo deslocamento provocado pelo torque.

$$\ddot{a} = \dot{a} \cdot L \cdot \ddot{A}T \quad (3.4)$$

Substituindo a equação (3.3) na equação (3.4), tem-se:

$$\ddot{A}T = \frac{F}{A \cdot E \cdot \dot{a}} \quad (3.5)$$

¹⁰ Considerando uma aproximação para a maioria das roscas de padrão UNC/ UNF, lubrificadas e um coeficiente de atrito de 0,15 (NORTON, 2000).

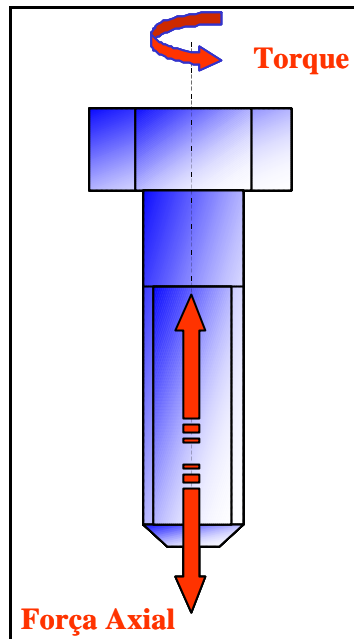


Figura 3.15: Carregamento de montagem no parafuso.

Os torques de montagem dos parafusos do cabeçote e das capas de mancal, bem como o resfriamento necessário estão apresentados na Tabela 3.5:

Tabela 3.5: Especificação de torque e temperatura aplicada nos parafusos.

Parafuso	Material	Torque	Ø	Temperatura ¹¹
Fixação do Cabeçote	Aço SAE 4140	160 N.m	13,0 mm	-150°C
Fixação das Capas	Aço SAE 4140	240 N.m	14,5 mm	-165°C

3.4 SITUAÇÕES SIMULADAS

De acordo com as referências analisadas e carregamentos determinados através do ciclo teórico Diesel (Vide apêndice), sabe-se antecipadamente que as situações críticas para o bloco serão:

¹¹ Considerando bloco, capa e cabeçote na temperatura de 22°C.

- Força de montagem das capas de mancal e cabeçote;
- Pressão máxima agindo no interior da câmara de combustão;
- Força máxima atuando na capa de mancal.

Tabela 3.6: Carregamento utilizado no modelo de CAE¹².

$\ddot{\theta}$ ciclo	$P_{\text{cilindro 1}}$	$P_{\text{cilindro 2}}$	F_{capa}^{13}
360°	12,9 MPa	0,4 MPa	52,39kN

Partindo do princípio que o CGI possui uma tensão limite de resistência oitenta por cento (80%) superior à do FC e que há trabalhos publicados divulgando aumentos consideráveis na pressão de combustão, gerando motores mais econômicos, potentes e menos poluentes, optou-se por modificar o ciclo teórico Diesel (inicial) de modo a testar o bloco sujeito a esforços oriundos de um pico de pressão superior aos 200 bar. A nova condição de simulação pode ser vista da tabela abaixo:

\hat{A} ciclo	$P_{\text{cilindro 1}}$	$P_{\text{cilindro 2}}$	F_{capa}
360°	20,7 MPa	0,745 MPa	84,6 kN

Tabela 3.7: Simulação do bloco em CGI com pressão de 20,7 MPa.

3.5 CRITÉRIOS DE FALHA

Conforme comentado no capítulo 2 (Revisão bibliográfica), os modos de falha de blocos de motores estão normalmente ligados à ovalização de cilindros e mancais, fratura e fadiga. Portanto, estes foram os três critérios escolhidos para avaliação do bloco em ferro fundido cinzento (atual) e posterior comparação com a proposta em ferro fundido vermicular.

¹² Valores determinados através do ciclo teórico termodinâmico Diesel.

¹³ Para um ângulo de ciclo de 380°, onde a força no mancal é máxima (Ciclo teórico).

3.5.1 Tensão

A tendência que um material apresenta, de se deformar significativamente antes da fratura, é a medida da sua ductilidade. A ausência de uma deformação significativa antes da fratura é chamada de fragilidade.

A ductilidade de um material é medida através do percentual de alongamento do corpo de prova (ensaio de tração) até a fratura, ou redução percentual da área da seção transversal na região da fratura.

Convencionou-se que materiais com mais de 5% de alongamento até a fratura são considerados dúteis (NORTON, 2000).

Conforme pode ser visualizado na Figura 3.18, o corpo de prova em CGI, submetido ao ensaio de tração, obteve 1,6% de alongamento final, contra 0,20% do FC (Figura 3.16) e longe dos mais de 26% alcançados por um aço com baixo teor de carbono (Figura 3.17), o que permite concluir que o CGI, apesar de ser mais dútil que o FC, ainda é classificado como material frágil.

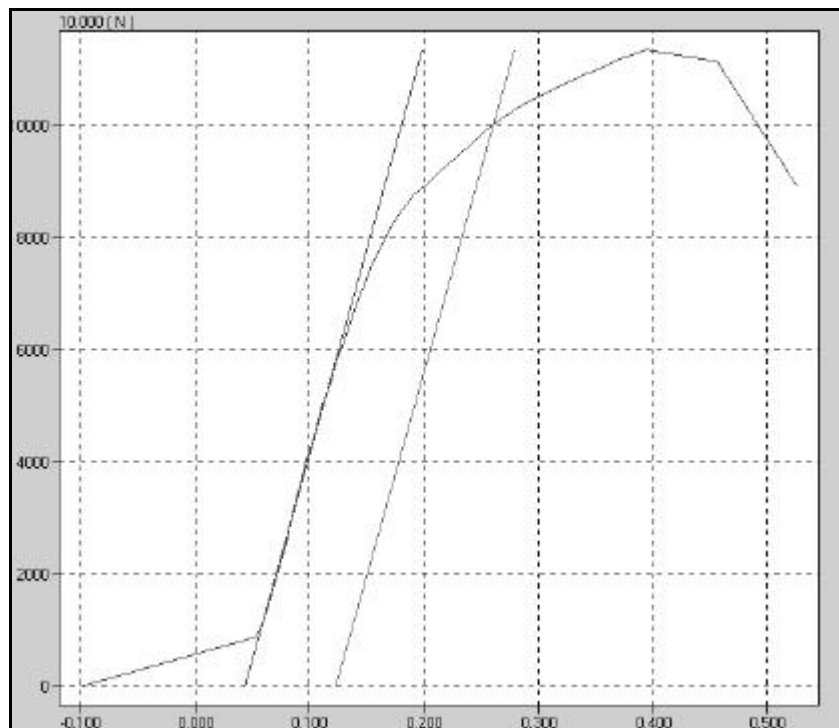


Figura 3.16: Diagrama tensão-deformação do FC 250 (Tupy Fundições Ltda).

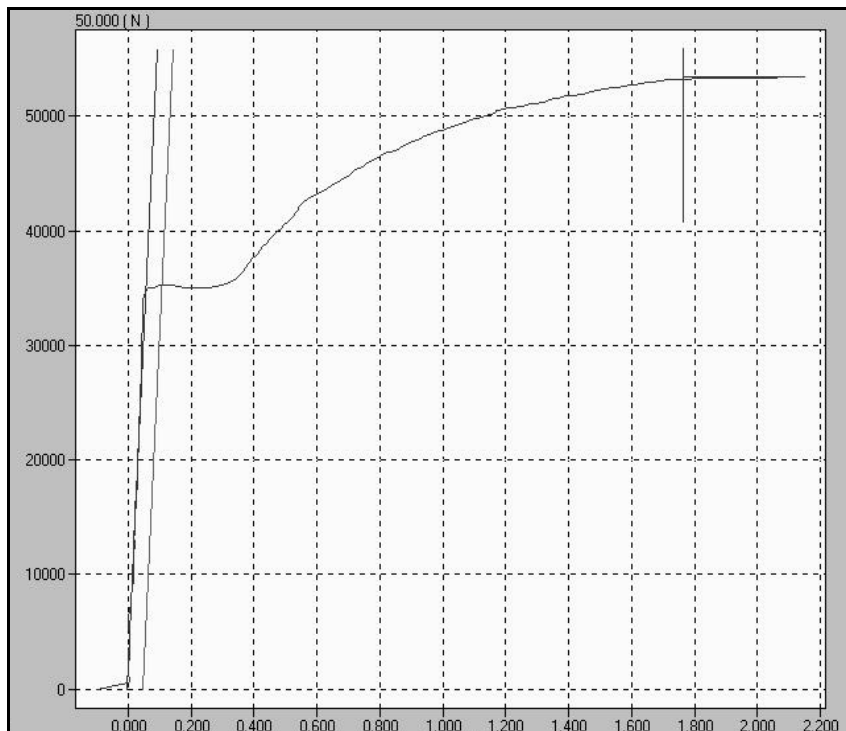


Figura 3.17: Diagrama tensão-deformação de um aço (Tupy Fundições Ltda).

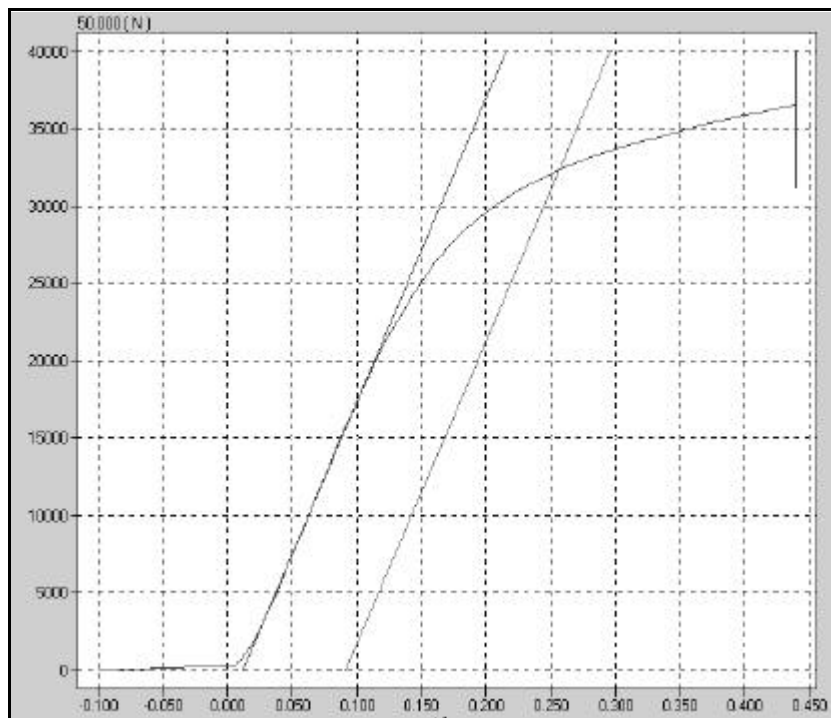


Figura 3.18: Diagrama tensão-deformação do CGI 450 (Tupy Fundições Ltda).

Portanto, ao menos no que diz respeito ao critério de falha “tensão”, adotou-se o mesmo tratamento para ferro fundido cinzento e vermicular, ou seja, será considerado material frágil e utilizar-se-á a teoria de Rankine ou da Máxima Tensão Principal para a análise de tensões.

3.5.2 Deslocamento Relativo

Em muitos casos, os motores falham por ovalização excessiva dos cilindros e mancais, gerando desgaste prematuro de anéis, bronzinas, camisas e até travamento de pistões e virabrequins. A ovalização dos cilindros é um dos principais causadores do fenômeno de “*scuffing*” ou agarramento dos pistões pelos cilindros. Por esta razão, serão avaliados os deslocamentos nodais para os modelos em ferro fundido cinzento e vermicular, focando a região dos cilindros e mancais. Posteriormente, será feita uma comparação entre a geometria perfeita (bloco desmontado) com a deformada (montagem e montagem + pressão), com o objetivo de verificar se as tolerâncias de ajuste na montagem dos componentes são ou não respeitadas.

3.5.3 Fadiga

O bloco, mesmo com o motor montado e desligado, continua sob a ação de forças geradas pela montagem dos componentes em sua estrutura. Portanto, as tensões desenvolvidas apresentam um valor inicial (montagem) não nulo, ocasionando uma tensão média também diferente de zero, já que o carregamento de pressão máxima só vem a aumentar o nível de tensões trativas nas regiões principais. Quando uma tensão média, não nula, atua sobreposta a uma tensão alternante, a resistência à fadiga do material fica bastante prejudicada, em especial no caso em que as tensões médias são trativas (DA ROSA, 2000).

Existem diversos critérios para se analisar a influência das tensões médias não nulas, tais como critério de Smith, Goodman, Goodman Modificado, Sodeberg, Haigh, Gerber, Peterson, Morrow, Dolan e Fuchs. Para materiais dúcteis, recomenda-se a utilização de **Goodman** ou **Morrow**. Já no caso de materiais frágeis, Dolan se mostra o mais adequado (DA ROSA, 1994) isto porque o **critério de Dolan** procura se ajustar aos resultados experimentais de materiais frágeis ou de alta resistência e com elevado efeito de concentração de tensões. O método é representado pela (3.6):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} = \frac{\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)}{\left(1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)} \quad (3.6)$$

Onde:

σ_a é a tensão alternante

σ_m é a tensão média

σ_R é a tensão limite de resistência

σ_N é a tensão de fadiga

Com relação à aplicação da **Regra de Palmgren-Miner** ou **Regra Linear do Acúmulo de Dano**, muitos autores discutem a eficácia desta teoria, pois se tem notícia de projetos com $D = 27$ e que não falharam. Da mesma forma, estruturas falharam com $D = 0,30$ (DA ROSA, 2000).

Além disso, a utilização desta teoria no projeto de blocos, por exemplo, exigiria um levantamento da curva de utilização do veículo, obviamente variável durante sua vida útil. Só então obter-se-ia o carregamento atuante, considerada a rotação e número de ciclos, valores que dependem do usuário, terreno, região, etc. Sendo assim, optou-se por utilizar uma das teorias de fadiga já existentes, considerando-se o carregamento que gerar os maiores níveis de tensões e admitindo-se ser este constante durante toda a vida do motor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A maneira correta de aplicar as forças laterais, atuantes na região da saia do pistão, não é conhecida e tão pouco comentada nos trabalhos publicados, o que gera muitas dúvidas, principalmente no que se refere à região de aplicação na camisa. Comparadas às forças dos gases, os valores das forças laterais são bem mais baixos, por serem apenas resultantes da inclinação da biela. Além disso, seu efeito principal é sentido pela camisa e não pelo cilindro. No modelo apresentado na Figura 3.9, camisa e cilindro foram constituídos por um único volume e, desta forma, a aplicação destas forças foi desconsiderada por não possuírem efeitos relevantes sobre o foco do trabalho (Análise linear estática), tendo importância vital em uma análise de ruído, por exemplo.

4.1 TENSÃO MÁXIMA

No Capítulo 2 (Revisão Bibliográfica), destacava-se que os pontos críticos em termos de tensão estavam quase sempre localizados na região de fixação do cabeçote e capas de mancal, tanto para montagem quanto para o motor em funcionamento. Na Figura 4.1 é apresentada a distribuição de tensões no bloco em ferro fundido cinzento, para as situações de montagem e pressão máxima. Os maiores níveis de tensão estão localizados na região de fixação do cabeçote¹⁴ e são apresentados na Tabela 4.1.

Para o bloco em CGI, mesma geometria com alteração apenas das propriedades do elemento, a distribuição de tensões é praticamente a mesma, conforme pode ser visto na Figura 4.2.

¹⁴ O valor máximo para tensão, constante na barra de tensão da figura, foi inserido manualmente para facilitar a visualização e comparação de resultados, não pertencendo a nenhuma região da peça.

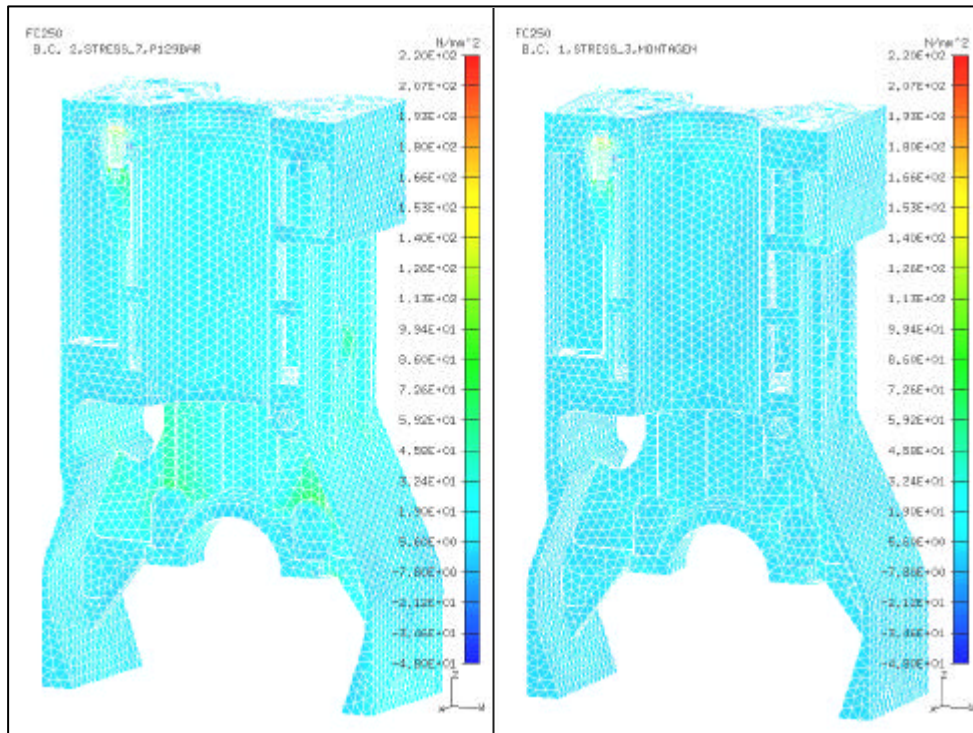


Figura 4.1: Distribuição de tensões no bloco em FC (montagem e pressão).

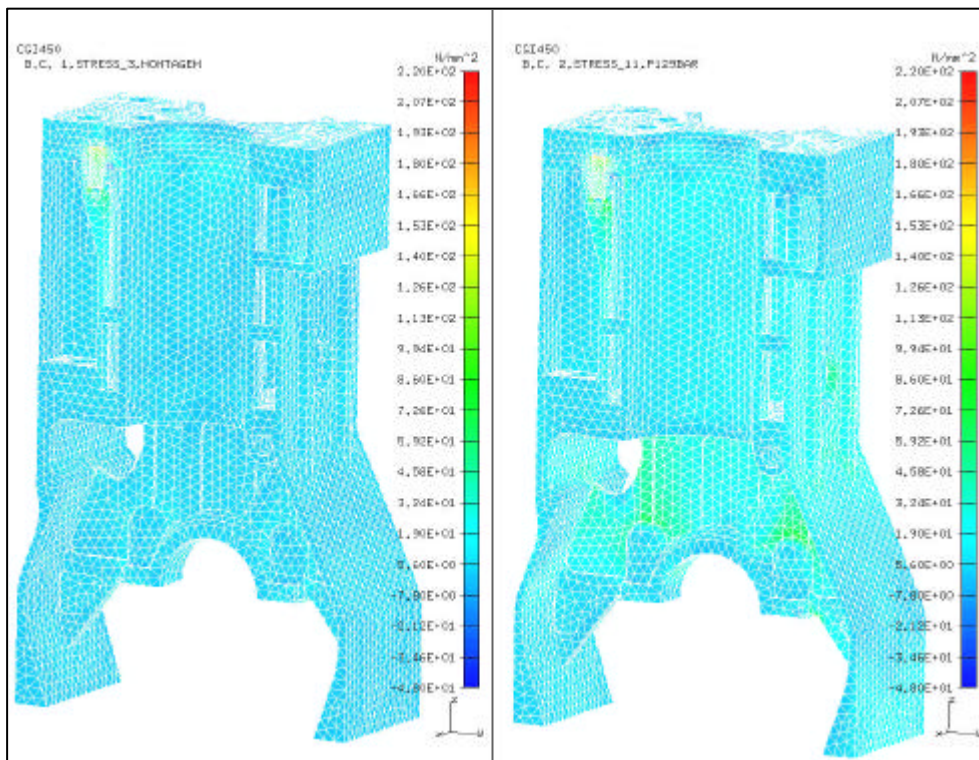


Figura 4.2: Distribuição de tensões no bloco em CGI (montagem e pressão).

Definidas as regiões de interesse (fixação da capa de mancal e cabeçote), executou-se um refinamento local da malha de elementos finitos, a fim de determinar com maior precisão os reais níveis de tensão atuando na peça (Figura 4.3).

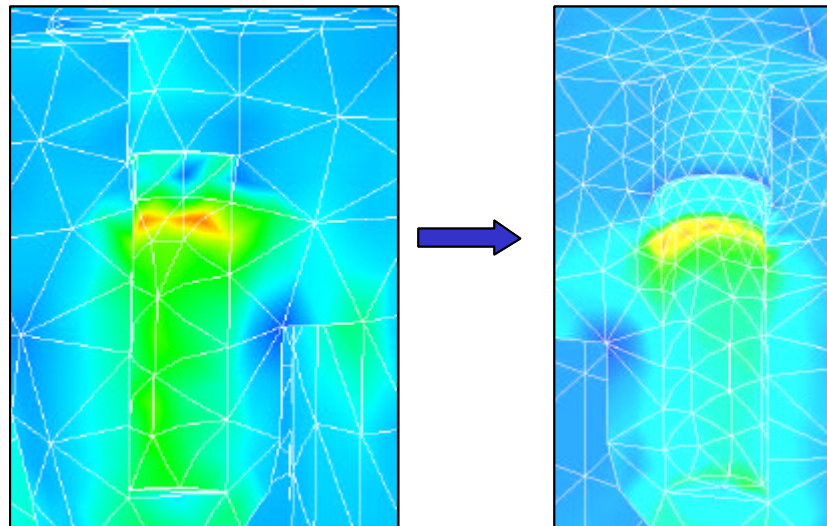


Figura 4.3: Refinamento local da malha de elementos finitos.

Após nova aquisição de resultados, agora com o modelo localmente refinado, foram avaliadas as tensões máximas para cada simulação, FC, CGI e CGI com pressão de combustão de 20,7 MPa.

Na Tabela 4.1 encontram-se os valores máximos de tensão máxima principal e seus respectivos coeficientes de segurança, com base nas tensões limite de resistência:

Tabela 4.1: Coeficiente de segurança para tensão máxima principal.

Coeficiente de segurança para tensão máxima		
Material	$\sigma_{1\text{máx}}$ [MPa]	S_g
FC	182	1,37
CGI	181	2,49
CGI (20,7 MPa)	181	2,49

4.2 DESLOCAMENTO RELATIVO

4.2.1 CILINDROS

Ao analisar-se os deslocamentos relativos, pretende-se avaliar a ovalização máxima dos cilindros, de forma que não haja o travamento do pistão, ou seja, o diâmetro mínimo do cilindro não pode ser igual ao maior dos diâmetros do pistão¹⁵. Para tanto, foram selecionados todos os **nós** pertencentes à seção transversal dos cilindros e medidos todos os deslocamentos nodais, para cada situação simulada. Utilizando um software matemático, através das coordenadas nodais, determinou-se a geometria original, a geometria após a montagem e a geometria sob o carregamento de pressão máxima. O resultados pode ser visto nas figuras 4.4 a 4.7, a seguir¹⁶:

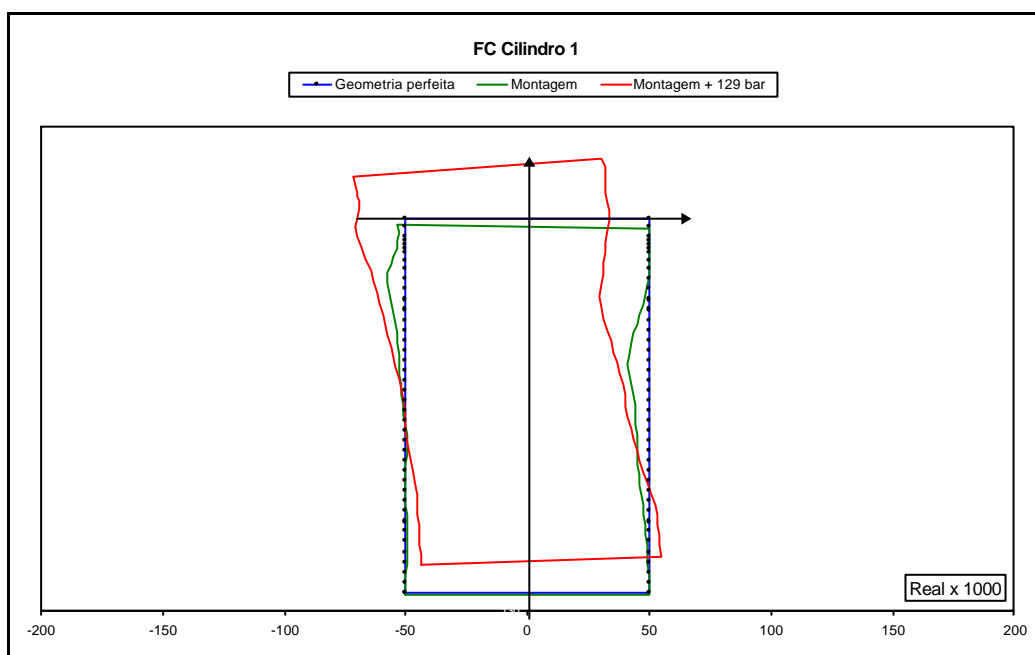


Figura 4.4: Deformação do cilindro1. Bloco em FC.

¹⁵ A geometria do pistão é elíptica, com uma leve conicidade na região da saia, onde o diâmetro é máximo.

¹⁶ Ressalta-se que não foram consideradas as deformações causadas pela temperatura do bloco e pistões.

O cilindro 1 é o que possui o pistão no PMS e o cilindro 2, por sua vez, o pistão no PMI.

A linha azul corresponde à geometria original, a verde corresponde ao carregamento de montagem e a linha vermelha ilustra o cilindro com a aplicação da pressão de 12,9 MPa.

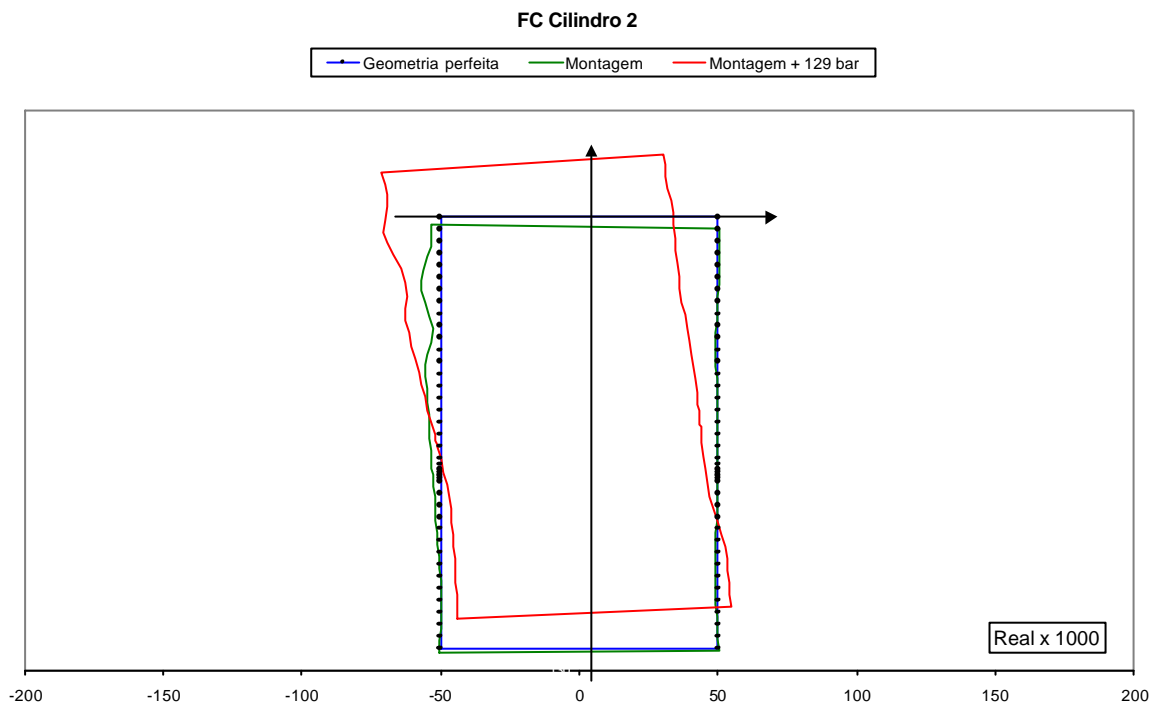


Figura 4.5: Deslocamentos do cilindro2. Bloco em FC.

Além das linhas azul e vermelha, os cilindros do bloco em CGI apresentam a geometria final delimitada por uma linha vermelha mais escura que representa a pressão de 20,7 MPa (Figura 4.6).

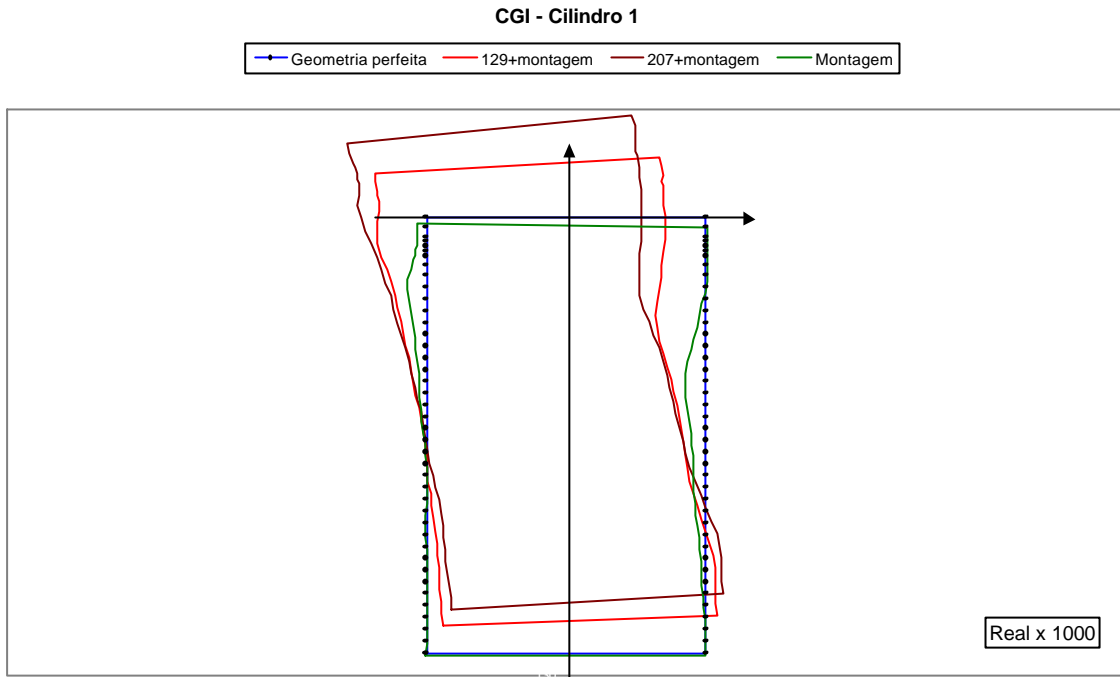


Figura 4.6: Deformação do cilindro1. Bloco em CGI.

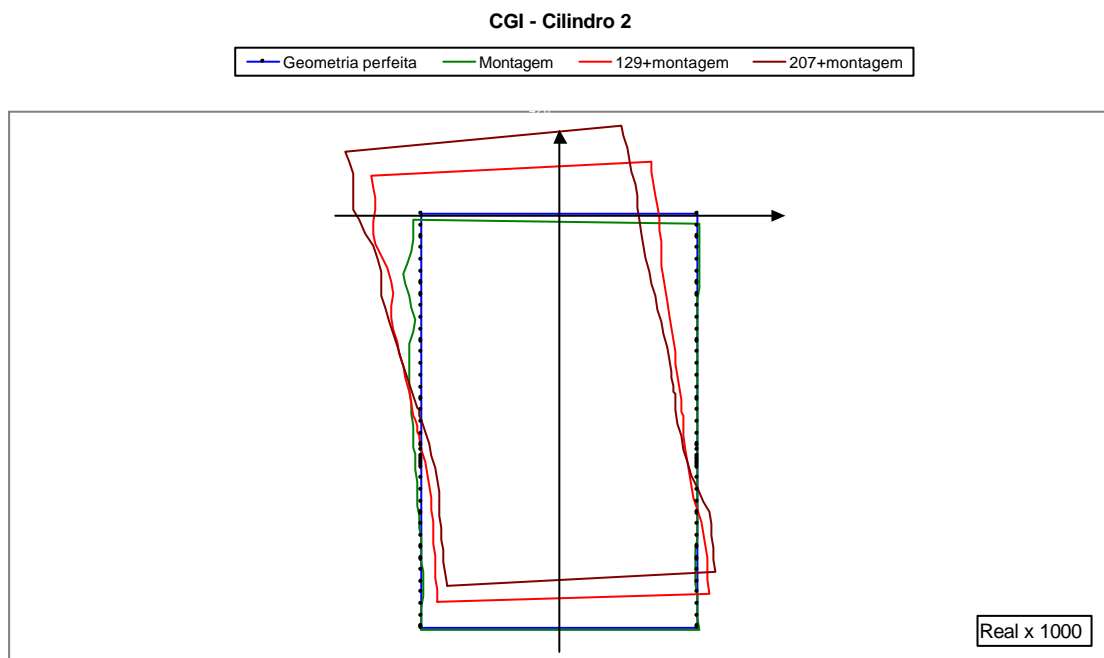


Figura 4.7: Deformação do cilindro2. Bloco em CGI.

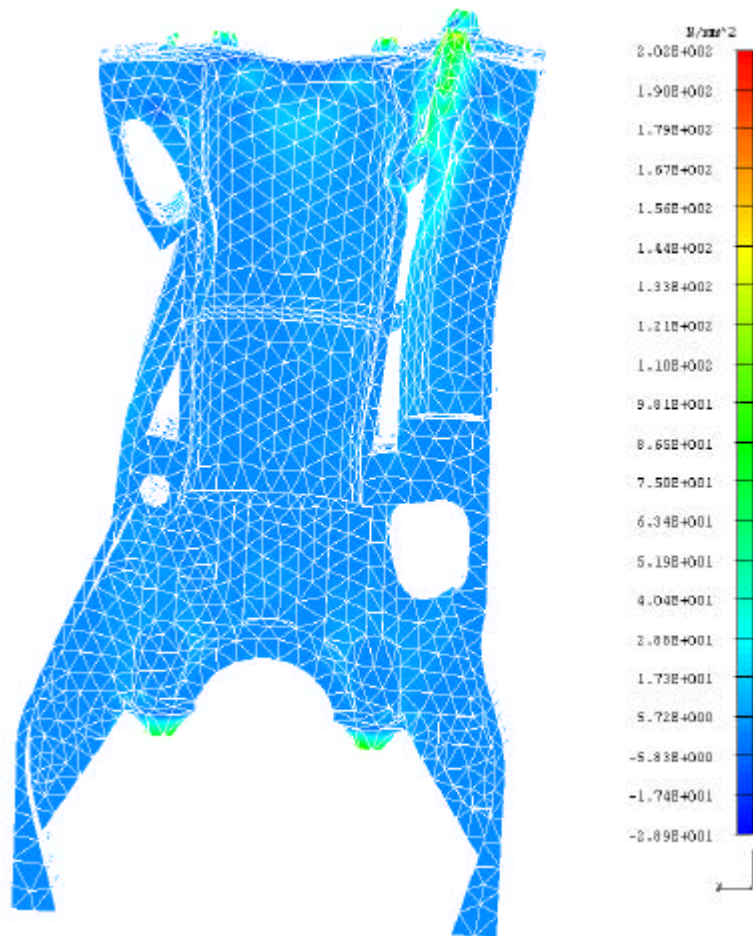


Figura 4.8: Visualização do modelo de CAE com deslocamentos ampliados em 1000 vezes (Carregamento de montagem + pressão).

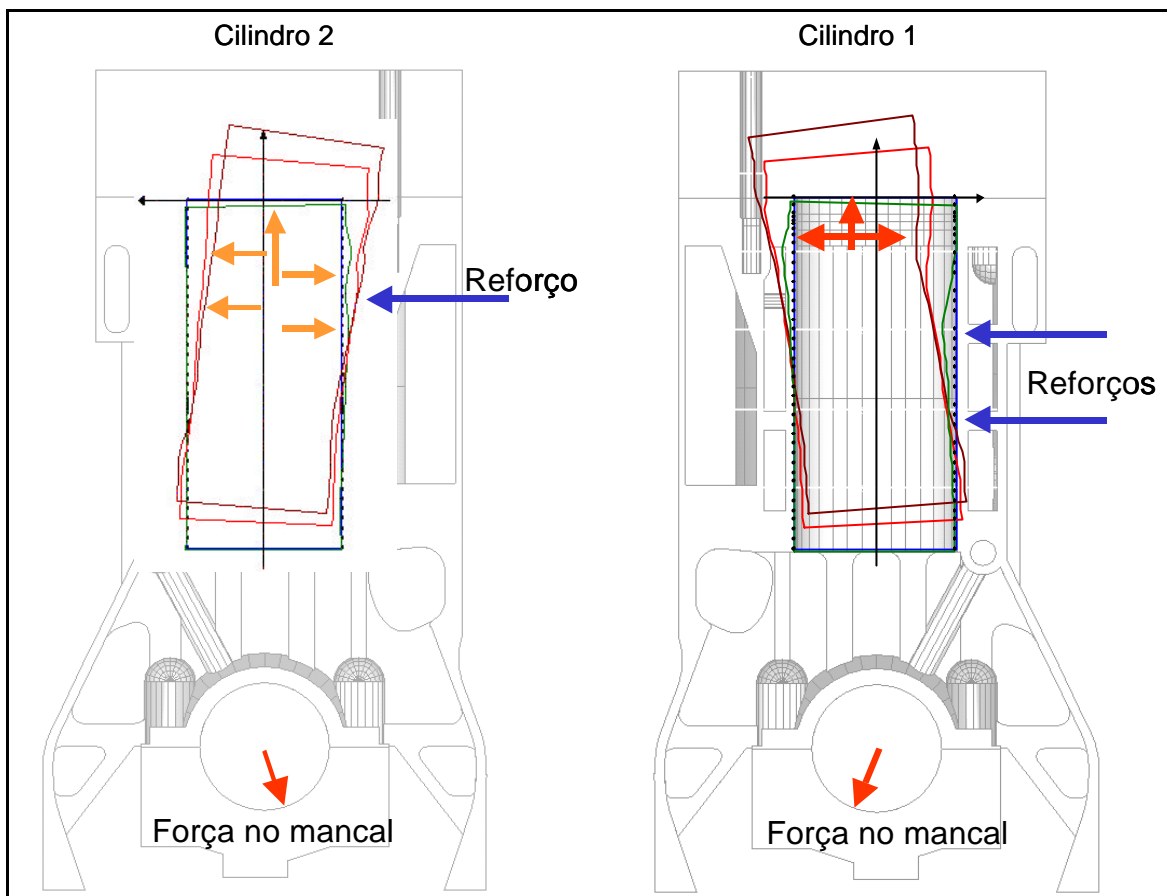


Figura 4.9: Geometria deformada x não-deformada.

Através da Figura 4.9 pretende-se avaliar criticamente as deformações ocorridas nos cilindros e a correlação com o posicionamento dos reforços a sua volta¹⁷. Na Figura 4.8, evidencia-se que o lado do canal de óleo é o que apresenta os maiores deslocamentos, direcionados ao centro do cilindro, no sentido de fora para dentro. Justamente neste lado, o cilindro 1 apresenta dois reforços que transmitem os deslocamentos das paredes externas para o cilindro, ovalizando-o nas posições onde estão colocados, principalmente o reforço superior. No cilindro 2, onde não existem reforços nesta região, o deslocamento desta lateral é transmitido de maneira mais suave. No outro lado, onde há o furo para passagem do eixo de comando de válvulas, os deslocamentos se invertem e se apresentam

¹⁷ Pressão de 12,9 MPa e cilindro 1 com pistão no PMS.

no sentido de dentro para fora. Isto pode ser percebido no cilindro 2, onde os deslocamento contornam o reforço superior e criam duas “barrigas” na lateral do cilindro. No cilindro 1, pela ausência de um reforço semelhante, a deformação é gradual.

Na Tabela 4.2 e Tabela 4.3 são apresentadas as variações de diâmetro para os cilindro 1 e 2, ao longo da altura.

Tabela 4.2: Variação de diâmetro no cilindro 1.

Variação em $[\mu\text{m}]$ do diâmetro no cilindro 1					
Altura ¹⁸	FC		CGI		
	Montagem	Pressão	Montagem	Pressão	207 bar
0	+3	+2	+3	+2	+1
10	+3	+2	+3	+2	+1
35	+7	+3	+7	+3	0
85 ¹⁹	-6	-12	-5	-10	-14

Tabela 4.3: Variação de diâmetro no cilindro 2.

Variação em μm do diâmetro no cilindro 2					
Altura	FC		CGI		
	Montagem	Pressão	Montagem	Pressão	207 bar
0	+3	+4	+3	+1	0
12	+3	+1	+3	+1	-1
31	+7	+4	+7	+4	+2
56	+2	-2	+2	-2	-5
81	+5	-1	+4	-1	-4

¹⁸ Eixo Y, partindo da face de junção com o cabeçote para baixo.

¹⁹ Altura onde se localiza o reforço superior do cilindro.

Para aplicação do critério de deslocamentos máximos, admitiu-se que a ovalização máxima acontece no plano XY, mesmo plano de corte do bloco para construção do modelo, baseado nas conclusões do trabalho apresentado por HITOSUGI *et al.* (1995).

Através das especificações nos desenhos do cilindro e pistão, determina-se uma folga resultante entre 0,054 mm e 0,079 mm. Nesta simulação, o valor máximo de variação de diâmetro encontrado foi de 0,014 mm, estando, portanto, dentro nas necessidades funcionais do projeto.

4.2.2 MANCAIS

Passando para a região dos mancais, verifica-se um nível de variação dimensional bem mais elevado do que o apresentado nos cilindros, conforme pode ser visto nas figuras abaixo:

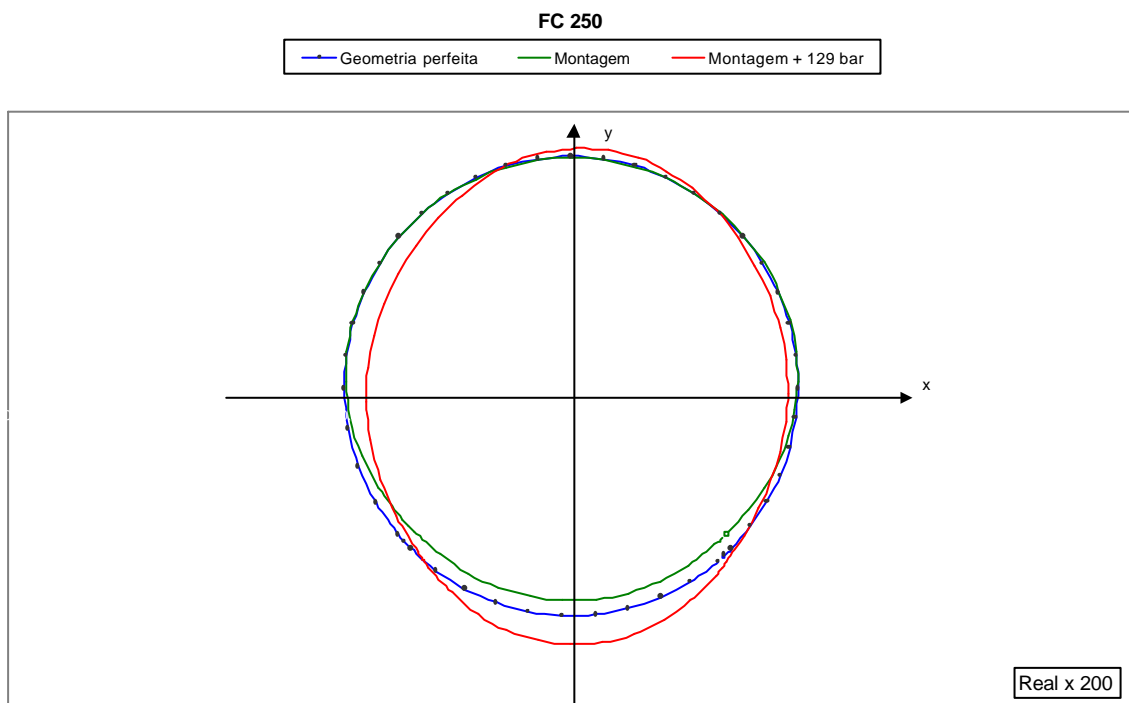


Figura 4.10: Deformação no mancal - FC.

A variação do diâmetro final pode ser encontrada na Tabela 4.4

Tabela 4.4: Variação de diâmetro – Mancal.

Variação em [μm] do diâmetro no mancal					
Eixo	FC		CGI		
	Montagem	Pressão	Montagem	Pressão	207 bar
X	-8	-28	-2	-27	-42
Y	-14	+32	-15	+31	+59

Da mesma forma que foi feito com os cilindros, através das especificações nos desenhos do mancal, casquilhos e virabrequim, determinou-se a folga resultante variando de 0,070 a 0,150 mm. Para o carregamento de montagem e pressão de 12,9 MPa, os modelos em CGI e FC apresentaram comportamentos semelhantes, com uma variação máxima de 0,032 mm no diâmetro. Já para a pressão de 20,7 MPa (CGI), este valor subiu para 0,059 mm, conforme ilustrado na Tabela 4.4. Isto seria suficiente para evitar, a princípio, o travamento do virabrequim. Entretanto, o espaço para a película de óleo lubrificante é reduzido, podendo chegar a 0,011 mm, o que pode comprometer a lubrificação e acelerar o processo de desgaste do virabrequim e casquilhos.

4.3 FADIGA

Analisando a região de fixação da capa e cabeçote, verifica-se que o nível de tensões médias é bastante elevado, mas em termos de tensão alternantes é praticamente nulo. Por outro lado, nos arredores dos mancais há uma grande variação de tensão, gerando maiores tensões alternantes. O resultado pode ser visto na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Tensos máximas e mínimas [MPa] nas regiões críticas.

Análise de fadiga – Montagem e pressão máxima						
	Fixação da capa		Fixação do cabeçote		Região do mancal	
Material	Ómáx	Ómin	Ómáx	Ómin	Ómáx	Ómin
FC	134,00	116	182,00	178,00	70,10	6,56
CGI	134,00	115	181,00	175,00	71,00	6,70

A seguir, apresenta-se figuras que ilustram a variação da distribuição de tensão nas regiões de interesse, para cada uma das situações de carregamento.

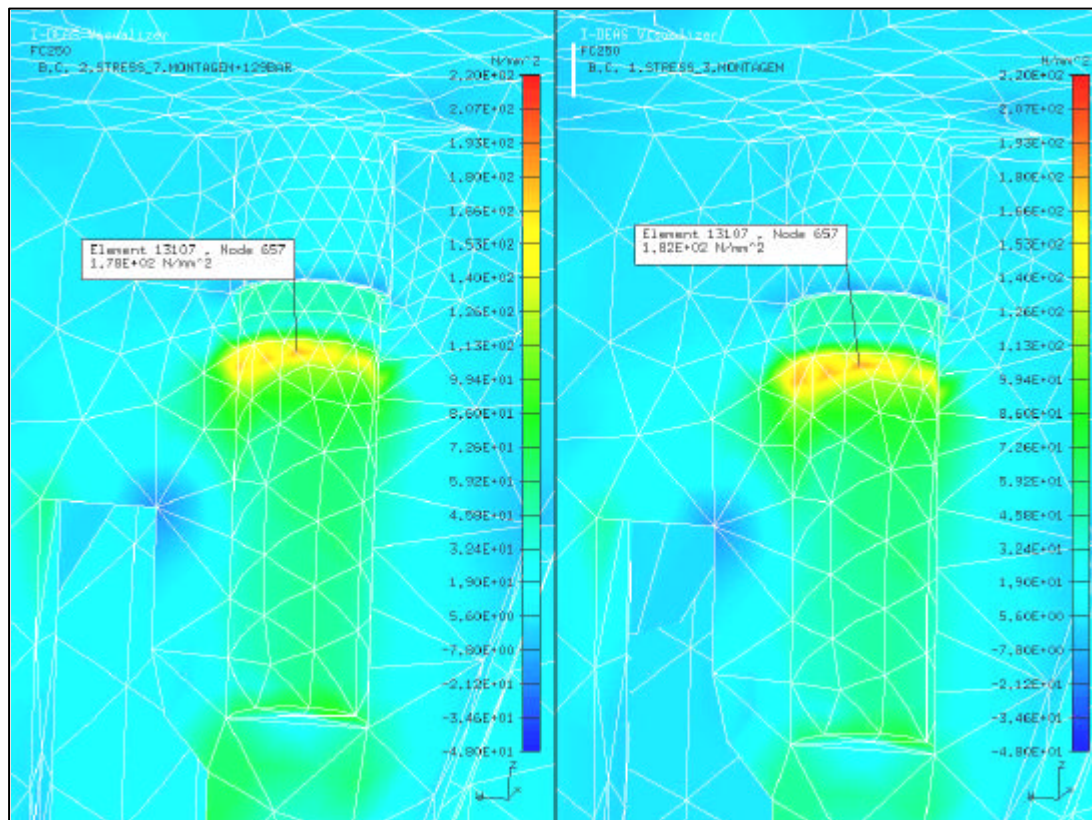


Figura 4.12: Região de fixação do cabeçote– FC (Montagem e pressão).

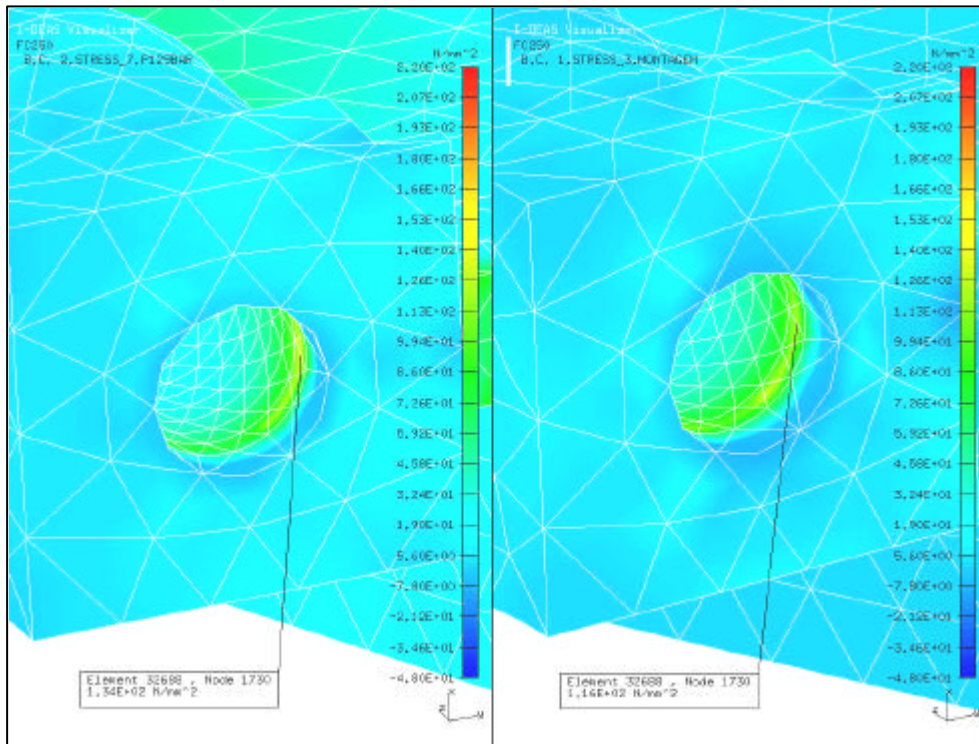


Figura 4.13: Região de fixação da capa – FC (Montagem e pressão).

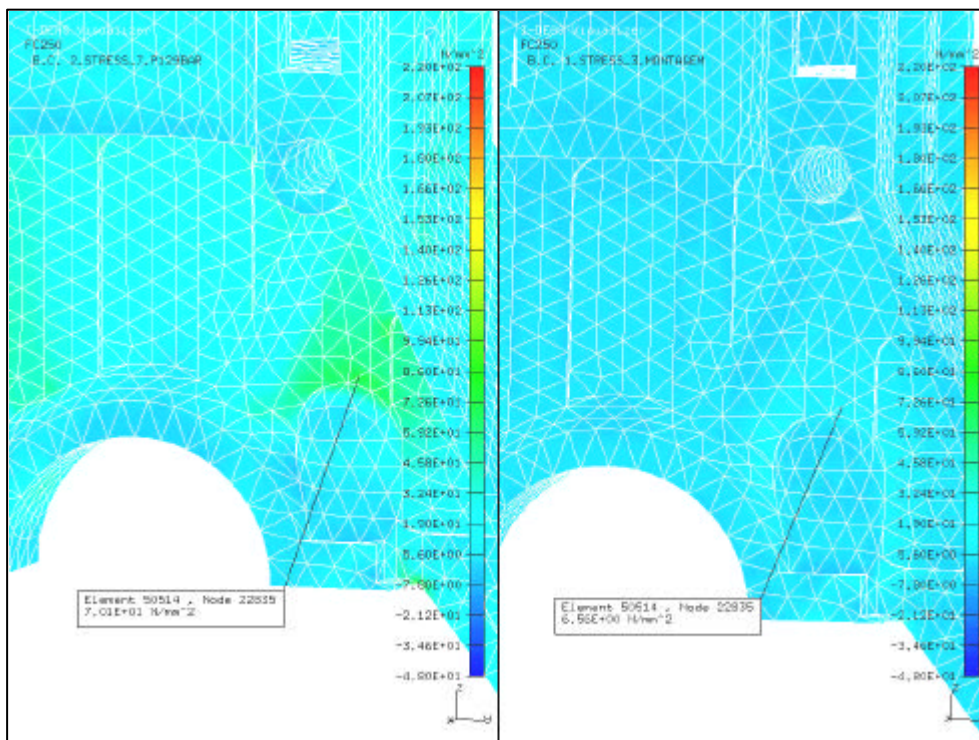


Figura 4.14: Região dos mancais - FC (Montagem e pressão).

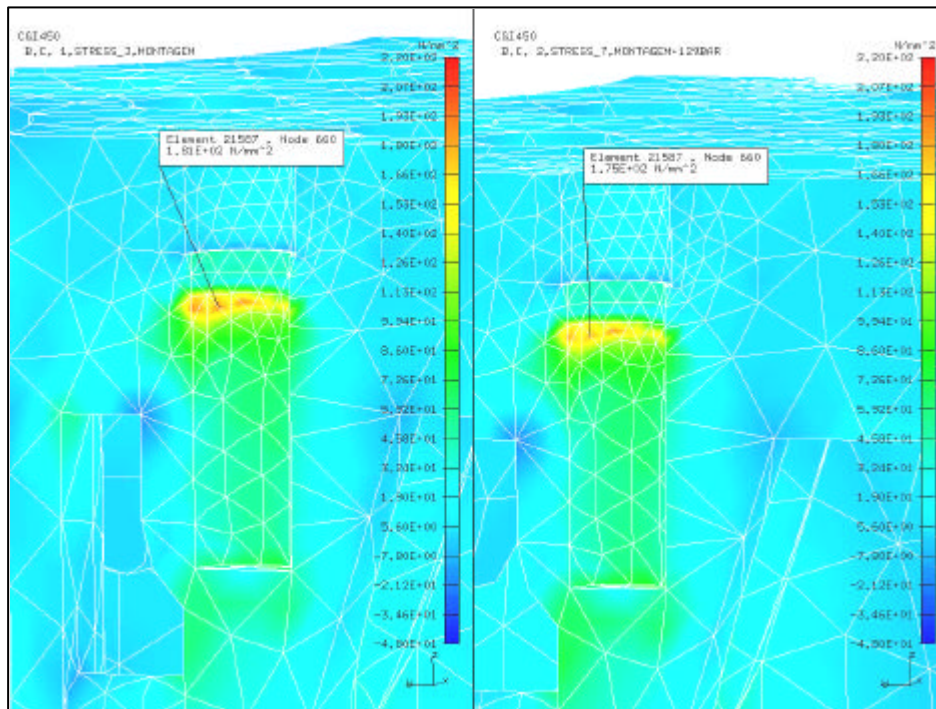


Figura 4.15: Região de fixação do cabeçote - CGI(Montagem e pressão).

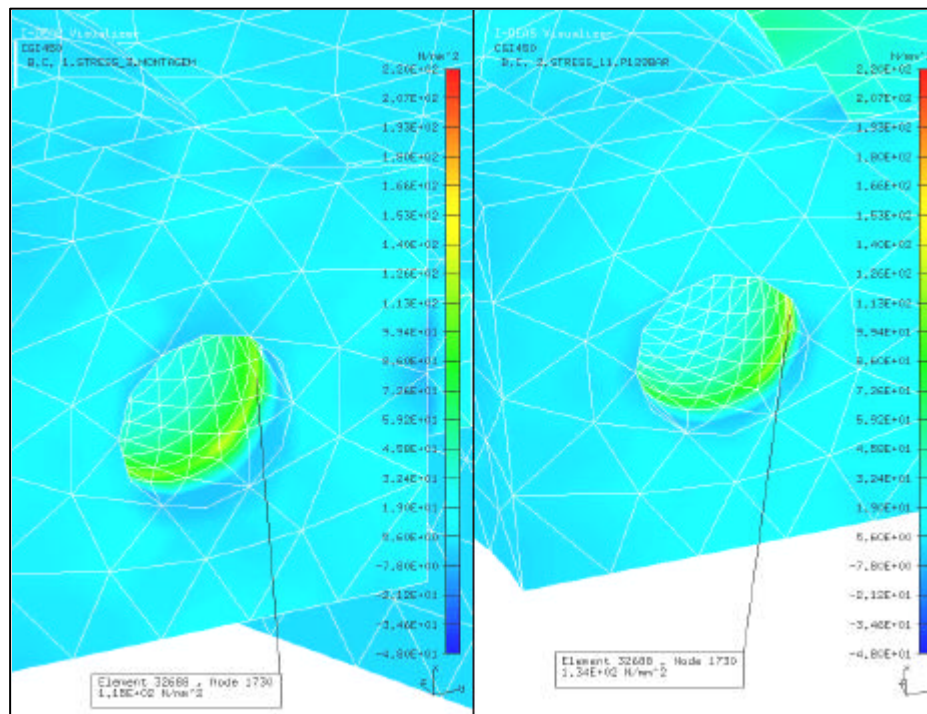


Figura 4.16: Região de fixação da capa - CGI(Montagem e pressão).

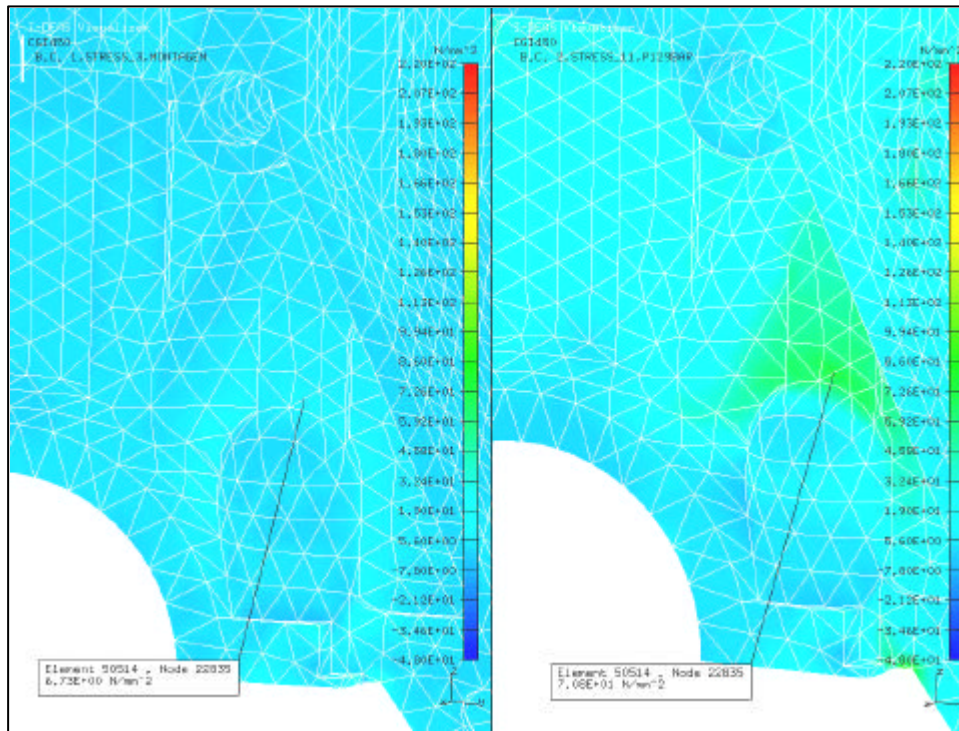


Figura 4.17: Região dos mancais - CGI(Montagem e pressão).

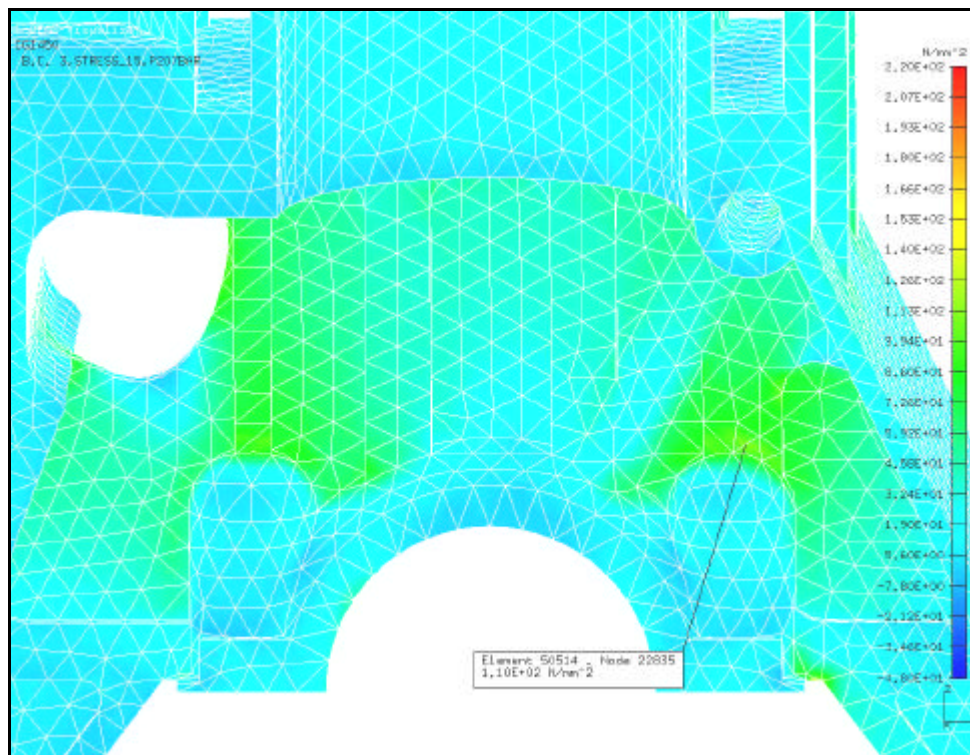


Figura 4.18: Região dos mancais - CGI(Pressão de 207 bar).

Na Tabela 4.6 apresenta-se a nova distribuição de tensões, considerando a pressão máxima de 207 bar.

Tabela 4.6: Variação de tensão [Mpa] nas regiões críticas e pressão de 207 bar.

Análise de fadiga – Montagem e pressão de 20,7 MPa						
	Fixação da capa		Fixação do cabeçote		Região do mancal	
Material	Ó _{máx}	Ó _{min}	Ó _{máx}	Ó _{min}	Ó _{máx}	Ó _{min}
CGI	146,00	115	181,00	175,00	110,00	6,70

Para uma análise mais real de fadiga, faz-se necessário considerar um fator de correção, relacionado ao acabamento superficial da peça (Tabela 4.7), para adequar o valor da tensão limite de fadiga do material à peça analisada.

Este fator de correção pode ser determinado através da equação 4.1 (NORTON, 2000):

$$k_s = A.(s_R)^b \quad 4.1$$

Tabela 4.7: Fator de correção para tensão limite de fadiga (NORTON, 2000).

Coefficientes (para valores de tensão em MPa)		
Acabamento Superficial	A	b
Polido	1,58	-0,085
Usinado	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado ou em estado bruto	272	-0,995

Tabela 4.8: Tensão limite de fadiga corrigida.

Tensão limite de fadiga corrigida			
Material	Ó _f	k _s	Ó _f corrigida
FC 250	110 MPa	1 ²⁰	110 MPa
CGI 450	200 MPa	0,623	125 MPa

De posse dos níveis de tensão máxima e mínima, correspondentes a cada região de interesse, e dos valores de tensão limite de fadiga corrigida e tensão limite de resistência dos materiais analisados, partiu-se para a construção da curva do gráfico referente ao critério de Dolan (Vide capítulo 2).

Todas as situações e materiais analisados levariam a estrutura do bloco a uma vida infinita. Desta forma, a avaliação passou a ser com base no coeficiente de segurança para fadiga (Tabela 4.9).

As curvas de Dolan, com os pontos referentes às regiões críticas, são apresentados nas figuras que se seguem. Os pontos verdes referem-se à região próxima ao mancal, os vermelhos à região de fixação das capas de mancal e os azuis à região de fixação do cabeçote.

²⁰ Se $k_s > 1$, utilizar $k_s = 1$ (NORTON, 2000).

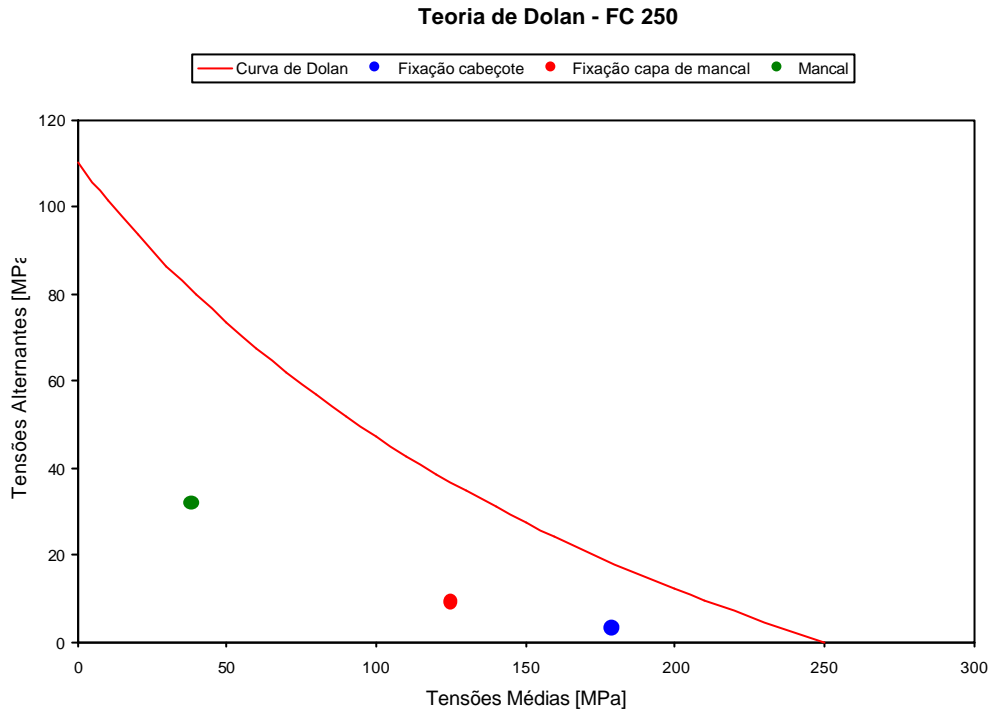


Figura 4.19: Análise de fadiga para o bloco em FC-250, pressão de 12,9 MPa.

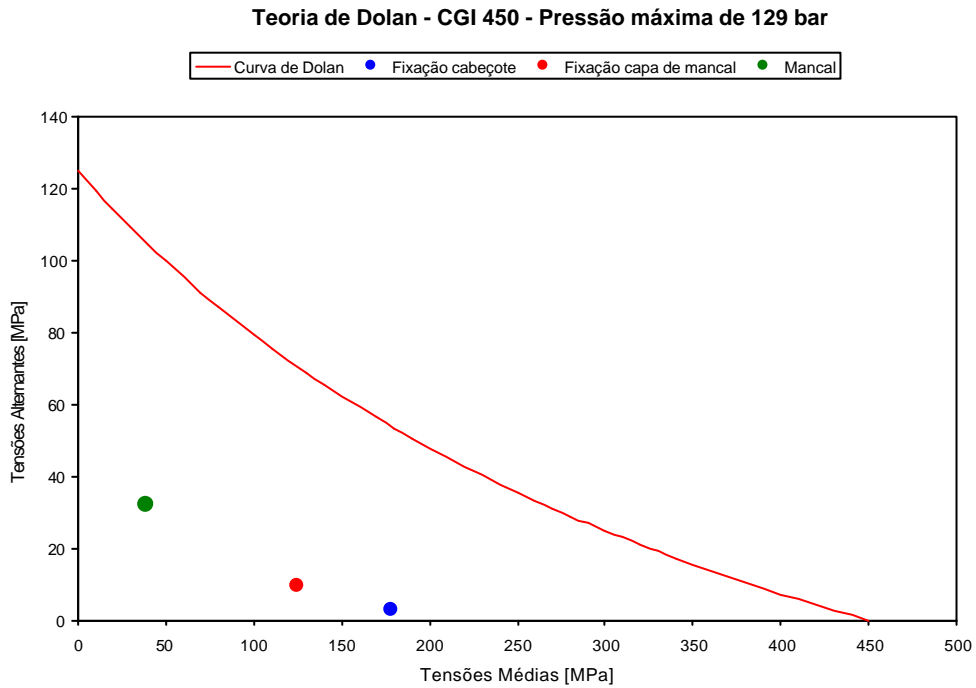


Figura 4.20: CGI 450, Pressão de 12,9 MPa.

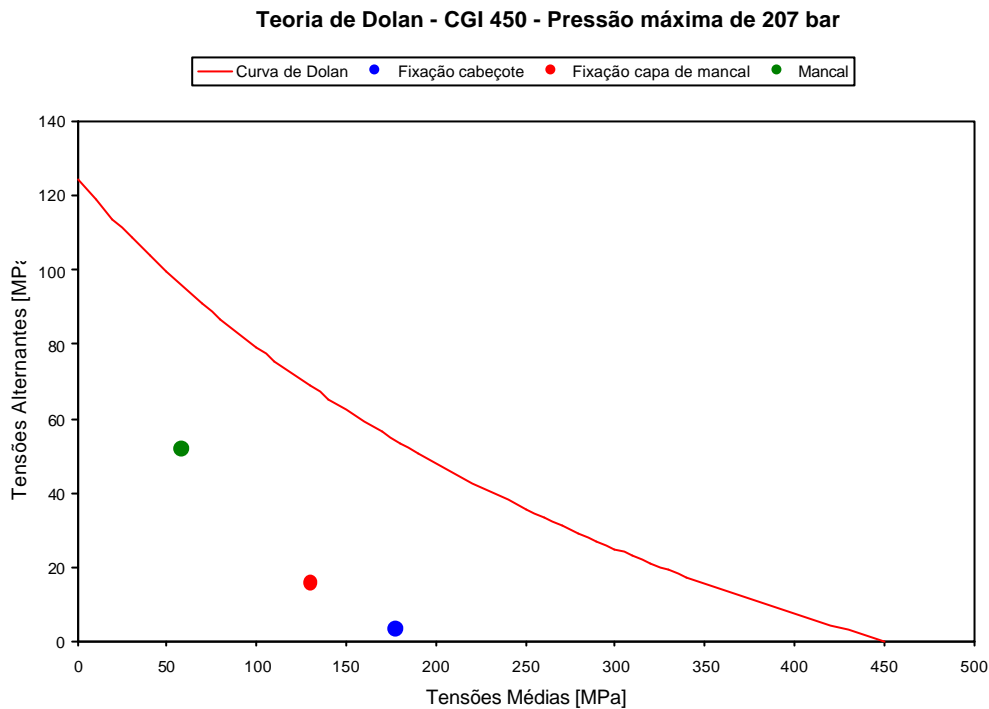


Figura 4.21: CGI 450, Pressão de 20,7 MPa.

Através do método gráfico, foram determinados os coeficientes de segurança para as regiões de interesse (Tabela 4.9):

Tabela 4.9: Coeficiente de segurança para fadiga.

Coeficiente de segurança para fadiga			
Material	Fixação da capa	Fixação do cabeçote	Região do mancal
FC	1,44	1,29	1,89
CGI (129)	2,48	2,28	2,5
CGI (207)	2,06	2,29	1,58

Devido ao maior valor da tensão limite de fadiga, o coeficiente de segurança do bloco em CGI é, exceto para a região dos mancais, setenta por cento (70%) maior.

Com relação ao CGI, a única variação significativa, quando se aumenta a pressão de 129 bar (12,9 MPa) para 207 bar (20,7 MPa), está na região dos mancais.

No gráfico da Figura 4.22, apresenta-se de forma bastante clara esta tendência.

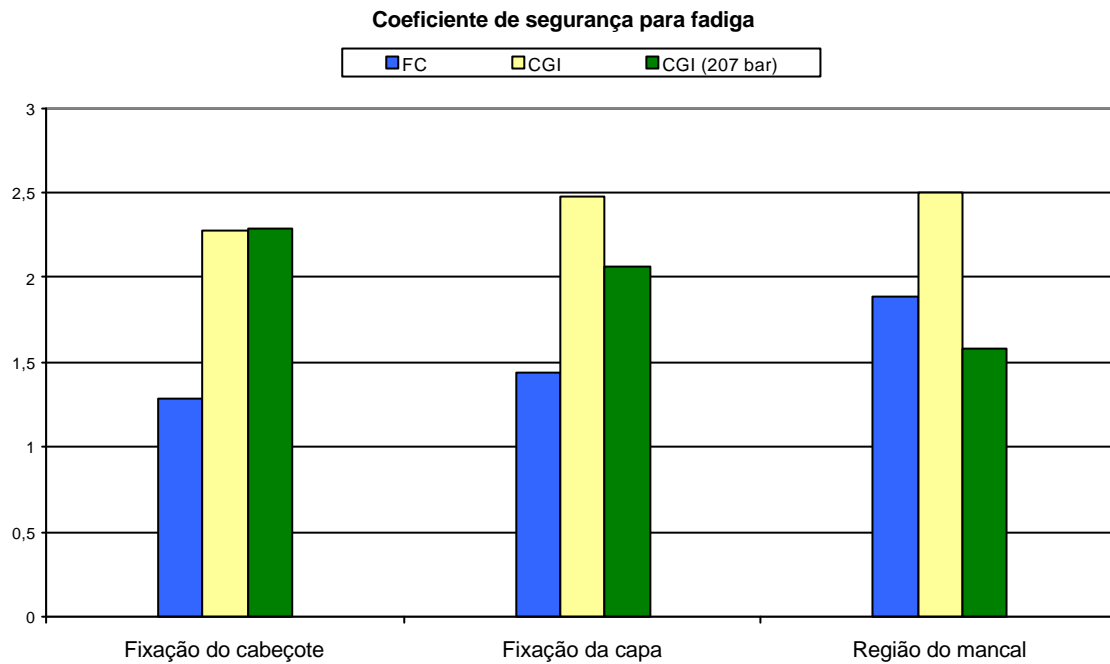


Figura 4.22: Visualização do coeficiente de segurança para fadiga.

5 CONCLUSÕES

As conclusões da pesquisa serão apresentadas em 4 grupos, divididos em função do foco da análise.

5.1 TENSÃO

Ao final das simulações, verificou-se que os maiores níveis de tensão estão localizados sempre nas bolachas para fixação dos parafusos do cabeçote e capas de mancal e, geralmente, são provenientes do carregamento de montagem, mas com mínima variação quando aplicado o carregamento de pressão máxima nos cilindros e capa de mancal.

O coeficiente de segurança encontra-se na faixa de 1,4 para o FC e 2,5 para o CGI.

5.2 DESLOCAMENTOS

Ao contrário da tensão, o maior nível de deformação (Deslocamentos) não esteve associado ao carregamento de montagem e, sim, ao carregamento de pressão máxima.

Nos cilindros, através da deformação longitudinal, percebe-se que os reforços internos à câmara d'água tiveram efeito contrário, transmitindo parte da deformação externa do bloco para o cilindro.

No mancal, a maior variação de diâmetro ocorreu no eixo vertical, direção de aplicação da força na capa.

Através das folgas resultantes das especificações geométricas dos componentes (pistão, cilindro, mancal, casquilho e virabrequim), conclui-se que nenhuma das situações simuladas geraria o travamento de pistões ou virabrequim, nem mesmo com a pressão acima de 200 bar (20 MPa).

5.3 FADIGA

É aqui que aparece uma das grandes vantagens do uso do ferro fundido vermicular. Com níveis de tensão e deformação bastante próximos, a diferença de mais de oitenta por cento (80%) na tensão limite de fadiga gera coeficientes de segurança altíssimos, acima de dois (2), o que pode permitir a aplicação de carregamentos mais elevados. A partir daí, uma observação importante: a região dos mancais, outrora não relevante, começa a apresentar altos níveis de tensões médias e alternantes, resultando em um fator de segurança final por volta de um e meio (1,5), considerado limite para muitos projetos.

5.4 METODOLOGIA

A metodologia apresentada fornece uma seqüência natural e organizada de coleta de informações e ações para a avaliação de blocos de motores, passando pelas áreas de fabricação, materiais, carregamento atuante, modelamento, simulação e critérios de avaliação dos resultados. Neste trabalho, foi realizada uma análise linear estática em um bloco de motor Diesel, mas a mesma metodologia pode ser aplicada a outros tipos de análises e motores de ciclo Diesel ou Otto.

Sugestões para trabalhos futuros

- Pesquisar um método adequado para aplicação de pressão nas capas de mancal, considerando os efeitos da película de óleo e deformação localizada;
- Investigar um método alternativo para simulação das roscas;
- Determinar a forma correta de aplicação das forças laterais nos cilindros;
- Aliar um método experimental à simulação numérica;
- Através dos benefícios da utilização do CGI para a fabricação de blocos de motores, evidenciados neste trabalho, partir para uma otimização da estrutura atual buscando uma redução do peso do componente.

BIBLIOGRAFIA

ARROYO, Narciso Angel Ramos. **Mecânica dos Motores Alternativos**. Florianópolis: UFSC, 2001.

ASM. **Speciality Handbook: cast irons**. Estados Unidos: ASM International, 1996.

BAGULEY, D. **How to interpret finite element results**. Inglaterra: NAFEMS Ltd. 1997.

BARRETO JUNIOR. **Instrumentação e Extensometria**. Disponível em: <http://www.barretojunior.hpg.com.br>. Acesso em: maio 2001.

BLAIR, Gordon P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engine**. Warrendale: SAE International, 1999.

CHIAVERINI, Vicente. **Aços e ferros fundidos: características gerais, tratamentos térmicos e principais tipos**. São Paulo: Associação Brasileira de Metais, 1987.

CHYUAN, Shiang-Woei. **Finite Element Simulation of a Twin-Cam 16-Valve Cylinder Structure**. Taiwan: Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, 2000.

DA ROSA, Edison. **Mecânica da fratura e fadiga**. Florianópolis: UFSC, 2000.

DAWSON, Steve. **Operational Properties of Compacted Graphite Iron: feed back from ongoing test programmes**. SinterCast S.A., 1994.

DAWSON, Steve e SCHOEREDER, Tom. **Compacted Graphite Iron Offers a Viable Design Alternative**. Michigan: SinterCast, 2000.

DAWSON, Steve e WÜRTEMBERG, J. M. **Experiências Práticas com Ferro Fundido de Grafita Compactada como Material para Componentes Automotivos**. 26º Simpósio Internacional sobre Tecnologia Automotiva e Automação – ISATA. Aachen, 1994

FANCELLO, Eduardo Alberto e MENDONÇA, Paulo de Tarso R. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos**. Florianópolis: GRANTE - Grupo de Análise de Tensões - UFSC, 1997.

FERGUSON, Colin R. **Internal Combustion Engines Applied Thermoscinces**.

GEORGIU, George. **Machining solutions for compacted graphite iron**. Global power train congress, 2001.

GUESSER, Wilson Luiz. **Ferros fundidos nodulares e vermiculares**. Joinville, 2001.

HITOSUGI, Hideshi et al. **Study on cylinder bore deformation of dry liner in engine operation**. SAE Japan, 1995.

ISCHIKAWA, Susumu et al. **Study on main bearing load and deformation of multi-cylinder internal combustion engine: Reative inclination between main shaft and bearing**. SAE Japan, 1995.

KANG, J.W., CHEN, Y., XIONG, S.M. and LIU, B.C. **Numerical Simulation of Thermal Stress and Deformation of Engine Block Iron Casting**. China: Int. J. Cast Metals Res., 1999.

KHOVAKH, M. **Motor Vehicle Engines**. Moscow: Mir Publishers, 1971.

LAEMPIC, M. e WINTER, Fritz. **Características do Motor BMW V8 Diesel Feito em Ferro Fundido Vermicular**. Fundação e Serviços, Dez. 2000.

MARQUARD, Ralf e HELFRIED, Sorger e McDONALD, Malcolm. **Crack it up: New materials create new possibilities**. Engine Technology International, 1998.

Maxion Motores. Disponível em <http://www.maxion-motores.com.br>. Acesso em: abril de 2001.

MOCELLIN, Fabiano. **Avaliação da usinabilidade do ferro fundido vermicular em ensaios de furação**. Florianópolis, 2002.

NEVES, Fausto Luiz Cardoso de Sousa e ZAVALA, Paulo Alexandre Galarce. **Redução do Tempo do Ciclo Através do Uso de Análises Computacionais**. São Paulo: SAE Brasil, 2000.

NIGRO, Eduardo Bueno. **Metodologia de Aplicação de Forças para Análise Dinâmica Estrutural de Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Dissertação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP, 2000.

NORTON, Robert L. **Machine Design**. New Jersey: Prentice-Hall Inc., 1998.

OKAMOTO, Yutaka et al. **Theoretical analysis of bearing considering elastic deformation – effects of the housing stiffness and bearing length on bearing performance**. SAE Japan, 1998.

Procedimentos básicos para utilização do sistema I-DEAS em Aplicações do método dos elementos finitos. São Paulo: NCE – Núcleo de Cálculos Especiais S/C Ltda., 2000.

SILVA, Edna Lúcia e MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da Pesquisa e Elaboração de Dissertação**. Florianópolis, 2001.

Structural Analysis of Main Bearing Area. Status Report N° A9508/ P3428. Aachen: FEV Motorentchnik, 2001.

TAYLOR, Charles Fayette. **The Internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol II**. Massachusetts: The M.I.T. Press, 1985.

VACCARI, John. **How to machine compacted graphite iron**. Machine shop guide archive, 2000.

WÜRTEMBERG, J. M., **The Diesel Engine: lean, clean and green**. *SinterCast* S.A. 1994.

APÊNDICE

Motores de combustão interna

Rudolf Diesel desenvolveu a idéia do motor Diesel e obteve a patente alemã em 1892. Seu objetivo era criar um motor com alta eficiência. O motor Otto, por sua vez, foi inventado em 1876 e, especialmente na época, não era muito eficiente.

Pode-se dizer que as principais diferenças entre estes dois ciclos são:

1^a.) Um motor a gasolina admite uma mistura de ar+combustível, comprime-a e inicia a combustão com uma centelha. Um motor diesel admite apenas ar, comprime-o e injeta combustível no ar comprimido. O calor do ar comprimido faz com que o combustível inicie um processo de combustão espontâneo;

2^a.) A taxa de compressão de um motor a gasolina é de 8:1 a 12:1, enquanto que a compressão de um motor Diesel alcança taxas de 14:1 a 25:1. A maior taxa de compressão do motor Diesel garante uma maior eficiência. Motores Diesel são capazes de operar com taxas de compressão mais altas do que os motores a gasolina, porque o combustível é misturado com o ar na hora em que a combustão vai iniciar. A taxa de compressão é cuidadosamente selecionada de modo que seja suficientemente alta para que os gases, no final da compressão, estejam suficientemente quentes a fim de que o combustível sofra auto-ignição, assim que a período de injeção inicie. Os motores Diesel são projetados para limitar as taxas de aumento de pressão e as máximas pressões para satisfazer as restrições impostas pelas considerações de durabilidade, ruído e emissão de gases. Se a taxa de compressão do motor a gasolina for muito alta, uma porção da mistura ar + combustível poderá sofrer uma auto-ignição. O período entre o início da injeção e a auto-ignição é chamado de atraso de ignição. Sua duração depende, em parte, do projeto do motor e do tipo de combustível.

3^a.) Motores a gasolina são carburados ou com injeção de combustível. Nos carburados, o ar e o combustível são misturados bem antes de entrar no motor. A injeção de combustível ainda pode ser direta (dentro do cilindro), ou indireta (fora do cilindro). Os Motores Diesel utilizam somente injeção direta de combustível, onde o diesel é injetado diretamente dentro do cilindro.

O Ciclo Termodinâmico ideal Otto é composto pelas seguintes fases:

- Compressão adiabática e isoentrópica;
- Combustão isométrica;
- Expansão adiabática e isoentrópica;
- Rejeição de calor a volume constante.

O Ciclo Termodinâmico ideal Diesel é composto pelas seguintes fases:

- Compressão adiabática e isoentrópica;
- Combustão isoentrópica;
- Combustão isobárica;
- Expansão adiabática e isoentrópica;
- Rejeição de calor a volume constante.

A) Ciclo Termodinâmico Ideal OTTO:

a1) Compressão adiabática e isoentrópica 1→2

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{-\gamma} = p_1 CR^{\gamma}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-\gamma} = (CR)^{\gamma-1}$$

$$W_1^2 = -m_1 C_v (T_2 - T_1)$$

$$U_2 - U_1 = m_1 C_v (T_2 - T_1)$$

a2) Combustão Isométrica 2→3

$$Q_2^3 = U_3 - U_2 + W_2^3 = m_1 C_v \cdot (T_3 - T_2) + 0$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_2^3}{m_1 C_v}$$

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{V_2}{V_3} \cdot \frac{T_3}{T_2}$$

$$U_3 - U_2 = Q_2^3$$

a3) Expansão Adiabática e Isoentrópica 3→4

$$p_4 = p_3 \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{-g} = p_3 CR^g$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{1-g} = (CR)^{g-1}$$

$$W_3^4 = -m_1 C_v \cdot (T_4 - T_3)$$

$$U_4 - U_3 = m_1 C_v \cdot (T_4 - T_3)$$

a4) Rejeição de Calor a Volume Constante 4→1

$$Q_4^1 = U_1 - U_4 + W_4^1 = m_1 C_v \cdot (T_1 - T_4) + 0$$

$$U_1 - U_4 = Q_4^1 = m_1 C_v \cdot (T_1 - T_4)$$

B) Ciclo Termodinâmico Ideal Diesel: Motores modernos, de ignição por compressão, não realizam a combustão nem só a volume constante, nem só a pressão constante, mas de uma maneira intermediária, onde parte do calor é adicionado ao volume constante e o restante do calor é adicionado à pressão constante. A distribuição de calor adicionado nos dois processos é algo que o

projetista pode especificar aproximadamente pela escolha do combustível, sistema de injeção de combustível e a geometria do motor, geralmente para limitar o pico de pressão no ciclo. Conseqüentemente, este ciclo também é conhecido como Ciclo de Pressão Limitada.

b1) Compressão Adiabática e Isoentrópica 1→2

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{-g} = p_1 CR^g$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-g} = (CR)^{g-1}$$

$$W_1^2 = -m_1 C_v (T_2 - T_1)$$

$$U_2 - U_1 = m_1 C_v (T_2 - T_1)$$

b2) Combustão Isométrica 2→3

$$Q_2^3 = U_3 - U_2 + W_2^3 = m_1 C_v (T_3 - T_2) + 0$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_2^3}{m_1 C_v}$$

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{V_2}{V_3} \cdot \frac{T_3}{T_2}$$

$$U_3 - U_2 = Q_2^3$$

b3) Combustão Isobárica 3→4

$$T_4 = T_3 + \frac{Q_3^4}{m_1 C_p}$$

$$p_4 = p_3$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3}$$

$$U_4 - U_3 = m_1 C_v \cdot (T_4 - T_3)$$

$$W_3^4 = m_1 R \cdot (T_4 - T_3)$$

b5) Expansão Adiabática e Isoentrópica 4→5

$$p_5 = p_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{-\gamma}$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{1-\gamma}$$

$$W_4^5 = -m_1 C_v \cdot (T_5 - T_4)$$

$$U_5 - U_4 = m_1 C_v \cdot (T_5 - T_4)$$

b6) Rejeição de Calor a Volume Constante 5→1

$$Q_5^1 = m_1 C_v \cdot (T_1 - T_5)$$

$$U_5 - U_4 = m_1 C_v \cdot (T_5 - T_4)$$

Forças

Forças de Inércia (F_i): Estão divididas em forças de inércia geradas pelas massas em *Translação* e forças de inércia geradas pelas massas em *Rotação*. Para sua determinação, é necessário conhecer-se algumas características do sistema biela, pistão e virabrequim.

As forças de inércia ficam reduzidas a duas: (F_i), que é a Força de Inércia atuando no Pistão e induzida pelas massas em translação (m_t) e a Força Centrífuga (F_c), atuando no moente do virabrequim e gerada pelas massas em

rotação (m_R). A força de inércia atuante sobre o pistão é induzida pelas massas em translação do pistão²¹ (m_p) e da porção superior da biela (m_{sb}), que juntas constituem as massas de inércia (m_i)

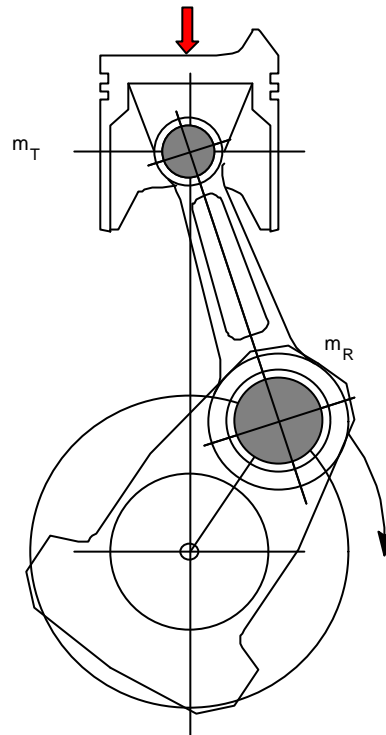


Figura A.1: Massas em rotação e massas em translação.

$$F_i = -m_i \cdot a_p$$

$$m_i = m_p + m_{sb}$$

$$a_p = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

$$F_p = F_g + F_{ip}$$

A força resultante atuante sobre o pistão, por sua vez, divide-se em outras duas componentes: Força Lateral (F_L), atuando sobre as paredes dos

²¹ m_p é considerada a massa do pistão com os anéis e o pino de ligação com a biela.

cilindros e uma componente transmitida através da biela ao moente, (F_b), chamada aqui de Força na Biela.

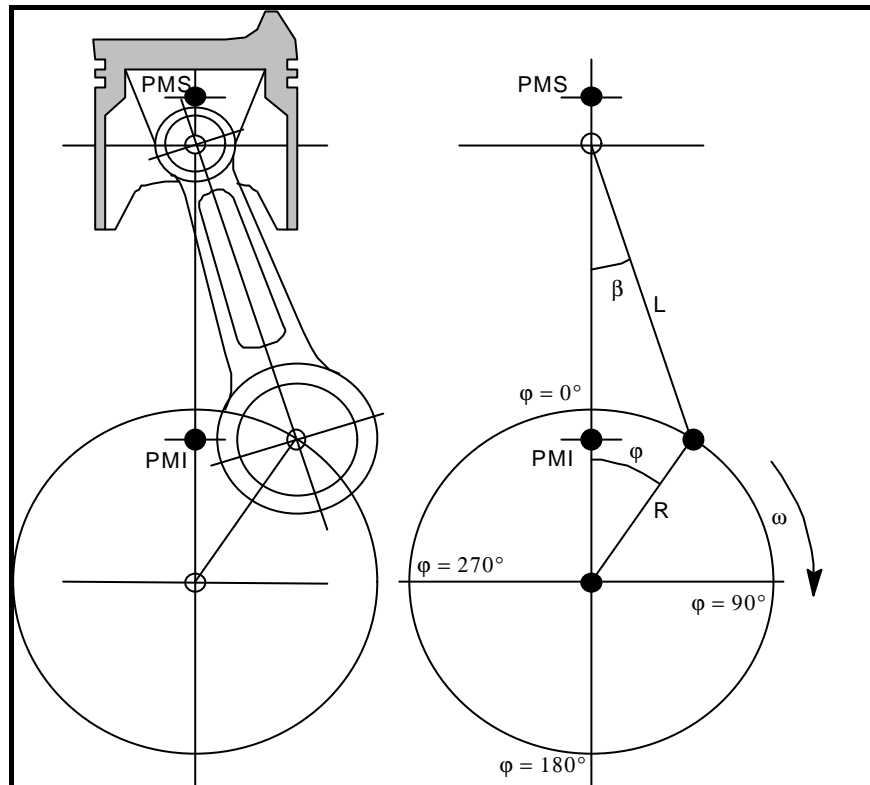


Figura A.2: Esquema do sistema biela, manivela e pistão.

As forças laterais são função do ângulo de inclinação da biela (β) e da força resultante atuando sobre o pistão, (P).

$$F_L = P \cdot \tan \beta$$

$$F_b = P \cdot \frac{1}{\cos \beta}$$

Com relação às forças laterais, sabe-se que o pistão pode ser dividido em duas regiões distintas (Figura 2.5): Saia e Zona dos Anéis. A primeira tem a função de guiar o pistão no interior do cilindro e suportar a carga lateral resultante

do equilíbrio das forças. A segunda é responsável por abrigar os anéis de segmento e, eventualmente, participar da função de vedação da pressão do gás, realizada pelo primeiro e segundo anéis. Em algumas aplicações, a zona dos anéis também é responsável por suportar cargas laterais (NIGRO, 1999).

As forças aplicadas pelo gás, pino do pistão e forças de inércia ditam o sentido da força lateral atuante no pistão e, conseqüentemente, sua movimentação lateral de uma parede a outra do cilindro (NIGRO, 2000).

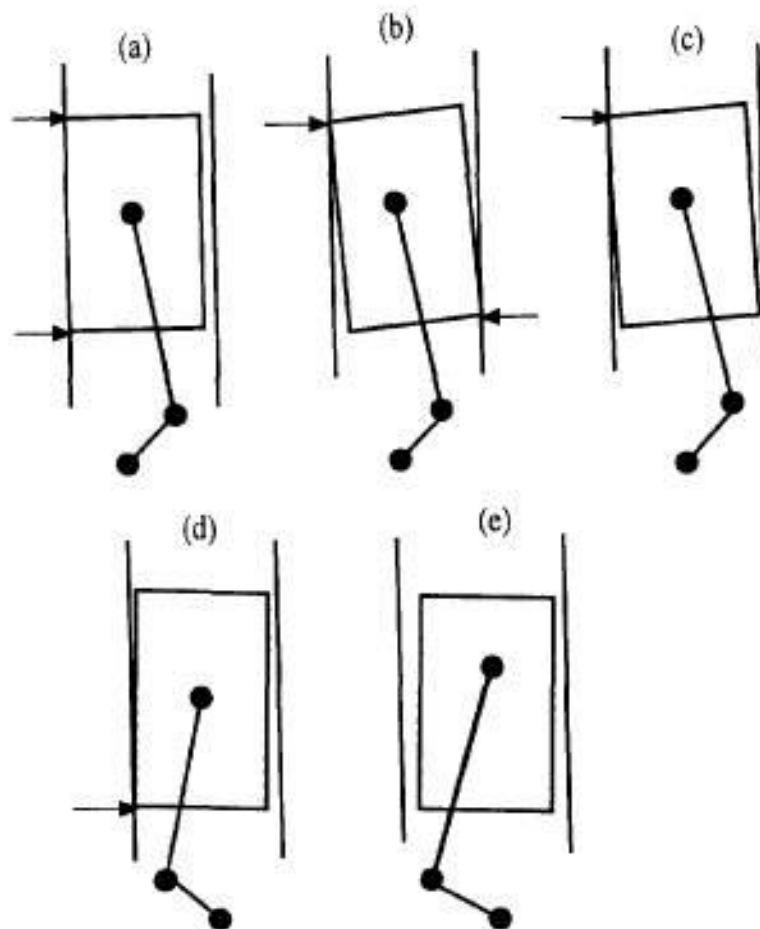


Figura A.3: Movimentos do pistão durante o ciclo.

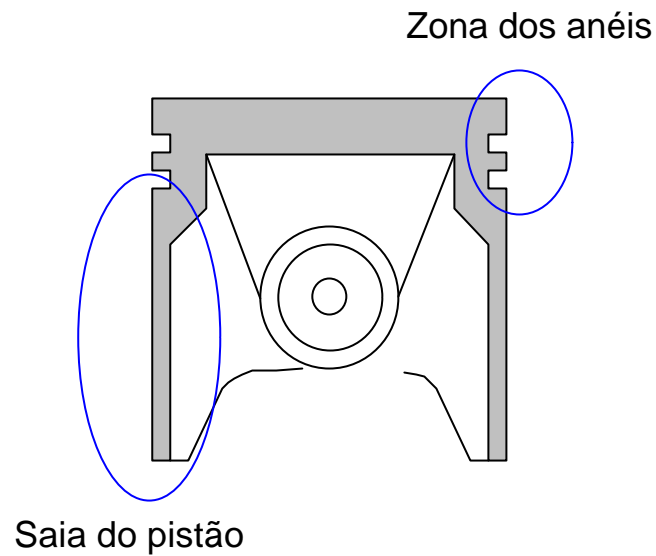


Figura A.4: Regiões do pistão.

Chegando ao moente, a força F_b pode ser decomposta em mais duas forças: força radial (F_R), dirigida ao centro do virabrequim e uma força tangencial (F_T).

$$F_R = F_b \cdot \cos(\mathbf{j} + \mathbf{b})$$

$$F_T = F_b \cdot \text{sen}(\varphi + \beta)$$

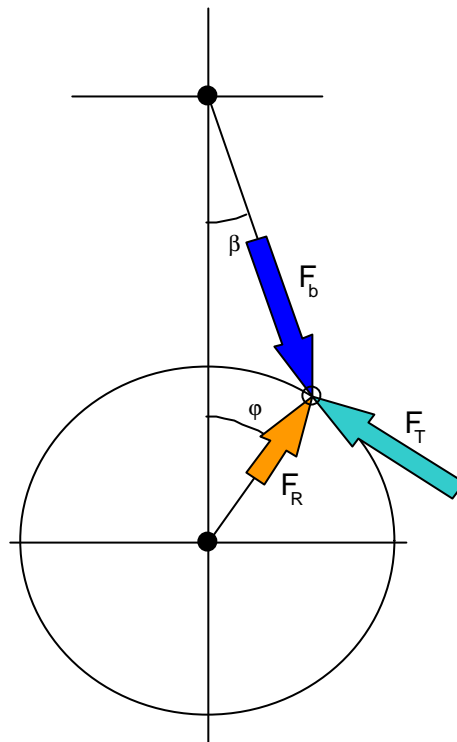


Figura A.5: Forças atuando sobre o moente.

Além dessas duas forças, F_R e F_T , a força centrífuga devido à massa da porção inferior da biela (F_{cib}) e à massa do moente (F_{cm}) também atuam sobre o moente do virabrequim.

$$F_{cib} = -m_{ib} \cdot R \cdot \omega^2$$

$$F_{cm} = -m_m \cdot R \cdot \omega^2$$

$$F_c = F_{cib} + F_{cm}$$

A soma vetorial de F_b e F_{cib} , resulta no vetor \vec{F}_{pmv} , que é o carregamento parcial agindo sobre o moente do virabrequim.

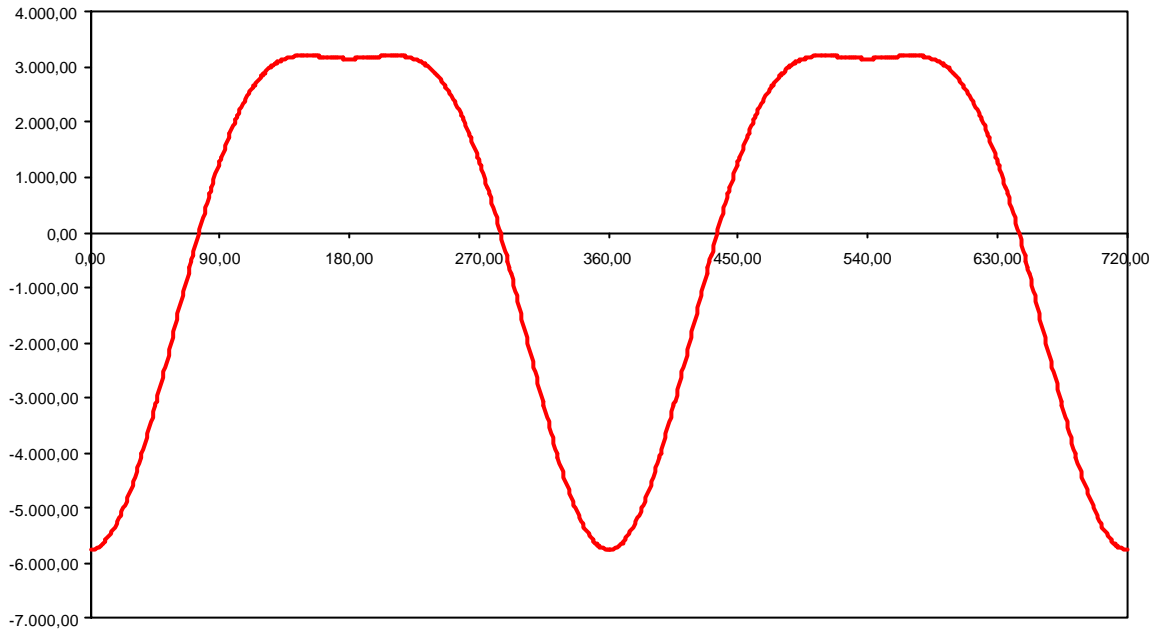
O carregamento total (F_{tm}) é dado pela soma vetorial de \vec{F}_{pmv} e F_{cm} :

$$\vec{F}_{tm} = \vec{F}_{pmv} + F_{cm}$$

Assim, para se chegar ao carregamento atuante sobre os mancais do bloco (F_{mb}), são somadas, vetorialmente, as resultantes F_{tm} , para dois cilindros adjacentes, levando-se em consideração a seqüência de explosões dos cilindros do motor e também lembrando que cada cilindro contribui com metade do carregamento para cada mancal.

$$\bar{F}_{TM} = 0,5.(\bar{F}^1_{tm} + \bar{F}^2_{tm})$$

Forças de Inércia



Pressão na câmara de combustão

