



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALISSON ASSIS MUNIZ

**CARACTERIZAÇÃO E METODOLOGIA DE ANÁLISE DE CABEÇOTE DE  
MOTORES SOB CARGAS TERMOMECÂNICAS DE OPERAÇÃO EM UM  
SISTEMA SOBREALIMENTADO**

Recife

2018

ALISSON ASSIS MUNIZ

**CARACTERIZAÇÃO E METODOLOGIA DE ANÁLISE DE CABEÇOTE DE  
MOTORES SOB CARGAS TERMOMECÂNICAS DE OPERAÇÃO EM UM  
SISTEMA SOBREALIMENTADO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Área de Concentração:** Projetos em Engenharia Mecânica

**Orientadora:** Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup>. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva

Recife

2018

Catálogo na fonte  
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469.

M966c Muniz, Alisson Assis.

Caracterização e metodologia de análise de cabeçote de motores sob cargas termomecânicas de operação em um sistema sobrealimentado / Alisson Assis Muniz - 2018.

146 folhas, il., tabs., abr. e sigl.

Orientadora: Prof<sup>a</sup> Dr<sup>a</sup>. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Análise termo-estrutural. 3. Cabeçote de motores. 4. Critério de fadiga multiaxial. 5. Downsizing. 6. Motores sobrealimentados. I. Silva, Nadège Sophie Bouchonneau da (Orientadora). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-441

ALISSON ASSIS MUNIZ

**CARACTERIZAÇÃO E METODOLOGIA DE ANÁLISE DE CABEÇOTE DE MOTORES SOB CARGAS TERMOMECAÑICAS DE OPERAÇÃO EM UM SISTEMA SOBREALIMENTADO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 29 de agosto de 2018.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva (Orientadora)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof<sup>o</sup>. Dr. José Maria Andrade Barbosa (Examinador Interno)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof<sup>o</sup>. Dr. Ramiro Brito Willmersdorf (Examinador Externo)  
Universidade Federal de Pernambuco

## **AGRADECIMENTOS**

Dedico esse trabalho a meus pais, Djalma e Célia, por todo esforço empenhado para me proporcionar uma boa educação, por terem me ensinado o valor do estudo e a quem devo minha existência. A minha irmã, Amanda, por todo apoio em minha formação pessoal, educacional e a quem suporta uma amizade incondicional, nunca comédidos.

Agradeço à minha orientadora pelo apoio na escolha do tema e paciências nos vários momentos de impasses técnicos durante a execução deste trabalho. E, também, a agradeço pela parceria nesses dois anos de mestrado.

Agradeço a FCA por ter propiciado os recursos e a oportunidade de trabalhar com pessoas que não são apenas colegas de trabalho, mas também amigos para toda a vida.

E principalmente agradeço a Deus, por ter permitido chegar ao fim desse projeto, dando forças para superar todas as barreiras enfrentadas ao longo desses 2 anos de mestrado.

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de procedimentos para avaliação de cabeçotes de motor sob cargas termomecânicas de operação, mostrando a metodologia da análise, obtenção e aplicação dos carregamentos de montagem, térmicos, de combustão e dinâmicos atuantes no cabeçote, assim como a metodologia de seleção de casos de estudo, análise de tensão e processamento dos critérios de falhas. O caso de estudo foi realizado com o projeto de adequação do motor E.torQ EVO 1.6l 16v nas condições normal aspirado (NA) e a proposta de sobrealimentação em estudo. Para a seleção dos casos de análise, foram avaliados os picos de pressão em cada câmara de combustão e os valores máximos de cargas dinâmicas nos mancais do eixo comando, para todos o ciclo de operação do motor, totalizando 17 casos de carregamento, que após remoção dos pontos redundantes foram reduzidos para 11. Essa discretização proporciona grande redução no custo computacional da análise, permitindo a simplificação dos efeitos contínuos e dinâmicos atuantes no motor, para cargas estáticas e discretas. Para o cálculo das tensões atuantes, foi utilizado o software comercial Abaqus. A fim de validar a metodologia apresentada, todos os carregamentos foram aplicados à versão NA, atualmente em produção, e posteriormente aplicada à versão turbo para validação da proposta de sobrealimentação. Para a avaliação das falhas estáticas, foi utilizado o critério de falha da teoria da tensão máxima de cisalhamento, onde foram encontrados apenas pontos de baixo risco de falha próximos aos parafusos, sedes e guias, mesmo na versão turbo que possui valores de tensão sensivelmente maiores que na versão norma aspirada. Já na avaliação de fadiga, a versão NA apresentou coeficientes de segurança inferiores ao critério de aprovação (1,3) em apenas três pontos da camisa d'água, contudo devido aos baixos valores de tensão alternada, não foram considerados críticos. Já na versão turbo, nove regiões apresentaram valores críticos inferiores a 1,0. Esses resultados são devidos à elevada temperatura de trabalho simulada na análise fluidodinâmica e utilizada como condição de contorno. Averiguada a criticidade implicada dessa temperatura de operação, os resultados deste trabalho abrirão caminho para criação de uma melhor estratégia de funcionamento do turbocompressor e viabilização da construção dos protótipos para análise física.

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise termo-estrutural. Cabeçote de motores. Critério de fadiga multiaxial. *Downsizing*. Motores sobrealimentados.

## ABSTRACT

This work presents a proposal of procedures for cylinder heads durability evaluation under operating thermomechanical loads, showing the analysis methodology, obtaining and application of the assembly, thermal, combustion and dynamic loads in the head, as well as the case study selection methodology, stress analysis and failure criteria processing. The case study was carried out with the suitability of the E.torQ EVO 1.6l 16v engine in the normal aspirated (NA) conditions and the proposed supercharging version, under study. For the analysis cases selection, each combustion chamber peak pressure and the maximum camshaft main bearings dynamic loads values were evaluate for all the engine operating cycle, totaling 17 cases of which, after removal of the redundant points, were reduced to 11. This discretization provides a great analysis computational cost reduction, allowing the simplification from the continuous and dynamic effects acting on the engine, for static and discrete loads. For the system stress calculation, the commercial software Abaqus was used. In order to validate the presented methodology, all loads were applied to the NA version, currently in production, and later applied to the turbo version for the supercharging proposal validation. For the static failure evaluation, the failure criterion of the maximum shear stress theory was used, where only few failure points near the bolts, seats and guides were found, even in the turbo version, which has stress values slightly higher than the standard aspirated version. In the fatigue evaluation, the NA version presented safety coefficients below target (1.3) in only three points of the water jacket, however due to the low alternating stress values, were not considered critical. In the turbo version, nine regions presented critical values below 1.0. These results are due to the high working temperature simulated in the flow-dynamics analysis and used as boundary condition. Once confirmed the criticality due to the operating temperature, the results of this work will pave the way for the generation of a better turbocharger operation strategy and the feasibility of the prototypes manufacturing for physical analysis.

**KEYWORDS:** Thermo-structural analysis. Cylinder heads. Multiaxial fatigue criteria. Downsizing. Turbocharged engines.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	E.torQ 1.6l SOHC 16v Flexfuel. ....	18
Figura 2 -	Esquema básico de um motor de combustão interna.....	21
Figura 3 -	Sistema Biela-Manivela.....	22
Figura 4 -	Características do cilindro e nomenclatura de posições do pistão. ....	23
Figura 5 -	Diagramas $p-v$ e $T-s$ para o ciclo Otto.....	25
Figura 6 -	Relação eficiência x taxa de compressão para $k = 1,4$ , representando o ar ambiente. ....	26
Figura 7 -	Os quatro tempos de um MCI de ignição por centelha. ....	27
Figura 8 -	Diagrama Pressão-Volume de um MCI alternativo. ....	28
Figura 9 -	Esquema básico de componentes de um MCI, Otto, alternativo.....	29
Figura 10 -	Esquema dos componentes estacionários.....	30
Figura 11 -	Cabeçote do motor.....	31
Figura 12 -	Sub-montagem válvulas-cabeçote. ....	32
Figura 13 -	Bloco de motores.....	33
Figura 14 -	Sub-bloco.....	34
Figura 15 -	Cárter. ....	34
Figura 16 -	Exemplos de parafusos utilizados em MCI (a) e conexões roscadas críticas (b). ....	35
Figura 17 -	Sistema móveis e seus principais componentes. ....	36
Figura 18 -	Pistão em corte. ....	37
Figura 19 -	Biela.....	37
Figura 20 -	Virabrequim.....	38
Figura 21 -	Eixo comando de válvulas.....	39
Figura 22 -	Subsistema da válvula. ....	40
Figura 23 -	Circuito do sistema de arrefecimento líquido forçado de um MCI. ....	42
Figura 24 -	Movimentação do fluido de arrefecimento no interior do MCI. ....	42
Figura 25 -	Circuito de lubrificação de um MCI.....	44
Figura 26 -	Compressor Volumétrico.....	45
Figura 27 -	Sistema Turbocompressor. ....	45
Figura 28 -	Diagrama dum motor de explosão com sobrealimentação (a) e possibilidade de aproveitamento dos gases de escape (b) com turbocompressor.....	46

Figura 29 -	(a) Tensão geral tridimensional, (b) Tensão plana com componentes de cisalhamento contrárias de igual magnitude.....	47
Figura 30 -	Diagrama tensão-deformação típico de um material dúctil (a) e um material frágil (b).....	49
Figura 31 -	Teoria da tensão de cisalhamento máxima.....	53
Figura 32 -	Teoria da energia de distorção (DE) para um estado plano de tensão, inscrito sobre o critério de Tresca (MSS).....	54
Figura 33 -	Teoria da tensão normal máxima. ....	55
Figura 34 -	Círculos de Mohr para o critério de Coulomb Mohr frágil. ....	56
Figura 35 -	Teoria de Coulomb-Mohr.....	56
Figura 36 -	Trinca de um cabeçote de motor diesel. ....	58
Figura 37 -	Aspecto macroscópico de uma ruptura por fadiga, indicando o ponto de início da trinca e sua propagação.....	58
Figura 38 -	Diagrama <i>S-N</i> para um aço UNS G41300.....	60
Figura 39 -	Diagrama de Haigh Goodman modificado.....	61
Figura 40 -	Métodos usados para resolver análises de problemas de engenharia. ....	64
Figura 41 -	Processo de análise por Elementos Finitos.....	65
Figura 42 -	Modelo Matemático (a) e modelo em elementos finitos (b) de um suporte.....	67
Figura 43 -	Discretização por refinamento de malha. ....	68
Figura 44 -	Idealização de uma placa com furo, discretizada com elementos de diferentes tamanhos.....	68
Figura 45 -	Tipos de Elementos. ....	69
Figura 46 -	Elemento bidimensional triangular de primeira (a) e segunda (b) ordem. ....	70
Figura 47 -	Introdução de erros nos processos MEF. ....	71
Figura 48 -	Gráficos de análise de convergência de deslocamento e tensão.....	73
Figura 49 -	Fluxograma da metodologia do projeto. ....	78
Figura 50 -	Geometrias CAD utilizadas. ....	79
Figura 51 -	Posicionamento das Guias e Sedes de Válvulas.....	80
Figura 52 -	Numeração dos cilindros. ....	80
Figura 53 -	Malhas hexaédricas. ....	82
Figura 54 -	Malhas tetraédricas de segunda ordem.....	82
Figura 55 -	Malha no Cabeçote e Câmara de Combustão.....	84
Figura 56 -	Malha da Camisa d'água do Cabeçote. ....	84

Figura 57 -	Curva tensão x deformação do AA319-T7 a temperatura ambiente. ....	86
Figura 58 -	Esforços em conexões roscadas.....	88
Figura 59 -	Interferências radiais de montagem das Guias e Sedes. ....	89
Figura 60 -	Modelo CFD 1D do GT-Suite.....	91
Figura 61 -	Mapas térmicos dos motores. ....	92
Figura 62 -	Mapas térmicos nos Cabeçotes de motor. ....	92
Figura 63 -	Curva de pressões de combustão a potência máxima.....	93
Figura 64 -	Fatores de influência no carregamento do Eixo Comando.....	94
Figura 65 -	Sistema de sincronismo do Eixo Comando.....	95
Figura 66 -	Modelo dinâmico do trem de válvulas. ....	96
Figura 67 -	Força resultante nos mancais do Eixo Comando.....	96
Figura 68 -	Interação entres corpos em um par de contatos.....	97
Figura 69 -	Superfícies de contato <i>tied</i> .....	98
Figura 70 -	Superfícies definidas como <i>Contact Pair</i> .....	99
Figura 71 -	Restrições de movimento no eixo vertical.....	101
Figura 72 -	Restrições de movimento nos eixos horizontais.....	101
Figura 73 -	Funcionamento da ferramenta <i>Pretension</i> para parafusos.....	105
Figura 74 -	Mapas térmicos dos motores. ....	106
Figura 75 -	Regiões de aplicação da carga pressão no cabeçote.....	107
Figura 76 -	Regiões de aplicação das cargas equivalentes às válvulas e velas. ....	108
Figura 77 -	Aplicação das cargas dos mancais do Eixo Comando. ....	110
Figura 78 -	Diagrama S-N para o material AA319-T7. ....	113
Figura 79 -	Diagrama de Haigh para o material AA319-T7. ....	113
Figura 80 -	Configuração das malhas.....	115
Figura 81 -	Teste de Malha, tempo de execução.....	116
Figura 82 -	Teste de Malha, tensão máxima principal. ....	117
Figura 83 -	Tensões de Von Mises nos parafusos cabeçote/bloco.....	119
Figura 84 -	Tensões de Von Mises nos parafusos capa de mancal/cabeçote. ....	120
Figura 85 -	Tensões máximas principais nas capas de mancal. ....	121
Figura 86 -	Tensões mínimas principais nas de guias e sedes de válvulas. ....	122
Figura 87 -	Visão da distribuição de tensões no cabeçote devida às cargas de montagem. ....	123
Figura 88 -	Distribuição de tensão sobre a região do cilindro 4. ....	124
Figura 89 -	Distribuição de tensões em torno dos parafusos, guias e sedes de válvulas.....	124

Figura 90 -	Distribuição das tensões devido ao carregamento térmico na parte superior do cabeçote. ....	125
Figura 91 -	Distribuição das tensões devido ao carregamento térmico na parte inferior do cabeçote. ....	126
Figura 92 -	Distribuição das tensões na parte superior do cabeçote sob os cilindros 2 e 3..	126
Figura 93 -	Distribuição das tensões na parte inferior do cabeçote sob os cilindros 2 e 3..	127
Figura 94 -	Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas. ....	127
Figura 95 -	Distribuição das tensões devido ao carregamento cíclicos na parte superior do cabeçote. ....	128
Figura 96 -	Distribuição das tensões devido ao carregamento cíclicos na parte inferior do cabeçote. ....	129
Figura 97 -	Distribuição de tensão nos mancais 3 e 4 referentes à combustão no cilindro 3. ....	129
Figura 98 -	Distribuição das tensões na câmara de combustão 3 devido a combustão do cilindros 3. ....	130
Figura 99 -	Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas. ....	130
Figura 100 -	Distribuição do campo tensões totais na parte superior do cabeçote. ....	131
Figura 101 -	Distribuição do campo tensões totais na parte inferior do cabeçote. ....	131
Figura 102 -	Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas. ....	132
Figura 103 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte superior do cabeçote.	133
Figura 104 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte inferior do cabeçote.	134
Figura 105 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga nos mancais 3 e 4. ....	134
Figura 106 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na câmara de combustão 3. ....	135
Figura 107 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga em torno das guias e sedes de válvulas. ....	135
Figura 108 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga nos dutos de exaustão 2 e 3. ....	136
Figura 109 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte superior da camisa d'água. ....	136
Figura 110 -	Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte inferior da camisa d'água. ....	137

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Detalhe das malhas utilizadas. ....	83
Tabela 2 -	Propriedades mecânicas do AA319-T7 para diferentes temperaturas de trabalho. ....	86
Tabela 3 -	Propriedades mecânicas dos materiais considerados na análise. ....	87
Tabela 4 -	Carregamentos axiais dos parafusos. ....	89
Tabela 5 -	Relação dos contatos utilizados nas simulações. ....	99
Tabela 6 -	Casos de carregamento cíclicos selecionados. ....	103
Tabela 7 -	Resumo dos passos de cálculo. ....	104
Tabela 8 -	Carregamentos de combustão - versão normal aspirada. ....	108
Tabela 9 -	Carregamentos de combustão - versão sobrealimentada. ....	109
Tabela 10 -	Resumo dos picos de forças nos mancais do Eixo Comando. ....	110
Tabela 11 -	Número de Nós e Elementos. ....	116
Tabela 12 -	Tempo de solução. ....	116
Tabela 13 -	Resumo dos resultados mais críticos para o cabeçote da versão NA. ....	138
Tabela 14 -	Resumo dos resultados mais críticos para o cabeçote da versão turbo. ....	138

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FACEPE	Fundação de Amparo a Ciência e Tecnologia de Pernambuco
FCA	Fiat Chrysler <i>Automobiles</i>
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
ASTM	American Society for Testing and Materials
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
MCI	Motores de combustão interna
NA	Normalmente aspirado
TA	Turbo alimentado
FEM	<i>Finite Element Method</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
SOHC	<i>Single Overhead Camshaft</i> (Comando único de válvulas)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>16</b>
1.1	PROJETO DE ADEQUAÇÃO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6L.....	17
1.2	MOTIVAÇÃO .....	18
1.3	OBJETIVOS .....	19
<b>1.3.1</b>	<b>Específicos.....</b>	<b>19</b>
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	19
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>21</b>
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI) .....	21
<b>2.1.1</b>	<b>Princípio de funcionamento .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Ciclo de ar-padrão idealizado Otto .....</b>	<b>24</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Ciclo real de operação .....</b>	<b>26</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Componentes básicos de um MCI alternativo.....</b>	<b>29</b>
2.1.4.1	Componentes básicos estacionários .....	30
2.1.4.2	Parafusos de fixação .....	35
2.1.4.3	Componentes básicos móveis .....	36
<b>2.1.5</b>	<b>Sistema de Arrefecimento .....</b>	<b>40</b>
2.1.5.1	Circulação líquida forçada .....	41
<b>2.1.6</b>	<b>Sistema de Lubrificação .....</b>	<b>43</b>
<b>2.1.7</b>	<b>Sobrealimentação .....</b>	<b>44</b>
2.2	RESISTÊNCIA MECÂNICA E COMPORTAMENTO DE MATERIAIS .....	46
<b>2.2.1</b>	<b>Tensão .....</b>	<b>47</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Tensões Principais.....</b>	<b>48</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Ensaio de tração .....</b>	<b>48</b>
2.3	CRITÉRIO DE FALHAS .....	50
<b>2.3.1</b>	<b>Modos de falha independentes do tempo .....</b>	<b>51</b>
2.3.1.1	Teoria da tensão máxima de cisalhamento para materiais dúcteis .....	52
2.3.1.2	Teoria da energia de distorção para materiais dúcteis .....	53
2.3.1.3	Teoria da tensão normal máxima para materiais frágeis .....	54
2.3.1.4	Teoria de Mohr para materiais frágeis .....	55
<b>2.3.2</b>	<b>Modos de falha independentes do tempo .....</b>	<b>57</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Fadiga.....</b>	<b>57</b>

2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	63
<b>2.4.1</b>	<b>Análise pelo Método dos Elementos Finitos em projetos .....</b>	<b>63</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Malhas.....</b>	<b>67</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Erros.....</b>	<b>71</b>
2.4.3.1	Erros de discretização .....	72
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>74</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>78</b>
4.1	INTRODUÇÃO .....	78
4.2	MODELAGEM CAD .....	79
4.3	MODELAGEM MEF .....	81
4.4	MATERIAIS .....	85
4.5	CÁLCULO DAS CARGAS .....	87
<b>4.5.1</b>	<b>Carregamentos de montagem .....</b>	<b>87</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Carregamentos térmicos .....</b>	<b>90</b>
<b>4.5.3</b>	<b>Carregamentos de combustão.....</b>	<b>93</b>
<b>4.5.4</b>	<b>Carregamentos dinâmicos.....</b>	<b>94</b>
4.6	CONDIÇÕES DE CONTORNO E APLICAÇÃO DE CARGAS .....	97
<b>4.6.1</b>	<b>Contatos .....</b>	<b>97</b>
<b>4.6.2</b>	<b>Restrições de movimento.....</b>	<b>100</b>
<b>4.6.3</b>	<b>Seleção dos casos de carregamento .....</b>	<b>102</b>
<b>4.6.4</b>	<b>Aplicações de cargas .....</b>	<b>104</b>
4.6.4.1	Carregamento de montagem .....	104
4.6.4.2	Carregamento térmico.....	105
4.6.4.3	Carregamento de combustão.....	106
4.6.4.4	Carregamento dos mancais do eixo comando.....	109
4.7	SOLUÇÃO.....	111
4.8	PÓS-PROCESSAMENTO .....	111
<b>4.8.1</b>	<b>Avaliação das tensões.....</b>	<b>112</b>
<b>4.8.2</b>	<b>Avaliação dos fatores de segurança a fadiga .....</b>	<b>112</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>115</b>
5.1	TESTE DE MALHA.....	115
5.2	ANÁLISE DOS COMPONENTES ACOPLADOS .....	118
<b>5.2.1</b>	<b>Parafusos de montagem cabeçote/bloco.....</b>	<b>118</b>
<b>5.2.2</b>	<b>Parafusos de montagem capa de mancal/cabeçote .....</b>	<b>120</b>

<b>5.2.3</b>	<b>Capas dos mancais dos eixos virabrequim .....</b>	<b>121</b>
<b>5.2.4</b>	<b>Guias e sedes de válvulas .....</b>	<b>121</b>
<b>5.3</b>	<b>COMPORTAMENTO DAS TENSÕES POR CARREGAMENTOS .....</b>	<b>122</b>
<b>5.3.1</b>	<b>Carregamentos de montagem .....</b>	<b>123</b>
<b>5.3.2</b>	<b>Carregamentos térmicos .....</b>	<b>125</b>
<b>5.3.3</b>	<b>Carregamentos cíclicos .....</b>	<b>128</b>
<b>5.4</b>	<b>TENSÕES NOS CARREGAMENTOS COMBINADOS.....</b>	<b>130</b>
<b>5.5</b>	<b>RESULTADOS DE FADIGA .....</b>	<b>132</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>140</b>
<b>6.1</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>142</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>143</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Desde o início da indústria automotiva, os motores vêm sofrendo, progressivamente, redução em seus deslocamentos volumétricos, passo a passo, dependendo da disponibilidade de tecnologias. Mais recentemente, em eventos como na crise de energia na década de 1970 e o acordo para redução de emissão de CO<sub>2</sub> em 2008, maior conscientização do público sobre os problemas ambientais levaram a uma demanda por motores mais econômicos com menores emissões de gases poluentes (BRUNETTI, 2012).

Tais exigências impostas às emissões de poluentes têm demandado ao mercado maior utilização de motores ciclo Otto, mas com maior potência por volume de deslocamento motor. E para que se atinjam valores de potência e torque comparáveis aos motores de maior cilindrada, com o objetivo de introduzir mais ar e combustível para dentro do cilindro, é necessário que se empreguem formas de sobrealimentação, sendo a turbocompressão a mais usual.

A adoção de sistemas turbocompressores, assim como outras estratégias de redução de tamanho que resultem em motores de alto desempenho, porém com níveis favoráveis de emissões e consumo, demandam e só são possíveis com a adoção de conceitos avançados de cabeçotes de motores (HEYWOOD, 1988). Essa demanda torna o projeto ou adequações de motores de combustão interna uma tarefa complexa com implicações em diversas áreas de conhecimento. Uma área fundamental no projeto de motores é a avaliação dos componentes estruturais.

Dentre as avaliações estruturais necessárias, por receber diretamente os esforços adicionais da sobrealimentação do sistema, a análise do cabeçote tem lugar especial no desenvolvimento de motores. Em seu funcionamento, o cabeçote é exposto a temperaturas elevadas simultaneamente à aplicação de grandes esforços mecânicos, portanto análises termo-estruturais são geralmente demandadas para avaliação de sua integridade.

Para uma representação satisfatória do funcionamento, o projeto de análise do cabeçote deve levar em conta os carregamentos de montagem, carregamentos térmicos, carregamentos de pressão de combustão e carregamentos devido ao funcionamento dinâmico dos componentes. As cargas de montagem são avaliadas pela aplicação da força axial dos parafusos de fixação e cargas de interferência de montagem de guias e sedes de válvulas, já as cargas térmicas são avaliadas a partir da distribuição da temperatura de operação do motor. Os carregamentos de pressão de combustão são avaliados pelos esforços dos picos de pressão na câmara de

combustão durante a combustão, enquanto os carregamentos dinâmicos pela aplicação das forças resultantes do funcionamento dinâmicos dos componentes móveis, sobretudo do sistema de trem de válvulas.

Em estruturas complexas, como o cabeçote, o processo de análise de integridade estrutural deve ser capaz de tratar com formas geométricas e casos de carregamento que não são triviais. Essas análises podem ser feitas usando vários métodos, como métodos analíticos, numéricos e experimentais (ROSA, 2002).

Quando em casos de estruturas complexas, devido à limitação dos métodos analíticos, o uso de Métodos Numéricos torna-se uma excelente alternativa. Os principais Métodos Numéricos em uso são o de diferenças finitas, o de elementos finitos e o de elementos de contorno. Pela relativa facilidade de uso, o Método de Elementos Finitos tem uma aplicação cada vez mais abrangente e generalizada, sendo esse um processo numérico que usa a solução de um "elemento" de forma geométrica relativamente simples, normalmente obtida com auxílio da Mecânica do Contínuo, para então obter o comportamento de toda uma estrutura, com forma qualquer. A estrutura sob análise é dividida em um conjunto de elementos com dimensões finitas. Assim, a partir do comportamento de um elemento, é obtida a solução da estrutura.

Por fim, para avaliar a integridade do cabeçote frente aos carregamentos apresentados, a metodologia proposta nesse documento, utiliza o Método dos Elementos Finitos para a obtenção das distribuições de tensões e demais passos de tratamento dos resultados, até a obtenção dos resultados de fatores de segurança para critérios de falhas estáticas e de fadiga.

## 1.1 PROJETO DE ADEQUAÇÃO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6L

Para o desenvolvimento desse trabalho, como estudo de caso para desenvolvimento da metodologia proposta para a avaliação termo-estrutural do cabeçote de motor, foi utilizada uma variação do motor Fiat Chrysler E.torQ EVO 1.6l 16v, que equipa uma quantia expressiva de veículos da frota brasileira e é apresentado na Figura 1.

Figura 1 - E.torQ 1.6l SOHC 16v Flexfuel.



Fonte: Fiatpress.com.br

Esse motor opera em ciclo Otto com 4 cilindros em linha e 4 válvulas por cilindro e, nesse estudo de caso específico, possui a adição de um sistema de sobrealimentação.

A adição do sistema de sobrealimentação, se deu através da parceria entre Fiat Chrysler Automobiles - FCA e a Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, através de um projeto de pesquisa e desenvolvimento tecnológico com apoio da FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia de Pernambuco).

Devido à complexidade da tarefa e dos motores de combustão em si, o projeto FCA-UFPE contou com uma equipe multidisciplinar, abordando estudos de performance e fluidodinâmicos pela metodologia CFD 1D, estudos fluidodinâmicos e termodinâmicos pela metodologia CFD 3D e análises estruturais pela metodologia dos elementos finitos (FEM).

## 1.2 MOTIVAÇÃO

É crescente a demanda por motores mais econômicos com menores emissões de gases de escape. Dentre as demais tecnologias desenvolvidas para esse fim, a redução do deslocamento do motor é uma das mais eficientes, sendo a adoção de sistemas de sobrealimentação uma das maneiras mais eficazes para essa tarefa. Contudo, motores sobrealimentados trabalham sob esforços mecânicos sensivelmente maiores, devido ao incremento de pressão e temperatura no sistema. Tais incrementos nos esforços mecânicos, sobretudo em motores de dimensões cada vez menores, geram elevados níveis de tensão, que devem ser analisados com cuidado durante o desenvolvimento de motores e principalmente de cabeçotes, pois recebem diretamente os efeitos da sobrealimentação.

### 1.3 OBJETIVOS

Apresentar uma metodologia completa para avaliação da integridade estrutural de cabeçotes de motor, sob cargas termomecânicas, pelo Método dos Elementos Finitos, propondo soluções otimizadas em relação ao custo computacional e a acurácia dos resultados, com objetivo principal de orientar o desenvolvimento da adequação do sistema turbocompressor ao motor em estudo e viabilizar a construção do protótipo para a realização de testes físicos em dinamômetro.

#### 1.3.1 Específicos

Este trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- Construção do modelo numérico para avaliação termo-estrutural do cabeçote do motor, pelo Método dos Elementos Finitos;
- Aplicação de uma metodologia para representação das cargas oriundas do processo de montagem e de funcionamento do motor, com reduzido custo computacional, porém com boa representatividade do comportamento da estrutura;
- Realizações de simulações, com base no MEF, dos componentes estruturais dos motores para a obtenção das tensões e deformações;
- Efetuar o pós-processamento das tensões e aplicar os critérios de falhas estáticas e de fadiga estabelecidos;
- Orientar a implantação do sistema turbocompressor, apresentando as implicações mecânicas das condições de trabalho do sistema e promover o direcionamento das adequações/melhorias.

### 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este primeiro capítulo está dedicado à contextualização do tema, assim como a apresentação, justificativa, definição dos objetivos e apresentação geral da dissertação.

O Capítulo 2 expõe a fundamentação teórica, com uma revisão de trabalhos publicados no tema abordado que antecedem o presente estudo. No Capítulo 3 é realizada a revisão bibliográfica, com os principais assuntos para uma compreensão adequada do trabalho. O Capítulo 4 apresenta a metodologia proposta para os cálculos das cargas, seleções de casos de carregamento, aplicação das condições de contorno e aplicação dos critérios de falha. No Capítulo 5

os resultados obtidos são analisados e discutidos, sendo o que se refere às tensões, analisadas conforme os critérios de falhas para o componente.

Por fim, no Capítulo 6 são expostas as conclusões em relação à metodologia e os resultados do estudo de caso. Nesse capítulo, também são apresentadas sugestões para projetos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo é dedicado à fundamentação teórica, incluindo a revisão de trabalhos publicados que antecedem o presente estudo, com intuito de fornecer a base necessário para o entendimento do tema abordado.

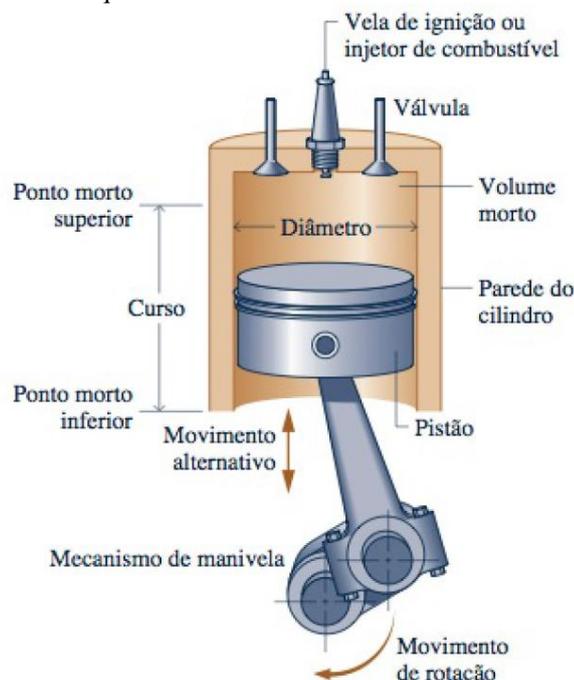
### 2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho, sendo esse proveniente de diferentes possíveis fontes, como combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. (BRUNETTI, 2012). Dentre as máquinas térmicas, os motores de combustão interna (MCI) são dispositivos capazes de produção de potência mecânica, a partir da energia química contida no combustível (HEYWOOD, 1988).

Diferentemente dos motores de combustão externa, nos MCI a liberação de energia pela queima, ou oxidação, do combustível se dá dentro do próprio motor, proporcionando transferência de trabalho por contato direto dos fluidos ativos, que nesse caso são a mistura ar-combustível e produtos da combustão, para os componentes mecânicos do motor. O contato direto com o fluido, além de proporcionar simplificação mecânica, também elimina a perda inerente ao processo de transferência de calor através de um trocador de área finita (TAYLOR, 1985).

Na Figura 2 é apresentado o esquema básico de um MCI do tipo Otto.

Figura 2 - Esquema básico de um motor de combustão interna.



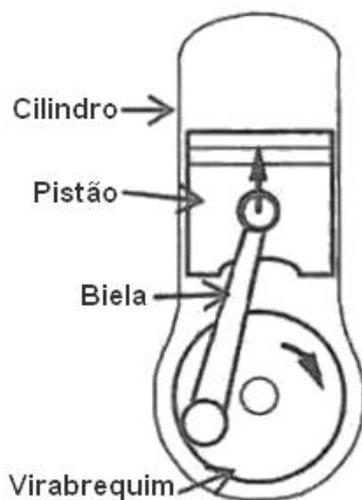
Fonte: Adaptado de (MORAN e SHAPIRO, 2010).

Para início do processo de queima, necessita-se de algum agente que provoque o início da reação do combustível com o oxigênio. Denomina-se ignição o processo que provoca o início da combustão. Os motores estudados nessa dissertação serão do tipo Otto, que diferem dos motores Diesel onde a combustão ocorre de forma espontânea, a mistura ar-combustível é inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de uma vela.

### 2.1.1 Princípio de funcionamento

Motores de combustão interna podem ser dispostos em diferentes sistemas com diferentes soluções. Dentre os motores de alternativos, o sistema mais amplamente usado, e objetivo desse estudo, é o sistema biela-manivela, cujo esquema básico é apresentado na Figura 3.

Figura 3 - Sistema Biela-Manivela.



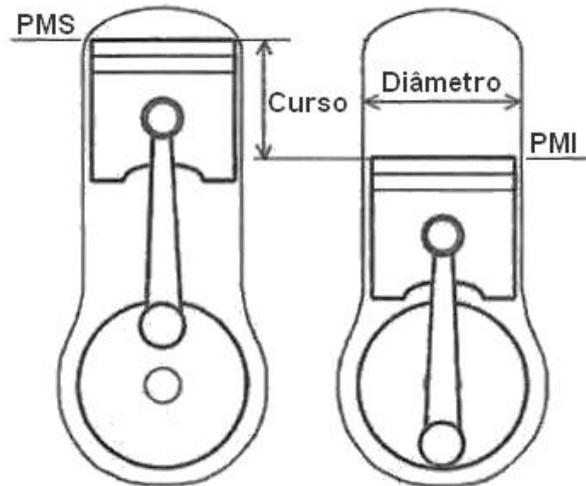
Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

O motor é constituído por cilindros, dentro dos quais deslizam pistões ligados a uma manivela (virabrequim) pelas bielas. Se fizermos rodar o virabrequim, os pistões sobem e descem nos diversos cilindros. Inversamente, o pistão submetido a elevadas pressões (como acontece durante o processo de combustão), faz rodar a cambota. Para que o motor não pare quando um pistão estiver a comprimir ar num cilindro, ou para que não tenha um andamento muito irregular, uma extremidade do virabrequim é munida de um volante de inércia, que acumula energia cinética (MARTINS, 2006).

O ponto mais alto que o pistão pode atingir dentro do cilindro denomina-se ponto morto superior (PMS), ao ponto mais baixo chama-se ponto morto inferior (PMI). A distância percorrida pelo pistão entre os dois pontos mortos designa-se por curso ( $C$ ). O raio da manivela é igual a metade do curso. Quando se fala das características de um motor cita-se o diâmetro

(D) interior de cada cilindro, seguido do curso (C), geralmente por esta ordem. A Figura 4 apresenta a representação gráfica dessas características do motor.

Figura 4 - Características do cilindro e nomenclatura de posições do pistão.



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

Quando se movimenta desde PMS até PMI, o pistão percorre um volume correspondente a um cilindro cuja base é a sua secção e a altura é o curso do pistão, chamado volume varrido ou cilindrada. À soma dos volumes varridos de todos os cilindros de um motor, dá-se o nome de cilindrada do motor. Para um motor de  $n$  de cilindros de diâmetro  $D$  e curso  $C$  a sua cilindrada será:

$$V = n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot C \quad (2.1)$$

Quando o pistão se encontra no PMS, existe um espaço morto por cima da cabeça do pistão. É nesse volume que se inicia a combustão e por isso se denomina câmara de combustão. Se dividirmos o volume total quando o pistão está em PMI (volume varrido + volume da câmara de combustão) pelo volume quando esse está em PMS (volume da câmara de combustão), obtemos a taxa de compressão do motor ( $r$ ). Sendo assim esta é dada por:

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{varrido} + V_{câmara}}{V_{câmara}} \quad (2.2)$$

A taxa de compressão se faz referente à redução de volumes dentro do cilindro durante o movimento do pistão, porém durante a compressão produz-se não somente um aumento de pressão motivado pela diminuição do volume, mas também uma elevação de temperatura, que elevará ainda mais a pressão.

### 2.1.2 Ciclo de ar-padrão idealizado Otto

Muitos aspectos devem ser levados em conta para um estudo detalhado de desempenho de um motor, como a transferência de calor entre os diferentes gases dentro do cilindro, o processo de combustão em si e todas as irreversibilidades associadas ao atrito, gradientes de pressão e temperatura. Devido a tamanha complexidade, modelagens mais precisas normalmente envolvem simulações computacionais, sendo necessárias simplificações consideráveis para que sejam conduzidas análises termodinâmicas elementares de motores de combustão interna. Nessa Seção, abordaremos a descrição e considerações do ciclo de ar-padrão idealizado Otto (MORAN e SHAPIRO, 2010).

Para a análise de ar padrão, os seguintes elementos são:

- Uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal é o fluido de trabalho;
- O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa;
- Não existem os processos de admissão e descarga como no motor real. O ciclo se completa com um processo de transferência de calor constante enquanto o pistão está no ponto morto superior;
- Todos os processos são internamente reversíveis.

O ideal é que análises de ar-padrão sejam utilizadas no âmbito qualitativo, porém ainda assim, algumas noções sobre o desempenho real podem resultar desse procedimento.

O ciclo de ar padrão Otto é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão se encontra no ponto morto superior. O ciclo Otto é mostrado nos diagramas  $p-v$  e  $T-s$  da Figura 5. O ciclo Otto apresenta quatro processos internamente reversíveis em série:

O Processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

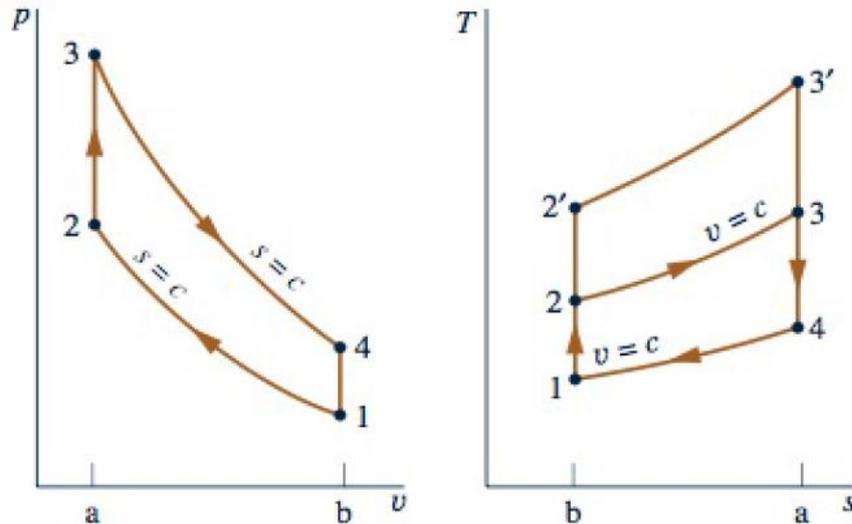
O Processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que se segue em um processo real.

O Processo 3-4 é uma expansão isentrópica (curso de potência).

O Processo 4-1 completa o ciclo através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

Uma vez que o ciclo de ar padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas  $p-v$  e  $T-s$  da Figura 5, podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente.

Figura 5 - Diagramas  $p-v$  e  $T-s$  para o ciclo Otto.



Fonte: Adaptado de (MORAN e SHAPIRO, 2010).

No diagrama  $T-s$ , a área 2-3-a-b-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama  $p-v$  a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área 3-4-a-b-3 é o trabalho realizado por unidade de massa no processo de expansão. A área de cada diagrama pode ser interpretada como o trabalho líquido obtido ou, de modo equivalente, o calor líquido absorvido.

Resumindo, o ciclo de ar-padrão Otto consiste em dois processos nos quais há trabalho, mas não há transferência de calor, os Processos 1-2 e 3-4, e em dois processos nos quais há transferência de calor, mas não há trabalho, os Processos 2-3 e 4-1.

Voltando ao diagrama  $T-s$  da Figura 11, podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta de acordo com o aumento da taxa de compressão. Um aumento na taxa de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2'-3'-4-1. Uma vez que a temperatura média de fornecimento de calor é maior no último ciclo e ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2'-3'-4-1 teria a maior eficiência térmica.

A eficiência térmica do ciclo Otto para um motor com taxa de compressão  $r$ , é dada por:

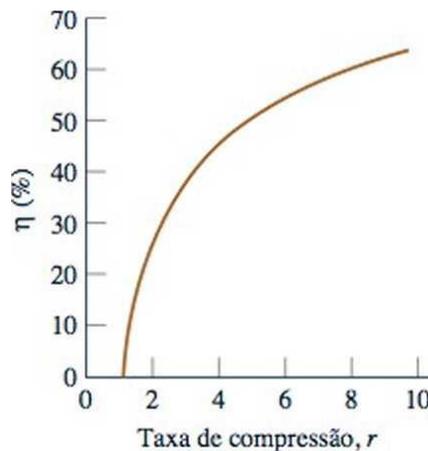
$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \quad (2.3)$$

Sendo:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.4)$$

Analisando a Equação (2.3), é evidenciado como vantajoso para os motores de combustão interna possuírem razões de compressão elevadas. Essa relação é mostrada na Figura 6 para  $k = 1,4$ , representando o ar ambiente. Porém, a possibilidade de autoignição, ou detonação, estabelece um limite superior para a taxa de compressão de motores com ignição por centelha. Esses conceitos serão mais aprofundadamente abordados em seções futuras.

Figura 6 - Relação eficiência x taxa de compressão para  $k = 1,4$ , representando o ar ambiente.



Fonte: Adaptado de (MORAN e SHAPIRO, 2010)

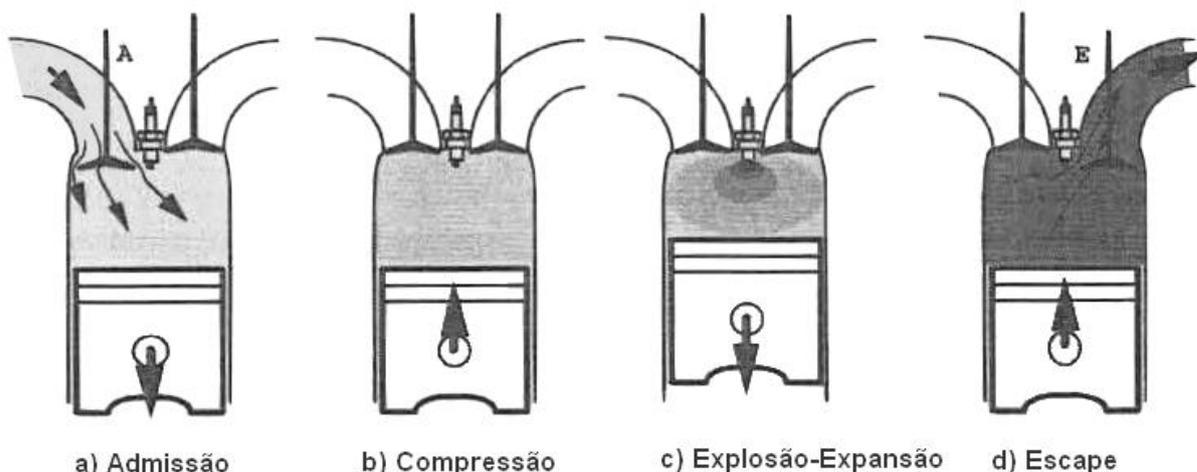
### 2.1.3 Ciclo real de operação

Ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, é a sequência de processos sofridos pelo motor, processos estes que se repetem periodicamente para a obtenção de trabalho útil (BRUNETTI, 2012).

A maioria dos motores recíprocos opera no que é conhecido como ciclo de quatro tempos. Cada cilindro requer quatro cursos de seu pistão - duas revoluções do virabrequim - para completar a sequência de eventos que produz um golpe de potência (HEYWOOD, 1988).

A Figura 7 apresenta um motor de combustão interna, operando em ciclo Otto nos quatro estágios diferentes de seu ciclo.

Figura 7 - Os quatro tempos de um MCI de ignição por centelha.



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

Existem, pelo menos, duas válvulas na parte superior do cilindro (câmara de combustão), que podem ser abertas ou fechadas por um mecanismo de acionamento comandados pelo eixo comando, que será detalhado posteriormente

A válvula de admissão (A) quando aberta, mantém o cilindro em comunicação com o sistema de alimentação, cujo papel é fornecer uma pré-mistura de ar e combustível.

A válvula de escape (E), tem a missão de permitir que os gases saiam do cilindro. Seguidamente apresenta-se o detalhamento desses quatro tempos de funcionamento dentro do ciclo, para um motor com ignição à centelha.

- Tempo de Admissão

A Figura 11 (a), apresenta o pistão a efetuar um curso descendente, estando a válvula de admissão aberta. O pistão, no seu movimento descendente, provoca uma depressão no interior do cilindro, o que induz a mistura de ar e combustível, previamente preparada, para dentro do cilindro

- Tempo de Compressão

Com ambas as válvulas fechadas, o pistão sobe do PMI ao PMS, comprimindo a mistura admitida durante o tempo de admissão (Figura 11 (b)). Esta compressão vai elevar a temperatura e a turbulência da mistura, vaporizando alguma gasolina ainda no estado líquido e homogeneizando a mistura. A combustão será, nestas condições, mais completa, libertando mais calor e uma menor quantidade de produtos não queimados, altamente poluentes. Esta fase exige fornecimento de trabalho do pistão para o conteúdo do cilindro.

- Tempo de Expansão

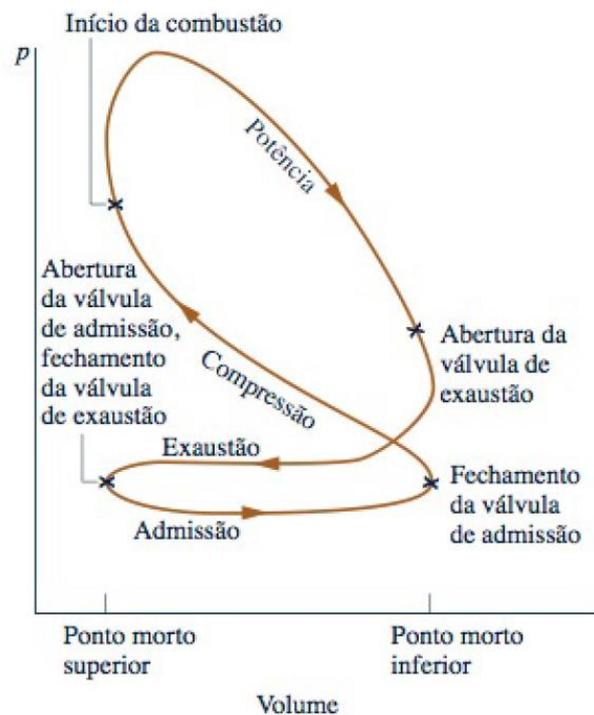
No momento em que o pistão chega próximo ao fim do curso de compressão (PMS), uma faísca eléctrica é lançada entre os eléctrodos da vela, na câmara de combustão. A mistura, já aquecida e comprimida, queima rapidamente (explosão). A pressão obtida é muito elevada, empurrando o pistão violentamente até o PMI (Figura 11 (c)). É esta descida do pistão que impulsiona o veio motor, sendo a única altura em que o motor fornece trabalho.

- Tempo de Escape

A válvula de escape abre-se próximo ao final do tempo motor (em PMI) e os gases queimados escoam-se por ela à grande velocidade. O pistão, no seu movimento ascendente, vai limpar o interior do cilindro dos gases queimados (Figura 11 (d)). Depois de evoluírem no sistema de escape, os gases queimados são descarregados na atmosfera.

O ciclo é o conjunto destas quatro fases: admissão, compressão, expansão e escape, formando um ciclo de trabalho com o fluido, conforme demonstrando na Figura 8.

Figura 8 - Diagrama Pressão-Volume de um MCI alternativo.



Fonte: Adaptado de (MORAN e SHAPIRO, 2010).

Em motores quatro tempos, as quatro fases realizam-se em quatro cursos de pistão, ou duas rotações.

Outra forma de funcionamento, e que não será abordada nesse trabalho, é utilizada nos motores de dois tempos, onde as operações de admissão, compressão, expansão e escape são

obtidas em uma volta do eixo de manivelas. Embora os motores de combustão interna percorram ciclos mecânicos, o conteúdo do cilindro não executa um ciclo termodinâmico, uma vez que é introduzida matéria com uma composição e essa matéria é posteriormente descarregada com uma composição diferente.

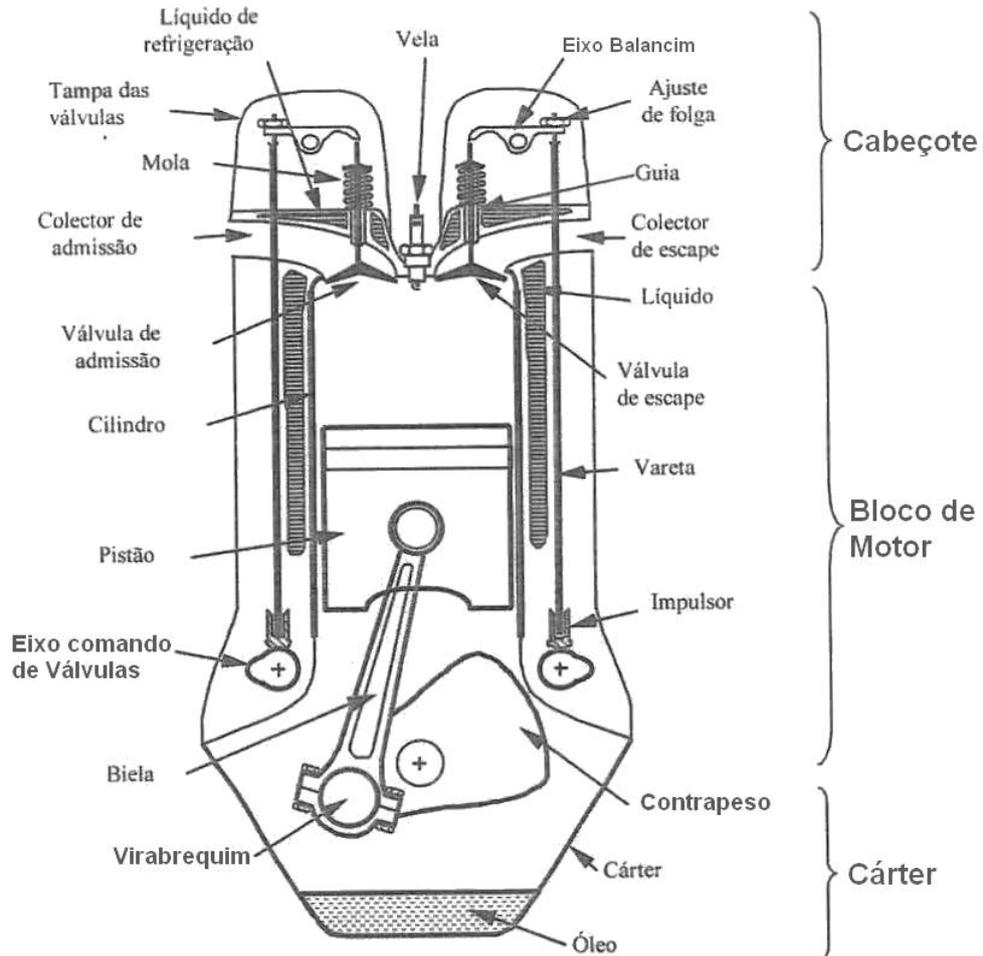
#### 2.1.4 Componentes básicos de um MCI alternativo

Um motor de combustão interna deve possuir uma estrutura suficientemente rígida para suportar as elevadas pressões e velocidades a que poderá estar sujeito (MARTINS, 2006).

Esta Seção tem como objetivo a apresentação dos principais componentes de um motor de combustão interna, alternativo, com ignição por centelha. Uma visão detalhada dos componentes adicionais não tratados nesse estudo, pode ser observada em uma grande gama de literaturas, como Martins (2006) e SAE International (2004).

Na Figura 9, é apresentado um esquema de um motor convencional dos anos 70/80.

Figura 9 - Esquema básico de componentes de um MCI, Otto, alternativo.



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

No esquema apresentado na Figura 9, podemos identificar o cabeçote (parte superior) com as válvulas e seu mecanismo de acionamento, vela e condutos de admissão e escape (no estilo cross-flow, onde o escape aparece do lado oposto à admissão). Apresenta ainda cavidades para circulação do fluido de arrefecimento (água).

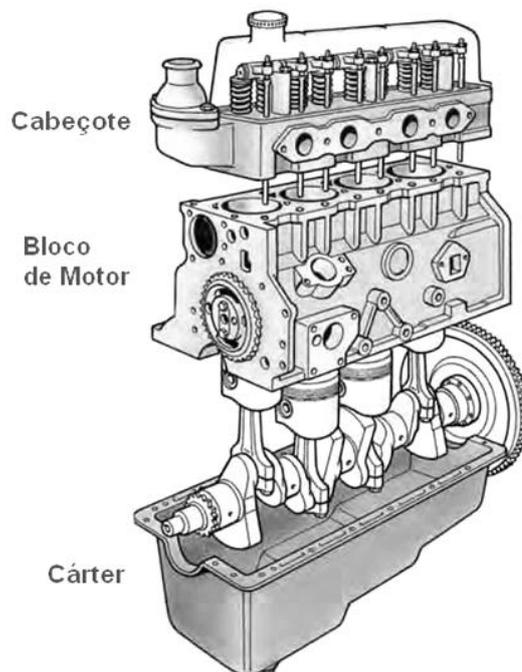
Abaixo do cabeçote existe o bloco de motor, contendo cavidades onde trabalham os pistões, o eixo comando de válvulas e os circuitos de refrigeração e lubrificação (óleo). A parte inferior do motor consiste numa tampa que contém o óleo, à qual se denomina cárter.

A fim de facilitar a compreensão, os componentes serão divididos em dois grupos, os componentes estacionários ou estruturais e os móveis.

#### 2.1.4.1 Componentes básicos estacionários

Estes são os elementos estruturantes do motor, onde se apoiam ou sobre os quais evoluem as peças em movimento (MARTINS, 2006).

Figura 10 - Esquema dos componentes estacionários.



Fonte: Adaptado de (MAHLE METAL LEVE, 2016).

##### a) Cabeçote do motor

Assim como nenhuma outra sub-montagem no motor, o cabeçote determina diversas propriedades de operação como, torque, emissão de gases, consumo de combustível e proprie-

dades acústicas, sendo empregada grande importância ao seu projeto, durante o desenvolvimento do motor (SAE INTERNATIONAL, 2004).

O cabeçote (Figura 11) tem a função de tampar os cilindros, formando a câmara de combustão na parte superior do bloco do motor. Nele, ocorrem altas pressões por conta do pistão que comprime a mistura, no caso do ciclo Otto, ou o ar, no caso dos motores de ciclo Diesel. Geralmente, possui orifícios com roscas onde são fixadas as velas de ignição ou os bicos injetores e alojadas as válvulas de admissão e escape ou descarga (TILLMANN, 2013).

O cabeçote é um dos elementos mais suscetíveis a problemas no projeto dos motores. Geralmente combina problemas estruturais, fluxo de calor e escoamento de fluido em uma forma complexa (TILLMANN, 2013).

Figura 11 - Cabeçote do motor.

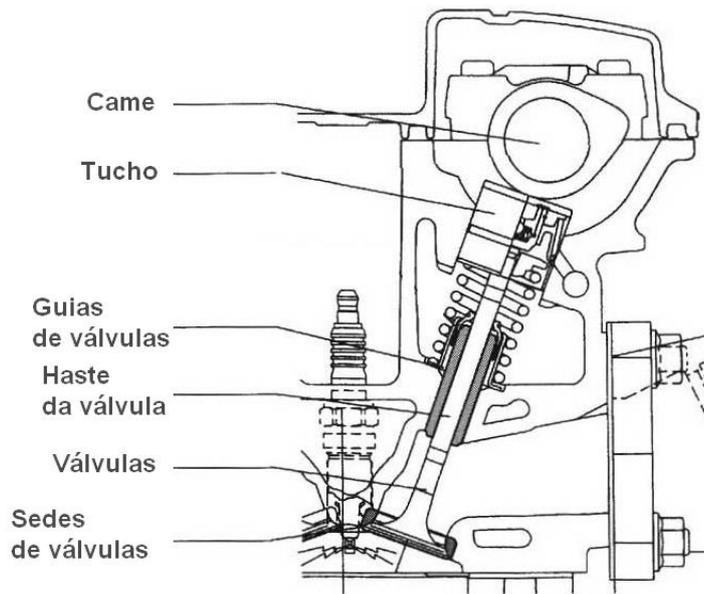


Fonte: Adaptado de (TILLMANN, 2013).

O material mais empregado na fabricação dos cabeçotes são as ligas de alumínio, relativamente fáceis de trabalhar, leves e de boa condutibilidade térmica. Os motores antigos usavam principalmente o ferro fundido (MARTINS, 2006).

Como o alumínio tem fracas qualidades superficiais, é necessário dotar o cabeçote de vários insertos, de modo a melhorar a sua resistência e longevidade. Os mais importantes são os das sedes de válvulas, feitos de aço de alta resistência, para resistirem ao choque das válvulas nas difíceis condições de altas temperaturas. Outros importantes insertos, são as guias das válvulas, os apoios do eixo-comando com os balancins e a rosca da vela, embora parte destes possam ser usinados diretamente no alumínio do cabeçote. A montagem desses componentes é apresentada na Figura 12.

Figura 12 - Sub-montagem válvulas-cabeçote.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

O formato dos dutos de passagem do ar da admissão e gases de escapes, vedação das sedes e formato da câmara de combustão, tem impacto direto na eficiência da combustão, geração de gases poluentes e eficiência do motor em geral.

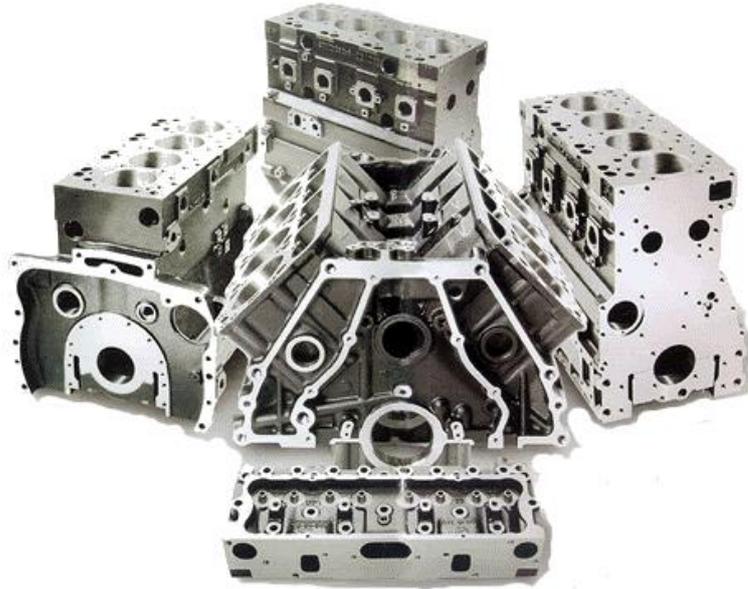
#### b) Bloco de Motor

O bloco, mostrado na Figura 13, é considerado a principal estrutura ou o corpo do motor. Nele, direta ou indiretamente, são acoplados os componentes que compõem o motor (TILLMANN, 2013).

Conforme SAE Internacional (2004), o bloco de motor normalmente é o componente de maior massa no motor, onde os demais componentes são anexados. Geralmente é fabricado em ferro fundido (como é o caso do motor em estudo) ou ligas de alumínio.

Motores modernos tendem à utilização do alumínio e ligas em lugar do ferro fundido, obtendo como principais resultados, melhor dissipação de calor e redução do peso (TILLMANN, 2013).

Figura 13 - Bloco de motores.



Fonte: Adaptado de (BOFF, 2003).

Alguns blocos, principalmente os fabricados em liga de alumínio, possuem em sua cavidade cilíndrica um componente adicional, no formato de tubos, os quais formam as paredes do cilindro no bloco propriamente dito, denominados “camisas”. Nessa configuração, os pistões não trabalham diretamente sobre o bloco, deixando seu contato com as camisas, que possuem material mais resistente ao desgaste ou oferecem menos atrito, além de possibilitar substituição mais fácil em caso de danos.

O bloco é usinado para permitir a passagem do óleo e da água (camisa d’água) que farão parte dos sistemas de lubrificação e de arrefecimento respectivamente e da montagem dos demais componentes que serão acoplados a ele: eixo virabrequim, cabeçote, cárter, etc.

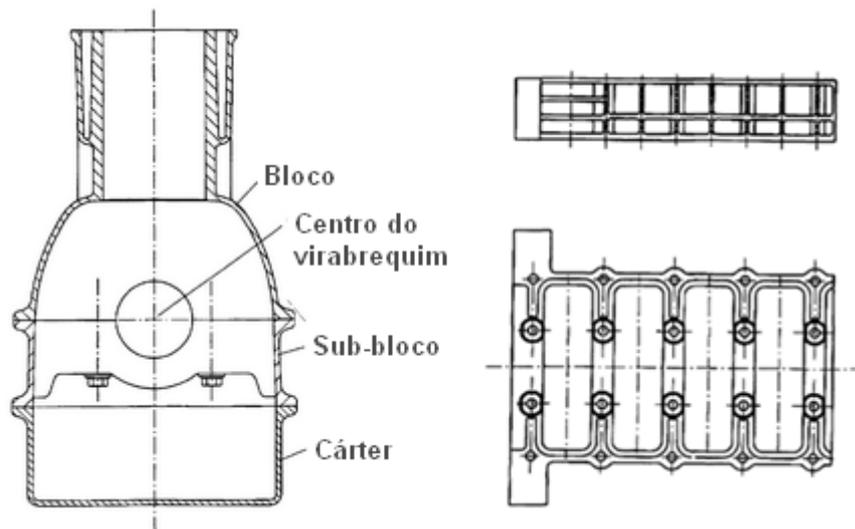
Em alguns projetos o bloco do motor é dividido dando origem a um outro componente, o Sub-bloco.

#### c) Sub-bloco

Uma das funções do bloco do motor é receber o virabrequim, e isto é feito através de mancais ao longo do eixo. Para que haja a montagem do virabrequim, a parte inferior do mancal, denominada capa de mancal, deve ser removível, tornando-os bipartidos. A parte inferior pode ser composta por componentes desmontáveis e individuais para cada seção em contato com o virabrequim, ou no caso de motores que possuem o sub-bloco, todas as capas dos mancais são unidas em um único componente (Figura 14), e este é chamado de Sub-bloco do motor. Parte

dos esforços a que o bloco é exposto também é compartilhado com o sub-bloco, fazendo com que seus projetos sejam integrados.

Figura 14 - Sub-bloco.



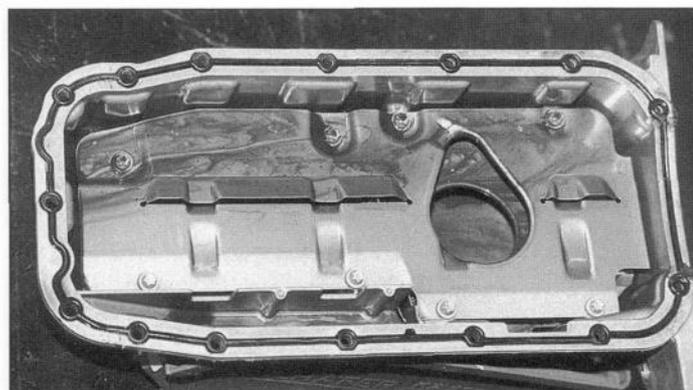
Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

#### d) Cárter

O cárter é a tampa inferior do motor (Figura 15), que tem a função de armazenar o óleo de lubrificação. Geralmente é uma peça em aço estampado, de modo a apresentar boa resistência ao choque, mas pode também ser fundida em alumínio (MARTINS, 2006).

Em alguns projetos, o cárter pode ser um componente fundido, normalmente em liga de alumínio, e apresentando função estrutural para o motor, compartilhando os esforços a que o bloco e o sub-bloco são expostos.

Figura 15 - Cárter.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

Como também tem a função do arrefecimento do óleo, por vezes apresenta aletas exteriores para intensificar a transferência de calor com o ar exterior.

#### 2.1.4.2 Parafusos de fixação

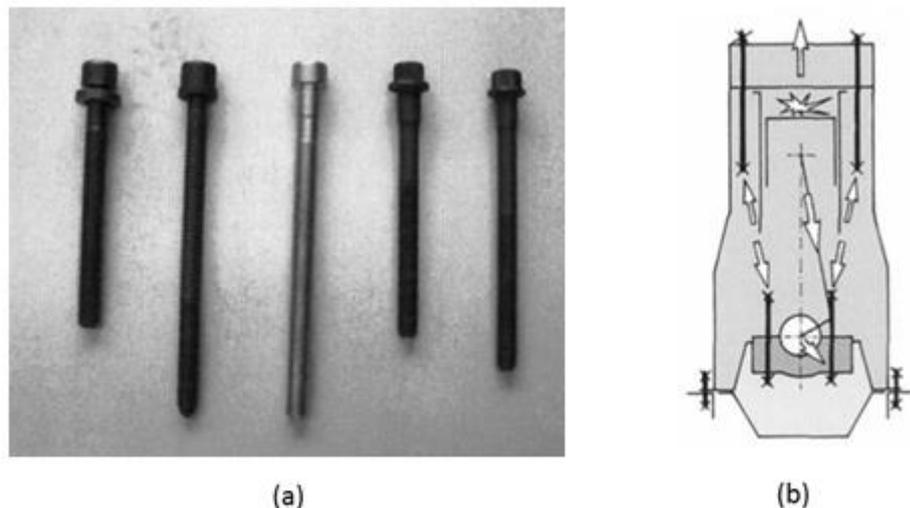
Os MCI modernos contêm entre 250 a 320 conexões roscadas, que usam de 80 a 160 tipos de roscas e parafusos. O número de conexões roscadas depende da configuração do motor (ex. número de cilindros) e da tecnologia utilizada (SAE INTERNATIONAL, 2004)

A maioria dos motores apresentam cinco conexões roscadas críticas:

- Parafusos do cabeçote;
- Parafusos das capas dos mancais de deslizamento principais;
- Parafusos da Biela;
- Parafusos da polia;
- Parafusos do volante;

A Figura 16 (a) apresenta alguns tipos de parafusos comumente empregados na conexão do cabeçote com o bloco. A Figura 16 (b) representa esquematicamente as conexões aparafusadas consideradas no projeto estrutural. No projeto, onde o bloco é subdividido, a conexão representada do cárter com o bloco pode ser interpretada similarmente à do sub-bloco com o bloco do motor.

Figura 16 - Exemplos de parafusos utilizados em MCI (a) e conexões roscadas críticas (b).



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

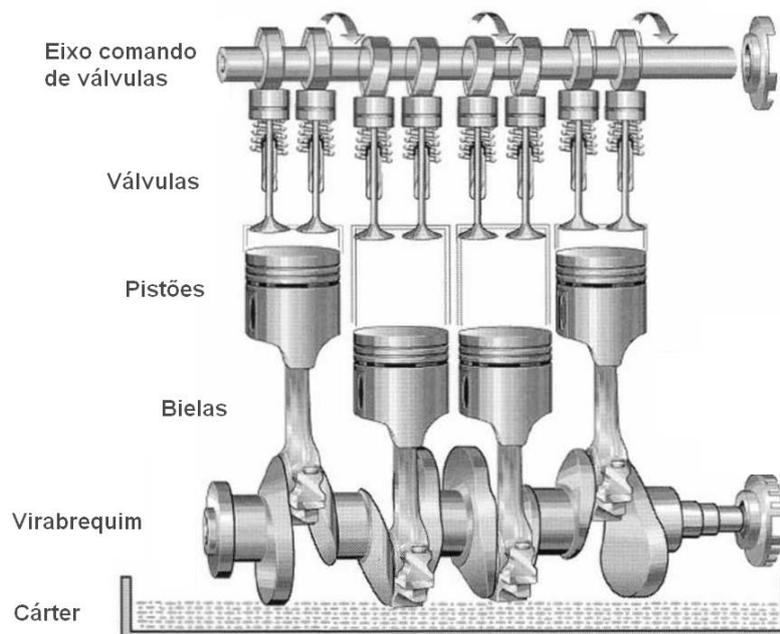
### 2.1.4.3 Componentes básicos móveis

No presente trabalho, não será discutido sobre a dinâmica de funcionamento do trem de força, porém serão apresentados os componentes móveis presentes no sistema biela-manivela e conjunto de acionamento das válvulas.

O sistema biela manivela é composto basicamente pelos pistões, bielas e eixo virabrequim, enquanto o conjunto de acionamento das válvulas, pelo eixo comando e válvulas.

A Figura 17 apresenta um esquema com os dois sistemas e seus principais componentes.

Figura 17 - Sistema móveis e seus principais componentes.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

#### a) Pistão

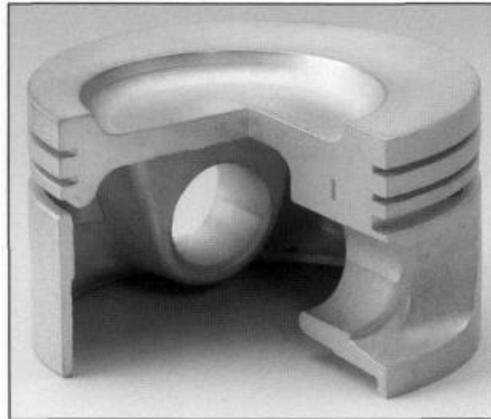
O Pistão (Figura 18) é o componente responsável por transmitir e ampliar a energia resultante da expansão dos gases após a combustão. Nele, se apresenta a parte móvel da câmara de combustão. Ele recebe a força de expansão dos gases queimados, transmitindo-a a biela, por intermédio de um pino de aço (TILLMANN, 2013).

Pode-se afirmar que o pistão tem três funções principais dentro de um motor (MARTINS, 2006):

- Servir de parede móvel da câmara de combustão, assegurando a sua estanqueidade;

- Receber a pressão dos gases da combustão e transmitindo a força ao sistema biela-manivela;
- Durante o movimento alternativo, em contato com as paredes do cilindro serve de guia à biela.

Figura 18 - Pistão em corte.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

#### b) Bielas

As bielas (Figura 19) são consideradas o braço de ligação entre os pistões e o eixo de manivelas; recebem o impulso dos pistões, transmitindo-o ao eixo de manivelas ou virabrequim. É importante salientar que o conjunto biela-virabrequim transforma o movimento retilíneo dos pistões em movimento rotativo do virabrequim (TILLMANN, 2013).

O corpo da biela tem a sua secção em “I”, para melhorar a resistência à flambagem. A biela normalmente é fabricada por forjamento em aço de alta resistência ou em ligas leves de alumínio ou titânio

Figura 19 - Biela.



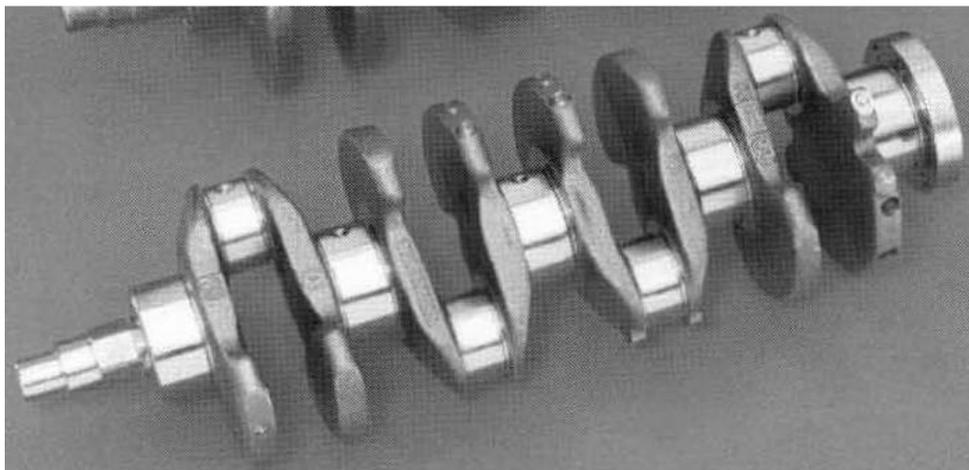
Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

### c) Virabrequim

O virabrequim (Figura 20) é um elemento componente do sistema de força do motor, também conhecido por Eixo de Manivelas (EDM) ou Árvore de Manivelas (ADM). É considerado o eixo motor propriamente dito, o qual, na maioria das vezes, é instalado na parte inferior do bloco, recebendo ainda as bielas que lhe imprimem movimento (TILLMANN, 2013).

Os movimentos lineares do pistão são convertidos, com a intervenção da biela, em movimento de rotação na manivela do virabrequim, tornando o torque disponível para uso nas rodas. Devido às tensões que envolvem forças que variam no tempo e deslocamento, com variação do torque e momentos fletores, além de vibrações mecânicas, o virabrequim está sujeito a cargas muito altas e muito complexas (SAE INTERNATIONAL, 2004).

Figura 20 - Virabrequim.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

### d) Eixo comando de válvulas

O eixo de cames, ou comando de válvulas (Figura 21), é um eixo que tem solidário a ele ressaltos ou excêntricos destinados a agir sobre os elementos impulsionadores das válvulas, balancins, haste e tuchos em tempos precisos. A forma e a posição dos cames determinam, diretamente, as características de potência e de regime do motor.

A função desse eixo é abrir as válvulas de admissão e escape, respectivamente, nos tempos de admissão e escapamento. É acionado pelo eixo de manivelas, através de engrenagens, corrente ou por correia dentada. É dotado de ressaltos que elevam o conjunto: tucho, haste e balancim; abrindo as válvulas no momento oportuno (TILLMANN, 2013).

Figura 21 - Eixo comando de válvulas.



Fonte: Adaptado de (MAHLE METAL LEVE, 2016).

O sistema de acionamento comandado por esse eixo, pode ser observado mais detalhadamente na Figura 17.

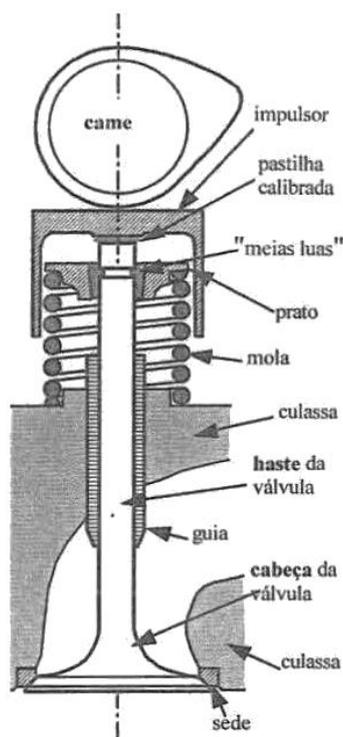
#### e) Válvulas

Válvulas são elementos metálicos responsáveis pela vedação da abertura de admissão do ar e pela vedação dos orifícios de saída dos gases da combustão. Existem dois tipos de válvulas: válvulas de admissão e válvulas de escape. A primeira abre-se para permitir a entrada da mistura combustível/ar (ou ar puro, conforme o caso) no interior dos cilindros. A outra, de escape, abre-se para dar saída aos gases queimados na combustão (TILLMANN, 2013).

A válvula, quando fechada, comprime-se sobre a sua sede por ação da mola e é guiada no seu movimento de vaivém pela sua guia. Depois de aberta, a válvula retorna à sua posição de fecho pela ação da mola.

Na Figura 22 está representada uma válvula acionada diretamente pelo came. O came move o impulsor que atua sobre a válvula. Existe sempre uma folga entre o came e o tucho, de modo a não haver contato e com ele desgaste e atrito (MARTINS, 2006).

Figura 22 - Subsistema da válvula.



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

### 2.1.5 Sistema de Arrefecimento

Em virtude da combustão se dar a temperaturas muito superiores à temperatura de funcionamento das paredes do cilindro e câmara de combustão, existe uma certa quantidade de calor transferida dos gases de combustão para as paredes, por efeito do gradiente de temperatura. Esta quantidade de calor tem de ser retirada do motor, pois de outro modo as temperaturas dos materiais elevar-se-iam até valores que impossibilitariam sua operação, como o óleo de lubrificação que deve permanecer normalmente abaixo de  $150^{\circ}\text{C}$  e de componentes de alumínio (como os pistões e câmara de combustão) cujo ponto de fusão fica na casa dos  $600^{\circ}\text{C}$ . Como o pistão perde calor para o cilindro por meio dos segmentos e da sua saia, é importante haver um diferencial de temperatura entre estes componentes (MARTINS, 2006).

As paredes da câmara de combustão estarão a temperaturas por volta dos  $200^{\circ}\text{C}$ , mas a vela ( $\sim 600^{\circ}\text{C}$ ) e a válvula de escape ( $\sim 750^{\circ}\text{C}$ ) poderão estar a temperaturas mais elevadas. A temperatura máxima na câmara de combustão condiciona o motor relativamente à sua taxa de compressão, pelo aparecimento da detonação do combustível, por esta razão as temperaturas mais elevadas da câmara devem ser minimizadas.

Pelo acima descrito, é obvio que alguns locais são de arrefecimento prioritário, como sejam a sede e a guia da válvula de escape, a rosca da vela e no geral toda a câmara de combustão. Interessa, porém, conservar uma temperatura mínima de funcionamento, para que o óleo de lubrificação tenha baixa viscosidade (induzindo menores perdas por atrito), para que as folgas se minimizem (por dilatação térmica) e para que a frente de chama não se extinga perto das paredes (que acontece quando estão frias).

A percentagem da energia do combustível perdido no arrefecimento é da ordem dos 25-35%, uma quantidade apreciável, mas necessária para manter as temperaturas no interior do motor a um nível aceitável (MARTINS, 2006).

Em MCI, o arrefecimento pode se dar pelo ar, no qual o ar passa diretamente sobre a superfície exterior do motor, e por circulação líquida. A circulação líquida pode ser dada por um sistema de termossifão, onde a força motora da movimentação do líquido provém das diferenças de densidade da água fria e quente, ou por circulação forçada, como é o caso do MCI em estudo.

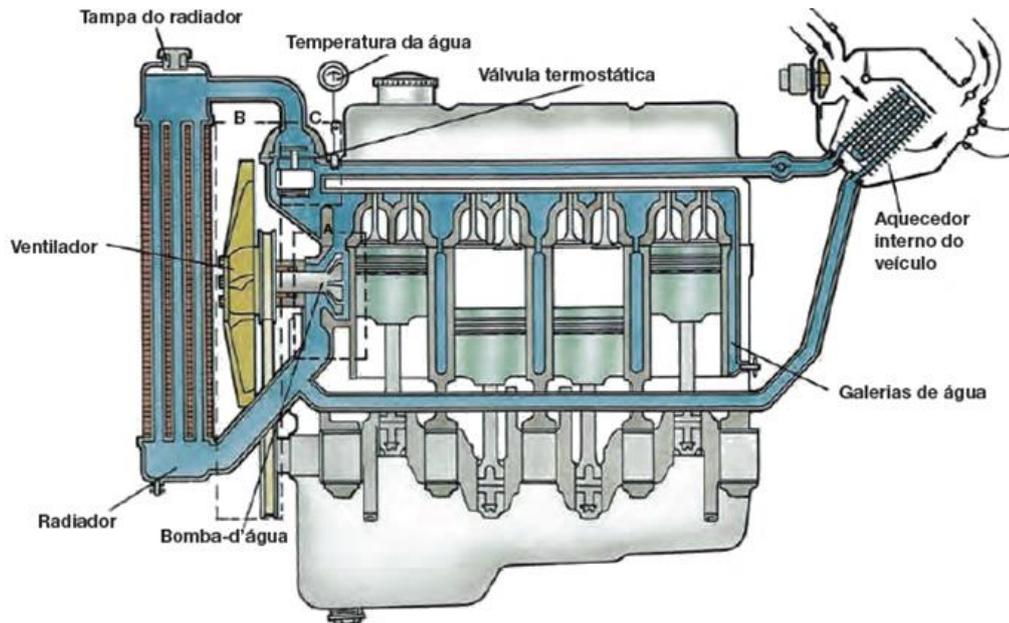
#### 2.1.5.1 Circulação líquida forçada

A circulação líquida forçada é universalmente empregue no campo automobilístico pelas suas inúmeras vantagens: permite um controle de temperatura de funcionamento entre limites apertados, usa um radiador de pequenas dimensões, facilita o aquecimento do habitáculo e a potência necessária para o seu funcionamento é diminuta (MARTINS, 2006).

A circulação forçada é gerada por uma bomba, impondo velocidades de escoamento maiores que ao sistema de termossifão, resultando numa menor diferença de temperatura nas extremidades do radiador e menos riscos de congelamento no inverno (TILLMANN, 2013).

Um esquema do sistema de arrefecimento líquido forçado, é apresentado na Figura 23.

Figura 23 - Circuito do sistema de arrefecimento líquido forçado de um MCI.

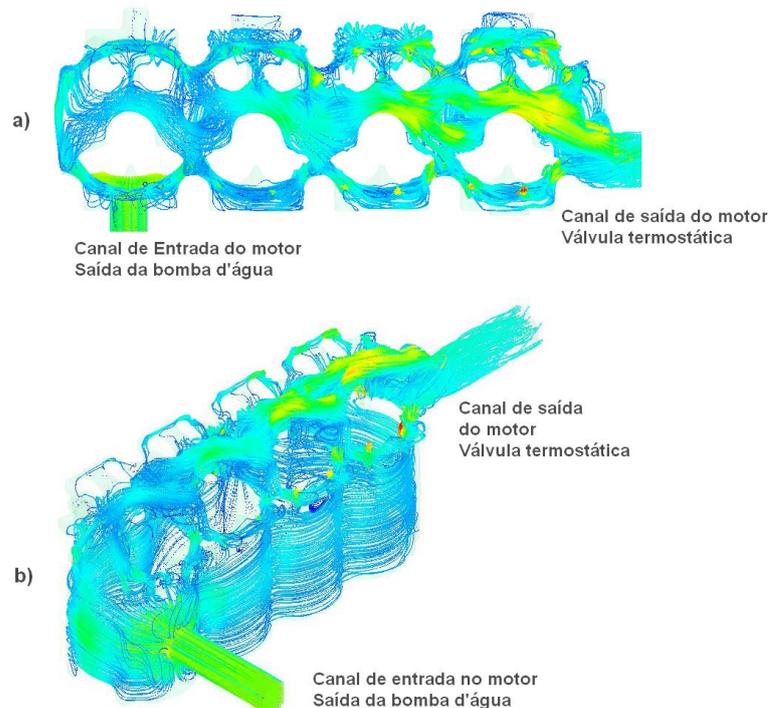


Fonte: Adaptado de (MAHLE METAL LEVE, 2016).

De acordo com Tillman (2013), os principais componentes desse sistema, são o radiador, ventilador e válvula termostática.

A Figura 24, apresenta o caminho percorrido pelo fluido refrigerante no interior do MCI, em uma serie de galerias denominada Camisa d'água, numa visão superior (Figura 24 (a)) e isométrica (Figura 24 (b)).

Figura 24 - Movimentação do fluido de arrefecimento no interior do MCI.



Fonte: O autor, 2017.

Nessa condição, o fluido entra no motor pelo canal de saída da bomba d'água e sai pelo canal de entrada da válvula termostática.

### 2.1.6 Sistema de Lubrificação

O propósito do sistema de lubrificação do motor é duplo, a saber:

- Reduzir a um mínimo o atrito;
- Reduzir a um mínimo o calor gerado, mantendo a temperatura das peças móveis dentro dos limites toleráveis.

Grosso modo, existem dois sistemas de lubrificação para motores:

- Sistema de lubrificação sob pressão:

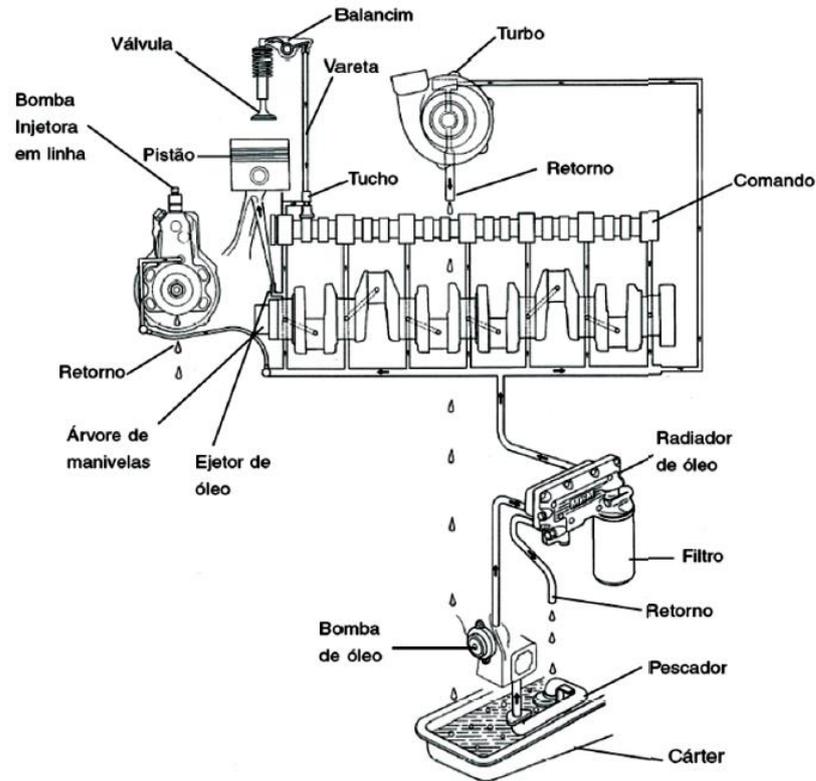
O virabrequim possui condutos especiais. O óleo chega aos mancais sob pressão, e daí é canalizado até aos moentes para lubrificar as bielas. Os mancais e as bielas não possuem ranhuras de lubrificação, exceto algumas câmaras de óleo curtas que não desembocam no exterior. A pressão de lubrificação é de 1 a 3 kg/cm<sup>2</sup>. Essa pressão impulsiona o óleo como uma cunha entre as superfícies a lubrificar, realizando o atrito fluido.

- Sistema de lubrificação por salpique:

A bomba de óleo alimenta as cubas colocadas perto da passagem de cada biela; estas são munidas de uma colher (pescador) que apanha o óleo que passa pela cuba; por inércia, o óleo penetra em seguida na biela e lubrifica o moente. Os mancais são diretamente alimentados por tubos que saem do coletor principal. Com a lubrificação por salpico, a pressão fornecida pela bomba é pouco elevada, de 0,1 a 0,4 kg/cm<sup>2</sup>

O sistema de lubrificação de um motor é composto por diversos componentes que fazem circular o óleo no sistema do MCI, controlam a pressão do mesmo e fazem a sua filtragem, de maneira que haja uma lubrificação adequada em todas as áreas de atrito sob as diversas condições de operação. A Figura 25, apresenta um esquema desse sistema.

Figura 25 - Circuito de lubrificação de um MCI.



Fonte: Adaptado de (TILLMANN, 2013).

De acordo com Mahle Metal Leve (2016), os principais componentes desse sistema são o filtro de sucção, bomba de óleo, válvula de alívio de pressão de óleo e filtro de óleo.

### 2.1.7 Sobrealimentação

A potência que um motor pode gerar é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimada de forma eficiente. Isso, por sua vez, depende da quantidade de ar disponível para a combustão em cada cilindro (HEYWOOD, 1988).

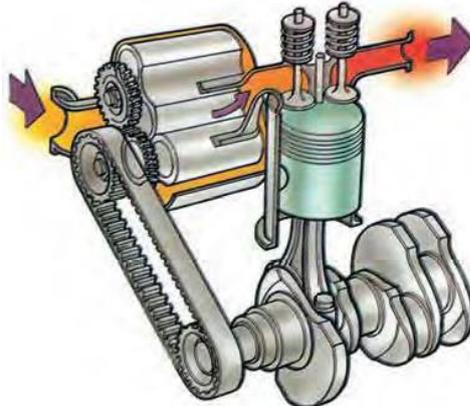
A potência máxima desenvolvida por motores à combustão interna pode ser aumentada com a elevação da pressão de admissão. Este aumento é obtido com a aplicação de um sistema denominado Sobrealimentação. Este processo consiste em forçar para dentro do cilindro a mistura ar/combustível ou somente ar no motor Ciclo Diesel (MAHLE METAL LEVE, 2016).

Elevando-se a densidade do ar, através do aumento da pressão de admissão, consegue-se um aumento de potência acompanhado de um acréscimo de eficiências térmica e volumétrica, alcançando-se dessa forma um aumento do rendimento do motor e a diminuição do seu

consumo específico de combustível. Esse processo pode ser obtido com a utilização de dispositivos chamados Sobrealimentadores, que podem ser acionados mecanicamente ou por meio dos gases de escape.

Os sobrealimentadores acionados mecanicamente, por meio de engrenagens, correias, etc., são denominados Compressores Volumétricos (Figura 26).

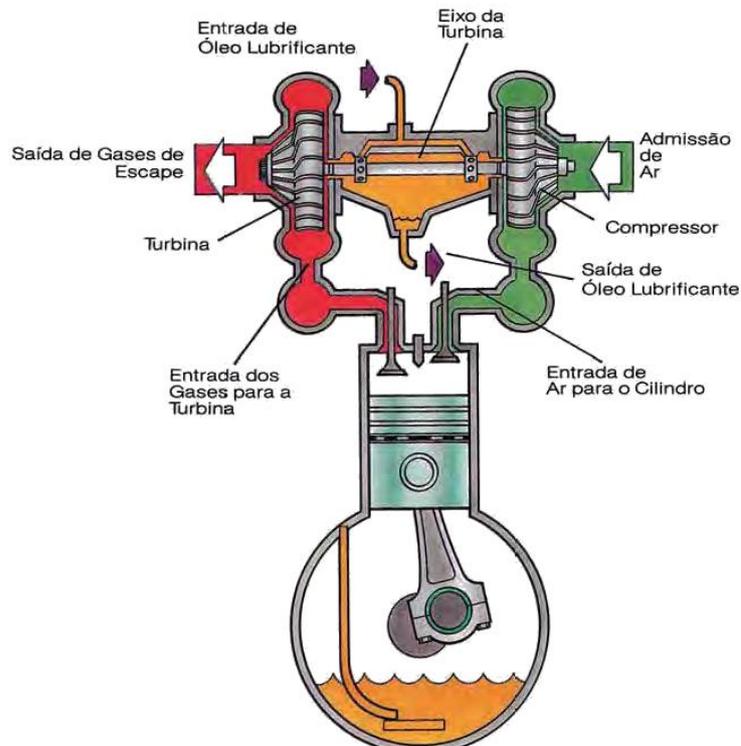
Figura 26 - Compressor Volumétrico.



Fonte: Adaptado de (MAHLE METAL LEVE, 2016).

Aqueles acionados pelos gases de escape são denominados Turboalimentadores (Figura 27), que são os mais empregados atualmente, e cujo método terá ênfase nesse documento, visto que este é o utilizado no projeto ao qual esse trabalho é relacionado.

Figura 27 - Sistema Turbocompressor.

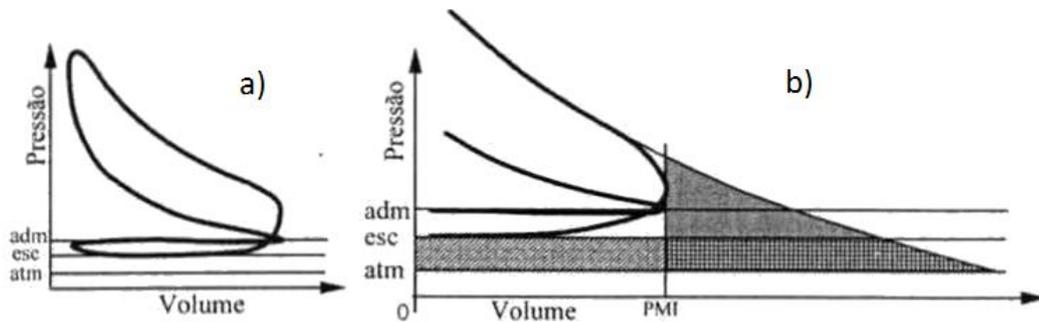


Fonte: Adaptado de (MAHLE METAL LEVE, 2016).

Os turboalimentadores são compostos por uma turbina e por um compressor ligados mecanicamente por um eixo. A turbina, que retira a sua potência de funcionamento à entalpia dos gases de escape, movimentada o compressor, este por sua vez aspira a mistura ar/combustível ou somente ar, forçando-a dentro do cilindro. Assim, quando se usa o sistema de turbocompressor estamos a utilizar a energia dos gases de escape, que de outro modo seria perdida.

A energia teoricamente possível de aproveitamento, é indicada na Figura 28.

Figura 28 - Diagrama dum motor de explosão com sobrealimentação (a) e possibilidade de aproveitamento dos gases de escape (b) com turbocompressor.



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006).

A área quadriculada representa o trabalho desenvolvido pelo pistão durante o escape a uma pressão superior à atmosférica que pode ser aproveitada pela turbina.

## 2.2 RESISTÊNCIA MECÂNICA E COMPORTAMENTO DE MATERIAIS

A seleção de um material para um elemento de máquina ou membro estrutural é uma decisão geralmente tomada antes de as dimensões do elemento serem estabelecidas. Estimativas de tensões e deflexões, devem ser baseadas nas propriedades do material do qual o membro será feito (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

A resistência é uma propriedade do material encontrada por meio de ensaios e ajustada à geometria e às condições de uso conforme necessário.

O estudo da tensão e deformação, tem importância vital no projeto de elementos mecânicos, sendo muitas vezes os fatores de seleção de materiais e dimensionamento de projetos.

Antes de ser detalhado o ensaio de tração-deformação, a definição de alguns conceitos necessários para seu entendimento, serão apresentados a seguir.

### 2.2.1 Tensão

À unidade da distribuição de força por unidade de área, é dado o nome de tensão, podendo então ser calculado pela Equação (2.5), sendo  $F$  o valor da força aplicada e  $A$ , a área do plano em análise (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

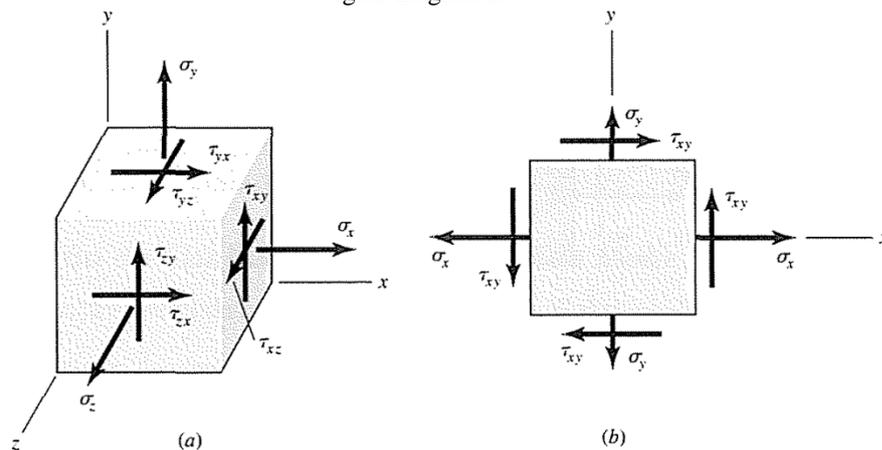
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.5)$$

A orientação do plano de corte é arbitrária, mas geralmente feita em um plano conveniente, no qual o estado de tensão pode ser determinado de maneira fácil ou certas relações geométricas podem ser utilizadas. Contudo, a distribuição de força em um ponto terá componentes nas direções normal e tangencial, dando surgimento a uma tensão normal ( $\sigma$ ) e a uma tensão tangencial de cisalhamento ( $\tau$ ), respectivamente.

No plano apresentado, a tensão normal é rotulada  $\sigma_x$ , sendo o símbolo  $\sigma$  indicativo de tensão normal e o subscrito  $x$ , a direção da normal de superfície. A tensão de cisalhamento resultante pode então ser decomposta em nas direções  $y$  e  $z$  rotuladas como  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{xz}$  respectivamente.

Na Figura 29 (a) é exibido o estado de tensão em um ponto descrito por três superfícies mutuamente perpendiculares.

Figura 29 - (a) Tensão geral tridimensional, (b) Tensão plana com componentes de cisalhamento contrárias de igual magnitude.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Um estado muito comum de tensão ocorre quando o vetor de tensão normal a uma superfície particular é zero. Nesse caso, ele é denominado estado de tensão plana. A Figura 29 (b) mostra um estado desse tipo, arbitrariamente assumindo que a normal para a superfície livre de tensão é a direção  $z$ , de modo que  $\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$ .

### 2.2.2 Tensões Principais

Suponha que o elemento  $\partial_x \partial_y \partial_z$  da Figura 29 (b) seja cortado por um plano oblíquo, a um ângulo arbitrário  $\phi$  anti-horário, a partir do eixo  $x$ . Aos dois valores particulares para o ângulo de corte, em que um dos quais determina a máxima tensão normal  $\sigma_1$  e o outro, a mínima tensão normal  $\sigma_2$ , é dado o nome *tensões principais* e as direções que lhes correspondem, *direções principais*.

Esses valores podem ser obtidos conforme apresentado na Equação (2.6). O mesmo processo pode ser obtido para o cisalhamento, através da Equação (2.7), contendo as fórmulas para os dois valores extremos de cisalhamento.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.6)$$

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.7)$$

Como no caso de um estado plano, uma orientação particular de um elemento de tensão ocorre no espaço para o qual os componentes de tensão de cisalhamento são nulos. Quando um elemento apresenta tal orientação particular, as normais às faces correspondem às direções principais, e as tensões associadas a essas faces são as tensões principais. Na medida em que existem seis faces, há três direções principais e três tensões principais:  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , e  $\sigma_3$ .

### 2.2.3 Ensaio de tração

O ensaio-padrão de tração é empregado para obter diversas características e resistências que são utilizadas em projeto (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

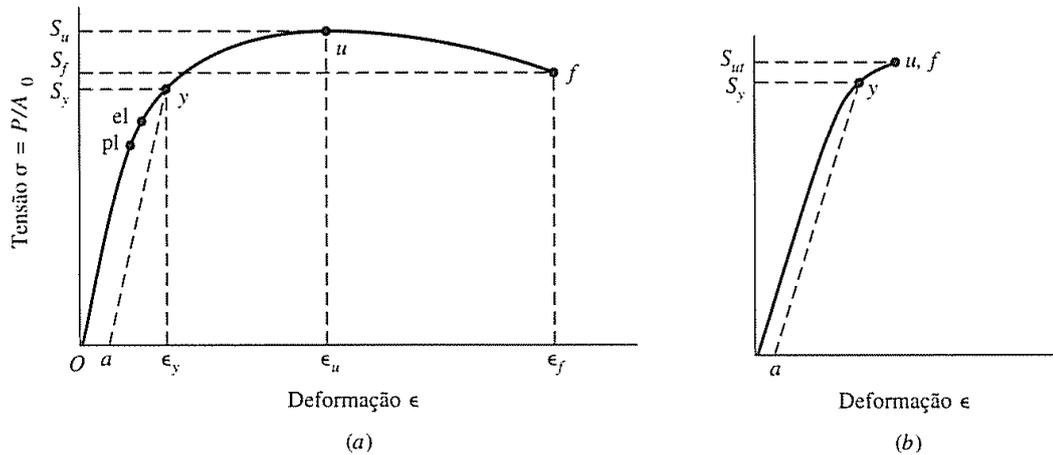
A deflexão do componente ou espécime de tração é dada por  $l - l_0$ , em que  $l_0$  é o comprimento inicial  $l$  o comprimento final após aplicação de uma carga  $P$ . A deformação ( $\epsilon$ ) é calculada por:

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2.8)$$

Na conclusão do (ou durante o) ensaio, os resultados são representados graficamente como um diagrama de tensão-deformação. O ensaio consiste na montagem do espécime na

máquina de ensaio, sendo vagarosamente carregado em tração, enquanto a carga  $P$  e a deformação são observadas. A Figura 30 representa diagramas típicos de tensão-deformação para materiais dúcteis e frágeis.

Figura 30 - Diagrama tensão-deformação típico de um material dúctil (a) e um material frágil (b).



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

No intervalo linear, a relação uniaxial tensão-deformação é fornecida pela *lei de Hooke*, que relaciona a tensão à deformação por uma constante de proporcionalidade  $E$ , chamada de *módulo de Young*, e é provida pela Equação (2.9) como:

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.9)$$

Durante o ensaio de tração, vários materiais alcançam um ponto no qual a deformação começa a aumentar rapidamente, sem, no entanto, um aumento correspondente na tensão. Esse ponto é denominado ponto de escoamento.

A *resistência última*,  $S_u$ , é representado pelo ponto  $u$ , sendo a tensão máxima alcançada no diagrama. Normalmente, materiais dúcteis apresentam um comportamento de queda após alcançar a tensão máxima antes de alcançar a *tensão de ruptura*, ou *tensão de fratura*,  $S_f$  representado pelo ponto  $f$ . Já em materiais frágeis, fraturam enquanto o traço de tensão-deformação está ainda subindo, como mostra a Figura 30 (b), na qual os pontos  $u$  e  $f$  são idênticos.

Outro conceito importante é que, quando um material é colocado em tração, existe não somente uma deformação axial, mas também uma deformação lateral negativa (contração). Poisson mostrou que essas duas deformações são proporcionais uma à outra, dentro do intervalo da lei de Hooke. Tal constante é conhecida como coeficiente de *Poisson* e é expressa como:

$$\nu = \frac{\text{deformação lateral}}{\text{deformação axial}} \quad (2.10)$$

## 2.3 CRITÉRIO DE FALHAS

A falha é a situação em que o sistema deixa de cumprir seu requisito funcional, ou seja, deixa de atender e desempenhar a função para a qual foi projetado. Pode ser colocado como a perda da habilidade de executar a função requerida (ROSA, 2002).

De um modo genérico, a falha pode ser definida como a incapacidade do componente corresponder à demanda que lhe é exigida, ou seja, a sua capacidade é inferior à demanda. Essa demanda se faz referente ao desempenho do componente, cuja falha se dá à demanda superior a um fator limitante, como por exemplo, um valor requerido de carga, acima do qual ocorre a ruptura do material, ou uma tensão elétrica máxima, limitada pela capacidade de isolamento elétrico, ou uma taxa de dissipação de calor baixa, que eleva a temperatura a valores superiores aos toleráveis pelos materiais de isolamento ou lubrificantes, etc.

Apesar da grande gama de aplicações e falhas inerentes, nesse estudo será focado o estudo das falhas dos componentes mecânicos e os seus modos de falha mais característicos, cujo conceito simplificado de falha pode significar que uma peça se separou em dois ou mais pedaços, ou deformou-se permanentemente de forma a prejudicar a sua função (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

O dimensionamento, ou análise, de um componente, ou sistema estrutural, envolve uma sequência de procedimentos intimamente interligados, iniciando normalmente com a determinação das solicitações devidas ao carregamento nela atuantes e na análise de tensões em suas seções mais críticas. Por outro lado, o material possui uma capacidade de suportar carga que não pode ser excedida, sem risco de falha, levando assim a tensão calculada a usualmente ser comparada com uma tensão característica do material, admissível para o tipo de aplicação. No entanto, o nível de segurança do dimensionamento fica avaliado de uma forma subjetiva, mais baseado na experiência anterior com construções semelhantes, do que em uma quantificação que permita afirmar se a estrutura está ou não em segurança.

Para definição dos requisitos de um dado equipamento ou sistema, idealmente, o engenheiro deve ter posse de inúmeros ensaios de resistência do material, sendo que em projetos de grande responsabilidade, torna-se necessário também o ensaio de protótipos ou simulações matemáticas do equipamento em condições tão próximas quanto possível do real, e em caso de grandes projetos, critérios obtidos por discussões entre o fabricante, o projetista de processo e o usuário deste sistema, muitas vezes com a necessidade de consultores externos que possuam experiência anterior no tipo de sistema em consideração. Todos esses requisitos, são necessários

para a obtenção de um projeto robusto, a fim de que se tenham informações confiáveis sobre a intensidade do carregamento, temperatura de operação, ciclos de trabalho, etc.

Ainda que de posse de todo esse conteúdo, ainda se faz necessário o uso da probabilidade nos estudos de projetos, isso devido à existente aleatoriedade quanto à resistência do sistema, devido às heterogeneidades do material, imperfeições de fabricação ou montagem, etc. Esta probabilidade pode ser obtida através das distribuições estatísticas da solicitação e da resistência e será tanto maior quanto maior a vida, se a resistência sofrer uma deterioração ao longo do tempo. A essa probabilidade de que o sistema não falhe, em um dado intervalo de tempo, ou vida, é chamado de confiabilidade.

Dada as infinitudes de combinações possíveis para a operação de um componente, não é possível uma teoria universal de prevenção de falhas aplicável a todos os materiais, porém um histórico dessas teorias pode ser obtido em uma grande gama de obras, como é feito detalhadamente em Christensen (2013), ou um detalhamento das importantes etapas de estudos dos projetos, como em Shigley (2005).

De acordo com Shigley (2005) uma importante consideração a ser feita quanto a capacidade de resistência dos sistemas e materiais é quanto a natureza dos carregamentos, que podem ser dependentes do tempo, caracterizados por cargas estáticas, ou cargas variáveis, onde há dependência do tempo. A seguir esse assunto será tratado de forma mais detalhada.

### **2.3.1 Modos de falha independentes do tempo**

Os modos de falha tratados como independentes do tempo são os que possuem igual probabilidade de ocorrer, qualquer que seja a vida ou tempo de uso do produto considerado. Estes modos se manifestam quando a estrutura em questão sofre uma sobrecarga ou um pico de solicitação, levando a uma falha na forma de uma ruptura, ou um empenamento (ROSA, 2002).

A principal característica das falhas independentes do tempo, se dá devido a uma força estacionária ou momento aplicada a um membro, denominado *carga estática*. Para ser estacionária, tal força ou momento deve ser constante. Uma carga estática pode produzir uma tração axial ou compressão, uma carga de cisalhamento, uma carga de flexão, uma carga torcional, ou qualquer combinação dessas (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Segundo Rosa (2002), os principais modos de falha do tipo independente do tempo são: A fratura, início de escoamento, plastificação generalizada, flambagem e deformação elástica excessiva.

Nesse trabalho, os critérios abordados são dependentes de um comportamento específico dos metais estruturais, que tipicamente são classificados como dúcteis ou frágeis. Os materiais dúcteis são normalmente classificados por apresentarem deformação específica  $\varepsilon \geq 0,05$  e uma resistência ao escoamento identificável, que em muitos casos é o mesmo para tração e compressão ( $S_{yt} = S_{yc} = S$ ). Por outro lado, os materiais frágeis apresentam deformação específica  $\varepsilon < 0,05$ , não apresentam resistência ao escoamento identificável e são tipicamente classificados pelas suas resistências a ruptura para tração e compressão ( $S_{ut}$  e  $S_{uc}$ ) (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

De acordo com Shigley (2005) um resumo das teorias mais comumente aceitas é:

Materiais dúcteis (critérios de escoamento)

- Tensão de cisalhamento máxima (MSS)
- Energia de distorção (DE)

Materiais frágeis (critérios de fratura)

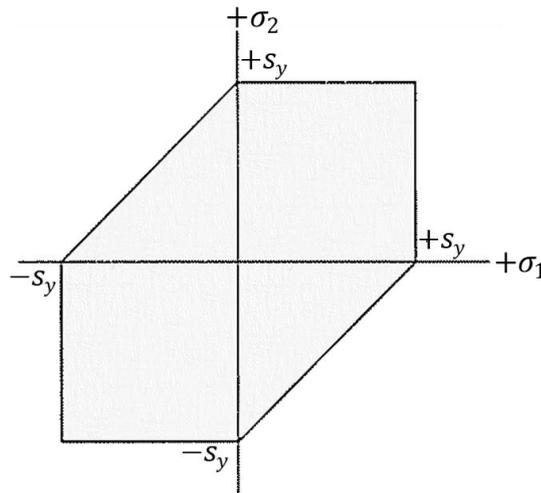
- Tensão normal máxima (MNS)
- Coulomb-Mohr frágil (BCM)

### 2.3.1.1 Teoria da tensão máxima de cisalhamento para materiais dúcteis

Também conhecido como teoria de Tresca, a teoria da tensão máxima de cisalhamento prevê que o escoamento começa sempre que a tensão máxima de cisalhamento se iguala ou excede à tensão máxima de cisalhamento em um espécime de ensaio de tração do mesmo material começa a escoar.

Essa teoria teve base nas consequências vistas em testes de tração, em que as linhas de deslizamento, que representam o começo do escoamento, formam um ângulo de aproximadamente  $45^\circ$  com o eixo da tira ensaiada. Isso ocorre devido a tensão de cisalhamento é máxima a  $45^\circ$  com o eixo de tração. A Figura 31 apresenta graficamente esse comportamento para tensões bidimensionais relacionado à MSS, onde um estado de tensões principais ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ) deve situar-se no interior da área sombreada para evitar a falha.

Figura 31 - Teoria da tensão de cisalhamento máxima.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

### 2.3.1.2 Teoria da energia de distorção para materiais dúcteis

Segundo Shigley (2005), a teoria da energia de distorção prevê o escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material.

A teoria da energia de distorção (DE) originou-se a partir da observação de que materiais dúcteis tensionados hidrostáticamente, ou seja, com cargas igualmente distribuídas em todas as faces e direções, exibiam resistências de escoamento muito acima dos valores fornecidos pelo ensaio de tração simples. Assim, postulou-se que o escoamento não era em absoluto um fenômeno simples de tração ou compressão; pelo contrário, estava relacionado, de alguma maneira, com a distorção angular do elemento tensionado.

Essa tensão equivalente é comumente denominada tensão de von Mises,  $\sigma'$ , e pode ser expressa pelos termos das tensões principais atuantes pela Equação (2.11).

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

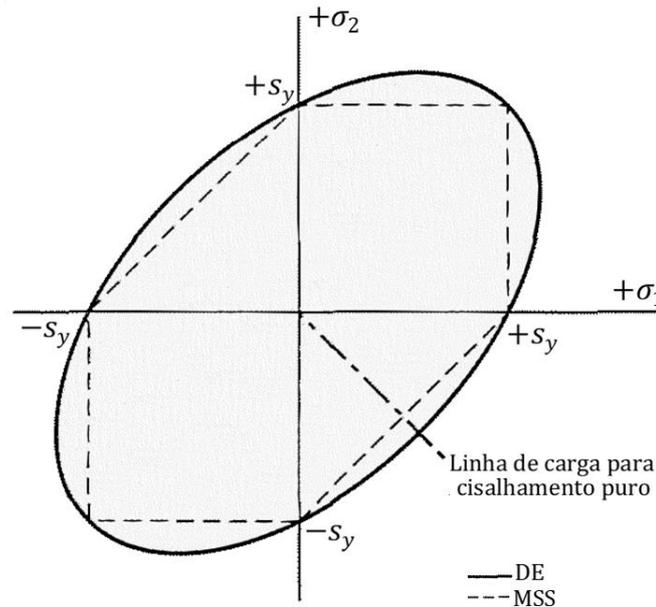
Utilizando os componentes  $xyz$  do tensor tridimensional de tensões, a tensão de von Mises pode ser escrita pela Equação (2.12).

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (2.12)$$

Uma vez obtida a tensão equivalente, essa é comparada à resistência ao escoamento obtido no ensaio de tração, ou seja, a falha (escoamento) irá ocorrer se  $\sigma' \geq S_y$ .

A Figura 32, apresentada a teoria da energia de distorção para estados planos de tensão normalizada pela tensão de escoamento do material, inscrita sobre a teoria da tensão máxima de cisalhamento.

Figura 32 - Teoria da energia de distorção (DE) para um estado plano de tensão, inscrito sobre o critério de Tresca (MSS).



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

A teoria da energia de distorção tem boa correlação com dados para materiais dúcteis, sendo a teoria mais utilizada nesse tipo de material, e geralmente recomendada para problemas de projeto, a menos que haja outra especificação.

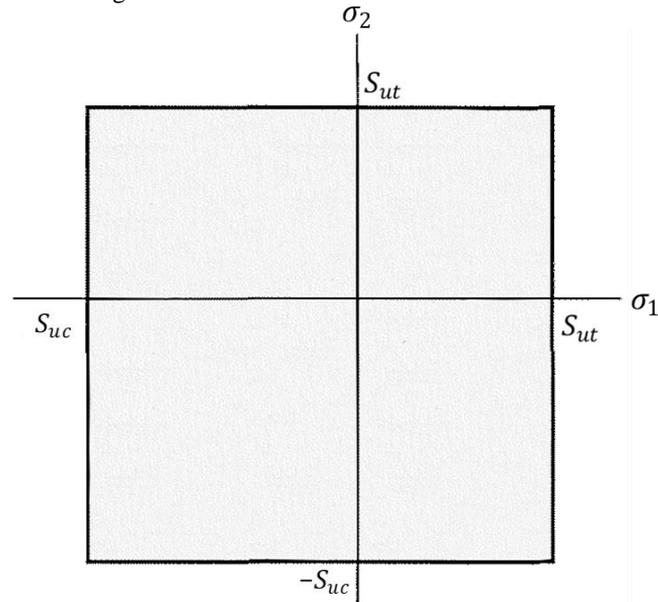
### 2.3.1.3 Teoria da tensão normal máxima para materiais frágeis

A teoria da tensão normal máxima (MNS) afirma que a falha ocorre sempre que uma das três tensões principais ( $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$ ) se iguala ou excede à resistência (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Possivelmente a mais simples das teorias, ela se baseia que a falha ocorrerá quando a maior tensão de tração se torna superior à resistência à tração ( $S_{ut}$ ), ou quando a maior tensão compressiva excede a resistência à compressão ( $S_{uc}$ ) (JUVINALL e MARSHER, 2008).

Esta teoria tem a vantagem de representar bem materiais com diferentes limites para tensões tração e compressão, além de ter apresentado uma boa correlação com os resultados de ensaios realizados em materiais frágeis.

Figura 33 - Teoria da tensão normal máxima.



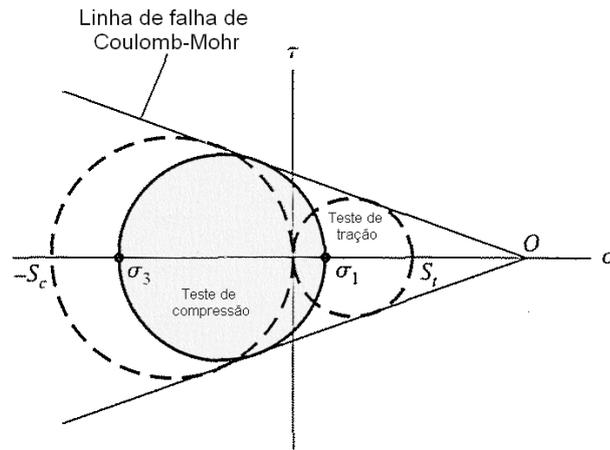
Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

#### 2.3.1.4 Teoria de Mohr para materiais frágeis

Historicamente, a teoria de falha de Mohr data de 1900 e está baseada no comportamento de três ensaios "simples": tração, compressão e cisalhamento, até o escoamento, se o material puder escoar, ou até a ruptura.

Considera-se que a ruptura frágil sob tração se deve apenas à tensão normal de tração, já a ruptura frágil sob compressão se deve a alguma combinação de tensão normal de compressão e de tensão de cisalhamento. Para se entender a influência da tensão de cisalhamento, a Figura 34 apresenta os círculos de Mohr para os testes de tração e compressão de um material com comportamento frágil. As linhas tangentes aos círculos constituem as linhas de falha para todas as combinações de tensões aplicadas entre os dois círculos (NORTON, 2013).

Figura 34 - Círculos de Mohr para o critério de Coulomb Mohr frágil.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Matematicamente, podemos expressar o comportamento da Figura 34 como:

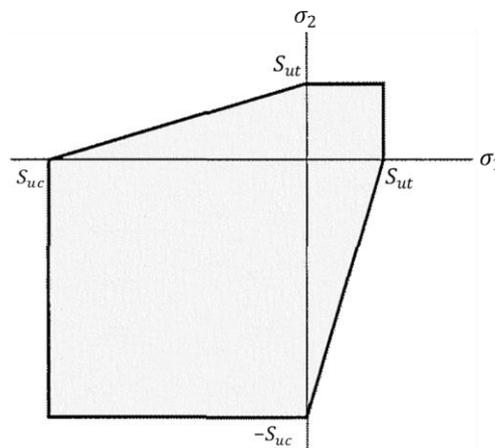
$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = \frac{1}{FS} \quad (2.13)$$

Em um estado plano de tensões, devem ser analisados as tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ . Uma vez que, para a teoria de Coulomb-Mohr, não necessitamos do círculo de resistência por cisalhamento torcional, podemos deduzi-la a partir da Equação (2.13). Para cisalhamento puro,  $\tau = \sigma_1 = -\sigma_3$ . A resistência torcional de escoamento ocorre quando  $\tau_{max} = S_y$  de modo que temos:

$$S_y = \frac{S_{yt}S_{yc}}{S_{yt} + S_{yc}} \quad (2.14)$$

Essa formulação é apresentada graficamente na Figura 35.

Figura 35 - Teoria de Coulomb-Mohr.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

### 2.3.2 Modos de falha independentes do tempo

O tempo de uso do produto pode afetar a falha de componentes das mais variadas formas, porém todos estes modos de falha são caracterizados por algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material. Isto é traduzido como uma perda gradativa das propriedades que tornam o material adequado ao uso pretendido, fazendo com que a funcionalidade da peça fique pouco a pouco comprometida (ROSA, 2002).

Segundo Rosa (2002), os principais modos de falha do tipo independente do tempo são: A fadiga, fluência e o desgaste

Dentre os tipos de falhas apontados acima, será focado o estudo da fadiga, por ser o meio principal de falhas durante a vida útil do cabeçote do motor, componente alvo desse trabalho.

### 2.3.3 Fadiga

A fratura por fadiga é o modo de falha mais comum em estruturas ou peças de máquinas durante condições normais de operação. O dano causado por esse tipo de falha tem impacto significativo no produto interno bruto da indústria de engenharia. Esse fato justifica o crescente número de artigos sobre o tema (BATHIAS e PINEAU, 2010).

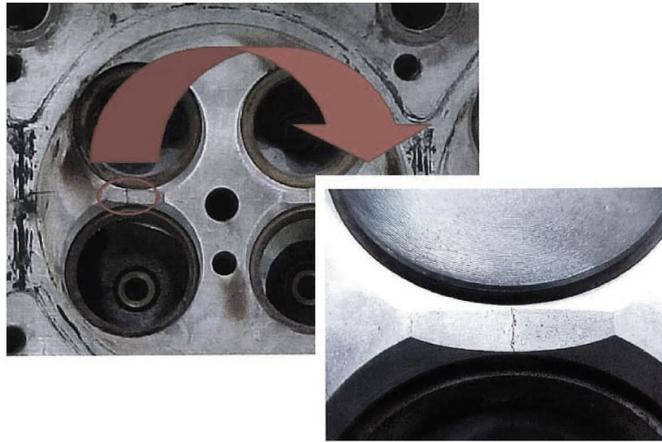
Falhas por fadiga em estruturas metálicas são um problema técnico bem conhecido. Já no século XIX, várias falhas graves de fadiga foram relatadas e os primeiros ensaios laboratoriais foram realizadas. Em sua pesquisa, August Wöhler reconheceu que uma única aplicação de carga, muito abaixo da resistência estática de uma estrutura, não causava nenhum dano à estrutura. Entretanto a mesma carga aplicada repetida muitas vezes, poderia induzir uma falha completa (SCHIJVE, 2009).

Um histórico mais detalhado da evolução dos estudos científicos aplicados nessa área, sobretudo no século XX, assim como o registro de alguns de acidentes causados por falha de fadiga, podem ser encontrados em Schijve (2009), e Bathias e Pineau (2010).

Geralmente, quando componentes de máquina falham estaticamente, desenvolvem uma grande deflexão, possibilitando a substituição antes que a fratura realmente ocorra. No entanto, o mesmo não ocorre com a falha por fadiga. Ela é súbita e total - portanto, perigosa (ROSA, 2002).

Simplificadamente, fadiga ou dano por fadiga, refere-se à modificação das propriedades dos materiais devido à aplicação de ciclos de estresse cuja repetição pode levar à fratura (BATHIAS e PINEAU, 2010). A Figura 36 apresenta um exemplo de falha por fadiga em um cabeçote de motor.

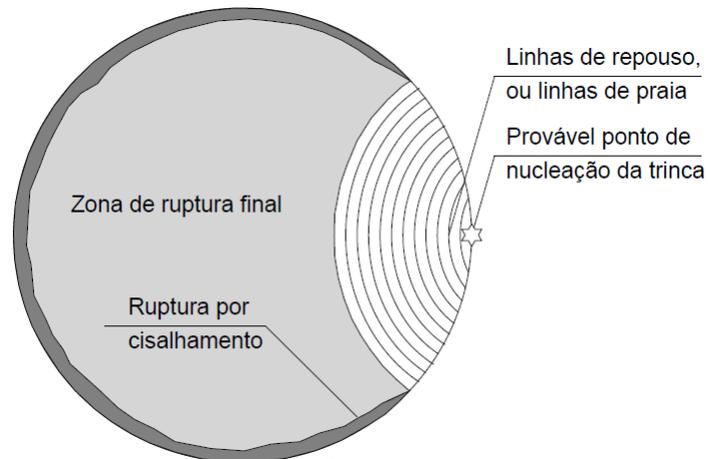
Figura 36 - Trinca de um cabeçote de motor diesel.



Fonte: Adaptado de (BATHIAS e PINEAU, 2010).

A fadiga atua no avanço quase infinitesimal das fissuras que se formam no interior do material, para cada flutuação do estado de tensões. As cargas variáveis, sejam cíclicas ou não, fazem com que, ao menos em alguns pontos, tenhamos deformações plásticas também variáveis com o tempo. Estas deformações levam o material a uma deterioração progressiva, dando origem à trinca, a qual cresce até atingir um tamanho crítico (ROSA, 2002). Esse processo pode ser observado na Figura 37, apresentado o ponto de início da trinca e sua propagação.

Figura 37 - Aspecto macroscópico de uma ruptura por fadiga, indicando o ponto de início da trinca e sua propagação.



Fonte: Adaptado de (ROSA, 2002).

A ASTM define *limite de resistência a fadiga*,  $\sigma_{N_f}$ , como o valor de tensão em que a falha ocorra após  $N_f$  ciclos, e *limite de fadiga*,  $\sigma_e$ , como o valor limite de tensão cuja falha

ocorra quando  $N_f$  se torne muito grande (normalmente  $10^7$  ciclos) (BATHIAS e PINEAU, 2010).

Durante um ciclo de carregamento, a amplitude (ou gama de variação) da tensão, é chamada de *tensão cíclica*,  $\sigma_a$ . Já a média dessa tensão, é chamado *tensão média*,  $\sigma_m$ . Ou seja, a tensão varia ciclicamente sobre um valor de tensão média que pode ou não ser nula. Isto faz com que seja necessário considerar não só a influência da amplitude da tensão alternante, como também a intensidade da tensão média sobre a resistência à fadiga (ROSA, 2002).

Um importante princípio para entender o critério de falha do projeto, é compreender o comportamento dos carregamentos atuantes.

#### a) Carregamentos axiais

De acordo com Bathias e Pineau (2010), alguns parâmetros podem ser extraídos do ciclo de carregamento. A *tensão máxima* durante um ciclo é denominada  $\sigma_{max}$ . Já a *tensão mínima* é denominada  $\sigma_{min}$ . A relação entre essas duas características é a *razão de tensão*,  $R$ , definida por  $\sigma_{min}/\sigma_{max}$ . O carregamento uniaxial é a amplitude de  $\sigma_{max}$ .

Juntamente com os valores relativos às tensões alternadas e médias do ciclo, podemos diferenciar os ciclos sob diferentes tensões, tais como:

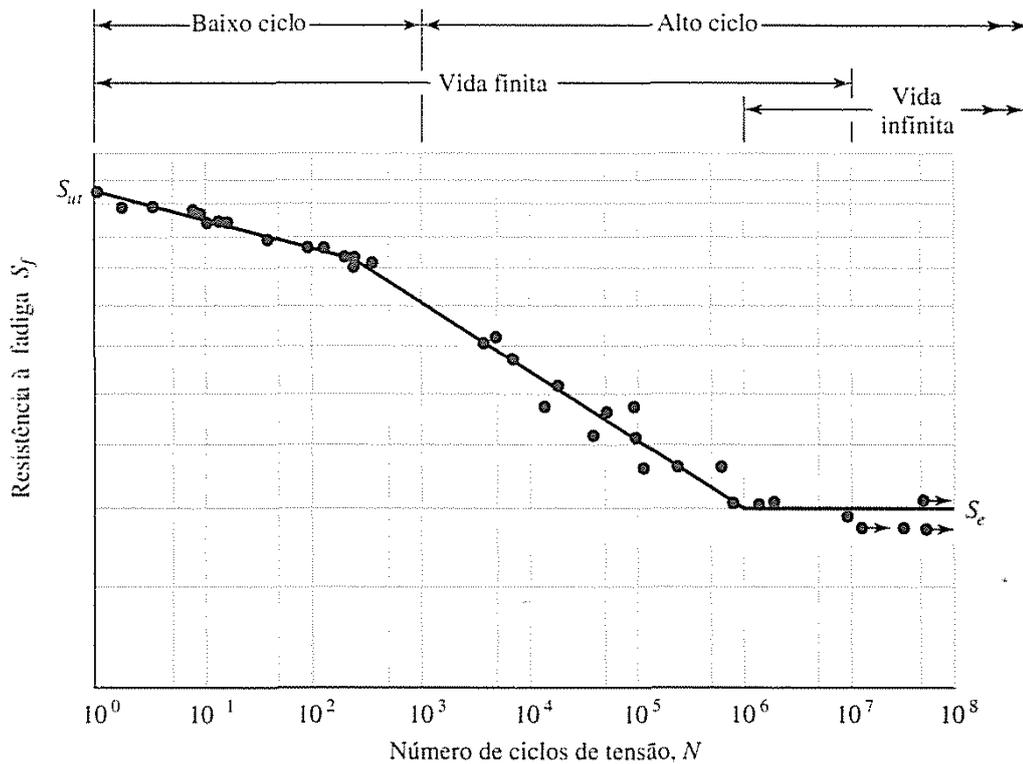
- Reversível:  $\sigma_m = 0 \rightarrow R = -1$ ;
- Assimétrico:  $0 < \sigma_m < \sigma_a \rightarrow -1 < R < 0$ ;
- Pulsante:  $R = 0$ ;
- Flutuante:  $\sigma_m > \sigma_a \rightarrow 0 < R < 1$ ;

Para determinar a resistência de materiais sob a ação de cargas de fadiga, espécimes são sujeitos a forças repetidas ou variáveis de magnitudes especificadas, ao passo que ciclos ou inversões de tensão são contados até sua destruição. O dispositivo de ensaio de fadiga mais amplamente utilizado é a máquina de viga rotativa, que sujeita o espécime à flexão pura (sem cisalhamento transversal) por meio de pesos. Tal espécime, é cuidadosamente usinado e polido - com um polimento final em uma direção axial, de modo a evitar riscos circunferentes (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Para estabelecer a resistência à fadiga de um material, muitos testes se fazem necessários em decorrência da natureza estatística da fadiga. Para o ensaio de viga rotativa, uma carga

de flexão constante é aplicada, e o número de ciclos requerido até a falha é registrado. O primeiro ensaio é realizado a uma tensão um pouco inferior à resistência última do material. O segundo teste é feito a uma tensão menor que aquela utilizada no primeiro teste. O processo é continuado, e os resultados são traçados em um diagrama  $S-N$  (Figura 38).

Figura 38 - Diagrama  $S-N$  para um aço UNS G41300.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

A ordenada do diagrama  $S-N$  é denominada *resistência à fadiga*  $\sigma_{fat}$ ; uma declaração dessa resistência deve sempre ser acompanhada de uma declaração do número de ciclos  $N$  ao qual ela corresponde.

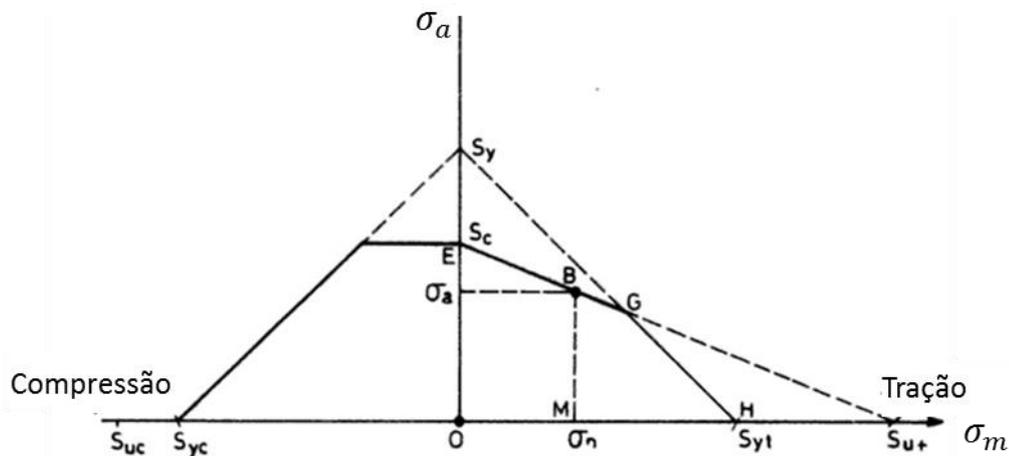
No caso de metais ferrosos e ligas, o gráfico torna-se horizontal depois que o material foi tensionado durante um certo número de ciclos, sendo que além desse ponto, não ocorrerá falha, por maior que seja o número de ciclos. A resistência correspondente esse ponto de horizontalização é denominada *limite de resistência à fadiga*,  $\sigma_e$ , ou *limite de fadiga*. Para materiais que não-ferrosos, o gráfico nunca se torna horizontal, de modo que esses materiais não têm um limite de resistência à fadiga. Nesses casos deve-se fornecer a resistência a fadiga,  $\sigma_{fat}$ , seguida pelo número de ciclos para essa resistência.

Geralmente os componentes de uma máquina são expostos a configurações de tensão diferentes de reversível, em especial à configuração flutuante. Para esses casos a resistência à

fadiga dos materiais pode ser obtida através do diagrama de Haigh ou também conhecido como Goodman modificado (Figura 39). Novamente, esse diagrama é uma representação simplificada dos resultados de testes em corpos de prova sujeitos a tensões flutuantes (RAO, M e RAMA, 2000).

No diagrama de Haigh o eixo das abscissas representa a tensão média e o eixo das ordenadas representa a tensão alternada. São marcados no eixo das tensões médias os valores de resistência ao escoamento ( $S_{yt}$  e  $S_{yc}$ ) e ruptura ( $S_{ut}$  e  $S_{uc}$ ) para tração e compressão. No eixo das tensões alternadas é marcado o limite ao escoamento,  $S_y$  e o limite de resistência à fadiga,  $S_e$ . A linha a partir de  $S_y$  nas ordenadas até  $S_{yt}$  define a falha por escoamento a tração e a linha de  $S_y$  até  $S_{yc}$  define a falha por escoamento a compressão. A linha de falha para compressão é a linha horizontal traçada de  $S_e$  para a esquerda até interceptar a que liga  $S_y$  até  $S_{yc}$ . No lado da tração as linhas EG e GH denotam a linha de Haigh, indicando a falha por fadiga ou escoamento (RAO, M e RAMA, 2000).

Figura 39 - Diagrama de Haigh Goodman modificado.



Fonte: Adaptado de (RAO, M e RAMA, 2000).

#### b) Carregamentos multiaxiais

Para carregamento multiaxial, a definição de uma amplitude de deformação é muito mais sutil, especialmente quando o carregamento não é proporcional (BATHIAS e PINEAU, 2010).

Os carregamentos podem ser multiaxiais, mas proporcionais, de tal forma que exista um fator de escala na magnitude do estado de tensão local. Quando a orientação do eixo principal não é alterada, hipóteses clássicas como tensão principal máxima e energia de distorção

(von Mises) podem ser aplicadas no cálculo de tensões média e alternadas equivalentes e então utilizadas no diagrama de Haigh.

A situação é diferente quando carregamentos complexos não proporcionais são aplicados a componentes com geometria complexa. O eixo principal para o tensor local de tensão irá mudar sua direção com o tempo (GAIER e DANNBAUER, 2003).

Mais detalhes sobre modelos e critérios de falha relacionados a fadiga devido a esforços multi-axiais podem ser encontrados em Bathias e Pineau (2011).

### c) Resistência à fadiga das peças

Para um componente mecânico não é possível aplicar diretamente os estudos apresentados anteriormente, pois os mesmos são válidos apenas para os corpos de prova, porque existem vários aspectos que alteram a resistência à fadiga do componente, em relação aos resultados obtidos no ensaio com os corpos de prova (ROSA, 2002).

Segundo Rosa (2002), as diferenças dizem respeito quanto ao tipo de solicitação e a distribuição de tensões dentro do material, bem como a fatores que afetam a resistência do material propriamente dito. As principais diferenças entre um corpo de prova de fadiga e uma peça real podem ser resumidamente listadas como: Acabamento superficial, tamanho, confiabilidade, temperatura, geometria, carga, entre outros.

As discrepâncias das vidas entre o corpo de prova e o componente mecânico serão consideradas pelo uso de vários fatores empíricos obtidos experimentalmente, pois não é possível, ao menos até o momento, prever, através de um modelo matemático, o comportamento real de componentes sujeitos à ação da fadiga. Assim, estes fatores são usados de modo a permitir a estimativa da vida do componente. A tensão limite de fadiga do material é  $\sigma_{fat}$ , porém no componente, pelos diversos aspectos comentados, a tensão limite de fadiga será menor e denominada de  $\sigma'_{fat}$ , podendo ser estimada por:

$$\sigma'_{fat} = k_1 k_2 k_3 k_4 \dots k_i \sigma_{fat} \quad (2.15)$$

sendo  $k_i$  o fator de correção para o  $i$ ésimo efeito.

Todos esses fatores diminuem a magnitude da resistência à fadiga do gráfico  $S-N$ , gerando uma curva com fator de escala que deve ser usado na análise de falhas.

## 2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Para a mente humana, é quase impossível captar o comportamento de seus complexos ambientes e criações em uma única operação. Assim, o processo de subdividir todos os sistemas em seus componentes individuais ou "elementos", cujo comportamento é prontamente compreendido, e então reconstruir o sistema original a partir de tais componentes é uma maneira natural em que engenheiro ou cientista prossegue (ZIENKIEWIEZ e TAYLOR, 2000).

No Método dos Elementos Finitos (MEF), o domínio geométrico é considerado como constituído de muitas sub-regiões pequenas e interconectadas chamadas elementos finitos. Em cada peça ou elemento, uma solução aproximada conveniente é assumida e as condições de equilíbrio geral da estrutura são derivadas. A satisfação dessas condições produzirá uma solução aproximada para os deslocamentos e tensões.

Inicialmente desenvolvido como uma junção do método clássico dos deslocamentos com a metodologia de solução de estruturas reticuladas, o MEF passou a ser usado para se formular tanto problemas de análise de estruturas reticuladas, como também de estruturas contínuas bi e tridimensionais. Porém, sua generalidade não parou por aí, sua aplicação, que se iniciou em análise estática de estruturas de comportamento linear elástico, foi estendida à análise estática de estruturas com não linearidade física e geométrica e à análise dinâmica de estruturas. Ele também saiu da esfera da análise de estruturas e penetrou em outras áreas, como a engenharia geotécnica, a interação fluido-mecânica e as análises de fluxo térmico e hidráulico (VAZ, 2011).

Um dos grandes divulgadores do MEF foi o prof. O. C. Zienkiewicz com seu livro publicado em 1967, intitulado "The Finite Element Methods for Engineering", que ficou conhecido no meio acadêmico como "The Book", criou uma legião de seguidores do método em todo o mundo. Maiores detalhes da história e do desenvolvimento desse método podem ser adquiridos em sua obra ou de outros autores que abordam o assunto, como Bathe (2014), Kim e Sankar (2009) e Kurowski (2004).

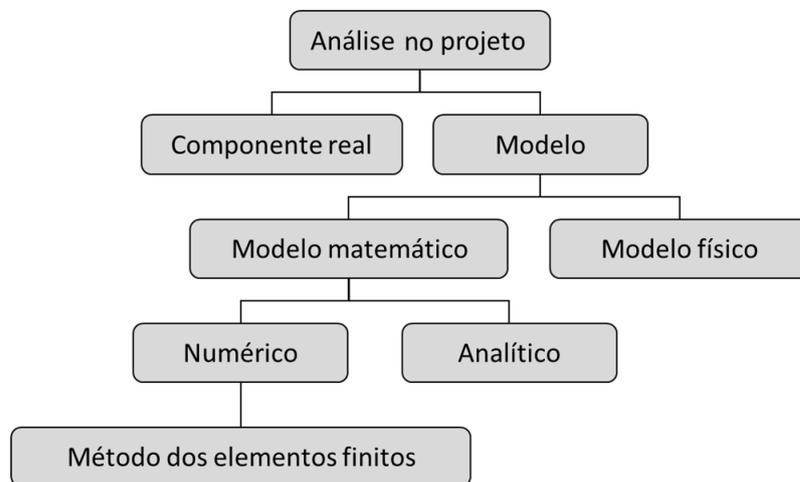
### 2.4.1 Análise pelo Método dos Elementos Finitos em projetos

Segundo Kurowski (2004), em projetos, análise é um processo de investigação de certas propriedades das peças, montagens ou estruturas, que pode ser conduzida em objetos reais ou em modelos que representam certos aspectos de um objeto real. Se forem usados modelos, a análise pode ser realizada no processo de projeto, antes que o produto final ou até mesmo os

protótipos sejam construídos. Esses modelos podem ser modelos físicos (exemplo, modelos em escala reduzida) ou modelos matemáticos onde um determinado comportamento de uma peça ou estrutura é capturado e descrito por um aparato matemático.

A análise de projeto conduzida com o uso de modelos matemáticos pode ser ainda mais detalhada, com base nos métodos usados para obter a solução. Modelos matemáticos simples podem ser resolvidos analiticamente, mas modelos mais complexos requerem o uso de métodos numéricos, no caso, análise de elementos finitos, comumente chamada de FEA (*Finite Elements Analysis*). A Figura 40, apresenta o as possibilidades de resolução de análises dentro do processo, e a localização do MEF dentro dessas possibilidades.

Figura 40 - Métodos usados para resolver análises de problemas de engenharia.

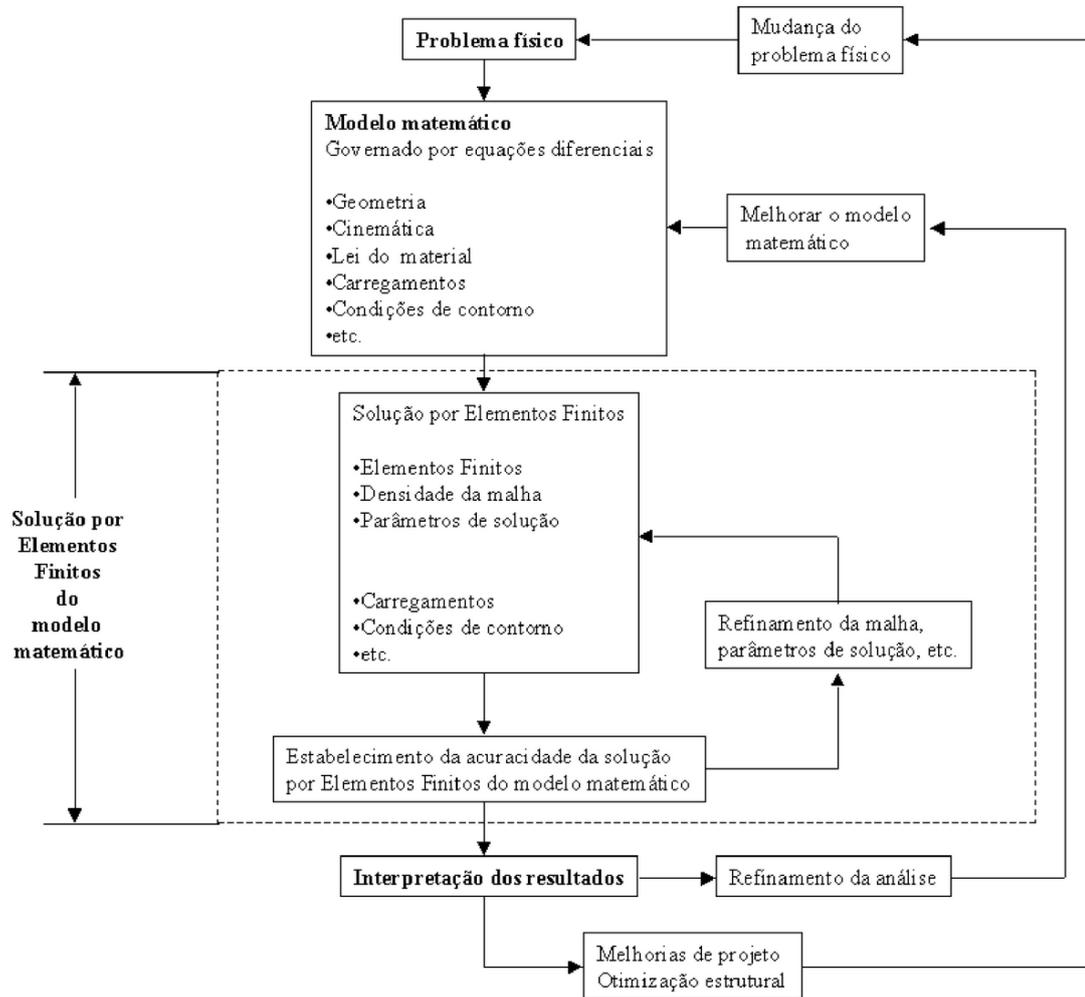


Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004).

Para engenheiros de projeto, o FEA é uma das muitas ferramentas de projeto que deve ser usado além do CAD (*Computer Aided Design*), planilhas, catálogos, bancos de dados, cálculos manuais, livros-texto entre outros. Porém, dentre as ferramentas de análises numéricas, o FEM tem ganhado dominância dentro dos projetos de engenharia, devido à sua generalidade e eficiência numérica, sendo na engenharia moderna, raro achar um projeto que não requeira algum tipo de análise por elementos finitos, ou para os casos em que não é requerida, geralmente a FEA poderia ser utilizada para melhorar o projeto (KUROWSKI, 2004).

De acordo com HUEBNER (1994) o método de elementos finitos pode ser resumido essencialmente em 3 etapas: pré-processamento, solução e pós-processamento. Essas etapas estão contempladas dentro esquema geral de uma análise por elementos finitos, descritos na Figura 41.

Figura 41 - Processo de análise por Elementos Finitos.



Fonte: Adaptado de (BATHE, 2014).

Um resumo das 3 etapas da análise de projeto é descrito a seguir.

#### a) Pré-processamento

É a etapa onde se prepara o problema que será solucionado. Modela-se o fenômeno, introduzem-se condições iniciais e de contorno, carregamentos, escolhe-se os elementos, propriedades dos materiais e são feitas simplificações que venham a facilitar a análise sem influir negativamente nos resultados. Um resumo dos pontos importantes dessa etapa é apresentado a seguir:

- *Discretização do modelo.* O modelo é subdividido em um número equivalente de elementos finitos. O conjunto desses elementos é chamado de malha e suas características, assim como os elementos de que são formados, serão melhor detalhados durante o desenvolvimento dessa Seção.

- *Seleção das funções de interpolação.* De acordo com o tipo de elemento escolhido, existem funções de interpolação ou deslocamento associadas classicamente aceitas. Geralmente, os polinômios são selecionados como funções de interpolação para a variável de campo, porque são fáceis de integrar e diferenciar. O grau do polinômio escolhido depende do número de nós atribuídos ao elemento, da natureza e do número de incógnitas em cada nó e de certos requisitos de continuidade impostos nos nós e ao longo do elemento.
- *Definição das condições de contorno.* Antes que as equações do sistema estejam prontas para solução, elas devem ser modificadas para considerar as condições de contorno do problema. Neste estágio, são impostos valores nodais conhecidos das variáveis dependentes ou cargas nodais, como pontos com deslocamentos ou outras propriedades conhecidas.
- *Aplicação das cargas externas.*

#### b) Solução

Nesta etapa as matrizes dos elementos individuais e o vetor de forças nodais são montados e então o problema é resolvido para os graus de liberdade desconhecidos. Após a solução da matriz global de equações, dois tipos de soluções são produzidos: soluções primárias e derivadas ou secundárias. Por exemplo, para o caso de análises estruturais a solução nodal obtida são os deslocamentos dos nós e as soluções derivadas são as deformações e tensões.

#### c) Pós-processamento

Após construir o modelo e obter a solução, usando ferramentas específicas, o usuário avalia os resultados da análise e performance do modelo. Essa etapa depende somente das necessidades do engenheiro que está modelando o problema. Alguns exemplos de resultados são:

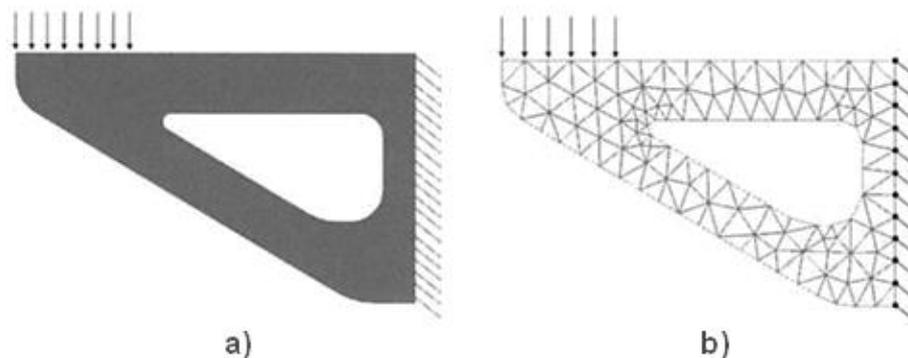
- Deslocamentos nodais;
- Deformações da geometria;
- Gradientes de tensão de acordo com o critério de resistência escolhido;
- Gradientes de temperatura;
- Deslocamentos nodais ao longo do tempo;
- Frequências naturais e modos de vibrar da estrutura.

## 2.4.2 Malhas

De acordo com Kurowski (2004), um dos requisitos mais importantes para a resolução do modelo matemático pelo MEF, é a divisão do domínio da solução em subdomínios de formato simples chamados “elementos finitos”. O resultado desse processo de discretização é comumente chamado de “malha”.

Dependendo de sua complexidade, descrever todo o modelo como um elemento único, exigiria funções extremamente complexas ou até mesmo impossíveis, tornando óbvia a necessidade da malha. A criação da malha divide o domínio da solução em elementos de formato simples ou em subdomínios. Isso permite que polinômios razoavelmente simples sejam usados para aproximar o campo de deslocamento (ou temperatura) em cada elemento. A Figura 42 apresenta o modelo matemático (a) de um suporte e seu modelo correspondente em elementos finitos (b).

Figura 42 - Modelo Matemático (a) e modelo em elementos finitos (b) de um suporte.



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004).

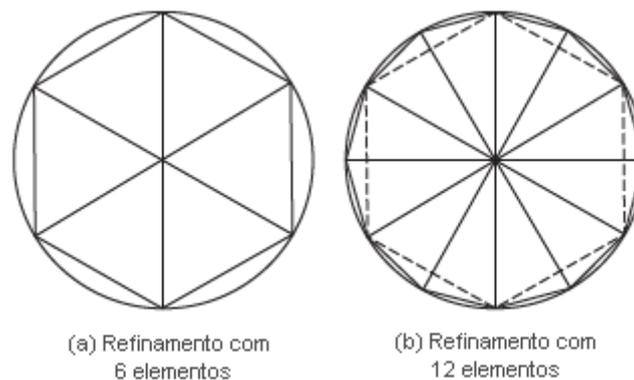
Para um modelo simples, é relativamente fácil criar nós individuais especificando sua localização e definir elementos conectando esses nós. No entanto, para um modelo complexo, seria trabalhoso definir milhares de nós e elementos manualmente. Felizmente, muitos programas de pré-processamento têm capacidade de geração de malha para que nós e elementos sejam gerados de automaticamente pelos critérios impostos pelo usuário, através de uma interface gráfica (KIM e SANKAR, 2009).

O processo de discretização do contínuo depende primordialmente do julgamento e do conhecimento do engenheiro, porém, durante a criação da malha, alguns parâmetros são de suma importância:

a) Tamanho do elemento

O tamanho dos elementos influencia diretamente na convergência da solução e, portanto, ela deve ser escolhida com cuidado. Se o tamanho dos elementos for pequeno, espera-se que a solução final seja mais precisa. No entanto, temos que lembrar que o uso de elementos de tamanho menor também significará mais tempo de computação. A Figura 43 apresenta um componente circular discretizado com 6 elementos (a) e com 12 elementos (b). É possível notar que a redução no tamanho do elemento, ocasionou numa melhor descrição da geometria.

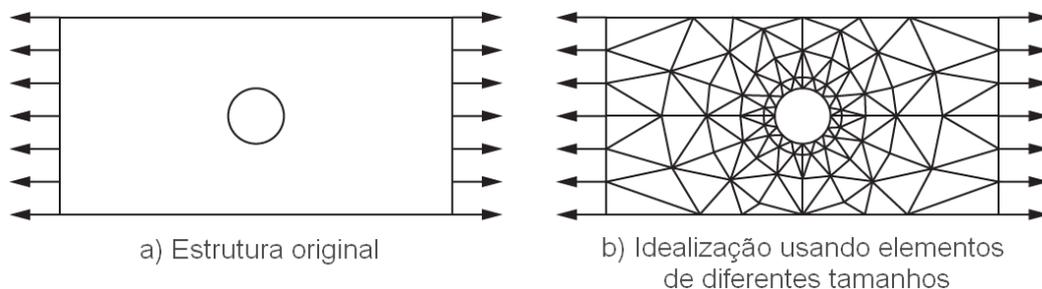
Figura 43 - Discretização por refinamento de malha.



Fonte: Adaptado de (RAO, 2011).

Às vezes, podemos ter que usar elementos de tamanhos diferentes no mesmo corpo, como é o caso de análise de tensão de uma placa com um furo mostrado na Figura 44, onde elementos de diferentes tamanhos devem ser usados. O tamanho dos elementos deve ser muito pequeno perto do furo (onde a concentração de estresse é esperada) em comparação com lugares distantes. Em geral, sempre que os gradientes íngremes da variável de campo são esperados, temos que usar uma malha mais fina nessas regiões.

Figura 44 - Idealização de uma placa com furo, discretizada com elementos de diferentes tamanhos.



Fonte: Adaptado de (RAO, 2011).

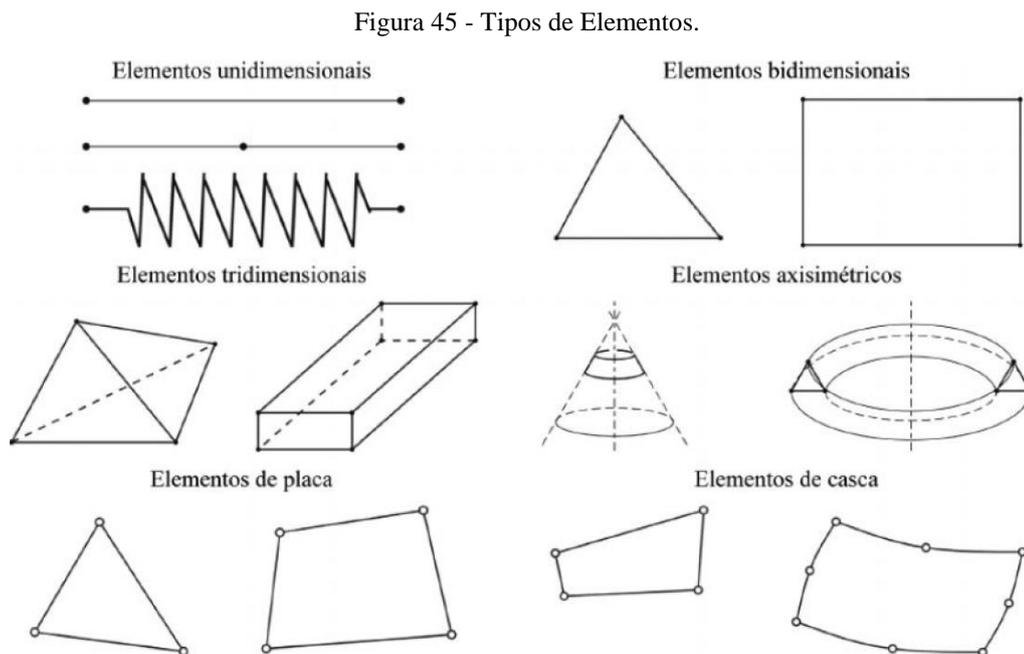
Embora um aumento no número de elementos geralmente signifique resultados mais precisos, para qualquer problema dado, haverá um certo número de elementos além dos quais a precisão não pode ser significativamente melhorada.

b) Tipo do elemento

Diferentes modelos e, portanto, diferentes tipos de elementos podem ser usados para resolver o mesmo problema. No entanto, isso não significa que qualquer elemento e modelo possa ser usado. Uma questão importante é que o usuário deve entender a capacidade dos elementos e modelos para que o elemento apropriado seja usado (KIM e SANKAR, 2009).

Teoricamente, não há restrições quanto à forma do elemento. No entanto, por razões práticas, apenas formas simples de elementos são implementadas, porque somente elas podem ser facilmente montadas em qualquer formato que precise ser modelado. Portanto, os elementos bidimensionais vêm como triângulos e quadriláteros, e elementos tridimensionais vêm como elementos tetraédricos, prismas e hexaédricos (KUROWSKI, 2004).

A Figura 45 apresenta alguns dos diferentes tipos de elementos que podem ser usados no MEF.



Fonte: Adaptado de (CAMPILHO, 2012).

- *Elemento sólido:* Em geral, são a melhor maneira de modelar estruturas volumétricas, pois podem representar detalhes como propriedades seccionais dos componentes, raios e cantos arredondados e geometria detalhada da junta.
- *Elemento de casca/placa:* Elementos de casca/placa foram originalmente desenvolvidos para representar com eficiência folhas finas ou placas, tanto superfícies planas, quanto curvas. Eles modelam a estrutura como um plano bidimensional com espessura da estrutura. Eles incluem efeitos de flexão fora do

plano em sua formulação fundamental, bem como cisalhamento transversal, tensão e compressão no plano.

- *Elemento de viga/armação*: Os elementos de viga/armação modelam a estrutura como uma linha unidimensional com geometria de seção transversal apropriada. Esses elementos são uniformes, mais simples e mais eficientes quando as estruturas empregam detalhes semelhantes a vigas.

c) Ordem do elemento

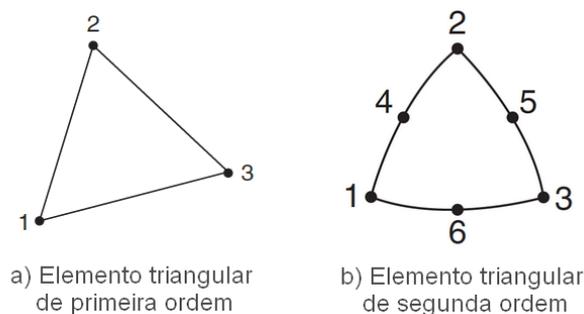
A ordem do elemento é definida pela ordem das funções de forma do elemento que descrevem o campo de deslocamento dentro do elemento, ao longo das arestas e faces. O elemento de primeira ordem usa a função de deslocamento de primeira ordem, o elemento de segunda ordem usa a função de deslocamento de segunda ordem e assim por diante.

Segundo Kim e Sankar (2009), os elementos usados com mais frequência são listados a seguir.

- Elementos lineares: barra de dois nós, triangular de três nós, quadrilátero de quatro nós, tetraédrico de quatro nós, elementos hexaédricos de oito nós;
- Elementos quadráticos: barra de três nós, triangular de seis nós, quadrilátero de oito nós, tetraédrico de 10 nós, elementos hexaédricos de 20 nós;
- Elementos cúbicos: barra de quatro nós, triangular de nove nós, quadrilátero de 12 nós, tetraedro de 16 nós, elementos hexaédricos de 32 nós;

Os elementos lineares têm dois nós ao longo de cada aresta, os elementos parabólicos têm três e os elementos cúbicos têm quatro nós ao longo de uma aresta. Em geral, um elemento de ordem superior é mais preciso do que um elemento de ordem inferior por conter mais graus de liberdade. A Figura 46 apresenta um elemento bidimensional triangular de primeira (a) e segunda (b) ordem.

Figura 46 - Elemento bidimensional triangular de primeira (a) e segunda (b) ordem.



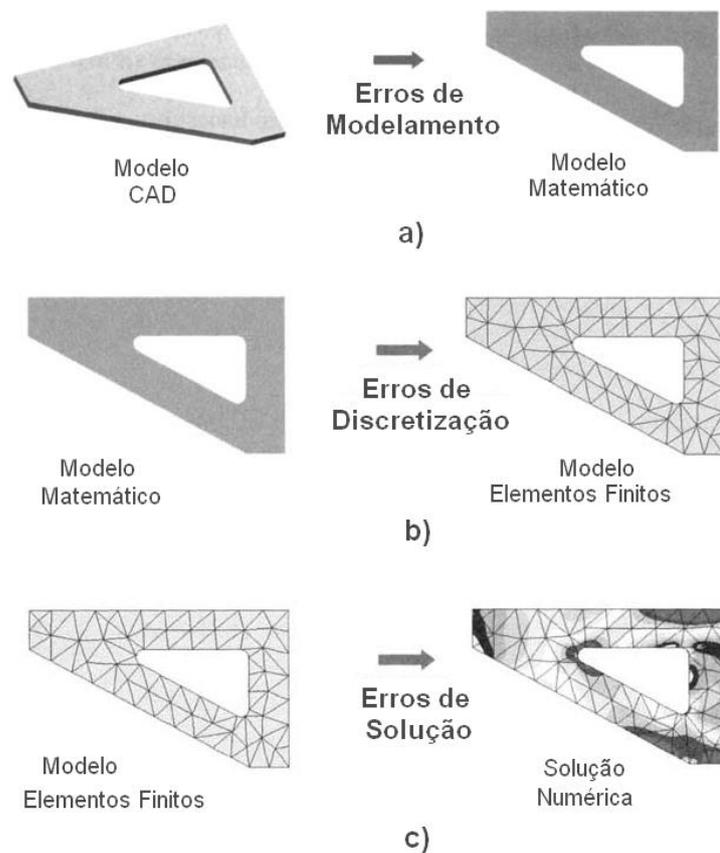
Fonte: Adaptado de (RAO, 2011).

### 2.4.3 Erros

Cada etapa do processo de modelagem apresenta erros que afetam os resultados (KUROWSKI, 2004).

Em cada etapa, fatores são adicionados na modelagem do problema, que levam a um resultado somado de erros. De acordo com o Kurowski (2004), no processo de MEF, podem estar presentes quatro tipos de erros. Sendo eles os erros de modelagem, erros de discretização, erros de solução e erros de interpretação de resultados. Suas representações durante o processo de MEF, são apresentados na Figura 47.

Figura 47 - Introdução de erros nos processos MEF.



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004).

- *Erros de modelagem*

São introduzidos através de suposições simplificadoras feitas na formulação do modelo matemático, durante a conversão do modelo CAD no modelo matemático. Esse processo é representado na Figura 47 (a).

- *Erros de Discretização*

São introduzidos quando um modelo matemático contínuo é discretizado em um modelo de elementos finitos e estão associados com o tipo, tamanho e forma dos elementos usados na discretização para representar o modelo matemático. Esse processo é representado na Figura 47 (b).

- *Erros de solução*

Erros de solução são adicionados no processo de solução numérica das equações do MEF, dependendo do algoritmo usado e da precisão dos números usados para representar os dados no computador. Esse processo é representado na Figura 47 (c).

- *Erros de interpretação de resultados*

Por último, mas não menos importante, os erros são (às vezes) feitos pelo analista utilizando o modelo MEF, quando os resultados da solução numérica são interpretados.

Embora todos esses erros afetem os dados de interesse, somente erros de discretização são específicos do MEF. Por esse motivo esses contaram com atenção adicional, já que são o único tipo controlado usando técnicas de FEM.

#### 2.4.3.1 Erros de discretização

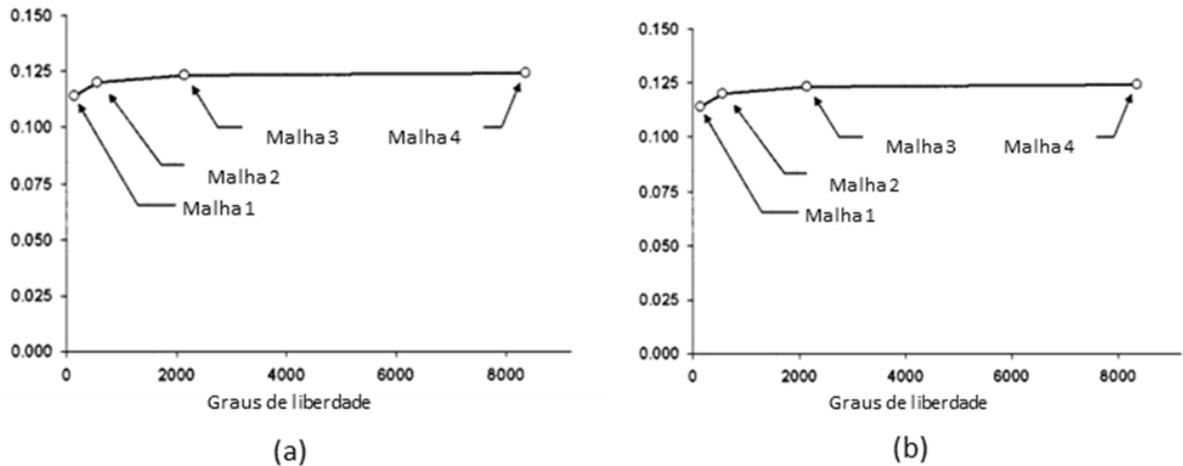
O objetivo do controle de erro de discretização é determinar como os dados de interesse (por exemplo, deslocamento, tensão) são dependentes da escolha da discretização. Observe que o objetivo não é obter a solução mais precisa possível, mas obter uma solução na qual os dados de interesse não dependam significativamente da escolha da discretização. A solução não pode ser considerada confiável a menos que tenhamos uma estimativa confiável do erro de discretização.

As mudanças sistemáticas para realização de testes de convergência, na escolha da discretização, podem ser realizados de duas maneiras, alterando o tamanho do elemento por meio do refinamento da malha ou pela mudança da ordem, alterando a quantidade de nós de cada elemento.

Um exemplo do processo de verificação é apresentado em Kurowski (2004). Nesse exemplo é utilizada uma placa com um furo no centro sobre carregamento axial; quatro malhas

diferentes são usadas, cada uma com mais elementos que a anterior. Na Figura 48 são apresentados dois gráficos com os resultados encontrados para a convergência do deslocamento máximo e para a tensão máxima.

Figura 48 - Gráficos de análise de convergência de deslocamento e tensão.



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004).

Nos dois gráficos pode-se observar que tanto os resultados dos deslocamentos quanto das tensões convergem para um valor finito, indicando que os erros de discretização diminuem com o aumento do número de elementos.

Podemos quantificar os erros de discretização definindo o erro de convergência com base na diferença entre dois refinamentos de malha consecutivos:

$$\text{Erro de convergência} = \left| \frac{\text{resultado}(n) - \text{resultado}(n - 1)}{\text{resultado}(n)} \right| \quad (2.16)$$

O erro de convergência ajuda na análise da qualidade global da malha. Se duas configurações de malhas consecutivas têm valores próximos (erro de convergência pequeno), então a malha é provavelmente adequada. Por outro lado, se duas configurações de malhas apresentarem erros de convergência consideráveis, então isto pode significar a necessidade de refinamento da malha (KIM e SANKAR, 2009).

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com base na pesquisa realizada para o embasamento desse trabalho, serão apresentados nesse capítulo, breves resumos de trabalhos que exprimem o desenvolvimento das metodologias de análises termo-estruturais em cabeçotes de motor, sobretudo usando o MEF.

Um dos primeiros grandes divulgadores do MEF foi o prof. O. C. Zienkiewicz com seu livro publicado em 1967, intitulado “The Finite Element Methods for Engineering” e que criou uma legião de seguidores do método em todo o mundo. Nesse cenário, não demorou muito até que essa metodologia fosse empregada no setor automotivo.

Cornforth (1985), apesar das limitações computacionais presentes na época de sua publicação, apresentou o estado da arte da análise por elementos finitos em motores de combustão interna. Apesar de apresentar uma visão geral dos componentes do motor, foram apresentados os conceitos inerentes ao método de elementos finitos, como a discretização de componentes, escolha de elementos, restrições de movimentos e métodos de aplicação de carga para componentes automotivos. Devido às restrições computacionais, a geometria da maioria dos componentes é simplificada para modelos em duas dimensões ou elementos de casca, como é proposto para as camisas do cilindro, bielas e pistões. O cálculo da tensão devido a distribuição de temperatura é facilitado pelo uso da mesma malha para a análise térmica e estrutural. Apesar das simplificações já naquela época, foi enfatizado a versatilidade do uso do MEF para motores, visto a possibilidade de análises lineares e não lineares, aplicação de carregamentos para parafusos e aplicação de interferências. A simplificação nos modelos é tão presente quanto a restrição da capacidade computacional na solução do problema, porém apesar das restrições inerentes àquela época, o trabalho marca a diretriz para trabalhos futuros no projeto de motores.

Poucos anos mais tarde, Balasubramanian et al. (1991), também se encontrava inserido em uma época de restrições computacionais, entretanto em seu trabalho já são apresentadas malhas em três dimensões provindas de modelos CAD. Apesar de referenciar a validade das malhas com elementos de cascas ou em duas dimensões, são apresentadas as vantagens da malha volumétrica, como no caso da biela, onde além do corpo do próprio componente, é possível avaliar a deflexão dos apoios no pistão e virabrequim. A metodologia apresentada consiste em primeiramente a realização das análises em componentes individuais como o virabrequim, biela, pistão e válvulas. Então, uma análise da distribuição das temperaturas e tensões é realizada com todos os componentes, mas considerando apenas uma Seção do motor. Similar a metodologias mais atuais os carregamentos são calculados em determinados passos: força devido aos

parafusos, análise da elevação da temperatura, carregamentos devido à pressão de combustão, inércia dos componentes móveis e combinações desses casos. Nesse trabalho já são usados softwares com amplo uso comercial até hoje, como o ABAQUS e NASTRAN para o cálculo de tensões e deformações e o STAR-CD para a fluidodinâmica.

Diferentemente da utilização usual do MEF, durante o desenvolvimento do projeto do cabeçote, o trabalho de Xie et al. (2003), é focado na análise estrutural do projeto de manufatura do cabeçote. Três comportamentos específicos foram avaliados nesse estudo; a deformação devido à fixação do cabeçote no dispositivo de montagem, a deformação devido à interferência de montagem das guias e sedes de válvulas e distorção nas guias e sedes de válvulas devido ao aperto dos parafusos. A modelagem do cabeçote foi realizada com base na geometria CAD e as propriedades do material de acordo com resultados de correlação física. As interferências das sedes e guias foram aplicadas por um método onde os nós do contato são movidos pela distância igual ao valor da interferência de montagem. Os esforços de fixação e aperto dos parafusos foram inseridos por meio de cargas estáticas aplicados aos componentes adjacentes. Após aplicação dos carregamentos, alguns pontos do cabeçote foram instrumentados a fim de obter os resultados de deformação, verificando correlação satisfatória entre os dois dados. Após correlacionados, os resultados da simulação puderam apresentar o comportamento de deformação em áreas não possíveis pela instrumentação física. Os métodos de aplicação de interferência de montagem são os mesmos utilizados amplamente nas metodologias modernas.

O trabalho de Mendes e Cardoso (2007), apresenta a metodologia para análise estrutural de cabeçote de motor diesel, em alumínio, para aplicação para caminhonetes. Foram aplicados os carregamentos devido ao aperto dos parafusos, carregamentos térmicos e carregamento devido à pressão de combustão. Também junto às cargas de montagem, foram aplicados os valores de interferências das guias e sedes de válvulas. Não foram avaliadas as cargas de funcionamento do eixo comando. Para o modelo, foram inclusos o cabeçote e seus componentes de montagem e o bloco, todos discretizados com elementos tetraédricos de segunda ordem. Diferentemente do que é utilizado atualmente, na metodologia proposta, tanto as análises térmicas quanto estruturais são realizadas na mesma malha. Assim além da aplicação dos carregamentos de força e pressão, são inseridos os dados de troca de calor na camisa d'água e os valores de convecção e fluxo de calor provenientes da combustão na câmara de combustão. Como resultado da aplicação de todos esses carregamentos, é obtida a tensão atuante no cabeçote e posteriormente calculada a fadiga, verificando a aprovação final do componente.

A metodologia apresentada por Londhe, Yadav e Mulemane (2009) para projeto de cabeçotes e cárteres de motor é focada na otimização da estrutura através do estudo das tensões. Nesse trabalho, o motor é dividido em regiões, e cada região é predominantemente projetada para responder a determinado tipo de esforço, podendo ser térmico, vibração e ruído, e esforços da combustão. A metodologia é baseada na suposição que os efeitos dos esforços que são predominantes em outras áreas, não afetarão significativamente a região em estudo. A metodologia propõe que uma otimização da região afetada pelos esforços da combustão seja realizada de forma independente do andamento do projeto das demais regiões. Entretanto, no estudo de caso realizado, o sistema de lubrificação é tido como predefinido. Na versão mais detalhada a malha utilizada é composta de tetraedros de segunda ordem. Apesar do foco na otimização da estrutura, ao final, com a geometria já otimizada, uma nova etapa de análise de tensão com maiores detalhes nos carregamentos e condições de contorno são realizadas. Por fim, uma análise de fadiga é mais uma vez realizada para garantir os resultados da otimização. O estudo apresentado pelos autores é especialmente útil para apresentar os efeitos específicos de cada carregamento e a facilitação de otimização quando tratados isoladamente.

O objetivo do trabalho de Stepheson (2009) foi projetar um motor compacto com alta densidade de potência, utilizando como base o uso da tecnologia downsizing. Nesse trabalho foi utilizada uma metodologia bastante próxima das utilizadas atualmente no desenvolvimento de motores. Foram realizadas análises estruturais de componentes importantes como a biela e o virabrequim, além de uma análise termo-estrutural do cabeçote e bloco do motor. Foi realizada, também, uma análise térmica no cabeçote e bloco do motor com o uso de dados a partir de análises CFD. Na análise estrutural do bloco, um software comercial foi utilizado no cálculo das forças de reações nos mancais principais. Análises dinâmicas foram feitas a partir das rotações baixas até a máxima rotação; dentre os resultados obtidos quatro casos de estudos foram selecionados para cada mancal. Segundo a metodologia adotada, as análises de tensão e deformação foram realizadas em passos: somente cargas de montagem, aplicação da distribuição de temperatura e, então, caso a caso os esforços de combustão selecionados. Os estados de tensão para cada passo considerado foram introduzidos no software de fadiga, FEMFAT, para a análise da durabilidade do motor.

No trabalho de Augustins (2013), são apresentadas as divergências que o autor encontrou durante o desenvolvimento de novos cabeçotes em sua empresa. A metodologia então em uso, se baseava na modelagem do cabeçote em uma malha em três dimensões devidamente refinada,

onde eram aplicados esforços de montagem, térmicos e cíclicos de funcionamento. Após processada a tensão, o critério de Dang Van era utilizado para a avaliação da fadiga. Apesar de ser um critério já bem conhecido e estudado para um grande gama de carregamentos multiaxiais, para regiões específicas dentro na camisa d'água, devido ao efeito local do fluido refrigerante e da geometria, o critério se mostrava muito conservativo, gerando falsas reprovações. Após uma série de testes de bancada no material do cabeçote, em corpos de provas e seções do componente em si, foi apresentado uma correção da inclinação da reta de aprovação, sobretudo para cargas uni e biaxiais. A esse novo critério de aprovação, foi dado o nome de Dang Van modificado, cujos resultados se mostraram menos conservativos, porém ainda condizentes com a detecção de falhas em componentes reais.

Devido às simplificações exigidas na época de sua realização, os trabalhos de Cornforth (1985) e Balasubramanian et al. (1991) foram apresentados aqui como parte do histórico do projeto de componentes de motores com base em FEM. O trabalho de Xie et al. (2003), apesar de focar nas análises para avaliação dos esforços de fabricação, apresentou a metodologia usada até hoje na interferência das sedes e guias de válvulas. Esse conceito de interferência é também apresentado num contexto de desenvolvimento de componentes em Mendes e Cardoso (2007), conduziu a metodologia por eles proposta, utiliza o mesmo modelo para análises fluido e termomecânicas, exigindo simplificações no sistema. Quanto às propostas de otimização, o trabalho de Londhe, Yadav e Mulemane (2009) apresenta os efeitos específicos de cada carregamento e a facilitação de otimização quando esses são tratados isoladamente. A metodologia de projeto apresentada por Stepheson (2009) é similar a metodologia utilizada nos dias atuais para desenvolvimento de motores, com significativo destaque nas escolhas dos casos de carregamento e na análise de fadiga.

Este trabalho, propõe uma metodologia com aplicação de cargas de montagem, térmicas, cíclicas e dinâmicas, cujas utilizações e definições vem sendo atualizadas ao longo de vários anos, porém que raramente são vistas em simultaneidade em trabalhos científicos. Também propõe a escolha e definição dos casos de análises, assunto esses não frequentemente detalhados em publicações.

## 4 METODOLOGIA

Esse trabalho apresenta uma metodologia para validação termo-estrutural de cabeçotes para motores de combustão interna de diversos tipos, normal ou sobrealimentados. Entretanto, como estudo de caso, serão apresentadas as etapas de cálculo e dados de entrada aplicados ao motor E.torQ 1.6L 16v (apresentado na Seção 1.1) em sua versão normal aspirado e variação sobre alimentado em desenvolvimento pelo projeto FCA-UFPE.

Diversas ferramentas para o modelagem e solução dos MEF estão disponíveis e podem ser usados para a aplicação dessa metodologia, porém especificamente para esse trabalho, para o pré e pós-processamentos foram utilizados os *softwares* comerciais Hyperworks da empresa Altair, para a solução do MEF foi utilizado Abaqus da empresa Simulia e finalmente para o cálculo da fadiga, o software FEMFAT da empresa MAGMA.

### 4.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo, será apresentada a metodologia proposta para a execução desse projeto, desde a criação do modelo FEM ao pós-processamento dos resultados da solução.

A Figura 49 apresenta um fluxograma macro com as etapas da metodologia proposta.

Figura 49 - Fluxograma da metodologia do projeto.



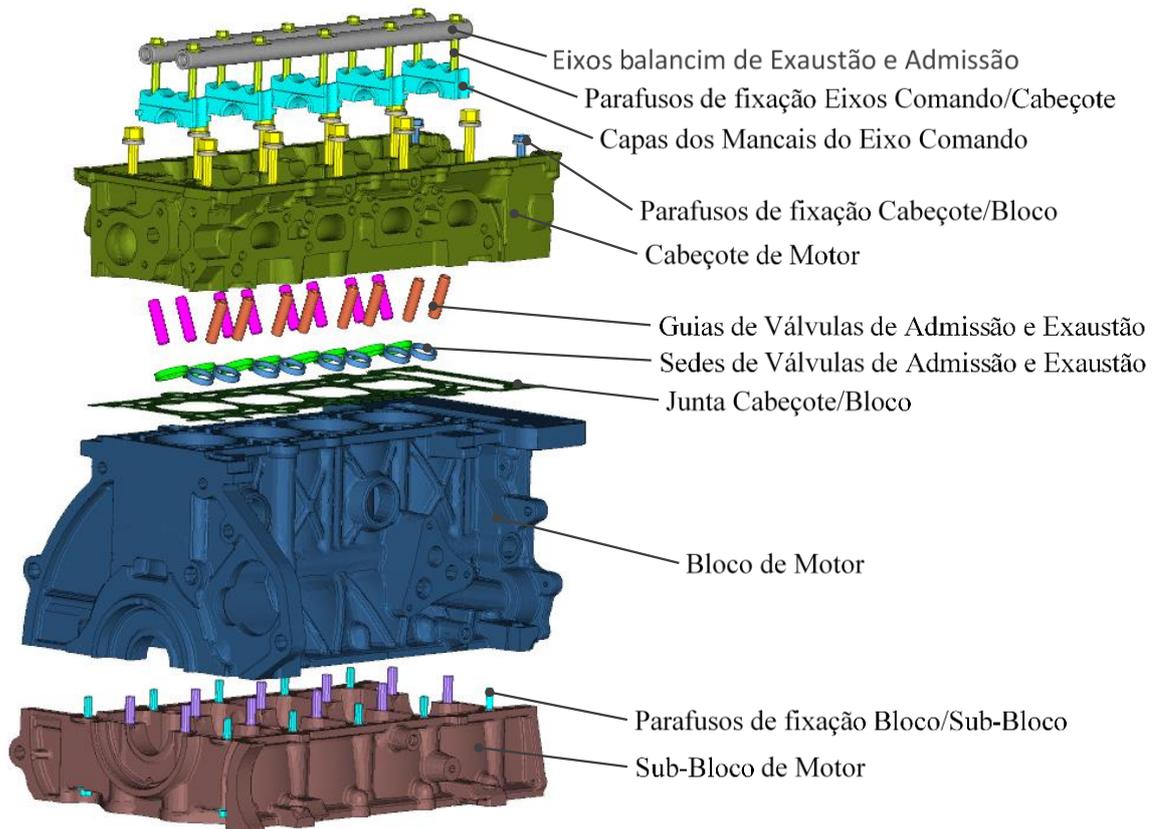
Fonte: O autor, 2018.

Cada uma das etapas apresentadas será apresentada de forma detalhada nas seções seguintes.

## 4.2 MODELAGEM CAD

O primeiro passo para a criação do modelo FEM, está na utilização dos modelos matemáticos dos componentes em análise. Para a geração da malha utilizada no FEM desse trabalho, foram utilizadas as geometrias CAD do motor Fiat Chrysler E.torQ 1.6l 16v normal aspirado. A adaptação da sobrealimentação descrita na Seção 1.1, se baseia na adição de um sistema turbocompressor acoplado no coletor de exaustão. Porém nem o coletor e nem o sistema turbocompressor precisaram ser considerados no modelo FEM, sendo sua influência considerada no mapa térmico, pressões de combustão e forças de mancal que foram usados como dados de entrada no modelo e serão melhores detalhados nas seções a seguir. A Figura 50 apresenta os componentes CAD utilizados no modelo FEM.

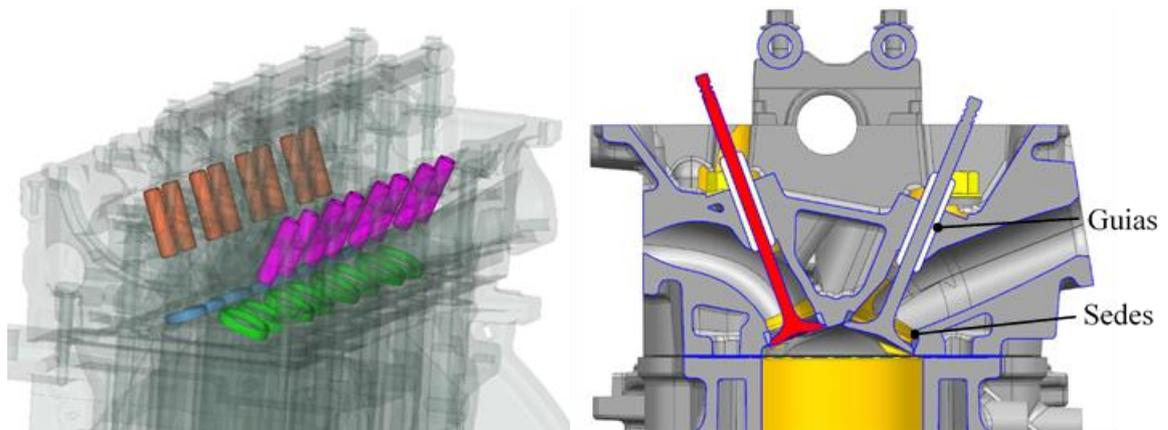
Figura 50 - Geometrias CAD utilizadas.



Fonte: O autor, 2018.

Uma importante fonte de tensões no cabeçote, se dá na interferência de montagem das guias e sedes de válvulas no cabeçote. Para representar esse fenômeno, foram utilizadas as geometrias CAD das guias e sedes de válvulas conforme mostrado na Figura 51.

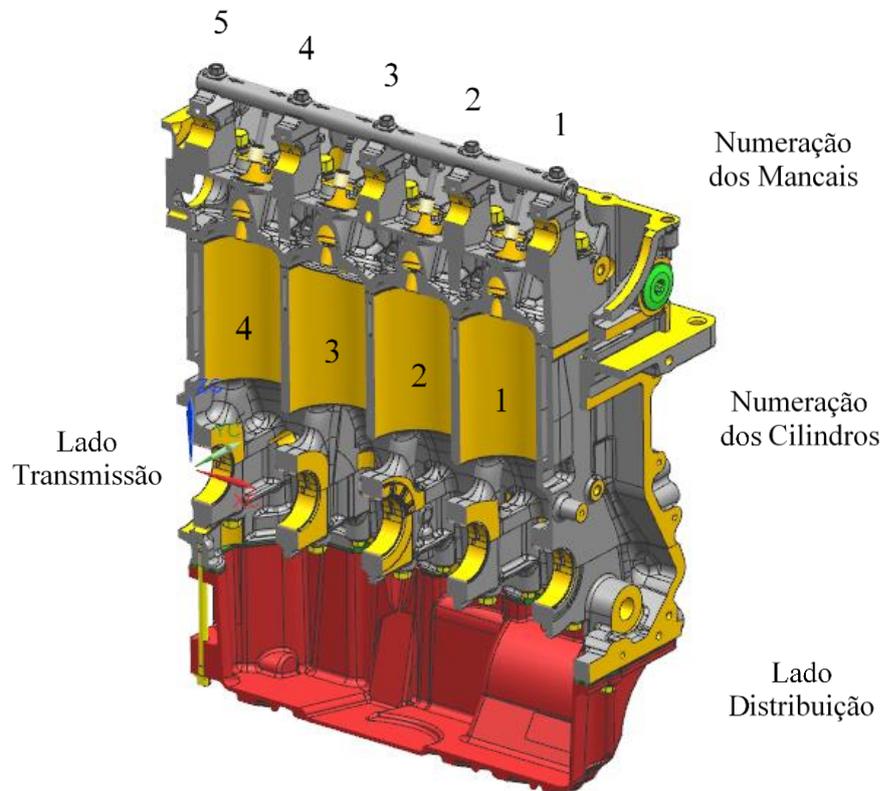
Figura 51 - Posicionamento das Guias e Sedes de Válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Durante todo o desenvolvimento da metodologia e resultados, a orientação dos cilindros e mancais será convencionada conforme apresentado na Figura 52.

Figura 52 - Numeração dos cilindros.



Fonte: O autor, 2018.

### 4.3 MODELAGEM MEF

Munidos das geometrias CAD, é feita à discretização dos modelos através da criação das malhas utilizadas no modelo de elementos finitos. Mais detalhes sobre o tipo de elementos e discretizações passíveis de utilização nas malhas FEM, podem ser encontradas na Seção 2.4 deste trabalho.

Para a geração das malhas, foram utilizados os *softwares* do pacote Hyperworks, comercializados pela empresa Altair. Os *softwares* desse pacote possuem ferramentas que possibilitam a criação de especificações locais para criação das malhas, possibilitando assim o refinamento localizado nas regiões de maior interesse, aplicação de cargas ou concentração de tensão. Esses recursos são especialmente importantes para a discretização do cabeçote, que possui um grande número de faces com geometrias complexas e muitos pontos de aplicação de cargas.

Outro recurso disponível nesses pacotes é a de tratamento das geometrias CAD, que devem ser realizados para simplificação dos modelos e diminuição de elementos fora da qualidade necessárias para a obtenção de resultados satisfatórios do modelo FEM. Maiores detalhes dos erros envolvendo cada tipo de elemento e implicações do uso de elementos fora da qualidade necessária, podem ser encontrados na Seção 2.4 deste documento. As principais simplificações realizadas nos modelos CAD foram:

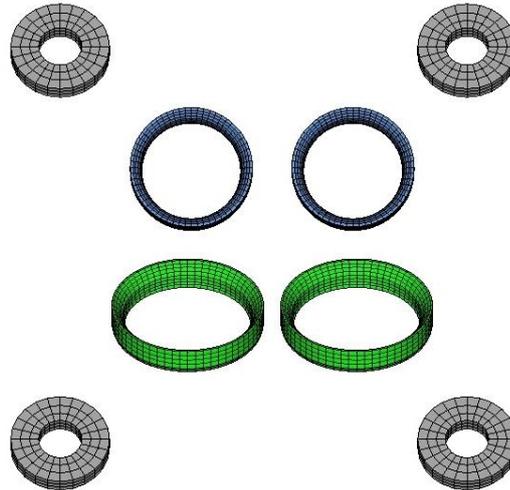
- Agrupamentos de faces pequenas e adjacentes que formariam elementos muito esbeltos.
- Remoção das roscas dos componentes roscados.
- Remoção de detalhes como chanfros ou raios muito pequenos em superfícies fora de regiões de interesse.
- Remoção de logomarcas e numerações.

Essas simplificações são implementadas no modelo, são de extrema importância, a fim de evitar a criação de elementos muito esbeltos e com baixa qualidade, que aumentam os erros de convergência e nos resultados dos modelos. Contudo, devem ser executados com moderação a fim de não impactar nos resultados ou gerarem malhas que não representem a geometria do componente. Idealmente as simplificações devem ser realizadas sob a forma de teste de malhas e convergência.

Como apresentado na Seção 2.4, os elementos hexaédricos apresentam melhor balanço entre a qualidade dos resultados e o tempo computacional, quando comparados com elementos

tetraédricos. Contudo, a criação desse tipo de elemento só é possível em topologias simples sobretudo formadas por extrusão ou revolução. No modelo utilizado nesse trabalho, apenas as sedes de válvulas e arruelas foram modeladas com elementos hexaédricos. A Figura 53 apresenta a malha gerada para esses componentes.

Figura 53 - Malhas hexaédricas.



Fonte: O autor, 2018

Geometrias complexas são mais facilmente modeladas usando elementos tetraédricos. Contudo devido as limitações matemáticas desse tipo de elemento, a utilização de ordens mais elevadas se faz necessária, aumentando o número de total de nós e o tempo computacional da solução FEM. No modelo utilizado neste estudo, os componentes foram modelados em sua maioria por elementos tetraédricos de segunda ordem, sendo sua distribuição apresentada na Figura 54.

Figura 54 - Malhas tetraédricas de segunda ordem.



Fonte: O autor, 2018

A Tabela 1 apresenta os tipos de elementos, assim como o número de nós e elementos das malhas dos componentes utilizados no modelo.

Tabela 1 - Detalhe das malhas utilizadas.

<b>Componente</b>	<b>Tipo de Elemento</b>	<b>Nº de Elementos</b>	<b>Nº de Nós</b>
Cabeçote	Tetraédrico 2ª ordem	1.202.178	1.914.309
Junta do Cabeçote	Hexaédricos 2ª ordem	9.760	48.768
Bloco	Tetraédrico 2ª ordem	420.670	242.423
Sub-bloco	Tetraédrico 1ª ordem	172.913	47.281
Capas dos Mancais	Tetraédrico 2ª ordem	38.496	70.553
Eixos Balancim	Tetraédrico 2ª ordem	48.566	87.469
Guias de Válvulas	Tetraédrico 2ª ordem	31.426	63.346
Sedes de Válvulas	Hexaédricos	18.240	26.880
Cj. Parafusos Mancais	Tetraédrico 2ª ordem	19.953	37.483
Cj. Parafusos Cabeçote	Tetraédrico 2ª ordem	40.391	74.713
Cj. Parafusos Bloco	Tetraédrico 2ª ordem	49.949	93.465
Arruelas Cabeçote	Hexaédricos	3.250	6.074
<b>Total</b>		<b>2.055.792</b>	<b>2.712.764</b>

Fonte: O autor, 2018

Os tamanhos dos elementos foram selecionados de acordo com as dimensões dos componentes e da importância da região para a análise. Idealmente em regiões de interesse, o tamanho do elemento deve ser reduzido para que raios possuam pelo menos 3 (três) elementos ao longo de sua curvatura e que as paredes dessas regiões possuam pelo menos 2 (dois) elementos de espessura.

No modelo utilizado, o tamanho médio dos elementos é de 1.5mm. O refinamento de elemento pode ser facilmente observado ao comparar os tamanhos característicos dos elementos dos componentes do modelo, como por exemplo o tamanho característico do bloco do motor, que apesar de ser um componente de extrema importância estrutural do motor, no modelo é de 2.25mm, bem superior ao do cabeçote, componente de objetivo principal da análise, que possui tamanho característico de 1.25mm, sendo o componente com maior impacto no tempo total da análise.

Além da importância do componente para a análise, algumas regiões devem ser sempre refinadas, a fim de melhorar a convergência e diminuir o impacto das simplificações nos resultados. São exemplos dessas regiões:

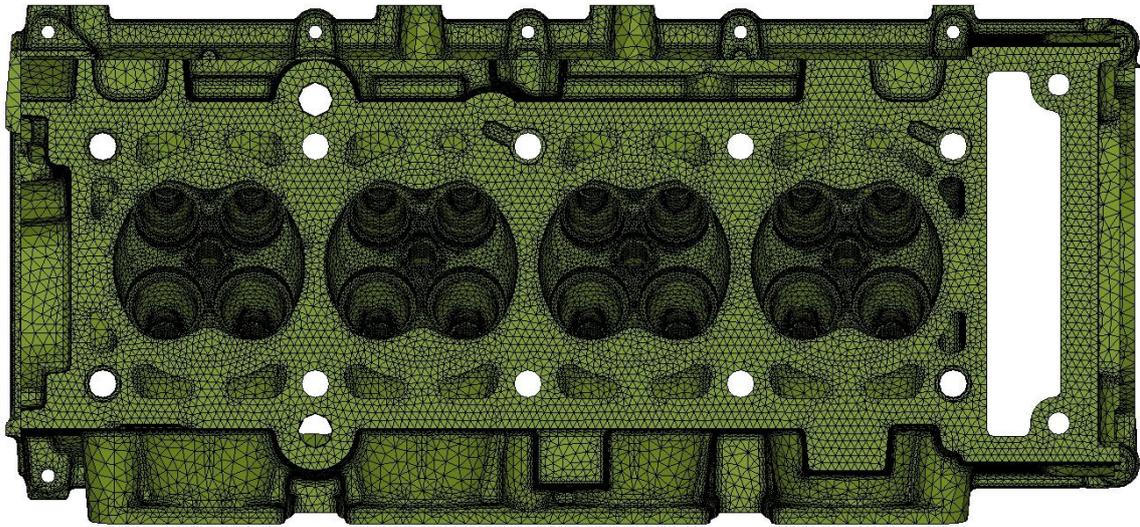
- Superfícies de contato entre componentes;
- Regiões de aplicações de cargas;

- Regiões de interesse particular no estudo;
- Regiões com valores altos de tensão, sobretudo do tipo alternada.

Mais detalhes da influência do refinamento podem ser observados na Seção 5.1 desse documento.

A Figura 55 apresenta a malha no cabeçote destacando as regiões da câmara de combustão, região com grande impacto da aplicação das pressões de combustão e com grande amplitude térmica.

Figura 55 - Malha no Cabeçote e Câmara de Combustão.



Fonte: O autor, 2018.

Outra região cujo refinamento é de extrema importância, é a camisa d'água, que possui elevado valor de tensão alternada, detalhes como raios de pequenas dimensões, além de estar numa região de grandes carregamentos pelos parafusos, o que demandou elementos com tamanhos inferiores a 0.1mm. A Figura 56 apresenta os detalhes dessa região.

Figura 56 - Malha da Camisa d'água do Cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

O refinamento de malha possibilita um menor tempo computacional, já que apenas as regiões de maior necessidade possuam elemento de menor tamanho, fato que possibilita elemento maiores nas demais regiões e menor número global de nós.

#### 4.4 MATERIAIS

Alumínio puro é raramente usado na engenharia, devido suas pobres propriedades físico-químicas. Não obstante, suas ligas são amplamente empregadas na indústria automotiva e aeronáutica.

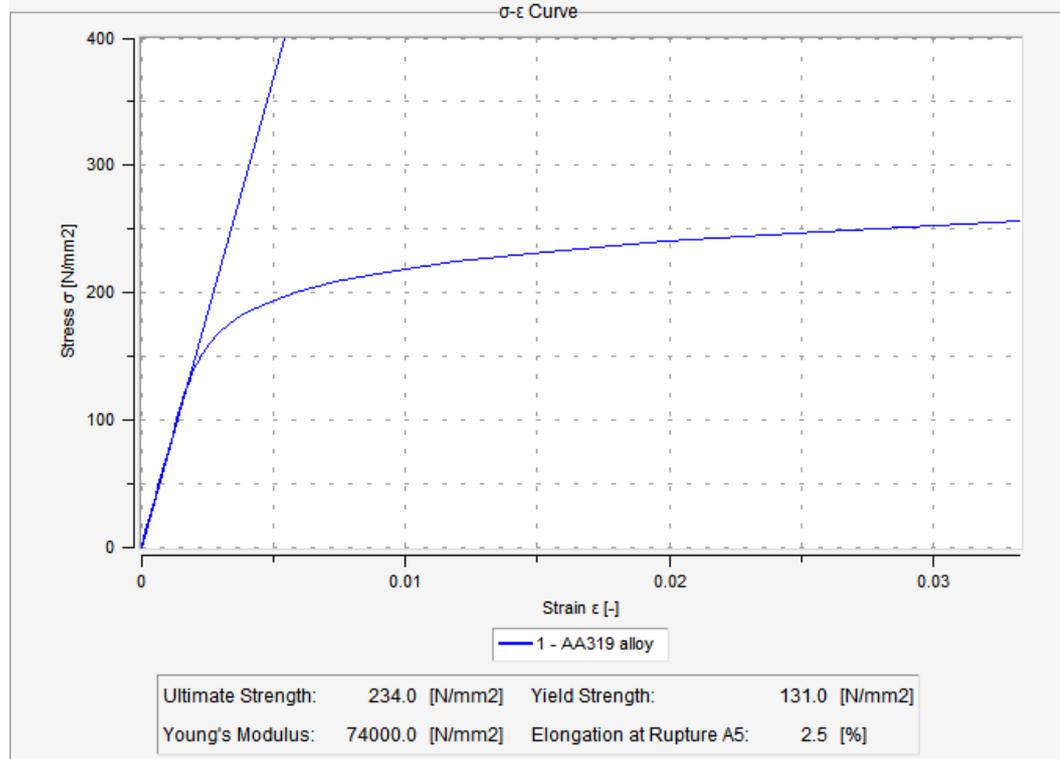
As ligas de alumínio, devido às suas boas propriedades mecânicas e baixo peso específico, têm sido cada vez mais empregadas na produção de peças moldadas, especialmente no lugar de ligas de ferro. O peso específico do alumínio é aproximadamente um terço do ferro. Outro aspecto importante que favorece o uso do alumínio está relacionado à sua reciclagem, que permite uma avaliação global dos custos compatíveis com os componentes do ferro (ANGELONI, 2012).

As ligas Al-Si (Alumínio-Silício) têm excelente ductilidade, resistência à corrosão e boa resistência à tração. O Si aumenta a fluência, reduz o encolhimento e melhora a soldabilidade. No entanto, altos níveis de Si impedem a usinagem.

A adição de Cu (Cobre) às ligas Al-Si melhora a usinabilidade e aumenta a resistência mecânica, mas reduz a ductilidade. A adição de Mg permite que as ligas sejam endurecidas por tratamento térmico, aumentando assim sua resistência mecânica.

A grande maioria dos componentes fundidos em ligas de alumínio emprega ligas de Al-Si. Não diferente, o cabeçote do motor em estudo nesse trabalho, utiliza uma liga AlSi5Cu3, aqui denominada como AA319 e acrescida de tratamento térmico T7, para aumento das propriedades mecânicas superficiais. A Figura 57 apresenta a curva tensão x deformação para o AA319-T7 para trabalhos a temperatura ambiente.

Figura 57 - Curva tensão x deformação do AA319-T7 a temperatura ambiente.



Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

A Tabela 2 apresenta um resumo das características mecânicas do AA319-T7 para diferentes temperaturas de trabalho.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas do AA319-T7 para diferentes temperaturas de trabalho.

T [°C]	E [MPa]	Densidade [g/cm <sup>3</sup> ]	$\sigma_{uts}$ [MPa]	$\sigma_{yt}$ [MPa]	$\sigma_{fat}$ [MPa]
20	74000	2,7	234	131	61,3
150	69000	2,7	198	113,5	53,1
250	65000	2,7	148,5	104,8	49,1
350	61000	2,7	72	65,5	30,6

Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

As peças sujeitas a altas temperaturas apresentam numerosos problemas, como fluência, oxidação (ou corrosão) e fadiga. Em temperaturas elevadas (acima da metade do ponto de fusão), a deformação se torna uma das principais causas de fratura.

Na Tabela 2 é possível observar que com o aumento da temperatura, o material do cabeçote apresenta uma grande queda nas propriedades mecânicas. Em temperaturas superiores a 400°C, as propriedades mecânicas do material são quase teóricas, apresentando baixa capacidade mecânica de suportar os esforços de operação, gerando uma baixa vida a fadiga.

Além do cabeçote, um resumo dos demais materiais utilizados nas análises desse trabalho estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas dos materiais considerados na análise.

Componente	Material	E [MPa]	Coefficiente Poisson	Coef. Expansão Térmica [mm/mm°C]
Cabeçote	AA319 - T7	72600	0,33	2,16e-05
Bloco de Motor	G10H18	90000	0,26	1,00e-05
Guias de Válvulas	S146	120000	0,27	1,00e-05
Sedes de Admissão	S136F	150000	0,27	1,19e-05
Sedes de Exaustão	S142F	175000	0,27	1,10e-05
Parafusos	Aço	193000	0,30	1,16e-05
Capas de Mancal	Alumínio	74000	0,33	2,52e-05

Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

## 4.5 CÁLCULO DAS CARGAS

Devido ao funcionamento cíclico dos motores de combustão interna, um dos principais resultados a serem avaliados no desenvolvimento de seus componentes, é o fator de segurança à fadiga. Com o cabeçote não é diferente.

A fim de obter os valores de tensão para cada tipo de operação que o cabeçote está submetido e os resultados finais de fadiga para todo o ciclo de funcionamento do motor, a metodologia proposta se baseia na aplicação de quatro tipo de carregamentos: Os carregamentos de montagem, térmicos, de combustão e dinâmicos.

### 4.5.1 Carregamentos de montagem

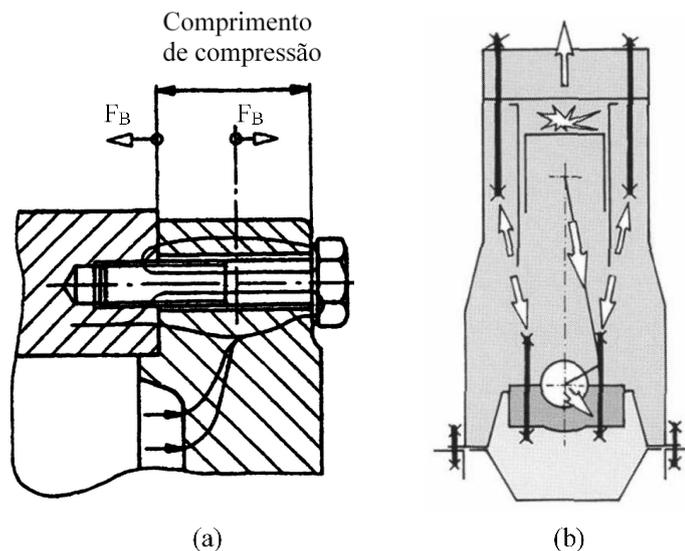
Carregamentos de montagem são carregamentos estáticos aplicados geralmente antes do início do funcionamento do motor. Após a montagem, normalmente essas cargas se mantêm ativas durante todo o período de funcionamento do motor, atuando em conjunto com os carregamentos médios do ciclo de fadiga.

Normalmente ligados a fixação dos componentes, geralmente esses carregamentos descrevem as forças geradas pela montagem de componentes sob interferência ou da carga de pré-tensionamento gerada pelo aperto de parafusos. No caso do cabeçote, os principais carregamentos dessa classe são a montagem dos parafusos de fixação cabeçote/bloco do motor e cabeçote/eixo comando, e a montagem com interferência das guias e sedes de admissão.

Na prática, o tensionamento dos parafusos é obtido com a aplicação de torque, gerando uma carga de compressão entre a área roscada e a parte de apoio na cabeça do parafuso. Durante a fase de projeto, o valor do torque é calculado com o objetivo de gerar uma força de compressão superior à soma das forças geradas pela rigidez da junta e pelo funcionamento do componente, impedindo que haja movimento relativo entre as superfícies de contato dos componentes fixados ou vazamento dos gases de combustão na junta do cabeçote.

Na análise estrutural, o pré-tensionamento é realizado através da aplicação de forças opostas axiais, no sentido contrário ao qual serão expostos durante o funcionamento do motor. A Figura 58 (a) apresenta a distribuição de cargas de pretensão no parafuso, onde o comprimento entre a área roscada e a cabeça do parafuso é a denominada comprimento de compressão. É nesse espaço onde a força de fixação age, gerando as forças  $F_B$  de compressão. Já a Figura 58 (b) apresenta o comportamento das cargas atuantes nos parafusos de fixação do cabeçote, onde as cargas de compressão geram um esforço contrário à pretensão do parafuso. Casos essas cargas sejam superiores ao aperto dos parafusos, pode haver abertura da junta, com conseqüente movimento entre os componentes e vazamento de gás da combustão.

Figura 58 - Esforços em conexões roscadas.



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004).

As forças de pré-tensionamento dependem das características geométricas dos parafusos e dos esforços aos quais os componentes a serem fixados são expostos. A Tabela 4 apresenta as cargas axiais a serem aplicadas a cada conjunto de parafuso.

Tabela 4 - Carregamentos axiais dos parafusos.

Conjunto de fixação	Dimensão do Parafuso	Carga [N]
Eixos Balancim / Cabeçote	M8	19.615
Cabeçote / Bloco	M10	53.940
Flange Cabeçote / Bloco	M8	16.380

Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

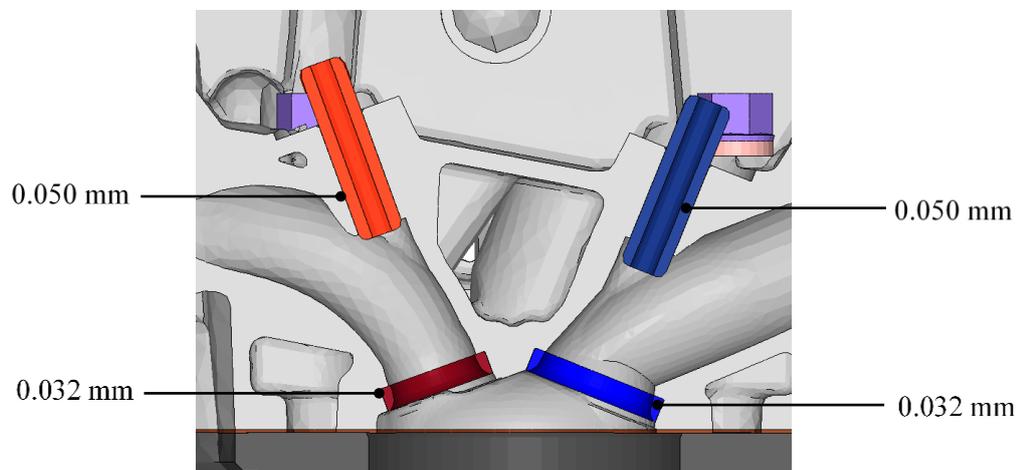
Outra fonte de carregamento dessa classe no cabeçote, são a devido a montagem com interferência de componentes como as guias e sedes de válvulas.

Cabeçotes de motor, geralmente são fabricados em ligas de alumínio, devido a facilidade em construção de geometrias complexas e a alta taxa de transferência de calor. Porém devido a natureza dinâmica de funcionamento das válvulas, o contato direto desses componentes com o alumínio, levaria a desgastes prematuros e perda de eficiência. Como solução, esse contato é realizado entre as guias e sedes de válvulas, que possuem material com melhores propriedades mecânicas. Porém, devido a sua geometria e posicionamento no cabeçote, sua fixação é realizada por montagem com interferência.

As guias e sedes são produzidas com dimensões maiores que o alojamento do cabeçote, fazendo com que na montagem sejam comprimidas e se ajustem no alojamento. Essa deformação gerada na montagem acarreta grandes pressões normais entre a superfície de contato, consequentemente maior força de atrito é imposta entre as superfícies, evitando assim indesejados deslocamentos desses componentes.

A Figura 59 apresenta os valores de interferência radial para cada conjunto de montagem entre as guias / sedes e o cabeçote.

Figura 59 - Interferências radiais de montagem das Guias e Sedes.



Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

#### 4.5.2 Carregamentos térmicos

Durante o funcionamento, é gerada uma distribuição não uniforme de temperatura pelo motor. Devido ao seu contato direto com os gases de combustão na câmara de combustão e condutos de exaustão, o cabeçote pode apresentar temperaturas bem elevadas, sobretudo nas regiões em contato com os gases produtos da combustão.

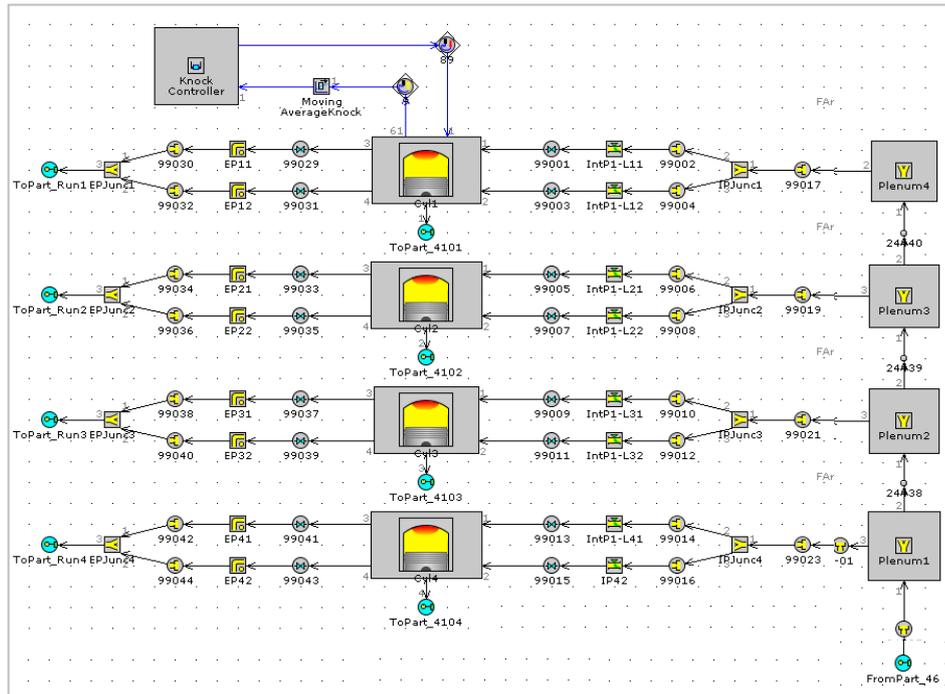
Para se obter a distribuição de temperaturas no motor, também conhecida como mapa térmico, uma análise fluidodinâmica 3D (três dimensões) foi realizada pela equipe da divisão de térmica e energia, participantes do mesmo projeto FCA-UFPE.

A simulação fluidodinâmica 3D foi realizada em configuração de potência máxima do motor, pois é a condição com maior taxa de geração de energia e conseqüentemente calor. Para isso as condições de contorno (como temperatura dos gases e as taxas de transferência de calor nas paredes em contato com esses), foram obtidas para a rotação de 6000 RPM e em plena carga. As condições de contorno foram obtidas através de uma simulação fluidodinâmica 1D (uma dimensão) realizada no GT-Power, obtida através do trabalho de dissertação de Gervasio, 2017, e de informações compiladas na literatura.

Na simulação 1D foi possível obter os valores de temperatura do gás e coeficiente de transferência de calor para os condutos de admissão e exaustão, além de obter estas condições de contorno para a câmara de combustão.

A simulação 1D consistiu na discretização do motor E.torQ 1.6l 16v normalmente aspirado, representando no modelo todos os volumes internos, assim como o sistema de descargas, coletor de aspiração e descargas e geometrias internas do cabeçote, como condutos de aspiração, de descarga e câmara de combustão. As geometrias 3D são transformadas em 1D (Diâmetros e comprimentos, ou volumes) via *software* específico do pacote incluso ou medição direta no software CAD. Além das características geométricas todos os parâmetros dimensionais do motor foram inclusos, como; Diâmetro do cilindro, deslocamento do pistão, comprimento da biela, taxa de compressão, levante de válvulas, coeficientes de descarga das válvulas, e etc. As características dos materiais e suas espessuras também são necessários para o correto cálculo térmico e de transferência de calor entre os gases de aspiração e descarga com as paredes e o sistema de refrigeração do motor (GERVÁSIO, 2017). Uma imagem do modelo CFD 1D criado no GT-Suite é apresentado na Figura 60.

Figura 60 - Modelo CFD 1D do GT-Suit



Fonte: (GERVÁSIO, 2017)

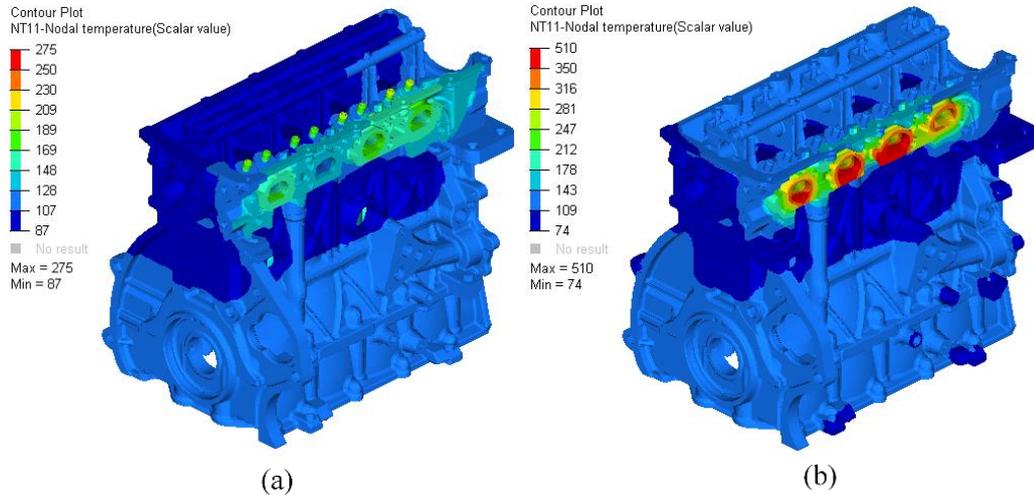
Como consequência, foi obtido o modelo 1D do motor normal aspirado, cujo comportamento foi correlacionado com dados experimentais, a fim de validar o desempenho do modelo virtual. Posteriormente, após correlacionado, foram adicionados os mapas de funcionamento do sistema turbocompressor, obtendo assim o comportamento térmico dos gases do sistema sobrealimentado. Deste modo, dois tipos de dados de entrada para a simulação 3D foram obtidos, um para o motor normal aspirado, atualmente em produção, e outro para o sobrealimentado.

Por não se tratar de uma análise em três dimensões, os resultados obtidos pela simulação 1D são valores médios de temperatura de gás e coeficientes de transferência de calor nas paredes do motor, que posteriormente são utilizados como condições iniciais para superfícies respectivas às paredes da malha 3D utilizada na análise fluidodinâmica 3D.

A equipe responsável pela análise CFD 3D utilizou o *software* comercial STAR-CCM, onde foi modelada a geometria do motor na forma de malha 3D, adicionadas as propriedades térmicas dos materiais envolvidos e juntamente com os dados recebidos do modelo 1D, foi simulado o comportamento do fluido refrigerante dentro da camisa d'água e do óleo lubrificante nas galerias e faces de contato. Como resultado foi obtida a distribuição de temperatura do motor. A Figura 61 (a) apresenta o mapa térmico para o motor normal aspirado, para os componentes considerados na análise termo-estrutural. Já a Figura 61 (b), apresenta o mapa térmico para os mesmos componentes, porém para o motor na configuração sobrealimentado. É possível

observar que as temperaturas na versão sobrealimentada sofreram um aumento considerável em relação à versão aspirada.

Figura 61 - Mapas térmicos dos motores.

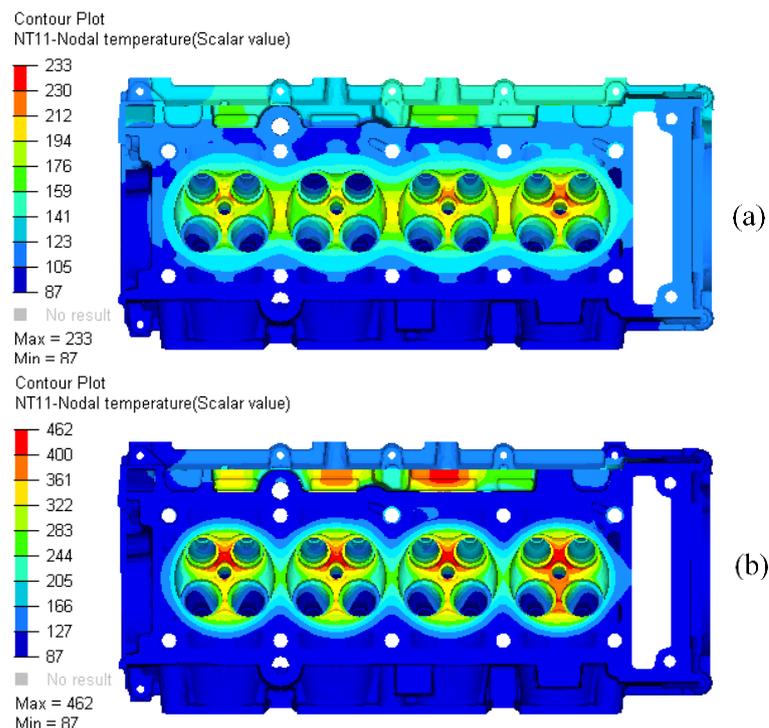


Fonte: (ALVES, 2018).

Na Figura 62 estão apresentados os mesmos mapas térmicos, porém isolados para visualização no cabeçote do motor NA (a) e sobrealimentado (b). Mais uma vez é possível notar o aumento do carregamento térmico provocado pela adição do conjunto turbo-compressor.

Vale ressaltar que o cálculo térmico não foi realizado nesse trabalho, sendo utilizado apenas como dados de entrada. Mais informações sobre a metodologia adotada para o cálculo do mapa térmico podem ser encontradas no relatório equipe de CFD em Alves (2018).

Figura 62 - Mapas térmicos nos Cabeçotes de motor.



Fonte: (ALVES, 2018).

### 4.5.3 Carregamentos de combustão

Durante o ciclo de compressão, quando as duas válvulas estão fechadas, a mistura dentro do cilindro é comprimida pelo movimento do pistão até uma pequena fração de seu volume inicial. Quando ao fim do curso de compressão, a combustão é iniciada e a pressão do cilindro aumenta rapidamente (HEYWOOD, 1988).

Basicamente, os gases de combustão exercem pressão sobre a área de superfície da câmara de combustão, criando uma força que é distribuída ao longo dos componentes. No bloco, grande parte dessa força é transmitida pela biela para os mancais do eixo virabrequim. Já no cabeçote essa força é distribuída ao longo do próprio componente, gerando tensão e forçando uma tendência de abertura da junta do cabeçote.

Aqui, diferente dos carregamentos de montagem e térmicos, temos um carregamento cíclico. Sendo assim, esse carregamento tem um impacto maior nas tensões alternadas presentes no cabeçote, diferentemente das anteriores que estão mais diretamente ligadas às tensões médias do ciclo.

Para um dado motor, a plena carga varia com o instante no ciclo (ângulo do virabrequim) e com a rotação do motor. Para o motor em estudo, as curvas de pressão de um cilindro em relação ao ângulo do virabrequim ( $\alpha$ ) na rotação de potência máxima, são apresentadas na Figura 63.

Figura 63 - Curva de pressões de combustão a potência máxima.



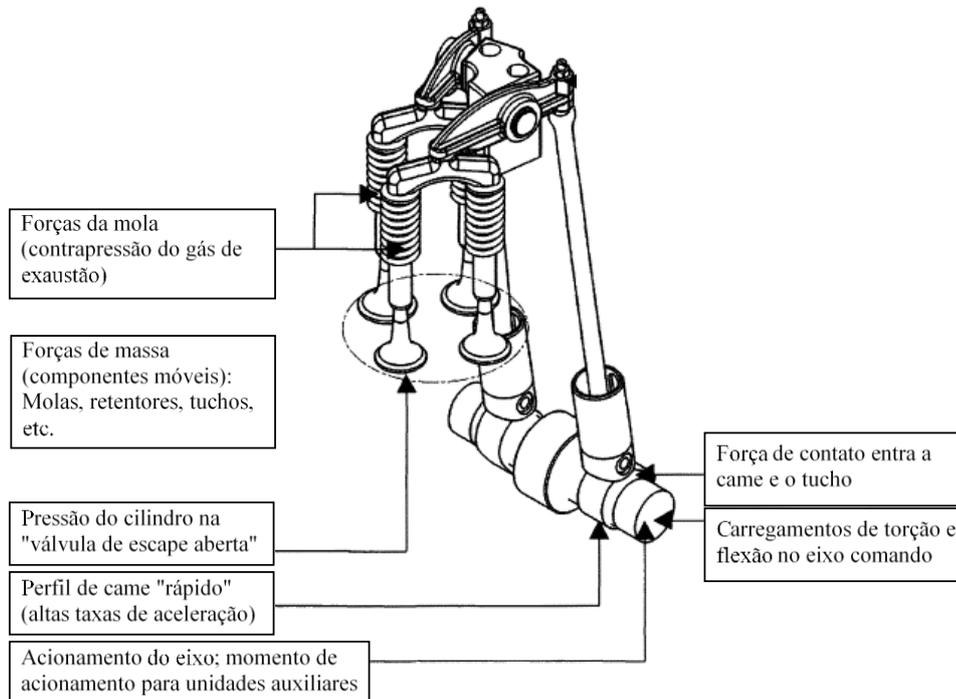
Fonte: (GERVÁSIO, 2017)

#### 4.5.4 Carregamentos dinâmicos

A principal função do eixo comando é abrir e fechar as válvulas de admissão e escape, para que os gases possam ser trocados em ações sincronizadas com a posição do pistão e, portanto, com o virabrequim (SAE INTERNATIONAL, 2004).

A cinemática da válvula é o principal determinante para o carregamento do eixo comando. As condições geométricas periféricas, como o perfil do came (por exemplo, altas taxas de aceleração) são decisivas aqui, em particular. Além disso, o eixo comando é carregado pelas massas do trem de válvulas em movimento, pelas forças totais exercidas pelas molas da válvula e pela contrapressão do gás de escape. A Figura 64 mostra alguns dos fatores que influenciam o carregamento do eixo comandos.

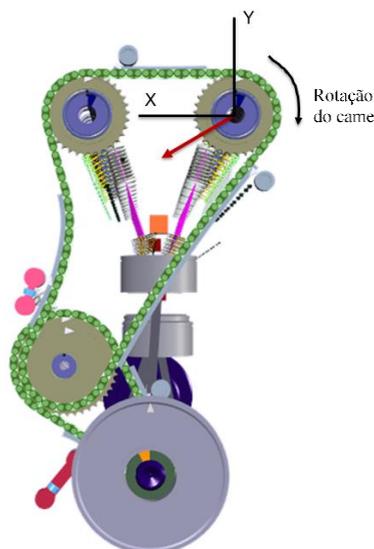
Figura 64 - Fatores de influência no carregamento do Eixo Comando



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

As forças de contato criadas entre o came e o eixo comando induzem tanto momentos de torção quanto de flexão no eixo comando que, juntamente com o momento de acionamento das unidades auxiliares, fornecem as cargas de torção e flexão totais para o eixo de comando. A Figura 65 apresenta um exemplo de sistema de acionamento de unidades auxiliares e o sistema de sincronismo dos eixos virabrequim. Esse acionamento, adiciona um torque ao eixo comando, que juntamente com o torque resistivo do eixo comando, compõem as forças de torção atuantes no eixo comando.

Figura 65 - Sistema de sincronismo do Eixo Comando



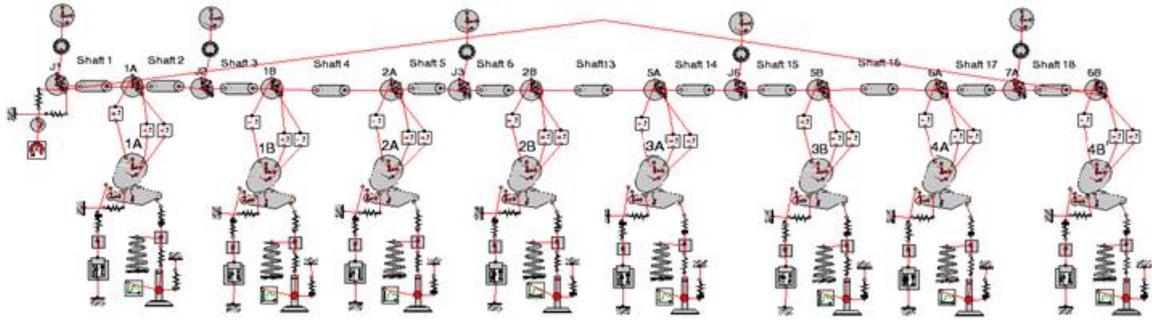
Fonte: Imagem cedida pela FCA, 2017.

No cálculo cinemático (quase-estático), as massas móveis no trem de válvulas individuais são reduzidas a uma única massa e a uma mola (a mola da válvula). Um movimento direcionado (correspondente à progressão do curso da válvula) é imposto a essa massa individual. As forças de massa e mola são consideradas dessa maneira; forças externas adicionais, como as forças de gás que entram em ação quando a válvula de escape é aberta, podem ser levadas em conta.

Cálculos da dinâmica fornecem uma imagem muito mais precisa do comportamento real do sistema do que o modelo cinemático, relativamente simples. No entanto, é necessário maior esforço para modelagem. A simulação de mult corpos é a ferramenta usada para cálculos dinâmicos. Comum a todos esses programas é o fato dos sistemas mecânicos serem discretizados por massas acopladas por meio de elementos de mola, sendo o amortecimento correspondentes às propriedades de amortecimento dos componentes. Além de integrar os subsistemas hidráulicos (levantadores de válvula hidráulica) na simulação, também é possível usar os resultados dos cálculos de MEF, por exemplo, rigidez de componentes para a força ou o caminho (SAE INTERNATIONAL, 2004).

A Figura 66 apresenta uma imagem do modelo dinâmico do trem de válvulas. Esse modelo dinâmico possibilita a inclusão de todas as massas e geometrias envolvidas no sistema, assim como as rigidezes de cada Seção do eixo e dos mancais de apoio, as características de lubrificação e amortecimento e o torque adicionado pela corrente de comando.

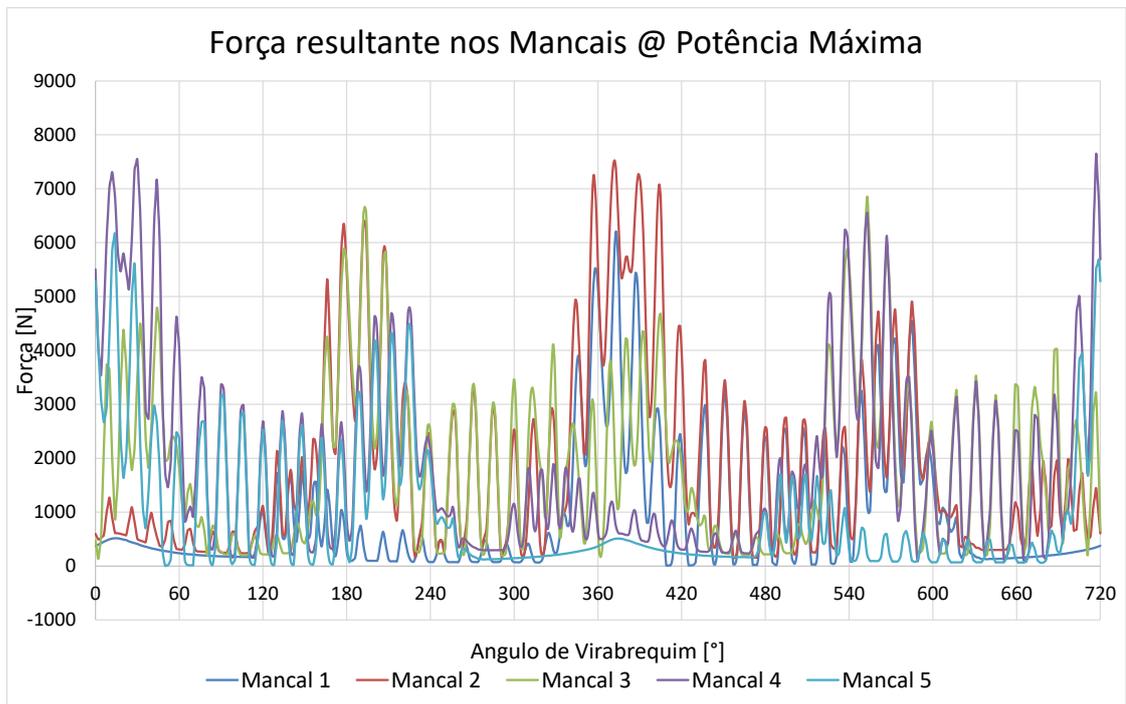
Figura 66 - Modelo dinâmico do trem de válvulas.



Fonte: Imagem cedida pela FCA, 2017.

Um dos resultados possíveis dessa análise é o carregamento devido a dinâmica do trem de válvulas em cada mancal, apresentados na Figura 67. Esses dados possuem grande importância para a análise, por apresentarem carregamentos cíclicos atuantes na parte superior do cabeçote, já que a maioria dos carregamentos cíclicos atua na parte inferior do cabeçote, devido à proximidade com os gases de alta pressão da combustão.

Figura 67 - Força resultante nos mancais do Eixo Comando.



Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

## 4.6 CONDIÇÕES DE CONTORNO E APLICAÇÃO DE CARGAS

Nessa seção, serão apresentadas as técnicas de modelagem e melhores práticas para a definição das condições de contorno e aplicação das cargas de operação.

### 4.6.1 Contatos

FEM é uma ferramenta potente e multifuncional para problemas lineares e não lineares dinâmicos e estáticos de continuidade mecânica e multifísica. Para problemas não contínuos, é necessário o uso de contatos.

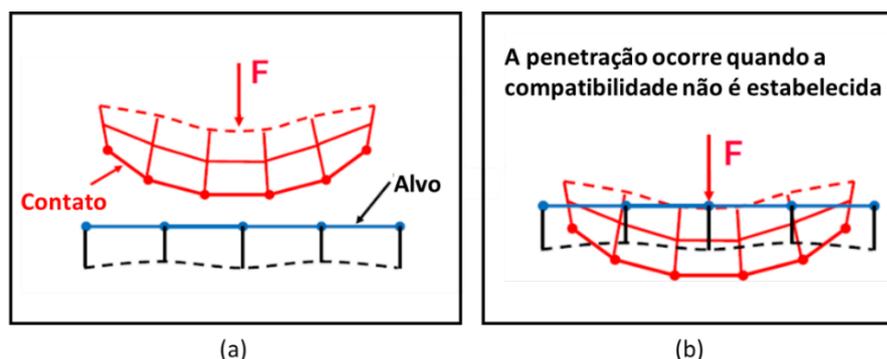
Fisicamente, contato é a transmissão de tensão (tensão de contato) entre dois corpos sólidos quando eles se tocam.

- Em alguns casos, apenas a tensão normal é transmitida;
- Se houver atrito, uma quantidade limitada de tensão de cisalhamento também pode ser transmitida.

Quando a distância é igual a zero e os corpos estão em contato, forças podem se desenvolver no contato. Quando a distância de contato é maior que zero, não há interação entre os corpos. Introduzir interação nas equações de movimento resulta na adição de desigualdades ao sistema (ANSYS®, 2017).

Como os corpos de contato físico não se interpenetram, a aplicação deve estabelecer uma relação entre as duas superfícies para evitar que elas passem uma pela outra na análise. Quando o aplicativo impede a interpenetração, diz-se que aplica a "compatibilidade de contato". A Figura 68 (a) apresenta uma situação em que os corpos não estão em contato, não havendo transmissão de força. Já a Figura 68 (b) apresenta uma situação que houve penetração, mostrando que a compatibilidade de contato não foi estabelecida.

Figura 68 - Interação entre corpos em um par de contatos.

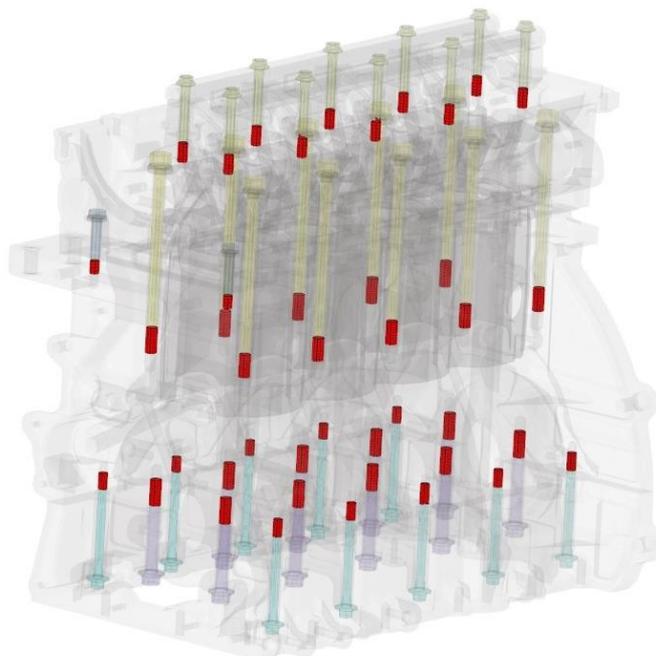


Fonte: Adaptado de (ANSYS®, 2017).

Visto a funcionalidade dessa modelagem, todas as superfícies em contato mecânico devem possuir um par de contatos, apropriado para a representação do fenômeno físico.

Para a construção do modelo, são utilizados dois tipos de contatos. O primeiro deles é referente ao contato tipo *tied*. Esse tipo de contato não permite nenhum deslizamento ou separação entre as faces, mantendo-as totalmente presa uma à outra. Nesse modelo, esse tipo de contato foi usado apenas para simular a fixação das partes roscas dos parafusos às suas respectivas juntas roscadas. Essa simplificação foi aplicada visto que o objetivo principal do trabalho não é a avaliação dos parafusos e sim sua influência, visando simular o comportamento da rosca sem ser necessário o complexo modelagem dos filetes. A Figura 69 apresenta em vermelho, todas as seções roscadas dos parafusos, modelada como contato *tied* na simulação.

Figura 69 - Superfícies de contato *tied*.



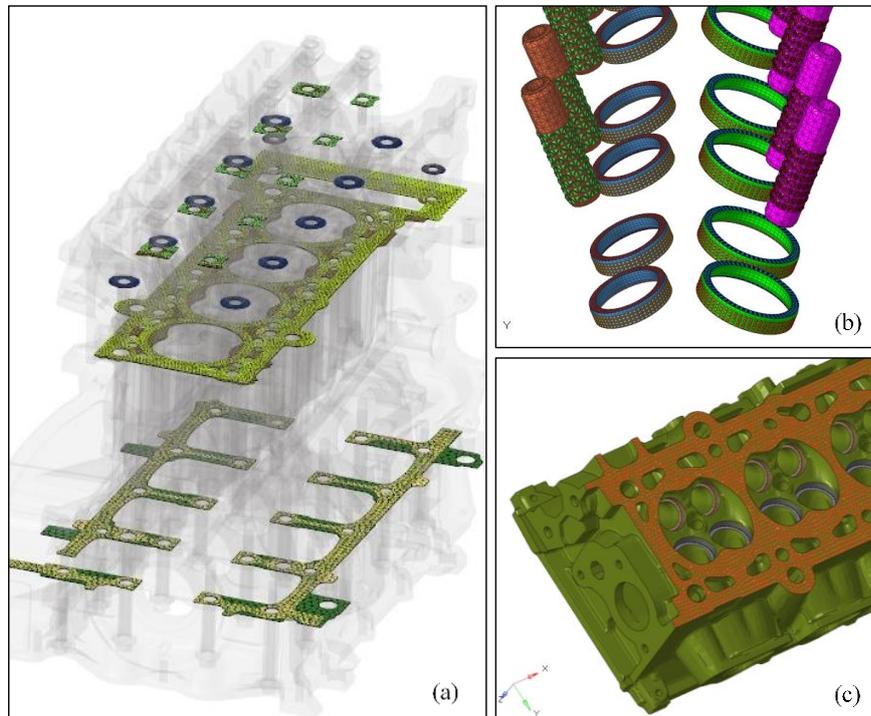
Fonte: O autor, 2018.

Outro tipo de contato utilizado na modelagem é o *Contact Pair*. Esse tipo de contato pertence ao grupo dos contatos não lineares, e devem ser usados quando é desejado modelar a capacidade dos corpos de se separarem ou deslizarem entre si, controlados por um coeficiente de atrito definido.

A Figura 70 apresenta os contatos definidos como *Contact Pair*. A Figura 70 (a) detalha os contatos entre o sub-bloco/bloco, bloco/junta do cabeçote, cabeçote/junta do cabeçote, cabeçote/capas de mancais, capas dos mancais/eixo balancim e todas as cabeças dos parafusos e seus respectivos componentes pares. A Figura 70 (b) detalha as superfícies de

contato entre o cabeçote e guias/sedes e por último a Figura 70 (c) detalha algumas superfícies de contato no cabeçote.

Figura 70 - Superfícies definidas como *Contact Pair*.



Fonte: O autor, 2018.

Na Tabela 5 é apresentado um resumo das superfícies de contato, o coeficiente de atrito e os tipos de contatos aplicados ao modelo.

Tabela 5 - Relação dos contatos utilizados nas simulações.

Par de Contatos	Tipo de Contato	Coefficiente de Atrito	Número de Contatos
Cabeçote / Junta do cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,19	1
Junta do cabeçote / Bloco	<i>Contact Pair</i>	0,19	1
Bloco / Sub-bloco	<i>Contact Pair</i>	0,19	1
Eixo Balancim / Capas dos mancais	<i>Contact Pair</i>	0,19	10
Capas dos mancais / Cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,19	10
Guias de válvulas / Cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,19	16
Lateral das sedes de válvulas / Cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,19	16
Base das sedes de válvulas / Cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,19	16
Cabeça dos parafusos do cabeçote / Arruelas	<i>Contact Pair</i>	0,15	12
Arruelas / Cabeçote	<i>Contact Pair</i>	0,15	12
Cabeça dos parafusos / Sub-bloco	<i>Contact Pair</i>	0,15	20
Cabeça dos Parafusos / Capa dos mancais	<i>Contact Pair</i>	0,15	10
Roscas parafusos / Componentes	<i>Tied</i>	- - -	42
<b>Total</b>			<b>166</b>

Fonte: O autor, 2018.

#### 4.6.2 Restrições de movimento

O conjunto de trem de força (motor e transmissões acoplados) são conectados à estrutura do chassi por meio de suportes flexíveis (geralmente de borracha), chamados de coxins (HEISLER, 2002).

De acordo com Heisler (2012), vários são o objetivo do projeto de montagem flexível, dentre eles se destacam:

- Evitar a falha por fadiga que ocorreriam caso o motor e transmissão estivessem fixados rigidamente ao chassi ou à estrutura da carroceria do veículo;
- Reduzir a amplitude de qualquer vibração do motor que esteja sendo transmitida para a estrutura da carroceria do veículo;
- Acomodar as deformações do motor e reduzir as tensões residuais devido à distorção do chassi ou da carroceria.

Ainda segundo Heisler (2002), os suportes devem ter rigidez suficiente para fornecer estabilidade sob cargas de impacto, porém ainda proporcionar um grau de flexibilidade no eixo de rotação horizontal longitudinal, horizontal lateral e vertical.

Assim como na aplicação real, no modelo FEM as condições de restrição de movimento devem ser definidas de forma a impedir que o motor se desloque livremente, o que geraria problemas de solução e convergência, porém ainda permitindo que ele se deforme, evitando concentrações de tensão e má distribuição das cargas aplicadas.

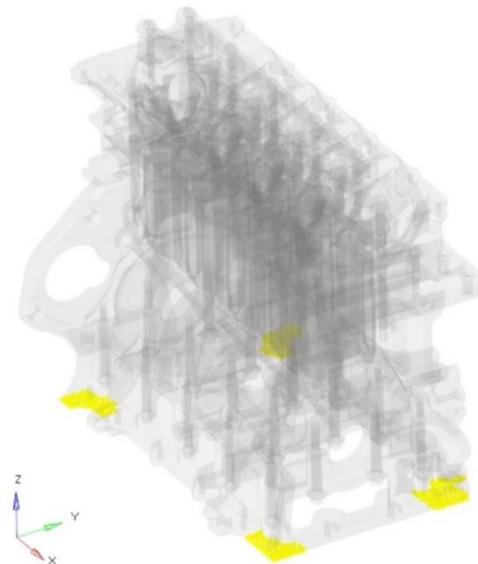
Foram criados três planos de restrição de movimento, cada um com a normal aproximadamente na direção dos três eixos principais (coordenadas). Esses planos foram criados com o objetivo de interferir ao mínimo nos resultados. Outra preocupação para restrição dos movimentos na simulação foi garantir que em todas as direções o motor, de uma forma geral, possuísse um sentido livre para expansão térmica.

Apenas o número mínimo três de graus de liberdade foram restritos, as três direções dos eixos principais. As rotações não foram diretamente restringidas. Desta forma, procurou-se evitar que tensões residuais fossem geradas devido a restrições de movimento não condizentes com as reais ou devido a limitações na expansão térmica.

A Figura 71 apresenta em amarelo as regiões do modelo que tiveram o movimento no eixo Z (vertical, no sentido dos eixos dos cilindros) restringido. Optou-se pela restrição na parte

inferior do bloco de motor, para reduzir a influência no cabeçote. Porém, ainda assim, não é restrita toda a face do bloco, para evitar o excesso de restrição à flexão do motor.

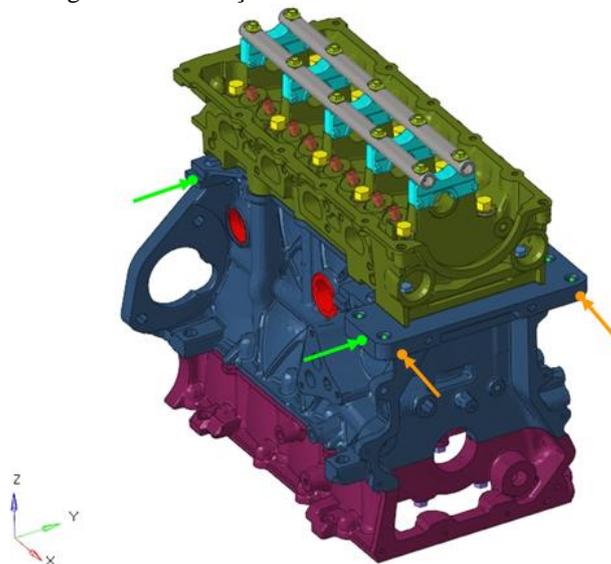
Figura 71 - Restrições de movimento no eixo vertical.



Fonte: O autor, 2018.

Quanto aos eixos horizontais, os eixos X (no sentido do eixo do virabrequim) e Y (no sentido transversal ao eixo do virabrequim), tiveram dois pontos de fixação cada um, formando um eixo para evitar o movimento de rotação do motor em torno dos pontos de fixação. Os pontos foram selecionados em posições que forma um eixo normal ao plano que restringem. Dessa forma são minimizados os impactos nas demais direções. Foram escolhidos pontos em extremidades opostas do motor, para permitir a flexão do modelo. A Figura 72 indica, com as setas laranjas, os pontos com movimento restrito em X, já as setas verdes apresentam os pontos com movimento restrito em Y.

Figura 72 - Restrições de movimento nos eixos horizontais.



Fonte: O autor, 2018.

### 4.6.3 Seleção dos casos de carregamento

Operando no regime 4 tempos, cada ciclo do motor é delimitado por duas voltas completas do virabrequim, totalizando um ciclo de  $720^\circ$ . Cada grau é chamado grau de ângulo de virabrequim (ou CA, do inglês *crank angle*).

Por possuir um funcionamento contínuo o motor apresenta infinitos casos de carregamento durante um ciclo, entretanto dentro de uma capacidade computacional limitada é necessário escolher alguns casos para serem analisados.

Por se tratar de uma análise estática, a seleção dos pontos críticos é etapa fundamental para a boa representatividade do modelo de elementos finitos com o modelo físico. A seleção insuficiente de casos de análises, pode levar ao distanciamento dos valores físicos reais dos valores de tensão e fadiga, enquanto o excesso de casos leva ao aumento no custo computacional desnecessariamente.

Várias configurações de cargas podem ser aplicadas, ainda que contenham o mesmo número de casos de análises. Visando equilíbrio entre fidelidade e custo computacional, além de se orientar nas etapas lógicas de cálculo, a metodologia proposta se baseia em estudos como Stephenson (2009) e Vasconcelos (2018), devido à proximidade com os procedimentos utilizados atualmente no desenvolvimento de motores e no custo computacional moderado.

Devido ao funcionamento de caráter cíclico do motor, procurou-se os carregamentos que oferecessem a maior amplitude de carga nas diversas regiões do cabeçote, sobretudo com esforços trativos, aos quais o material do cabeçote apresenta menores limites de resistência mecânica.

Devido à direção de atuação das cargas das molas e efeitos da pressão de combustão nas válvulas, as forças de reação do eixo comando nos mancais (ver seções 2.1.4 e 4.5.4 para detalhes de funcionamento e dinâmica dos eixos virabrequim), são predominantemente verticais e com sentido oposto à ação das cames (sentido +Z). Visto a natureza desse comportamento, apenas dois pontos para cada mancal foram selecionados. O ponto de carga máxima vertical de pressão e o ponto de máxima carga horizontal.

Adicionalmente aos casos selecionados devido às cargas dinâmicas do eixo comando, foram adicionados os quatro pontos relativos ao carregamento máximo de pressão de combustão dentro de cada cilindro.

Além dos casos associados às cargas cíclicas, três casos foram considerados relativos às cargas de montagem e térmicas. Esses carregamentos estão presentes em todos os pontos de operação dos carregamentos cíclicos e devem ser aplicados logo no início da análise.

Com exceção dos dois casos de montagem e o térmico, cuja influência está presente em todos os demais casos cíclicos, todos os casos tem aplicação independente de carga, sendo os resultados não acumulativos entre os passos de cálculo. Ao início de cada caso, os carregamentos do caso anterior são retirados, provocando retorno elástico dos nós para posição inicial ou mantendo apenas a deformação plástica permanente residual.

Somados os casos citados acima, é obtido o número total de 17 passos de cálculo, 14 para carregamentos cíclicos, dois de montagem e um térmico. Na Tabela 6 estão apresentados todos esses passos de cálculo, assim como a descrição do carregamento, sua localização e ângulo de virabrequim aos quais ocorrem.

Tabela 6 - Casos de carregamento cíclicos selecionados.

<b>Caso de carregamento</b>	<b>Localização</b>	<b>CA</b>
Máxima carga vertical de pressão	Mancal 1	555
Máxima carga horizontal	Mancal 1	373
Máxima carga vertical de pressão	Mancal 2	555
Máxima carga horizontal	Mancal 2	374
Máxima carga vertical de pressão	Mancal 3	14
Máxima carga horizontal	Mancal 3	553
Máxima carga vertical de pressão	Mancal 4	194
Máxima carga horizontal	Mancal 4	717
Máxima carga vertical de pressão	Mancal 5	194
Máxima carga horizontal	Mancal 5	14
Máxima pressão de combustão	Cilindro 1	14
Máxima pressão de combustão	Cilindro 2	555
Máxima pressão de combustão	Cilindro 3	194
Máxima pressão de combustão	Cilindro 4	374
<b>Total de casos</b>		<b>14</b>

Fonte: O autor, 2018.

Somando os passos de montagem e aplicação térmica aos itens da Tabela 6 e excluindo os ângulos coincidentes, foi obtido o número total de 11 passos de cálculo, conforme detalhado na Tabela 7.

Tabela 7 - Resumo dos passos de cálculo.

#	Passos de cálculo
1	Montagem com interferências das guias e sedes
2	Aperto dos parafusos
3	Aplicação do mapa térmico
4	CA 373°
5	CA 372°
6	CA 553°
7	CA 717°
8	CA 14°
9	CA 555°
10	CA 194°
11	CA 374°
<b>Total de passos</b>	
	<b>11</b>

Fonte: O autor, 2018

#### 4.6.4 Aplicações de cargas

Selecionados os pontos de estudo, essa Seção apresenta a metodologia proposta para a forma de aplicação dessas cargas no modelo de elementos finitos.

##### 4.6.4.1 Carregamento de montagem

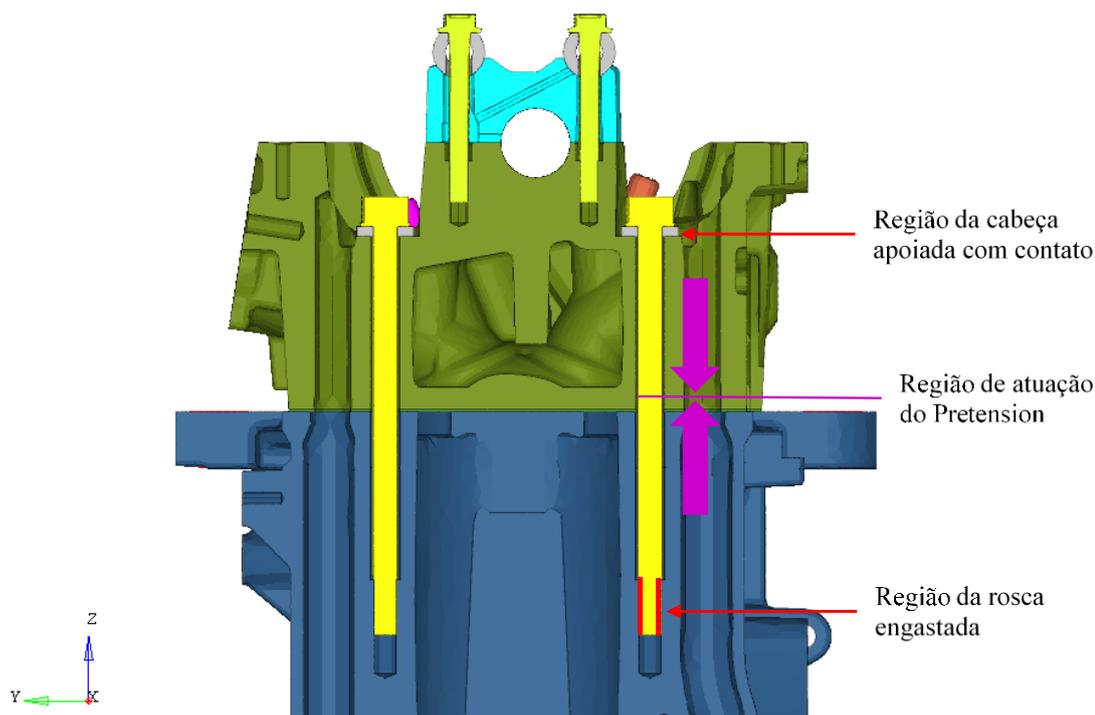
Como abordado na Seção anterior, para a análise foram descritos dois tipos de cargas de montagem. A simulação do aperto de parafuso e interferência de montagem das sedes e guias de válvulas no cabeçote.

Os valores das interferências radiais de montagem das sedes e guias de válvulas foram apresentados na Figura 59. A modelagem das interferências foi realizada utilizando o parâmetro *Contact Interference* nas propriedades dos contatos entre as guias e sedes; Ver Figura 70 (b) para detalhes das superfícies de contato. Quando especificado um valor de interferência nesse parâmetro do par de contatos, durante a solução do FEM, é imposto um deslocamento radial nos nós do contato com valor igual às dimensões de interferência especificados, gerando tensão nos componentes de acordo com as rigidezes definidas.

Para a simulação dos apertos dos parafusos, foi utilizada uma ferramenta nativa do *Abaqus*, o *Bolt Pretension*. Para essa ferramenta, é informado o valor da força no parafuso e uma Seção transversal entre a face apoiada da cabeça do parafuso e a face engastada da rosca.

Durante a solução do FEM, é imposto um deslocamento nos nós adjacentes à Seção especificada até que a força de compressão gerada entre a cabeça e rosca do parafuso se equivalha ao valor da força especificada. A Figura 73 apresenta um exemplo de um parafuso do cabeçote para ilustrar funcionamento dessa ferramenta, com as setas em roxo indicando o sentido de deslocamento dos nós.

Figura 73 - Funcionamento da ferramenta *Pretension* para parafusos.

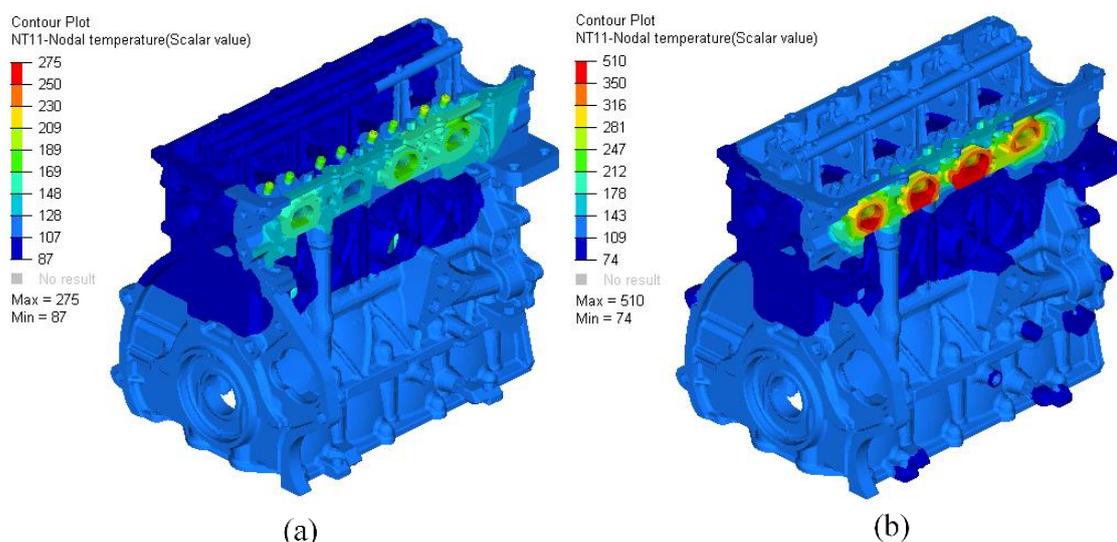


Fonte: O autor, 2018.

#### 4.6.4.2 Carregamento térmico

O carregamento térmico se dá na variação da temperatura do modelo desde a temperatura ambiente, aqui tomado como 20°C, até a temperatura de trabalho, aqui consideradas como a distribuição térmica para o motor em funcionamento na condição de potência máxima. A distribuição térmica no modelo foi obtida pela simulação CFD 3D, que mapeou a temperatura em todos os nós da malha 3D usada no *software* Star CCM, para a condição de potência máxima. Esse mapa é apresentado em duplicidade na Figura 74 por conveniência.

Figura 74 - Mapas térmicos dos motores.



Fonte: (ALVES, 2018).

A aplicação da temperatura é um passo importante na análise, tanto para impor os deslocamentos e tensões gerados pela expansão térmica, quanto para atualização das características mecânicas do material, já que o deslocamento, e conseqüente tensão, dos nós do modelo é calculada de acordo com as propriedades de rigidez que são dependentes da temperatura.

Para serem usados no modelo na simulação estrutural, foi necessária a interpolação dos valores de temperatura, obtidos para a malha da análise CFD, para a malha usada no modelo estrutural (a Seção 4.3 para mais detalhes da malha). Essa interpolação foi realizada no próprio Star CCM, que como resultado da operação, obtém-se um arquivo de texto tabulado contendo o número do nó da malha estrutural e a respectiva temperatura interpolada para esse nó. Esse arquivo é anexado aos dados de entrada do modelo estrutural.

Para formação do novo mapa térmico foram importadas as temperaturas do cabeçote, sedes e guias de válvulas, junta do cabeçote, bloco e sub-bloco. Os demais componentes, como parafusos, eixos balancim e capas de mancais, tiveram suas temperaturas estimadas pela ferramenta automática de interpolação a partir das temperaturas dos componentes principais. Essa consideração foi necessária, pois na análise CFD não foram modelados alguns componentes estruturais, como parafusos, capas de mancais e eixos balancim.

#### 4.6.4.3 Carregamento de combustão

Após selecionados os casos de carregamento que serão considerados nas análises, são extraídos os valores da pressão de dentro do cilindro para todos os ângulos de virabrequim equivalentes aos casos selecionados.

Os carregamentos são inseridos no modelo como cargas de pressão, aplicados às áreas do cabeçote em contato com o gás de combustão. A Figura 75 apresenta essas regiões, que são as câmaras de combustão.

Figura 75 - Regiões de aplicação da carga pressão no cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Também influenciados por esse carregamento, as válvulas, que estão fechadas no momento de pico de pressão, transferem a força gerada em sua superfície aparente para as sedes, que por sua vez transferem as cargas para o cabeçote. Semelhantemente a área exposta da vela transfere o carregamento para a parte roscada no cabeçote.

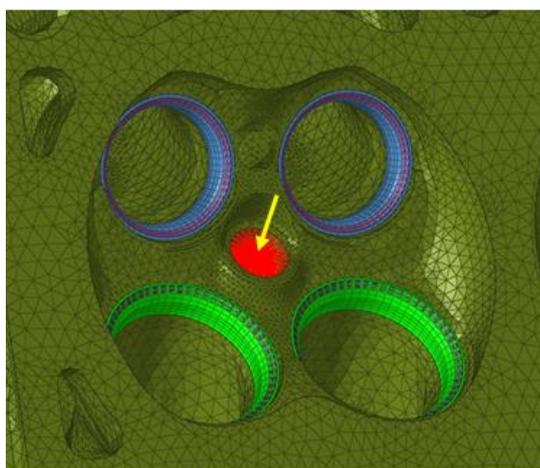
Como nem as válvulas e nem as velas estão presentes na malha do modelo proposto, a sua influência deve ser calculada e inserida no cabeçote, na forma de cargas externas.

Para simular a influência das válvulas, é calculado a razão entre a área aparente das válvulas e a área de contato válvula/sede. Após calculada, essa razão é usada como multiplicador para o valor da pressão, que é inserida na área de contato válvula/sede.

Para influência da vela, é calculado a força equivalente à gerada pela pressão na área aparente da vela. Em seguida essa força é aplicada a um elemento de distribuição ligado à região onde se encontra a rosca de fixação desse componente.

A Figura 76 apresenta em detalhe a região das sedes onde é aplicada a pressão equivalente das válvulas e a seta amarela apresenta a direção e posição da força equivalente à pressão nas velas.

Figura 76 - Regiões de aplicação das cargas equivalentes às válvulas e velas.



Fonte: O autor, 2018.

Na Tabela 8 são resumidos os carregamentos equivalentes à pressão interna do cilindro, para o motor na versão normal aspirada, assim como a pressão equivalente nas sedes e as forças aplicadas nas roscas das velas. Semelhantermente, na Tabela 9 estão detalhados os mesmos carregamentos, porém para o motor na versão sobrealimentada.

Tabela 8 - Carregamentos de combustão - versão normal aspirada.

Carregamentos versão normal aspirada										
	Carregamento	Unidade	373°	372°	553°	717°	14°	555°	194°	374°
Cilindro 1	Pressão Câmara	[bar]	1,0	1,1	1,2	33,8	66,6	1,2	3,6	1,0
	Força Vela Y	[N]	35,6	36,0	40,1	1154,1	2277,9	41,1	123,2	35,4
	Força Vela Z	[N]	88,2	89,1	99,3	2856,6	5638,1	101,7	305,0	87,5
	Válvulas de Admissão	[bar]	5,6	5,6	6,2	179,9	355,0	6,4	19,2	5,5
	Válvulas de Exaustão	[bar]	4,5	4,5	5,0	145,3	286,8	5,2	15,5	4,5
Cilindro 2	Pressão Câmara	[bar]	1,2	1,2	66,3	4,2	3,6	66,6	1,0	1,2
	Força Vela Y	[N]	39,8	39,4	2265,8	143,2	122,6	2277,1	35,2	40,4
	Força Vela Z	[N]	98,6	97,5	5608,3	354,6	303,3	5636,2	87,1	100,1
	Válvulas de Admissão	[bar]	6,2	6,1	353,1	22,3	19,1	354,9	5,5	6,3
	Válvulas de Exaustão	[bar]	5,0	5,0	285,3	18,0	15,4	286,7	4,4	5,1
Cilindro 3	Pressão Câmara	[bar]	3,7	3,7	1,0	1,1	1,2	1,0	66,6	3,6
	Força Vela Y	[N]	125,2	126,3	35,6	36,1	39,8	34,9	2276,3	123,8
	Força Vela Z	[N]	309,8	312,7	88,1	89,4	98,5	86,4	5634,3	306,5
	Válvulas de Admissão	[bar]	19,5	19,7	5,5	5,6	6,2	5,4	354,7	19,3
	Válvulas de Exaustão	[bar]	15,8	15,9	4,5	4,5	5,0	4,4	286,6	15,6
Cilindro 4	Pressão Câmara	[bar]	66,3	65,4	3,7	1,3	1,0	3,6	1,2	66,6
	Força Vela Y	[N]	2265,1	2236,8	125,4	44,1	34,9	123,0	40,1	2275,3
	Força Vela Z	[N]	5606,6	5536,5	310,3	109,0	86,4	304,5	99,3	5631,8
	Válvulas de Admissão	[bar]	353,0	348,6	19,5	6,9	5,4	19,2	6,3	354,6
	Válvulas de Exaustão	[bar]	285,2	281,6	15,8	5,5	4,4	15,5	5,1	286,5

Fonte: O autor, 2018.

Tabela 9 - Carregamentos de combustão - versão sobrealimentada.

Carregamentos versão sobrealimentada										
	Carregamento	Unidade	373°	372°	553°	717°	14°	555°	194°	374°
Cilindro 1	Pressão Câmara	[bar]	1,3	1,3	1,5	43,1	85,0	1,5	4,6	1,3
	Força Vela Y	[N]	45,5	46,0	51,2	1472,6	2906,5	52,4	157,2	45,1
	Força Vela Z	[N]	112,5	113,8	126,7	3645,0	7194,2	129,8	389,2	111,7
	Válvulas de Admissão	[bar]	7,1	7,2	8,0	229,5	453,0	8,2	24,5	7,0
	Válvulas de Exaustão	[bar]	5,7	5,8	6,4	185,4	365,9	6,6	19,8	5,7
Cilindro 2	Pressão Câmara	[bar]	1,5	1,5	84,6	5,3	4,6	85,0	1,3	1,5
	Força Vela Y	[N]	50,8	50,3	2891,2	182,8	156,4	2905,6	44,9	51,6
	Força Vela Z	[N]	125,8	124,4	7156,3	452,4	387,1	7191,8	111,1	127,7
	Válvulas de Admissão	[bar]	7,9	7,8	450,6	28,5	24,4	452,8	7,0	8,0
	Válvulas de Exaustão	[bar]	6,4	6,3	364,0	23,0	19,7	365,8	5,7	6,5
Cilindro 3	Pressão Câmara	[bar]	4,7	4,7	1,3	1,3	1,5	1,3	85,0	4,6
	Força Vela Y	[N]	159,7	161,2	45,4	46,1	50,8	44,6	2904,6	158,0
	Força Vela Z	[N]	395,3	399,0	112,4	114,1	125,7	110,3	7189,3	391,0
	Válvulas de Admissão	[bar]	24,9	25,1	7,1	7,2	7,9	6,9	452,7	24,6
	Válvulas de Exaustão	[bar]	20,1	20,3	5,7	5,8	6,4	5,6	365,7	19,9
Cilindro 4	Pressão Câmara	[bar]	84,5	83,5	4,7	1,6	1,3	4,6	1,5	84,9
	Força Vela Y	[N]	2890,3	2854,2	160,0	56,2	44,6	157,0	51,2	2903,3
	Força Vela Z	[N]	7154,0	7064,6	395,9	139,1	110,3	388,6	126,7	7186,2
	Válvulas de Admissão	[bar]	450,4	444,8	24,9	8,8	6,9	24,5	8,0	452,5
	Válvulas de Exaustão	[bar]	363,9	359,4	20,1	7,1	5,6	19,8	6,4	365,5

Fonte: O autor, 2018.

#### 4.6.4.4 Carregamento dos mancais do eixo comando

De posse dos casos selecionados para a simulação, são extraídos os valores de força no mancal gerados pela dinâmica do eixo comando, para todos os ângulos de virabrequim equivalentes aos casos selecionados.

Na Tabela 10 são resumidos as magnitudes e direção das forças do carregamento de mancal do eixo comando, nos ângulos de virabrequim selecionados para os casos em análise.

Nesse carregamento, devido à falta da geometria do novo sistema de trem de válvulas para a versão sobrealimentada, ambos os modelos estudados nesse trabalho, utilizaram os mesmos carregamentos de mancal do eixo comando.

Tabela 10 - Resumo dos picos de forças nos mancais do Eixo Comando.

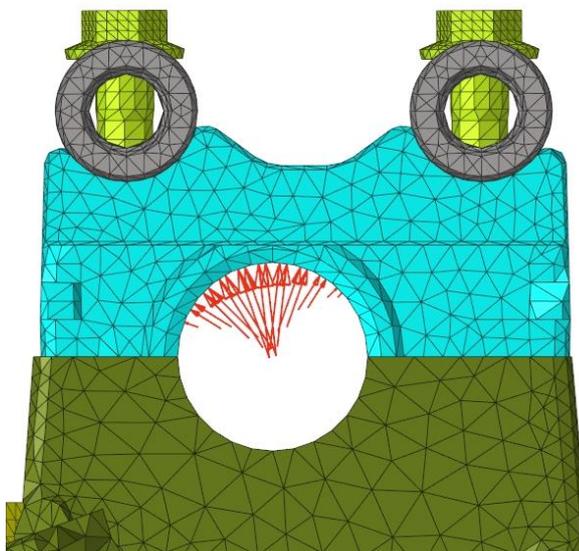
Carregamentos dos mancais do eixo comando									
Localização	Direção	373°	372°	553°	717°	14°	555°	194°	374°
<b>Mancal 1</b>	FX [N]	-1713,4	-1617,9	219,1	-50,0	-76,8	188,5	-42,1	-1670,8
	FY [N]	5968,2	5686,3	1091,7	343,4	509,1	1004,6	122,1	5711,5
	Vetor [°]	-16,0	-15,9	11,3	-8,3	-8,6	10,6	-19,0	-16,3
<b>Mancal 2</b>	FX [N]	-1474,7	-1272,0	194,7	-557,3	-106,9	89,6	-1735,3	-1494,5
	FY [N]	7195,3	7417,2	1872,5	1333,7	604,8	1388,3	5917,8	6638,8
	Vetor [°]	-11,6	-9,7	5,9	-22,7	-10,0	3,7	-16,3	-12,7
<b>Mancal 3</b>	FX [N]	157,7	190,2	-1817,4	-30,9	121,1	-1609,1	-1769,9	132,6
	FY [N]	1421,3	2077,2	6610,1	3204,0	854,4	5553,1	6304,3	1046,3
	Vetor [°]	6,3	5,2	-15,4	-0,6	8,1	-16,2	-15,7	7,2
<b>Mancal 4</b>	FX [N]	-160,9	-234,5	-1815,1	-493,0	-1573,0	-1559,8	97,6	-123,9
	FY [N]	712,3	859,8	6288,4	7631,2	6672,5	5135,1	1388,9	636,6
	Vetor [°]	-12,7	-15,3	-16,1	-3,7	-13,3	-16,9	4,0	-11,0
<b>Mancal 5</b>	FX [N]	-75,9	-75,2	-74,5	-968,1	-1723,3	-27,4	170,8	-76,0
	FY [N]	502,1	497,9	185,2	5423,9	5917,8	88,5	862,1	502,7
	Vetor [°]	-8,6	-8,6	-21,9	-10,1	-16,2	-17,2	11,2	-8,6

Fonte: Informações cedidas pela FCA, 2017.

As introduções dessas cargas no modelo foram realizadas por meio de *Senoidal Pressures*. Cargas de pressão senoidal, que cobrem 120° da circunferência do mancal, são aplicadas na direção do vetor da força e cuja magnitude aplicada à área de atuação com o com mancal. Como resultado, são obtidos carregamentos de forças com magnitude e direção das cargas nos ângulos de virabrequim dos casos selecionados.

A Figura 77 apresenta um exemplo dessa carga senoidal no mancal do eixo comando.

Figura 77 - Aplicação das cargas dos mancais do Eixo Comando.



Fonte: O autor, 2018.

## 4.7 SOLUÇÃO

Para a solução do problema FEM proposto, é utilizado o *solver* integrado do Abaqus. As análises realizadas são do tipo não-linear estática para solução das equações. Para parâmetros de convergência, são propostos o máximo erro de penetração de contatos de 0,001 vezes o tamanho característico do elemento de contato e 0,005 vezes a força e momento residuais em relação às forças e momentos da interação.

Após a solução, é gerado um arquivo de resultados com extensão do tipo .ODB, que contém os resultados de saída requeridos na Seção dados de saída do Abaqus. Os principais tipos de dados são:

- Resultados nodais: Deslocamentos nodais, temperatura nodal e força de reação nos nós dos parafusos e nós das restrições de movimento;
- Resultados nos elementos: Tensores de tensão, deformação total e deformações plásticas;
- Resultados nos contatos: Deslocamentos de abertura de contato e deslocamentos relativos entre contatos;

## 4.8 PÓS-PROCESSAMENTO

No 2 foram apresentados alguns dos critérios de falhas mais utilizados para avaliação da resistência estrutural de componentes mecânicos. Os critérios foram divididos entre independentes e dependentes do tempo.

Devido ao funcionamento do cabeçote em motores alternativos de combustão interna e à natureza cíclica dos carregamentos aos quais está submetido, a avaliação de fadiga é fundamental no para a análise desse componente. Contudo, avaliações com critérios independentes do tempo ainda são importantes para a avaliação de regiões afetadas predominantemente por cargas estáticas e nos componentes adjacentes, sobretudo devido às cargas de montagem ao cabeçote.

Em consequência do tipo de material do cabeçote e seu baixo alongamento máximo, o critério escolhido para avaliação estática foi a teoria da tensão máxima de cisalhamento. Também foram avaliados nos componentes adjacentes outros critérios como da energia de distorção máxima e Coulomb-Mohr serão utilizadas.

#### 4.8.1 Avaliação das tensões

Uma vez obtido o arquivo de resultados contendo os valores de tensão resultantes no modelo, para avaliação das tensões, é necessário o uso de algum *software* para visualização desses dados. O Abaqus possui um conjunto de ferramentas para solução, pré e pós-processamento da análise FEM, porém devido às ferramentas de visualização disponíveis, aqui é proposto o uso do Hyperworks, mesmo pacote de *softwares* usados na fase de pré-processando.

No pós-processador, é possível o uso de ferramentas para visualização dos componentes do tensor de tensão, assim como as tensões principais e tensões equivalentes como a tensão equivalente de Von Mises.

Para a avaliação pela teoria da tensão máxima de cisalhamento, no pós-processador, é necessário a requisição das tensões principais ( $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ ) e compará-las com os valores limites referências à tração ou compressão obtidos em testes com o mesmo material. Mais detalhes sobre o critério podem ser obtidos na 2 deste documento, enquanto maiores detalhes sobre o material do cabeçote podem ser obtidos na Seção 4.4.

#### 4.8.2 Avaliação dos fatores de segurança a fadiga

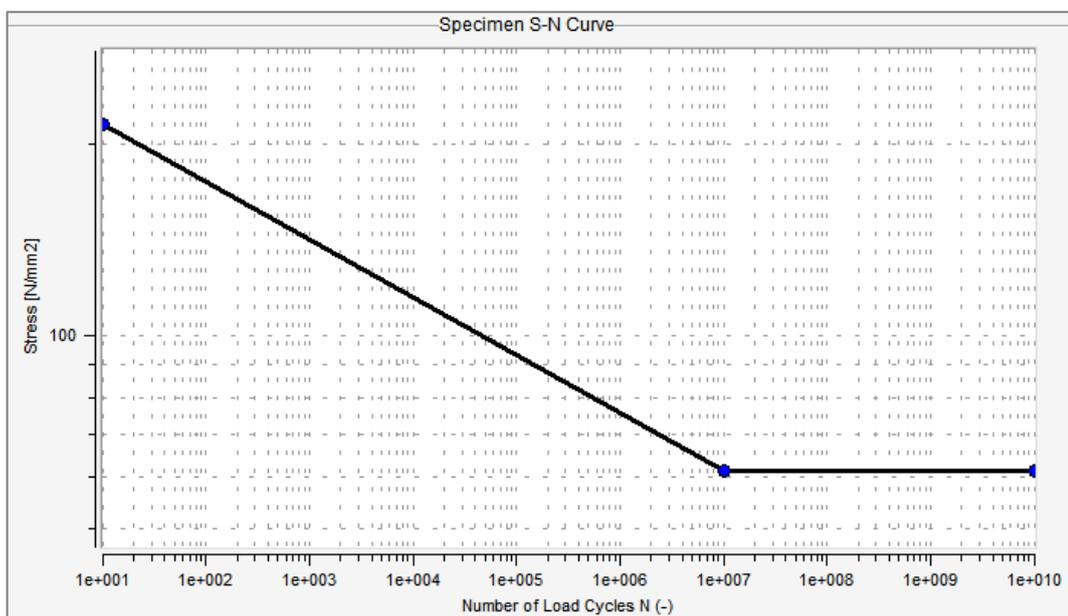
Devido a quantidade de nós e elementos do modelo, se torna impossível a avaliação das tensões e cálculo da fadiga de forma manual para todos os pontos do modelo. Devido a esse fato, para o pós-processamento de fadiga, foi utilizado o *software* comercial FEMFAT – *Finite Element Method Fatigue*. Mais especificamente dentro do *software*, foi usado o módulo TransMAX, usado para análise de componentes com carregamento multiaxiais com dados de entrada de estados transientes de tensão.

No FEMFAT, são usados como entrada os resultados de tensão, para cada caso de carregamento analisado, presentes no arquivo de resposta (.ODB) da análise estática. Através do arquivo ODB, o FEMFAT utiliza a mesma malha usada no modelo da análise estrutural, calculando o fator de segurança para cada nó do modelo. Entretanto, apesar de usar a mesma malha, apenas os nós e elementos do componente do cabeçote terão seus nós calculados devido ao esforço computacional necessário para a tarefa.

Além dos arquivos de resultados de cada caso analisado (arquivos .ODB), também é importado para o FEMFAT o mapa térmico dos componentes. Dessa forma, pode ser considerado o efeito da temperatura sobre a resistência a fadiga do material.

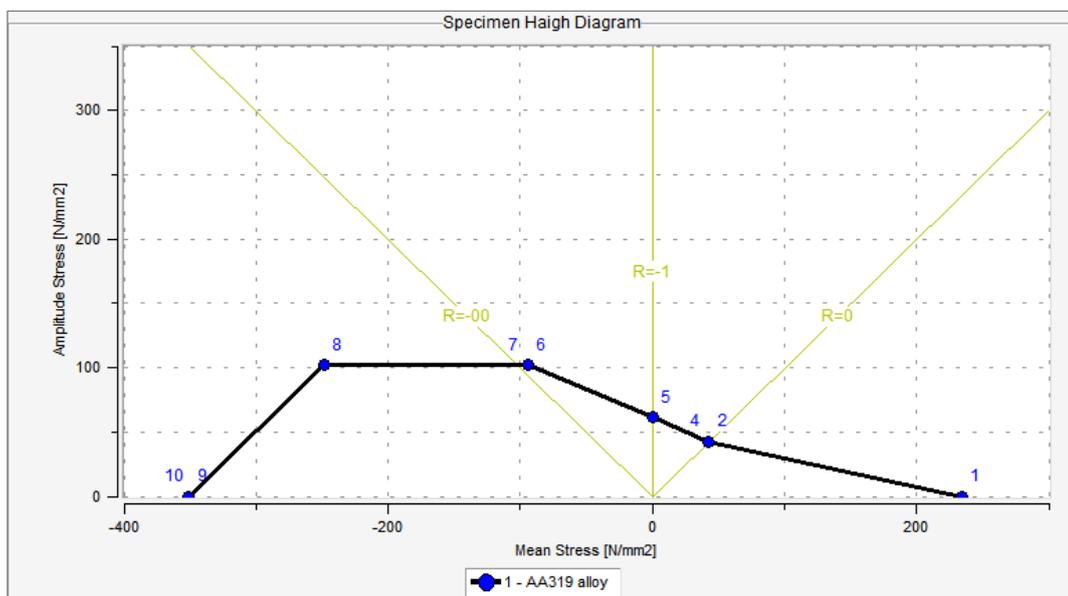
Utilizando os dados das propriedades mecânicas do material, aqui descritas na Tabela 2, o FEMFAT gera os diagramas  $S-N$  e o de Haigh, apresentados na Figura 78 e Figura 79, respectivamente.

Figura 78 - Diagrama  $S-N$  para o material AA319-T7.



Fonte: O autor, 2018.

Figura 79 - Diagrama de Haigh para o material AA319-T7.



Fonte: O autor, 2018.

Mais detalhes sobre os diagramas apresentados podem ser encontrados no 2 desse documento. Já detalhes sobre as propriedades mecânicas do material utilizado, podem ser encontrados na Seção 4.4.

Nesse ponto, obtidos a posição e temperatura de cada nó do modelo e as propriedades de resistência à fadiga do material nas diversas temperaturas de trabalho, é iniciado o processo de processamento, através da comparação entre a tensão média e alternada de cada nó com sua respectiva resistência do diagrama à fadiga.

Desse processo é obtido o arquivo resultados de extensão .DMA, contendo um mapa de distribuição de fator de segurança a fadiga nos nós do cabeçote. Esse arquivo pode ser visualizado tanto com o uso da ferramenta nativa VISUALIZER do FEMFAT, quanto pelo Hyperworks.

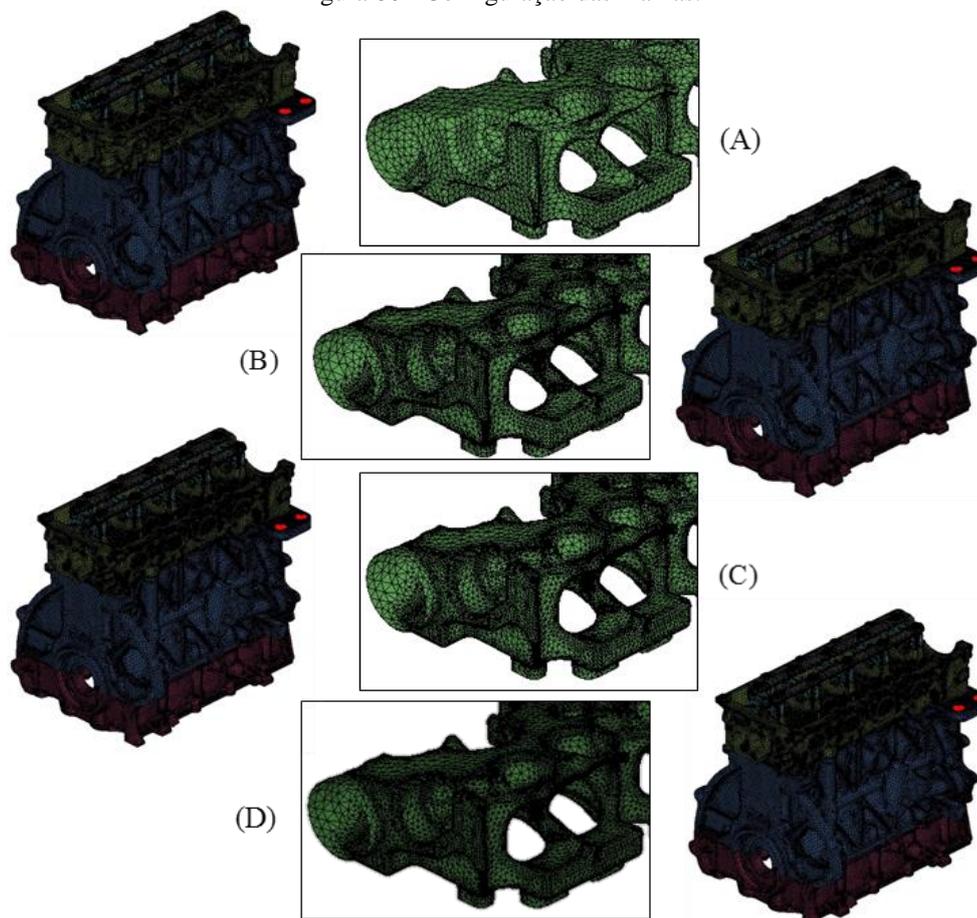
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo serão apresentados os resultados obtidos no pós-processamento da solução do MEF, conforme metodologia proposta na seção anterior. É apresentado um breve resumo sobre os resultados de tensão nos componentes acoplados ao cabeçote, cujas principais fontes de carregamento se deram pelas cargas de montagem nos passos iniciais da análise estrutural. Já os resultados das tensões no cabeçote, terão seu comportamento apresentado para as diversas etapas da análise, além desses componentes de tensão serem pós-processados e avaliados usando o critério de falha da teoria da tensão máxima de cisalhamento e de fadiga.

### 5.1 TESTE DE MALHA

Conforme os passos descritos para geração do modelo de Elementos Finitos, foram realizadas análises de teste de malha com base nas tensões em algumas regiões críticas. Na Figura 80 são apresentadas as quatro diferentes configurações de malhas, utilizadas ao longo das análises, denominadas aqui como A, B, C e D. O refinamento foi aplicado apenas na malha do cabeçote, que é o componente de maior influência no modelo.

Figura 80 - Configuração das malhas.



Fonte: O autor, 2018.

Da malha (A) para a (B), foi gerado um refinamento geral no cabeçote, enquanto da (B) para a (C) foram refinadas apenas as regiões de maior concentração de tensão, sobretudo na camisa d'água. Semelhantemente, da malha (C) para (D), as regiões de maior tensão passaram por um processo ainda maior de refinamento. Um resumo dos tamanhos das malhas de cada modelo é apresentado na Tabela 11.

Tabela 11 - Número de Nós e Elementos.

<b>Modelo</b>	<b>Cabeçote</b> Nós (Elementos)	<b>Modelo Completo</b> Nós (Elementos)
<b>A</b>	898.556 (543.610)	1.680.879 (1.502.556)
<b>B</b>	1.705.793 (1.065.849)	2.489.395 (2.024.795)
<b>C</b>	1.914.309 (1.202.178)	2.707.134 (2.171.448)
<b>D</b>	2.199.587 (1.414.942)	2.992.412 (2.384.212)

Fonte: O autor, 2018.

Para a solução dos FEM, foi utilizado um computador de alta performance no estilo *Cluster* contendo o seguinte hardware dedicado:

- 48 Processadores (CPUs)
- 96 GB de Memória RAM

O impacto no tempo de solução pelo refinamento da malha, podem ser observados pelas Tabela 12 e Figura 81.

Tabela 12 - Tempo de solução.

<b>Modelo</b>	<b>Cargas Estática</b>	<b>Cargas Cíclicas</b>	<b>Tempo Total</b>	<b>Tempo de Máquina</b>
<b>A</b>	18h 09m	03h 49m	<b>21h 58m</b>	718h (30d)
<b>B</b>	27h 19m	12h 11m	<b>39h 31m</b>	1897h (79d)
<b>C</b>	45h 45m	14h 53m	<b>60h 39m</b>	2912h (121d)
<b>D</b>	59h 12m	19h 15m	<b>78h 28m</b>	3766h (156d)

Fonte: O autor, 2018.

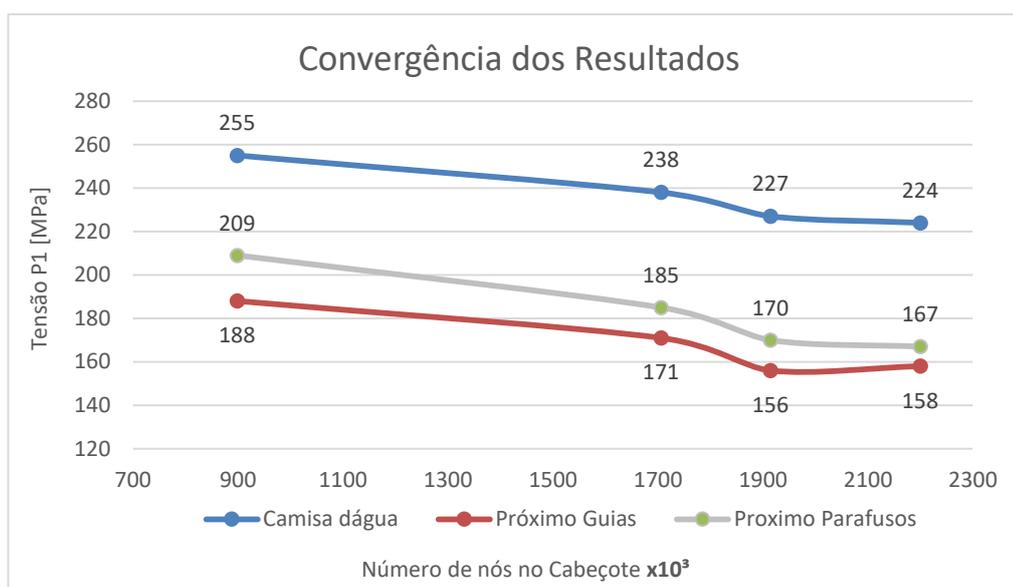
Figura 81 - Teste de Malha, tempo de execução.



Fonte: O autor, 2018.

Para comparação das tensões, foram selecionadas três regiões de análise no cabeçote. A região de tensão máxima na camisa d'água, nos raios próximos às interfaces com as guias e sedes e próximo à face de assentamento da cabeça dos parafusos de fixação cabeçote/bloco. Em todas essas regiões foi observado a tensão de máxima principal resultante da aplicação de todas as cargas de montagem, térmicas e cíclicas atuantes durante a combustão no cilindro 3. Na Figura 82 é apresentado a variação de tensão nas regiões escolhidas para cada modelo utilizado na análise de convergência de malha.

Figura 82 - Teste de Malha, tensão máxima principal.



Fonte: O autor, 2018.

De uma forma geral, observa-se uma redução no valor da tensão com o aumento da tensão. Esse comportamento é devido à melhor discretização da geometria nas regiões críticas. Em malhas mais grossas, regiões curvilíneas que distribuem melhor a tensão, são representadas como quinas, que concentram a tensão.

Houve significativa redução na tensão da malha (A) para a malha (B), devido a discretização geral da geometria. Da malha (B) para (C) também foi observado uma redução na tensão, já que o refinamento do modelo consistiu justamente da redução do tamanho do elemento nos raios das regiões de maior resultado de tensão, buscando a discretização de pelo menos 3 elementos na curvatura do raio. Tal impacto não foi observado na malha (D), que consistiu na redução do tamanho do elemento ainda mais acentuada nessas regiões de maior tensão. Os resultados obtidos em (D) mostram que o excesso de refinamento da malha tem um impacto expressivo no tempo de solução do MEF, sem modificação significativa no resultado de tensão, tornando seu uso não favorável.

De posse desses resultados, o modelo (C) foi utilizado para todas análises descritas nesse trabalho.

## 5.2 ANÁLISE DOS COMPONENTES ACOPLADOS

Vários componentes estão adjacentes ao cabeçote, entretanto alguns se relacionam de maneira mais intensa, como é o caso dos parafusos do cabeçote, sedes e guias, cuja relação com o cabeçote gera impactos significativos em ambos componentes do conjunto. Deste modo, a avaliação desses componentes é de vital importância para o projeto do cabeçote, entretanto, devido ao escopo desse trabalho, não serão avaliados os projetos dos componentes especificamente e sim a adequação e a influência desses componentes na análise.

A seguir serão apresentados os resultados de tensão nesses componentes em três condições. Na montagem (principal fonte de tensão para esses componentes), aquecimento e um caso cíclico (pressão de combustão + cargas dos mancais) de maior influência.

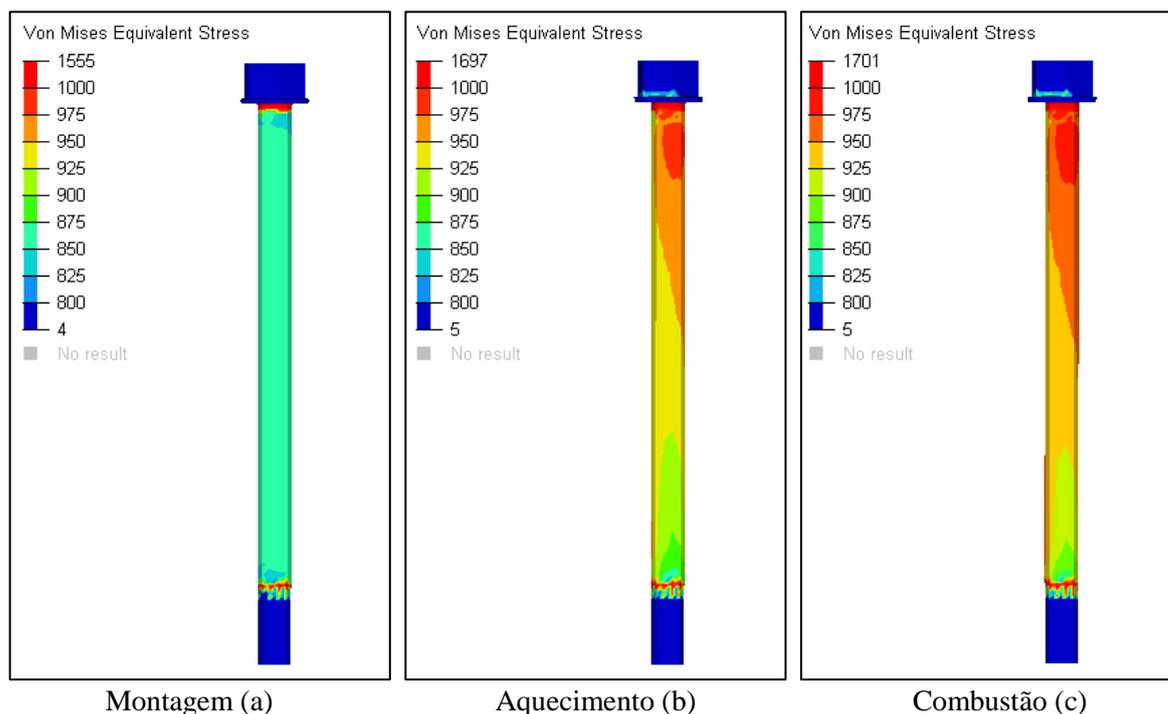
Vale ressaltar que as escalas de cores apresentadas não necessariamente representam as tensões limites de falhas, mas sim valores escolhidos para melhor visualização dos detalhes e diferenças apresentadas.

### 5.2.1 Parafusos de montagem cabeçote/bloco

Todos os parafusos presentes na simulação, foram modelados em aço de alta resistência. Os critérios de aprovação para os parafusos se basearam no limite de escoamento do material, que é 800 MPa. Devido ao comportamento dúctil dos aços, para a avaliação, será usado o critério da teoria da tensão máxima de cisalhamento, onde a tensão equivalente de Von Mises é comparada com o limite de resistência do material.

A Figura 83 apresenta a distribuição de tensão equivalente de Von Mises para os parafusos em três condições diferentes. A figura (a) apresenta as tensões após aplicação das cargas de montagem, a (b), após carregamentos térmicos e a (c) após aplicação das cargas cíclicas.

Figura 83 - Tensões de Von Mises nos parafusos cabeçote/bloco.



Fonte: O autor, 2018.

Devido às descontinuidades de rigidez, geométricas e pelas condições de restrição do movimento, ocorrem concentrações de tensão fictícias nas regiões de fixação da rosca, apoio da cabeça dos parafusos e elementos adjacentes às essas regiões. Desconsiderando essas regiões, podemos verificar que após a montagem, a tensão média no parafuso é em torno de 860 MPa, enquanto após aquecimento passa para cerca de 950 MPa e após carregamentos cíclico, aumenta para cerca de 960 MPa.

O aumento da tensão após carga de térmica, se dá devido à expansão do alumínio do cabeçote, que possui coeficiente de dilatação térmica de cerca de duas vezes o valor do aço usado nos parafusos. Já as cargas cíclicas têm pouca influência na tensão do componente, provando o caráter estático do funcionamento dos parafusos.

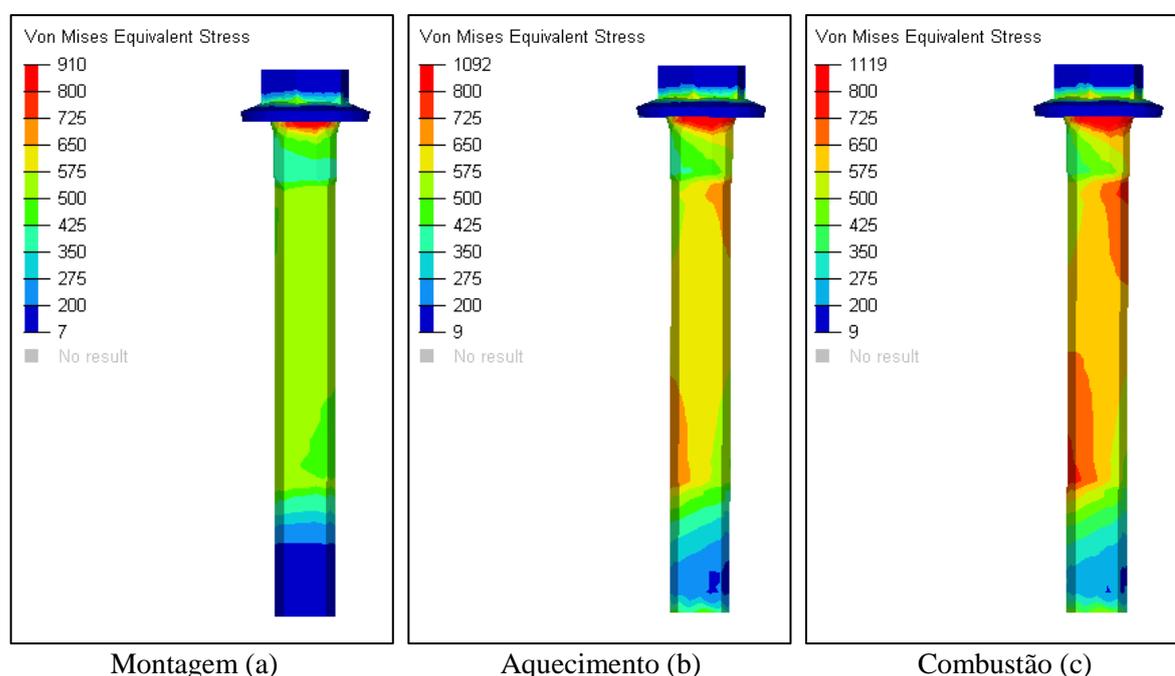
Em todos os casos, a tensão ficou acima do limite de escoamento do material. Esse comportamento está previsto no projeto e ocorre, pois esses parafusos trabalham na região plástica do material. Devido à modelagem linear do material dos parafusos, parte dessa tensão é irreal pois numa situação de linearidade, parte da energia seria convertida em deformação, reduzindo a tensão. Como a tensão acima do escoamento é pequena e já que a hipótese de comportamento apenas elástico superestima as tensões na região do cabeçote, a aproximação está do lado conservativo.

### 5.2.2 Parafusos de montagem capa de mancal/cabeçote

Esses parafusos possuem a mesmo material do conjunto de fixação cabeçote/bloco, contudo esses são projetados para trabalhar fora do regime plástico, o que reduz demanda menores cargas de aperto e menor tensão média no parafuso.

A Figura 84 apresenta esses parafusos sob as mesmas condições do anterior, após carregamentos de montagem em (a), após carregamento térmico (b) e após aplicação das cargas cíclicas (c).

Figura 84 - Tensões de Von Mises nos parafusos capa de mancal/cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Após a montagem, a tensão média nos parafusos é de cerca de 510 MPa, enquanto após aquecimento passa para cerca de 610 MPa e após carregamentos cíclico, aumenta para cerca de 640 MPa. Novamente o aumento na carga do após aplicação térmica, se dá devido à expansão do alumínio do cabeçote, que possui coeficiente de dilatação térmica de cerca de duas vezes o valor do aço usado nos parafusos.

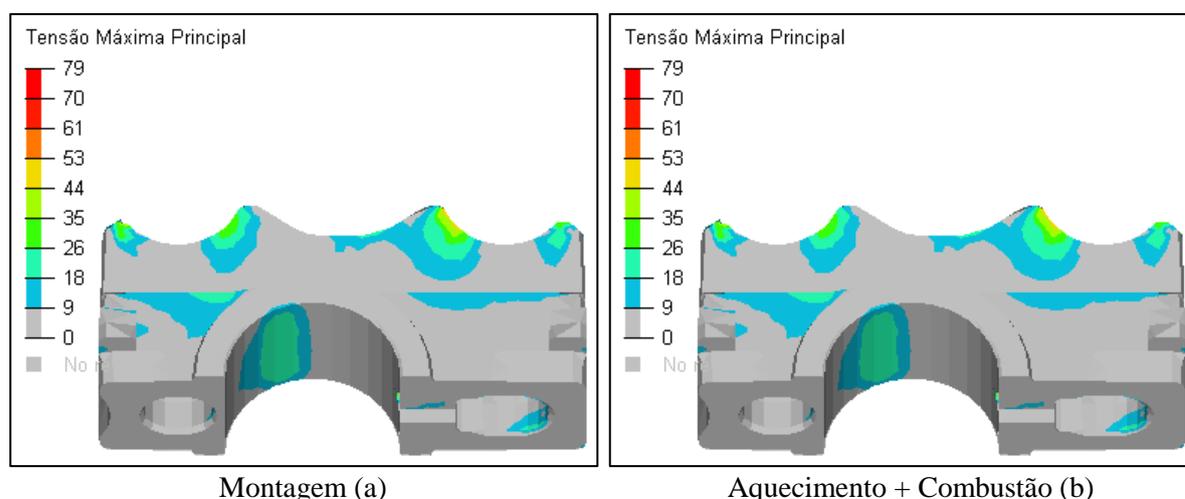
Já a tensão após carregamento cíclico apresentou um pequeno aumento na tensão média, sobretudo devido as cargas laterais no parafuso. Esse comportamento se dá devido às aplicações das cargas laterais nos mancais do eixo do comando.

### 5.2.3 Capas dos mancais dos eixos virabrequim

Os valores limites referências à tração obtidos em testes para o material das capas de mancal é de 131 MPa.

Na Figura 85 é apresentado a distribuição de tensões máximas principais para capas dos mancais do eixo virabrequim, após carregamentos de montagem em (a) e após carregamento térmico + carregamentos cíclicos (b).

Figura 85 - Tensões máximas principais nas capas de mancal.



Fonte: O autor, 2018.

Na região superior das capas de mancais, existe o contato com os eixos balancim, que por sua vez fazem interface com a cabeça dos parafusos. Essa configuração acarreta numa concentração de tensões compressivas na região, causadas pela compressão dos parafusos e pelas tensões artificiais geradas pelo contato com os eixos. Devido a esses fatores, essa região não será considerada na análise de tensões.

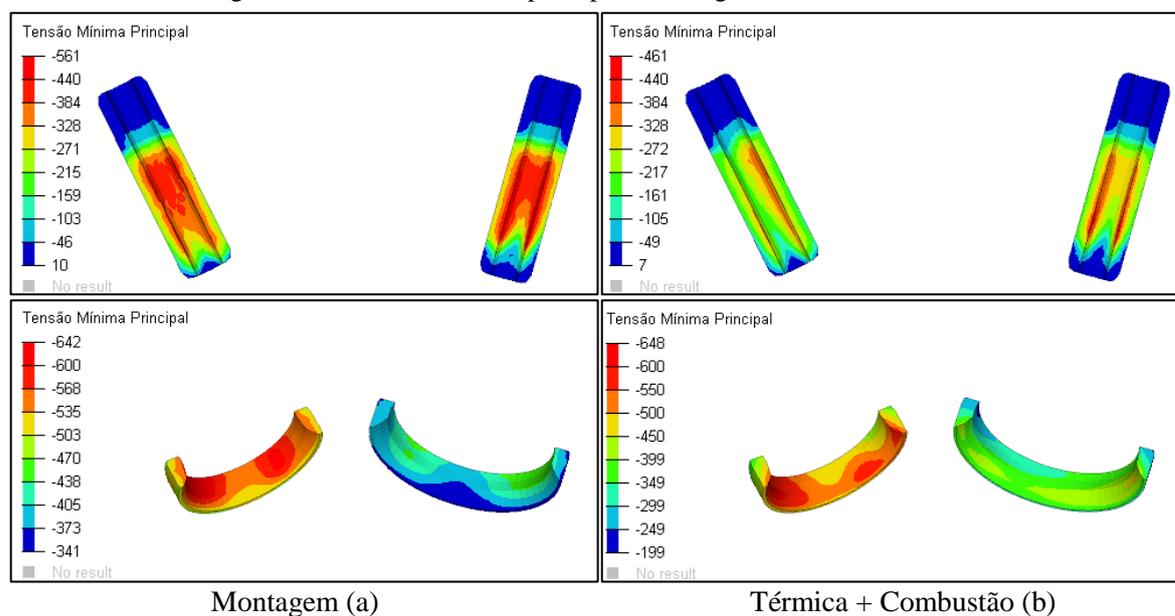
Desconsiderando as regiões dos contatos superiores, após a montagem, a tensão máxima principal é de 41 MPa nas capas de mancais, valor que após o aquecimento e aplicação das cargas cíclicas passa para 79 MPa. Ambos os valores estão abaixo do limite de resistência do material.

### 5.2.4 Guias e sedes de válvulas

Devido aos materiais de fabricação das guias e sedes, o critério de falha avaliado será conforme a teoria da tensão máxima de cisalhamento. Em consequência da forma de fixação das guias e sedes (montagem com interferência de compressão), as tensões nesses componentes são majoritariamente de compressão. Desse modo, será avaliado a tensão mínima principal.

Na Figura 86 é apresentado a distribuição de tensões mínimas principais para as guias e sedes, após carregamentos de montagem em (a) e após carregamento térmico + carregamentos cíclicos (b).

Figura 86 - Tensões mínimas principais nas de guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Pela imagem, é possível observar que existe um relaxamento nas tensões após as cargas térmicas e cíclicas. Esse comportamento se dá devido à diferença no coeficiente de expansão térmica dos materiais. Após aplicação térmica, o alumínio tende a expandir no dobro da taxa das guias e sedes, reduzindo o valor de interferência entre o contato das guias e sedes com o cabeçote. Após a aplicação do carregamento térmico, a tensão máxima de compressão nas guias diminuiu de 550 MPa para 440 MPa. Enquanto nas sedes diminuiu de 640 MPa para 580 MPa.

As guias e sedes estão sobre compressão, onde pode-se considerar os limites consideravelmente maiores para as tensões.

### 5.3 COMPORTAMENTO DAS TENSÕES POR CARREGAMENTOS

O cabeçote do motor é exposto a diferentes tipos de carregamentos. O entendimento da influência de cada um deles é de grande importância para determinação dos critérios de falhas a serem aplicados e para a análise dos resultados de fadiga.

A fim de apresentar o comportamento de tensão das cargas aplicadas, essa seção apresenta estudos das diferentes partes do cabeçote em diferentes situações de carga. Pretende-se obter desse estudo, a relação entre as tensões e o tipo de carregamento aplicado.

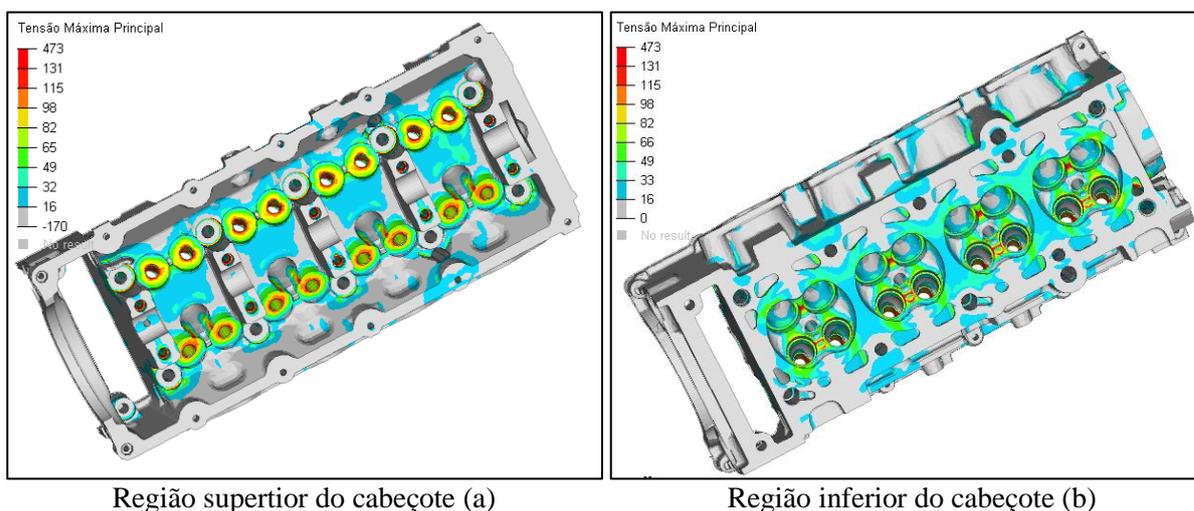
Para realização do estudo, além das tensões geradas pelos pontos de restrição de movimento, foram selecionados três tipos de carregamentos. Os carregamentos de montagem, carregamentos térmicos e carregamentos alternados.

Para facilitar a visualização, serão apresentados os resultados de tensão máxima principal no cabeçote em diferentes regiões. Como resultado, serão obtidas as regiões mais críticas a serem observadas nas etapas futuras do pós-processamento do cálculo.

### 5.3.1 Carregamentos de montagem

Na Figura 87 é apresentada uma visão geral da distribuição do campo de tensões máximas principais para os carregamentos de montagem no cabeçote.

Figura 87 - Visão da distribuição de tensões no cabeçote devida às cargas de montagem.



Região superior do cabeçote (a)

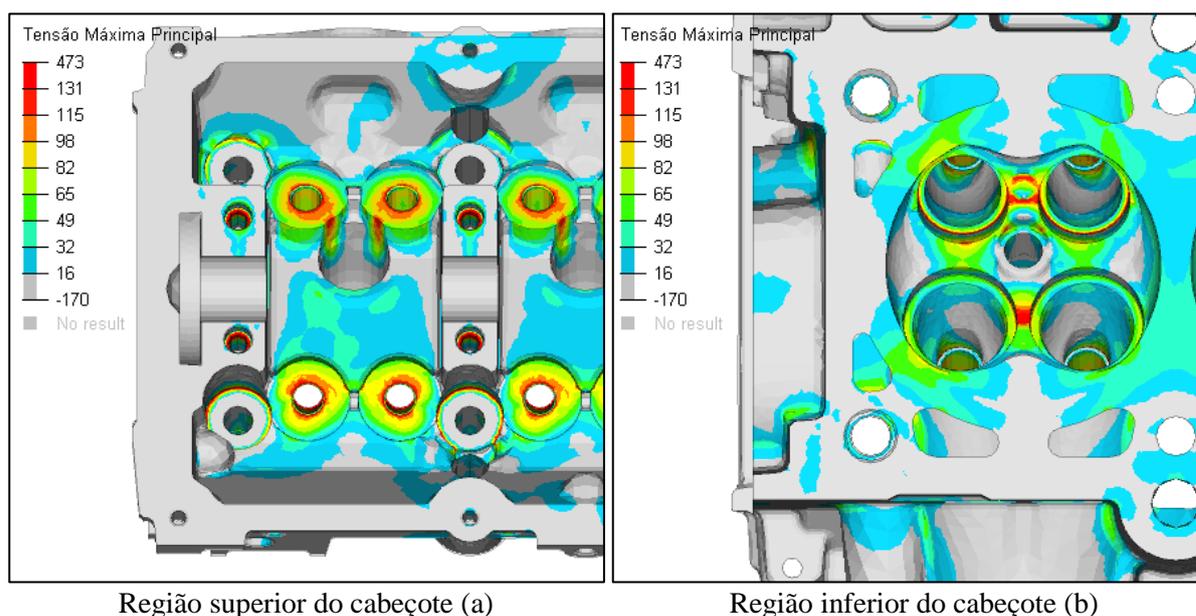
Região inferior do cabeçote (b)

Fonte: O autor, 2018.

As cargas devido aos apertos dos parafusos e às inserções das sedes e guias de válvulas geram, localmente, zonas de elevadas tensões de compressão e adjacentes a essas, regiões de tensão trativas. Essas regiões se limitam basicamente às áreas sob as cabeças dos parafusos, em contato com as regiões roscadas e adjacentes às guias e sedes de válvulas.

Na Figura 88 estão detalhadas as regiões sob as cabeças dos parafusos na parte superior do cabeçote (Figura 88 (a)) e adjacentes as sedes de válvulas na câmara de combustão (Figura 88 (b)).

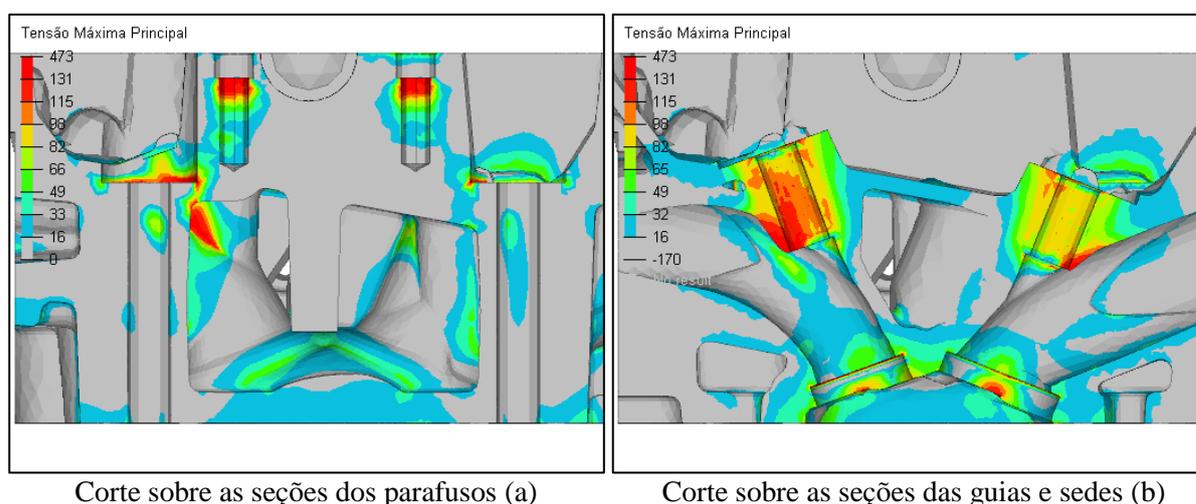
Figura 88 - Distribuição de tensão sobre a região do cilindro 4.



Fonte: O autor, 2018.

Estas concentrações de tensões são distribuídas ao longo de todas as regiões adjacentes aos componentes de montagem, inclusive se propagando pelas seções transversais do cabeçote. Esse comportamento pode ser observado na Figura 89, onde são apresentadas as distribuições de tensão sobre cortes nas seções dos parafusos (Figura 89 (a)) e das sedes e guias de válvulas (Figura 89 (b)).

Figura 89 - Distribuição de tensões em torno dos parafusos, guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Devido aos altos valores de tensão, regiões de deformação plástica são observadas em regiões adjacentes aos componentes de montagem. Esse comportamento é esperado para que não haja a desmontagem desses componentes, mesmo para os parafusos do cabeçote, que ao serem desmontados, devem ser substituídos por novos.

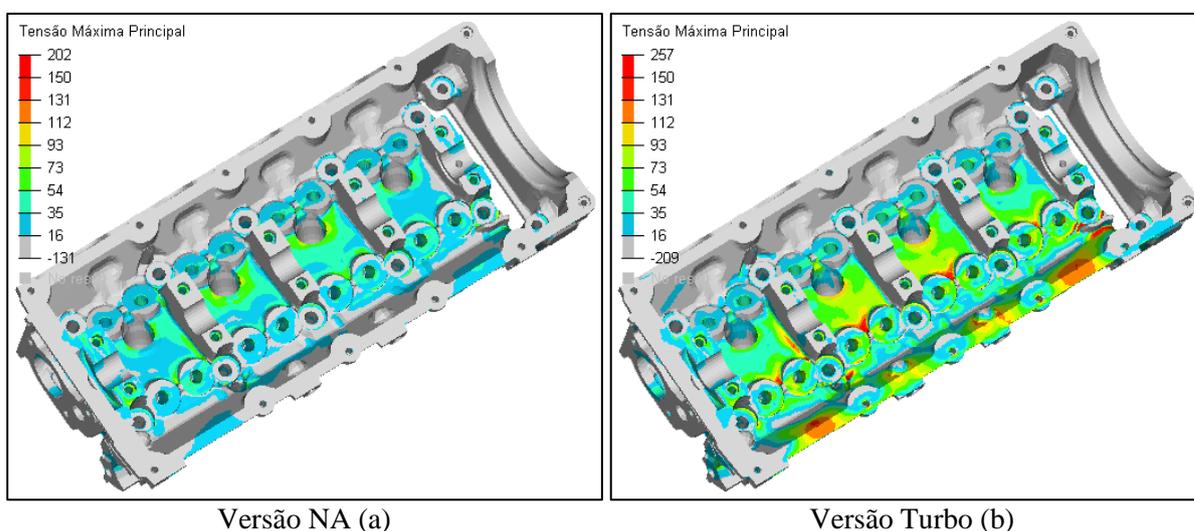
Devido à natureza estática desses carregamentos, não são esperadas falhas por fadigas nessas regiões, mesmo que os valores de coeficiente de segurança a fadiga sejam baixos devido as altas cargas de tensões médias. Contudo, picos de deformações devem ser observados para evitar a criação de trincas que venham a ser propagadas pelas cargas cíclicas.

### 5.3.2 Carregamentos térmicos

Como descrito na Seção 4.6 deste documento, é realizada a aplicação de dois mapas térmicos diferentes para o cabeçote em estudo. Ambos os casos são referentes à distribuição térmica durante o funcionamento para o motor em condição de potência máxima, porém o primeiro, se refere à distribuição dessa condição no motor normalmente aspirado (NA) e o segundo ao motor sobrealimentado (aqui chamado de versão turbo).

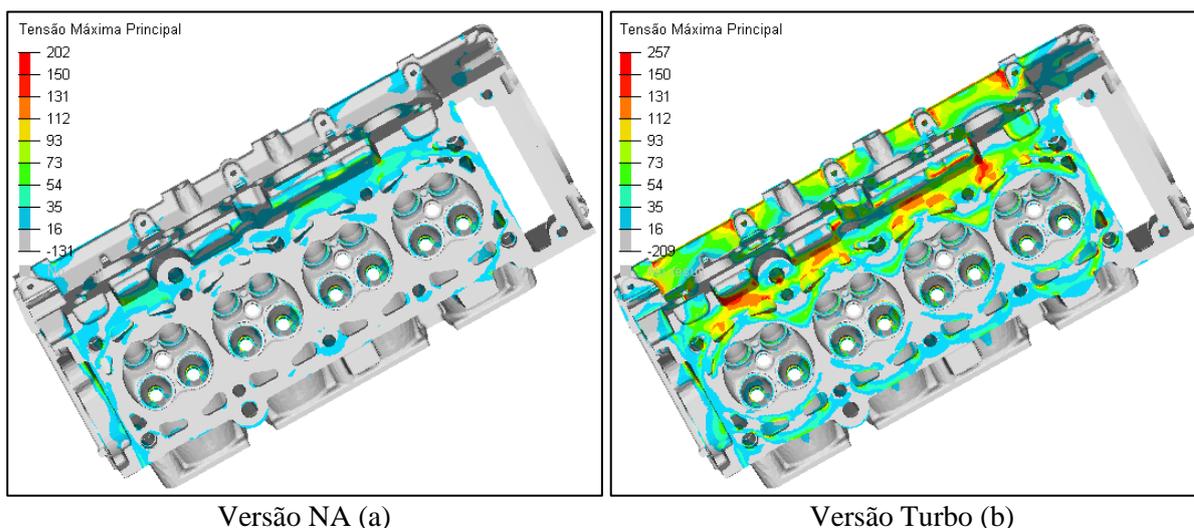
O mapa térmico do motor NA foi usado para validação da metodologia proposta, enquanto a distribuição da versão turbo foi usada para a validação da proposta de sobrealimentação do motor em análise. Nas Figura 90 e Figura 91 são apresentadas a visão geral da distribuição do campo de tensões máximas principais para os carregamentos térmicos para ambos os mapas térmicos analisados, nas partes superior e inferior do cabeçote, respectivamente.

Figura 90 - Distribuição das tensões devido ao carregamento térmico na parte superior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Figura 91 - Distribuição das tensões devido ao carregamento térmico na parte inferior do cabeçote.



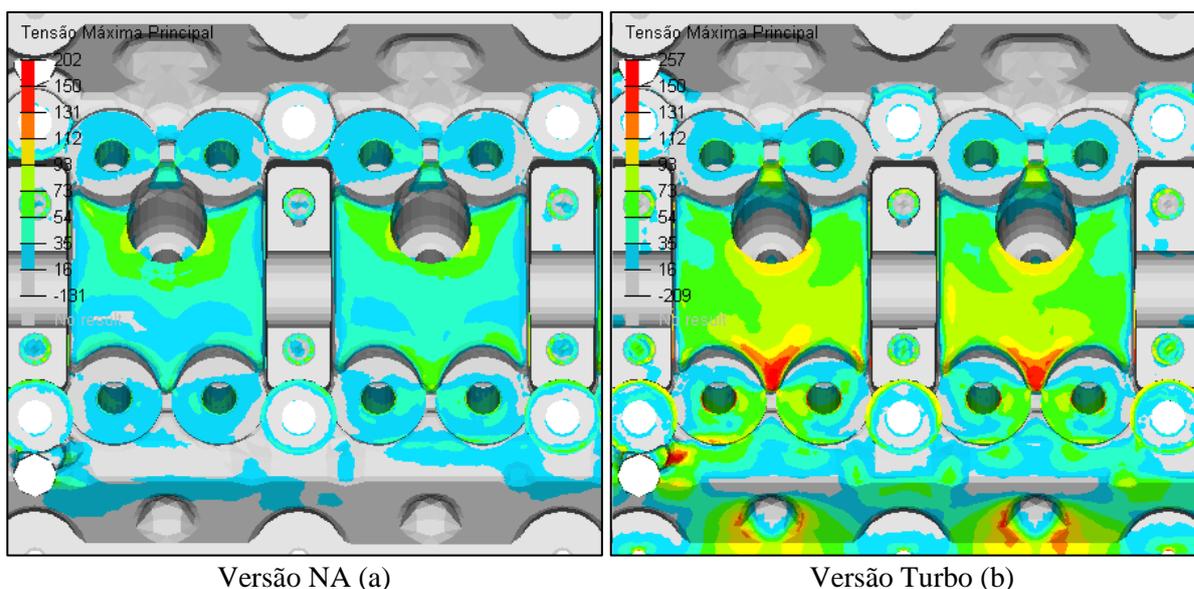
Fonte: O autor, 2018.

Devido ao pico de temperatura no cabeçote ser de até 230°C mais alto na versão sobrealimentada, a distribuição de tensão resultante da elevação da temperatura desde a ambiente até a temperatura de operação, se mostrou muito mais impactante na versão turbo.

As tensões são mais altas nas regiões adjacentes aos dutos de exaustão, devido a serem as regiões com maior gradiente de temperatura.

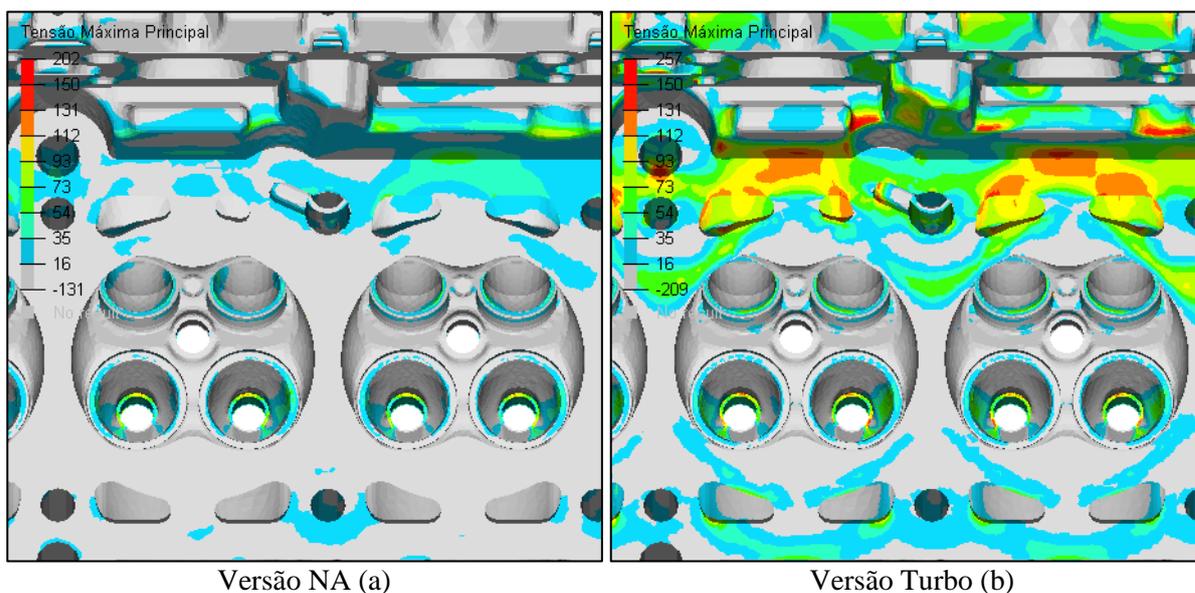
Nas Figura 92 e Figura 93, são apresentadas as distribuições de tensão nas regiões próximas as cabeças dos parafusos e nas câmaras de combustão, respectivamente, na região dos cilindros 2 e 3.

Figura 92 - Distribuição das tensões na parte superior do cabeçote sob os cilindros 2 e 3.



Fonte: O autor, 2018.

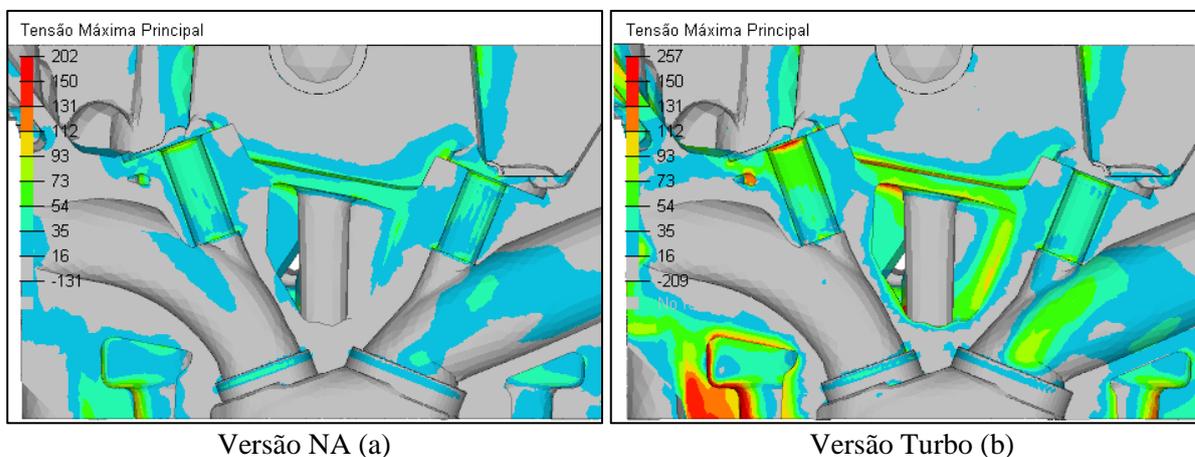
Figura 93 - Distribuição das tensões na parte inferior do cabeçote sob os cilindros 2 e 3.



Fonte: O autor, 2018.

A Figura 94 apresenta a distribuição de tensões em uma Seção de corte pela área transversal das sedes e guias de válvulas. É possível observar que em cada imagem, as tensões ficam concentradas no lado esquerdo, referentes ao lado dos dutos de exaustão.

Figura 94 - Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

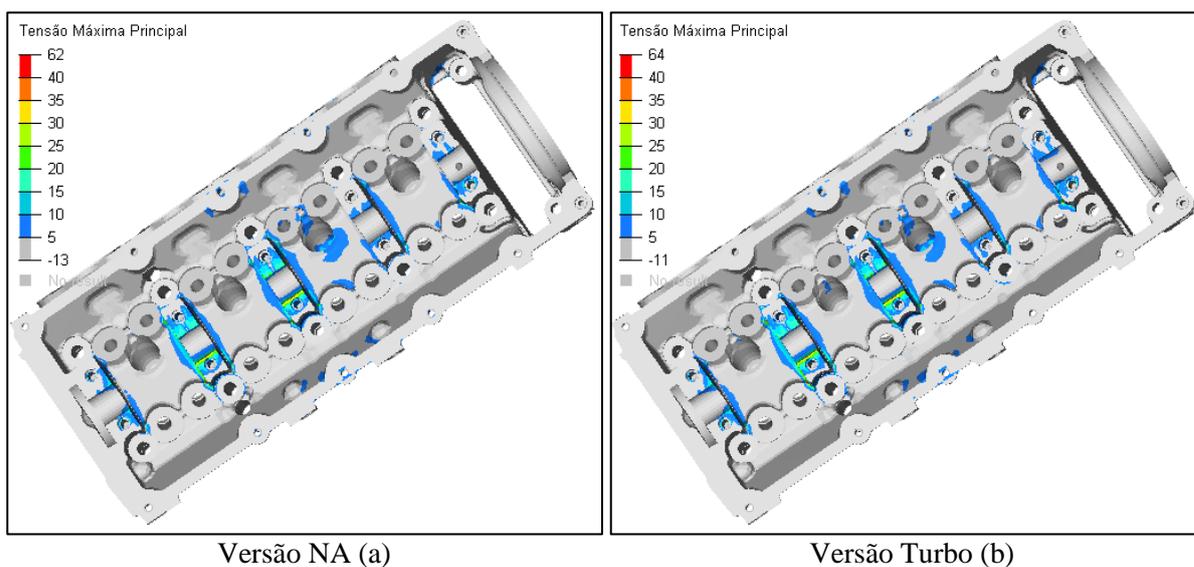
Devido às expansões térmicas dos componentes, algumas regiões apresentam grandes valores de tensões compressivas e trativas. Porém, assim como as cargas de montagem, esses carregamentos possuem natureza estática, e não são esperados falhas por fadigas nessas regiões, mesmo que os valores de coeficiente de segurança a fadiga sejam baixos devido as altas cargas de tensões médias. Contudo, picos de deformações devem ser observados para evitar a criação de trincas que venham a ser propagadas pelas cargas cíclicas.

### 5.3.3 Carregamentos cíclicos

Os carregamentos cíclicos são compostos pelas pressões de combustão atuantes na câmara de combustão e pelas cargas dinâmicas nos mancais do eixo comando. Porém, apesar de serem formados por essas duas fontes de carregamentos, para representação da atuação física do fenômeno, nessa metodologia ambos são aplicados simultaneamente. Assim, essa Seção apresentará o resultado de tensão da aplicação de todos os carregamentos cíclicos aplicados simultaneamente. Mais detalhes sobre a origem do carregamento podem ser obtidos na Seção 4.6 deste documento.

A fim de reduzir o número de imagens da Seção, a seguir serão apresentadas as distribuições de tensão devido as cargas cíclicas durante a combustão do terceiro cilindro, que é o caso mais crítico entre os carregamentos cíclicos. Na Figura 95 são apresentadas as tensões na parte superior do cabeçote, geradas principalmente pelas cargas dinâmicas geradas pelo funcionamento do eixo virabrequim durante a combustão do cilindro 3.

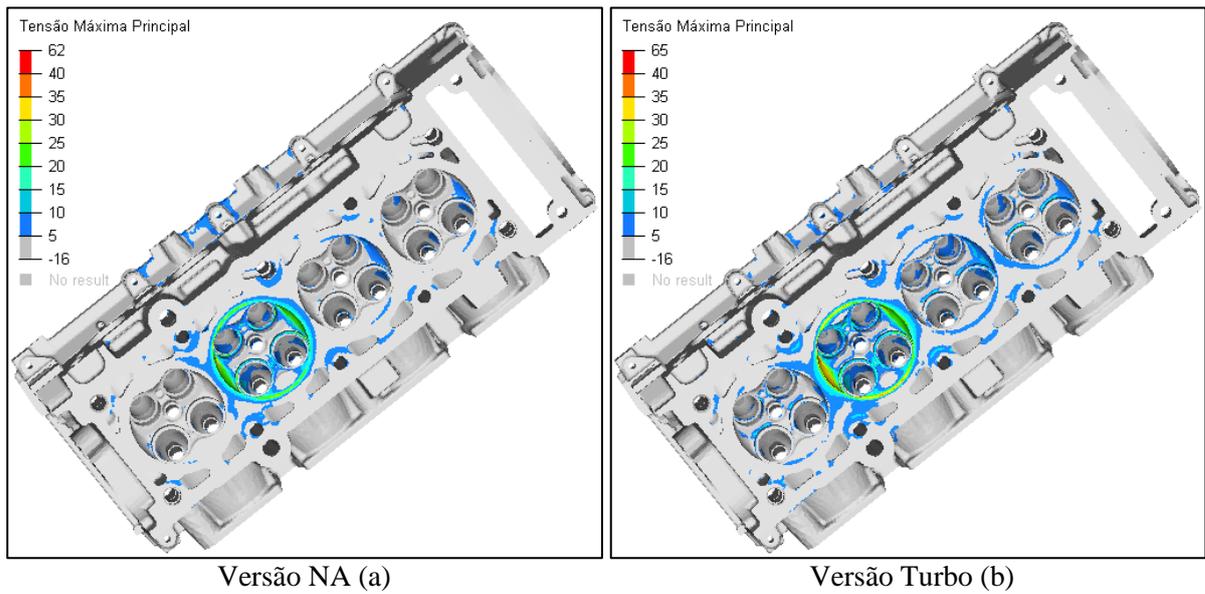
Figura 95 - Distribuição das tensões devido ao carregamento cíclicos na parte superior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Semelhantemente, na Figura 96 são apresentadas as tensões na parte inferior do cabeçote, geradas principalmente pela aplicação da pressão de combustão geradas durante a combustão do cilindro 3.

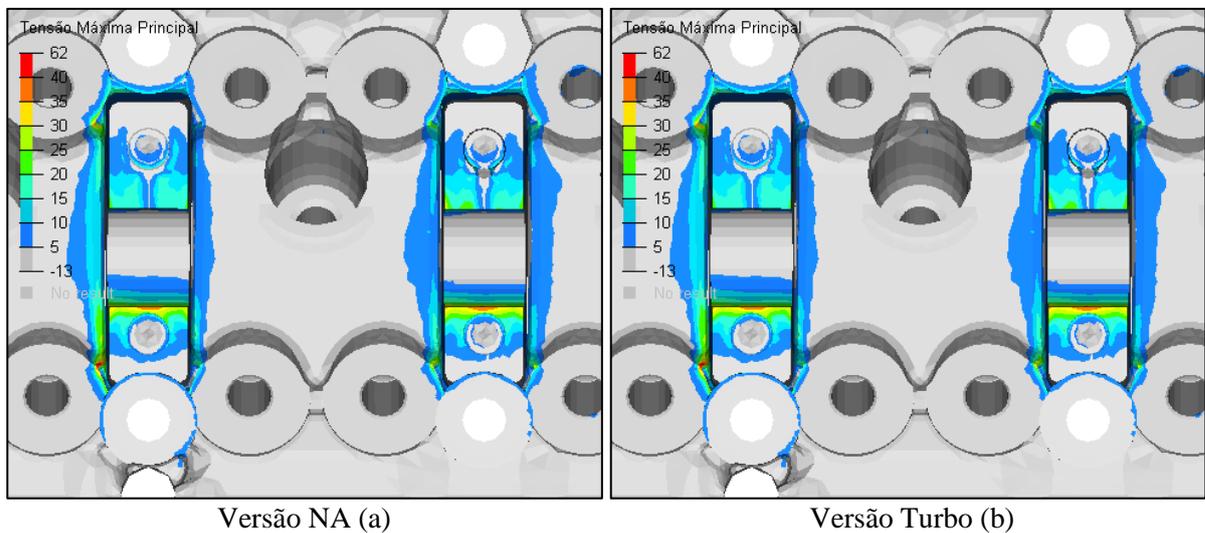
Figura 96 - Distribuição das tensões devido ao carregamento cíclicos na parte inferior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Na Figura 97 estão apresentadas as distribuições de tensão nos mancais 3 e 4, geradas principalmente pelas cargas dinâmicas geradas pelo funcionamento do eixo virabrequim durante a combustão do cilindro 3.

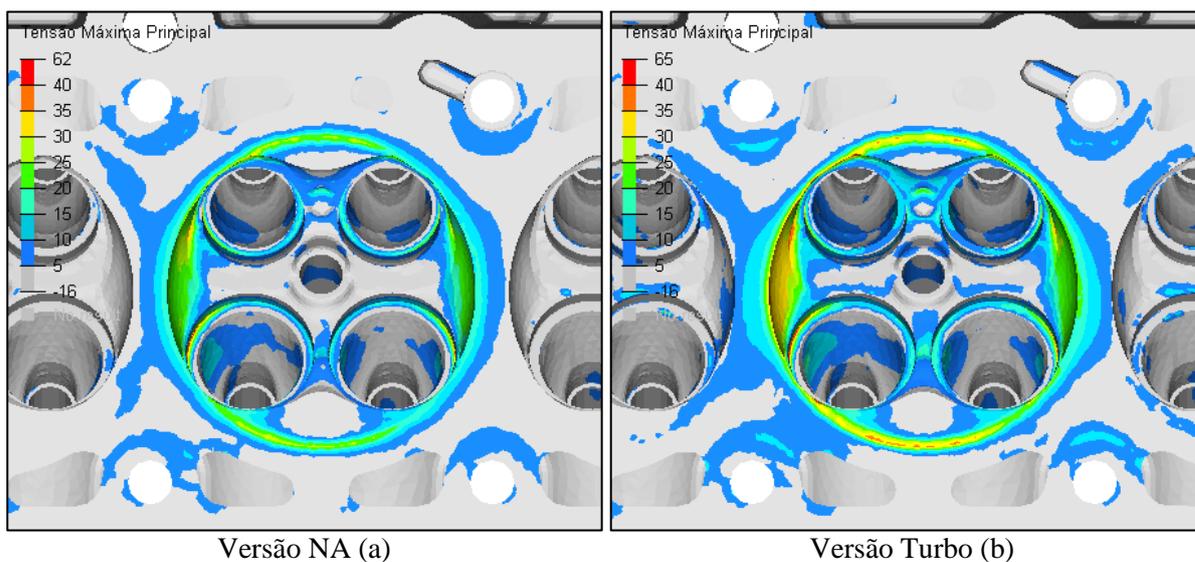
Figura 97 - Distribuição de tensão nos mancais 3 e 4 referentes à combustão no cilindro 3.



Fonte: O autor, 2018.

Semelhantemente, na Figura 98 estão apresentadas as distribuições de tensão na câmara de combustão 3, gerada principalmente pela aplicação das pressões de combustão referentes à combustão do cilindro 3.

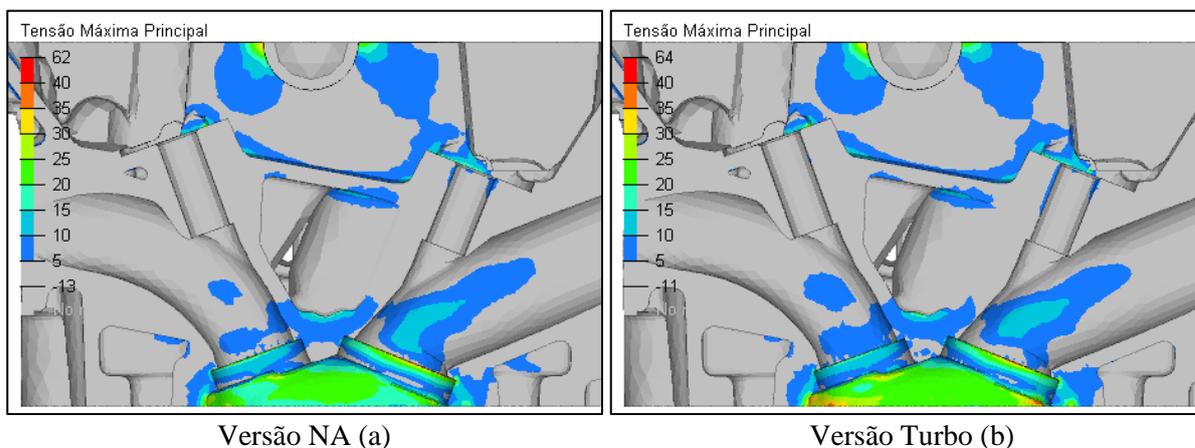
Figura 98 - Distribuição das tensões na câmara de combustão 3 devido a combustão do cilindros 3.



Fonte: O autor, 2018.

A Figura 99 apresenta a distribuição de tensões em uma Seção de corte pela área transversal das sedes e guias de válvulas.

Figura 99 - Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Diferentemente dos resultados apresentados anteriormente, as tensões cíclicas possuem magnitude bem inferior à tensão de escoamento do material. Contudo as tensões cíclicas são esforços intermitentes e são as principais influências para as falhas de fadiga.

#### 5.4 TENSÕES NOS CARREGAMENTOS COMBINADOS

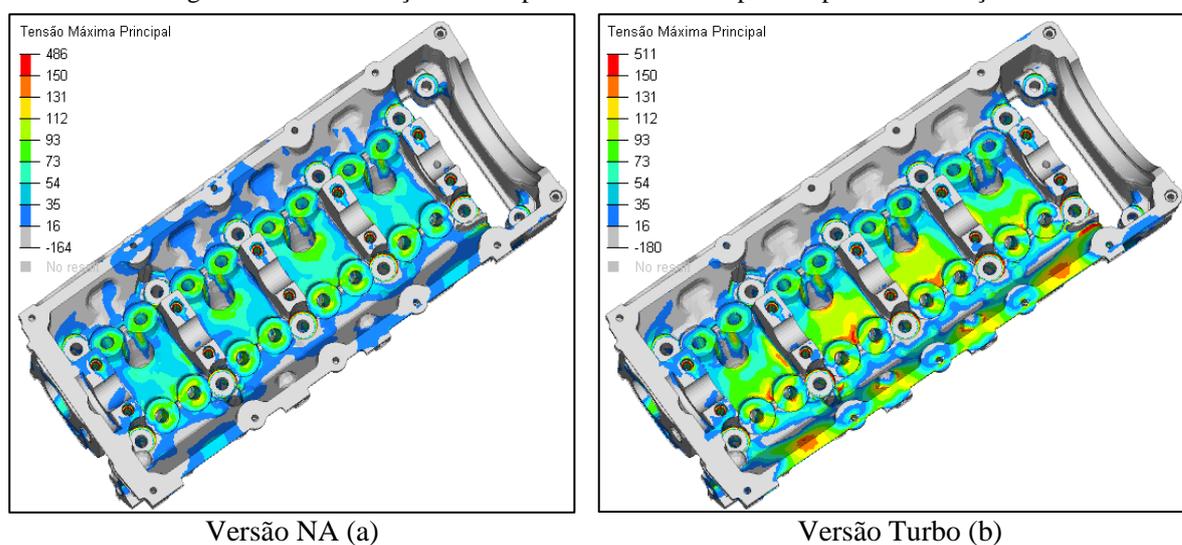
Os resultados da influência de cada carregamento aplicado isoladamente, como apresentados na Seção anterior, são importantes para entendermos a origem dos campos de tensões atuantes no componente e também para entendermos o tipo de falha que cada região pode apresentar, sendo falha estática ou falha por fadiga. Contudo, assim como na atuação do cabeçote

em um motor real, as tensões atuantes são a resultante da aplicação de todas as cargas agindo simultaneamente no componente.

A fim de obter o campo de tensão resultante no cabeçote, essa seção apresentará as distribuições de tensão após aplicação das cargas de montagem + cargas térmicas + cargas cíclicas, na versão normal aspirada e a versão sobrealimentada.

Na Figura 100 é apresentada a distribuição de tensões totais para o cabeçote após aplicação das cargas de montagem, cargas térmicas e cargas cíclicas para o motor durante a combustão no terceiro cilindro, por ser a condição cíclica mais crítica atuante no cabeçote.

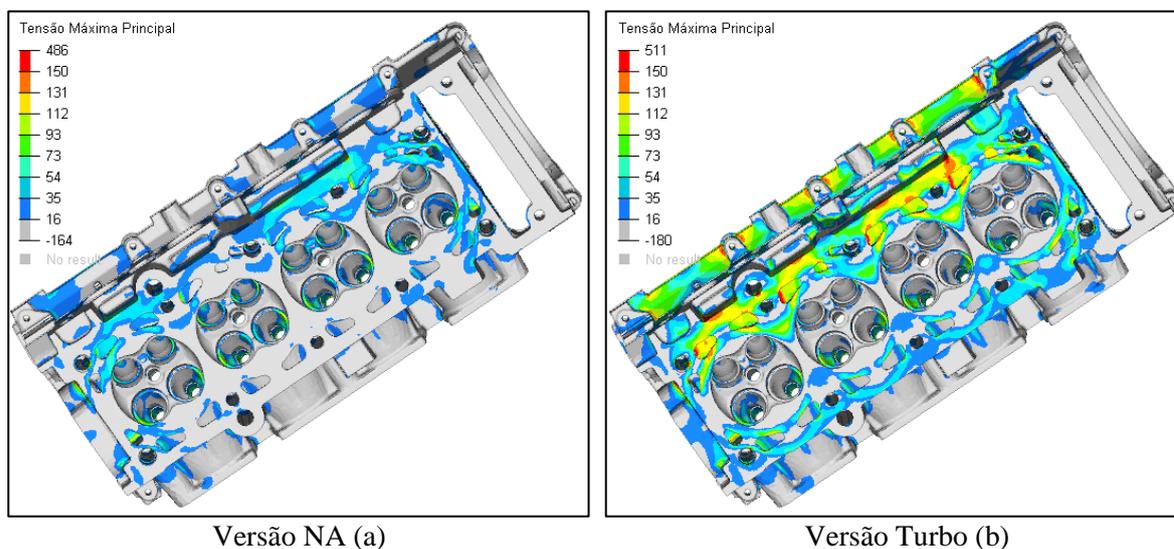
Figura 100 - Distribuição do campo tensões totais na parte superior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Semelhantemente a Figura 101 apresenta a região inferior do cabeçote sob as mesmas condições de carregamento.

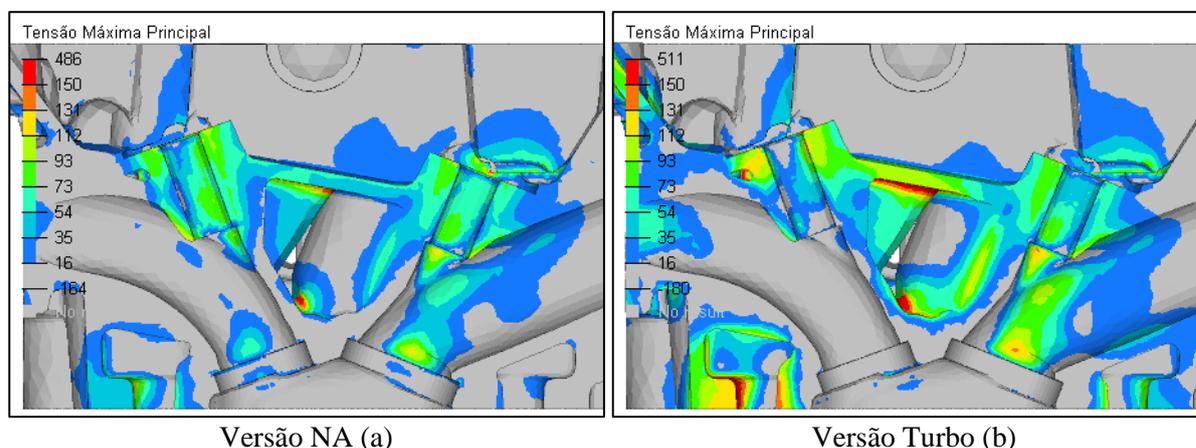
Figura 101 - Distribuição do campo tensões totais na parte inferior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Ainda nas mesmas condições de aplicação de carga, na Figura 102 é apresentado a distribuição de tensões em uma Seção de corte pela área transversal das sedes e guias de válvulas.

Figura 102 - Distribuição de tensões em torno guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Pelas imagens apresentadas nessa Seção, é possível notar que a versão sobrealimentada possui valores de tensão bem maiores que a versão normalmente aspirada. Apesar de a versão turbo possuir valores de tensão cíclicas maiores que a versão NA, devido maior pressão de combustão, pelos resultados apresentados na Seção anterior é possível observar que a diferença de tensão entre as versões se dá principalmente pelos carregamentos térmicos, que é muito mais influente na versão turbo.

Apesar dos valores altos de tensão observados nas regiões próximas aos parafusos, sedes e guias de válvulas, pelo comportamento estático dos carregamentos que as criaram, não são esperadas falhas estáticas nessas regiões, pois os valores de tensões estão bem abaixo das tensões de ruptura do material. Os picos de tensão acima do limite de ruptura do material se dão apenas nas regiões adjacentes às roscas dos parafusos, que conforme Seção 5.2, devem ser ignoradas devido às descontinuidades de rigidez, geométricas e pelas condições de restrição do movimento.

Porém ainda assim, pela característica cíclica dos carregamentos do motor, uma análise pelo critério de fadiga para o cabeçote é preferível.

## 5.5 RESULTADOS DE FADIGA

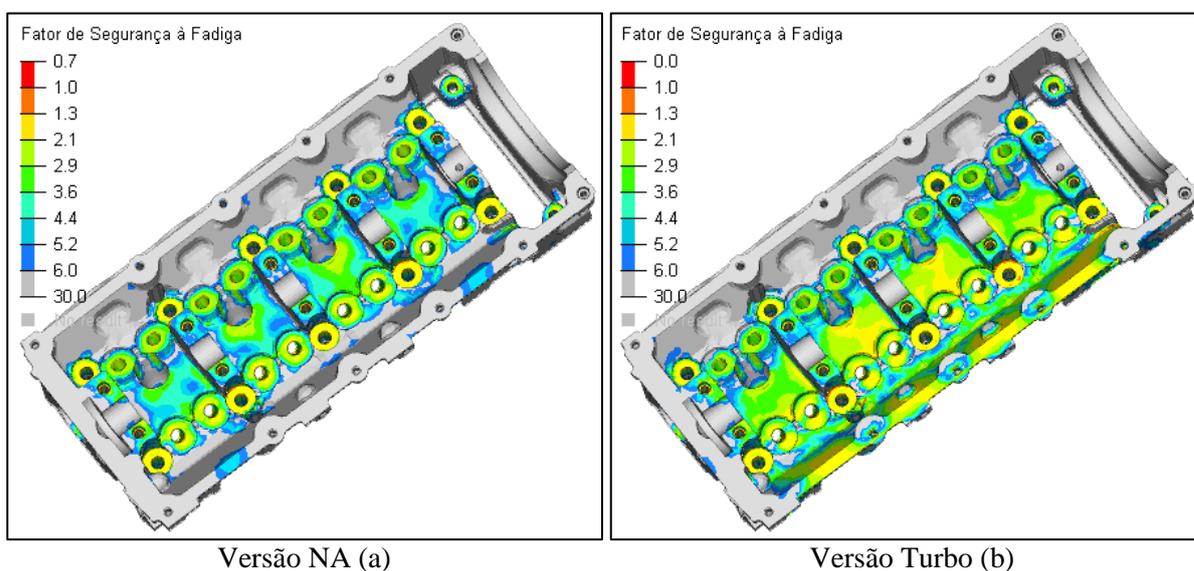
O cálculo da fadiga foi realizado usando os 11 casos de carregamento (dois de montagem, um térmico e oito de casos cíclicos). Através dos resultados de tensão de cada caso, foram

calculadas as tensões médias e alternadas para todos os nós do cabeçote, e em seguida comparadas com os limites aceitáveis do material na temperatura de operação em que o nó se encontra. Mais detalhes sobre o procedimento podem ser encontrados na Seção 4.8 deste documento.

Para facilitar a comparação, todas as imagens foram extraídas com a mesma escala de cores, em que regiões com fatores de segurança à fadiga (FSF) acima de 6,0 são mostrados como cinza. Regiões com FSF menor que 1,0 são mostrados em vermelho e em laranja são mostradas as regiões com FSF entre 1,0 e 1,3.

Na Figura 103 são apresentadas a distribuição de fator de segurança à fadiga na parte superior do cabeçote.

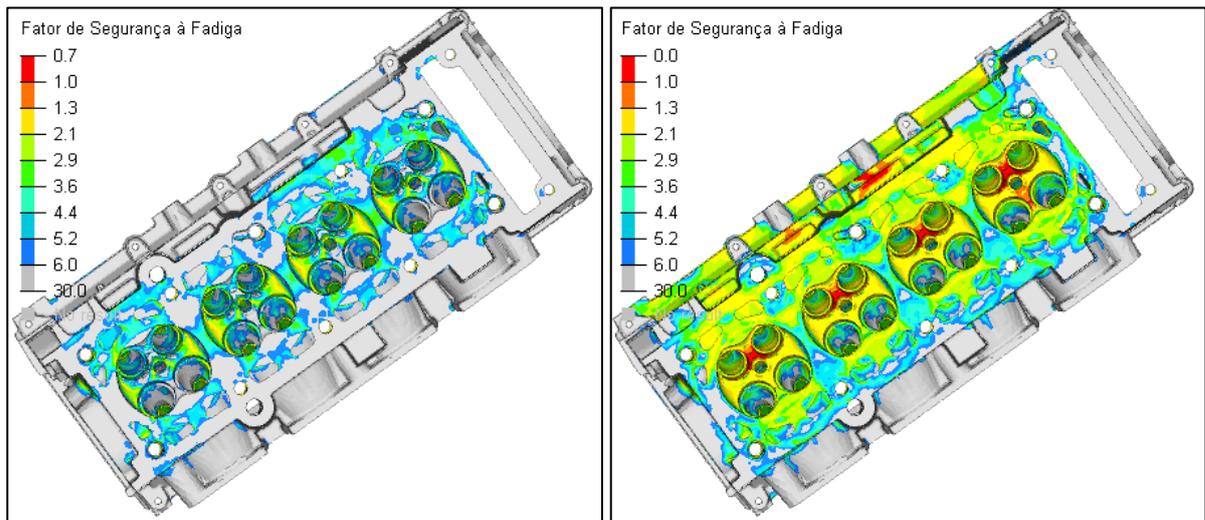
Figura 103 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte superior do cabeçote.



Fonte: O autor, 2018.

Semelhantemente, na Figura 104 são apresentadas os FSF para a região inferior do cabeçote.

Figura 104 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte inferior do cabeçote.



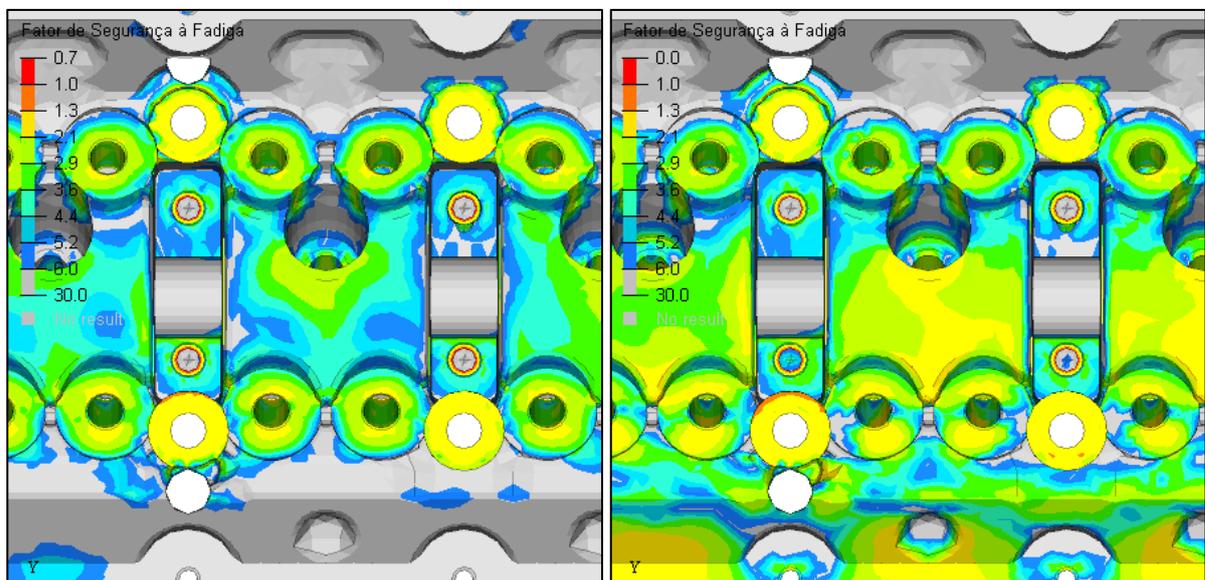
Versão NA (a)

Versão Turbo (b)

Fonte: O autor, 2018.

Como visto nas seções anteriores, os carregamentos cíclicos devidos a combustão no cilindro 3 são mais críticos para o cabeçote. Devido a esse fato, nas Figura 105e Figura 106 são apresentados os FSF nos mancais e a câmara de combustão sobre o cilindro 3, respectivamente.

Figura 105 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga nos mancais 3 e 4.

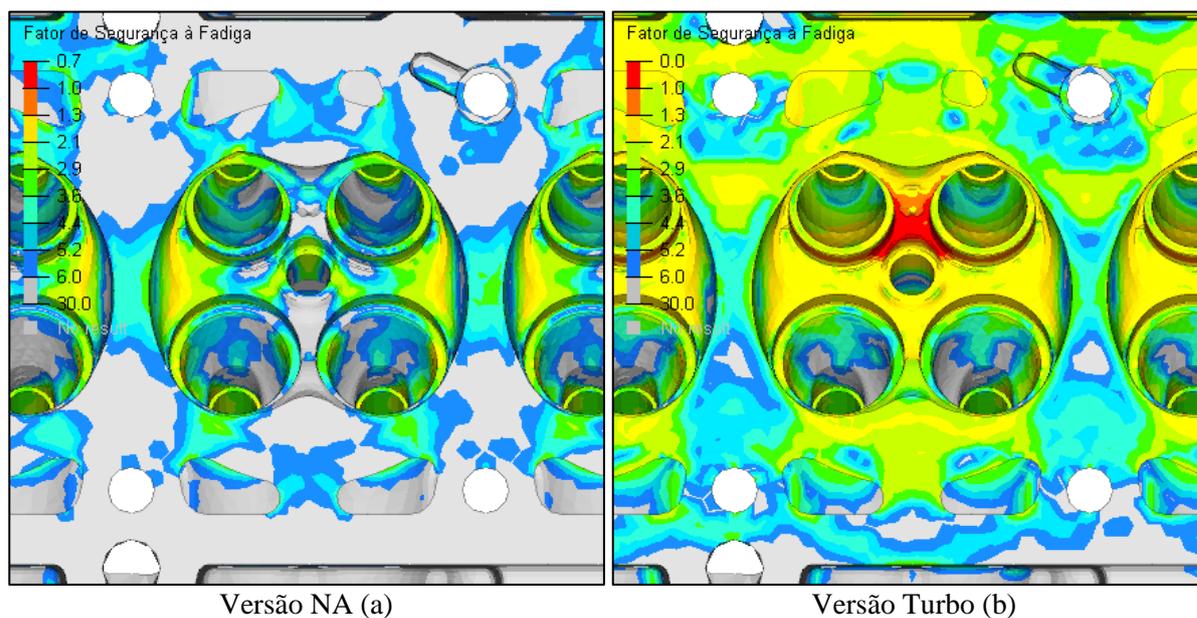


Versão NA (a)

Versão Turbo (b)

Fonte: O autor, 2018.

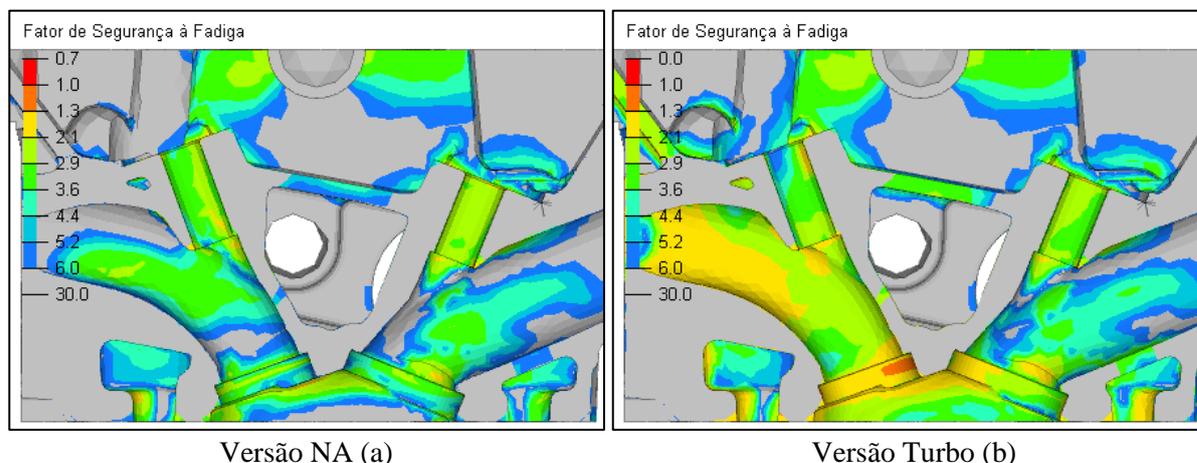
Figura 106 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na câmara de combustão 3.



Fonte: O autor, 2018.

Na Figura 107 é apresentado a distribuição de FSF em uma Seção de corte pela área transversal das sedes e guias de válvulas.

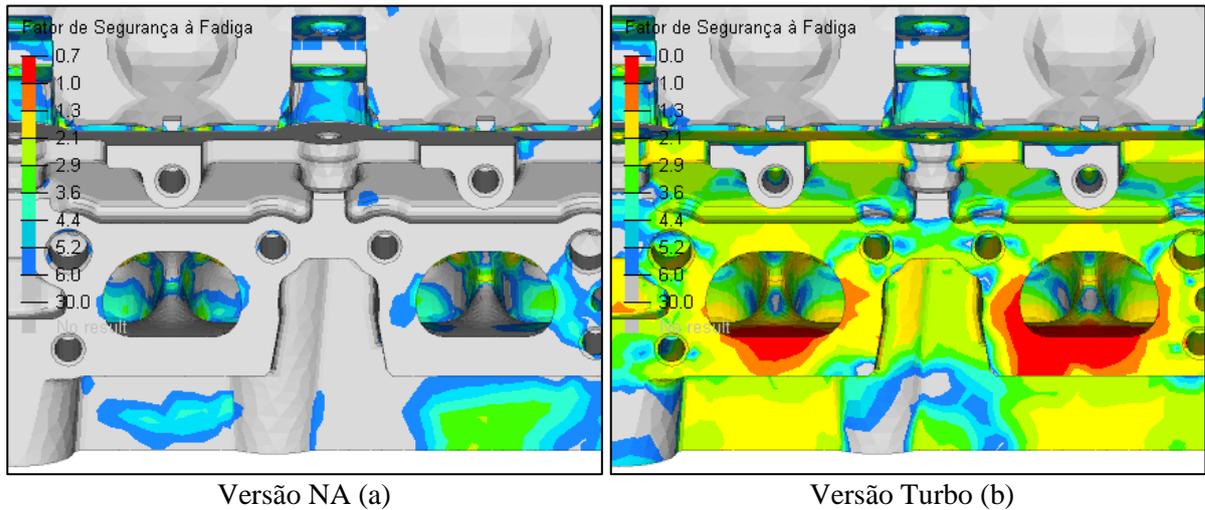
Figura 107 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga em torno das guias e sedes de válvulas.



Fonte: O autor, 2018.

Devido às altas temperaturas nos dutos de admissão e consequente diminuição das propriedades mecânicas do material nessas regiões, apesar de possuir baixo campo de tensões alternadas, o FSF nos dutos de admissão ficaram extremamente baixos. Na Figura 108 são apresentados os valores de FSF para os dutos de exaustão dos cilindros 2 e 3.

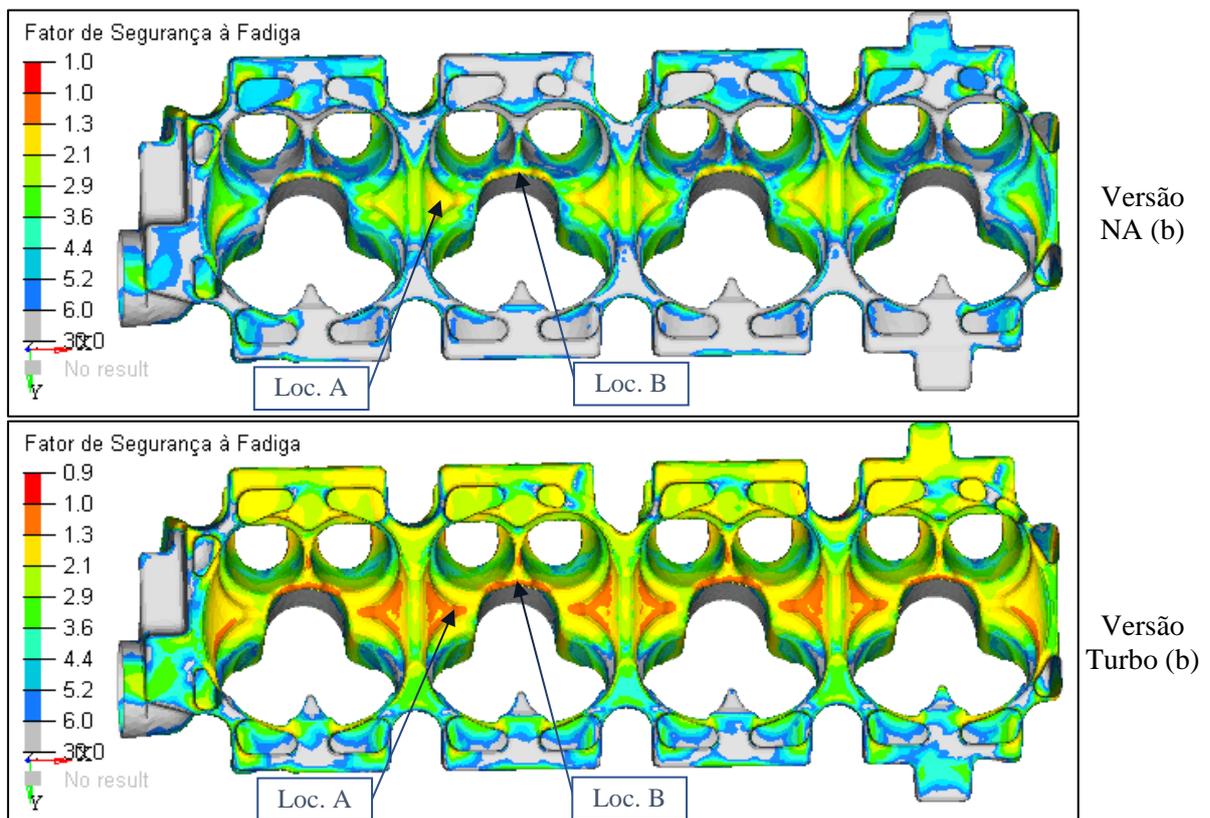
Figura 108 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga nos dutos de exaustão 2 e 3.



Fonte: O autor, 2018.

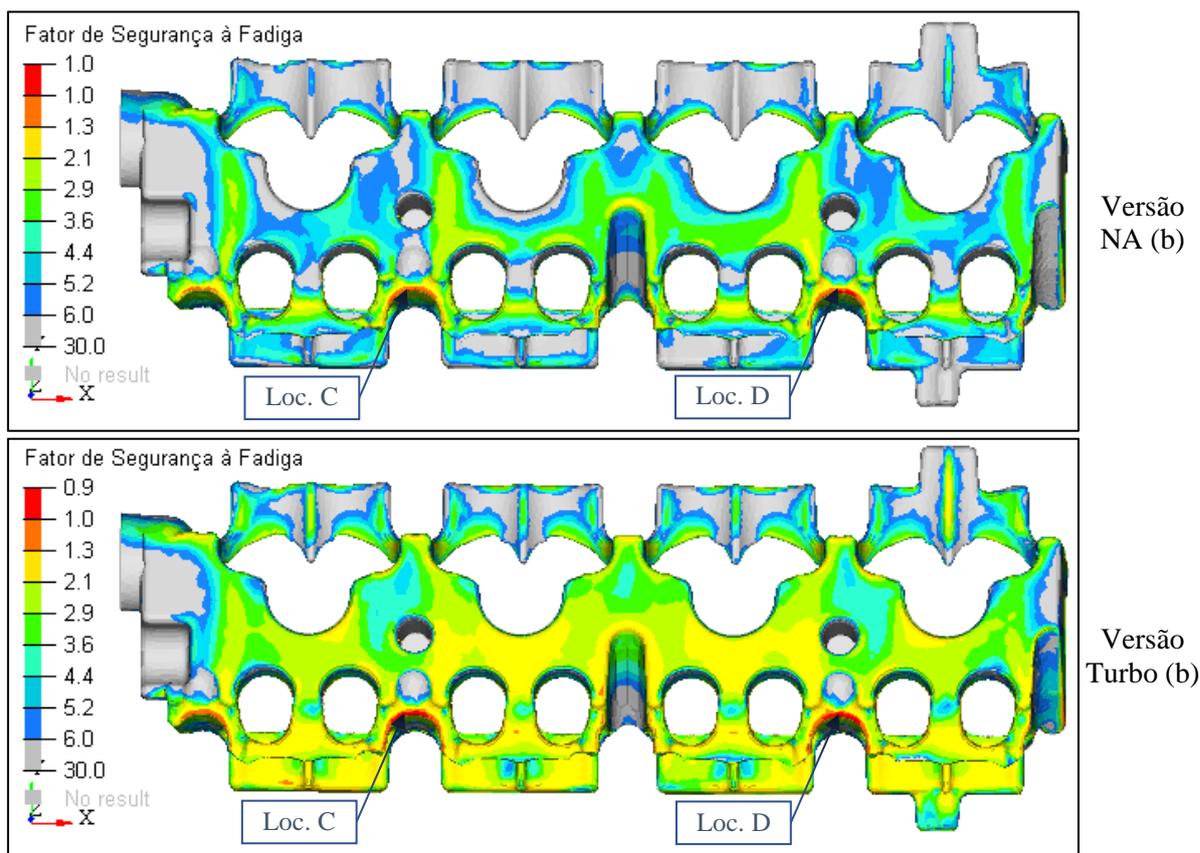
Uma região de grande desafio no desenvolvimento é a camisa d'água. Essa região possui pequenos raios em suas geometrias, além de estar próxima a regiões de grande esforço compressivo, como região de compressão dos parafusos e regiões adjacentes às guias e sedes de válvulas. Nas Figura 109e Figura 110 estão apresentadas as distribuições de FSF nessas partes superiores e inferiores da camisa d'água, respectivamente. Também são apresentadas algumas regiões críticas que posteriormente terão seus resultados mais detalhados.

Figura 109 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte superior da camisa d'água.



Fonte: O autor, 2018.

Figura 110 - Distribuição dos fatores de segurança à fadiga na parte inferior da camisa d'água.



Fonte: O autor, 2018.

Pelas figuras acima é possível observar que para o motor normalmente aspirado, as regiões mais críticas do cabeçote estão na camisa d'água nos locais indicados pelas setas Loc C e Loc D.

Já para a versão sobrealimentada, além dos mesmos pontos da camisa d'água identificados por Loc C e Loc D, diversas outras regiões, sobretudo as em contato com os gases de exaustão, apresentaram baixo fator de segurança à fadiga.

Nas Tabela 13 e Tabela 14, estão apresentados os valores de FSF para os pontos mais críticos para a versão NA e turbo, respectivamente. Os valores de fatores de segurança à fadiga acima do critério de aprovação foram coloridos de verdes. Já os valores abaixo do critério foram coloridos de vermelho. Em laranja estão os valores de FSF que não representam falha para a região, porém devem ser analisados e se possível, mudanças na geometria devem ser realizadas, a fim de aumentar os coeficientes de segurança.

Tabela 13 - Resumo dos resultados mais críticos para o cabeçote da versão NA.

Região	Posição	Fator de Fadiga	Tensão Média [MPa]	Tensão Alternada [MPa]	Critério de Aprovação
Camisa d'água	Loc. A	<b>1,69</b>	115,3	7,4	FSF $\geq$ 1,3 ou 1,0 < FSF < 1,0 se $\sigma_{alt} \leq$ 30 MPa
	Loc. B	<b>1,24</b>	181,5	6,0	
	Loc. C	<b>1,01</b>	202,4	15,1	
	Loc. D	<b>1,00</b>	225,8	10,7	
Câmaras de combustão	Cilindro 1	<b>1,61</b>	-201,6	5,5	
	Cilindro 2	<b>1,55</b>	-211,8	6,6	
	Cilindro 3	<b>1,60</b>	-211,9	4,4	
	Cilindro 4	<b>1,69</b>	-199,2	6,3	
Dutos de exaustão	Cilindro 1	<b>3,06</b>	-104,6	1,3	
	Cilindro 2	<b>3,00</b>	70,8	0,7	
	Cilindro 3	<b>4,35</b>	47,5	1,8	
	Cilindro 4	<b>3,34</b>	-101,4	1,4	

Fonte: O autor, 2018.

Tabela 14 - Resumo dos resultados mais críticos para o cabeçote da versão turbo.

Região	Posição	Fator de Fadiga	Tensão Média [MPa]	Tensão Alternada [MPa]	Critério de Aprovação
Camisa d'água	Loc. A	<b>1,12</b>	176,3	5,1	FSF $\geq$ 1,3 ou 1,0 < FSF < 1,0 se $\sigma_{alt} \leq$ 30 MPa
	Loc. B	<b>1,06</b>	206,3	8,6	
	Loc. C	<b>0,88</b>	229,2	16,7	
	Loc. D	<b>0,86</b>	241,0	14,6	
Câmaras de combustão	Cilindro 1	<b>0,06</b>	-85,17	8,9	
	Cilindro 2	<b>0,24</b>	-80,53	6,9	
	Cilindro 3	<b>0,28</b>	60,11	4,2	
	Cilindro 4	<b>0,28</b>	53,11	1,7	
Dutos de exaustão	Cilindro 1	<b>1,20</b>	61,0	0,4	
	Cilindro 2	<b>0,02</b>	-64,2	1,0	
	Cilindro 3	<b>0,12</b>	-61,8	1,3	
	Cilindro 4	<b>0,97</b>	-61,4	0,3	

Fonte: O autor, 2018.

Conforme esperado, por se tratar de um motor atualmente em produção, a versão normalmente aspirada não apresentou regiões com valores de coeficiente de fadiga abaixo do critério. Esse resultado é especialmente importante para a validação da metodologia de validação de cabeçotes de motor proposto nesse estudo.

Apenas três regiões na camisa d'água da versão NA apresentaram coeficiente de fadiga menor que 1,3, porém por estarem acima de 1,0 e devido ao baixo valor de tensão alternada, não são esperadas falhas de fadiga nessas regiões. O baixo FSF se deu devido ao detalhe de pequeno raio da geometria e à proximidade da zona de compressão dos parafusos do cabeçote e guias de válvulas.

Já para a versão sobrealimentada, além das mesmas três regiões apresentadas na versão NA, diversos outros locais apresentaram FSF abaixo do critério mínimo de aprovação, configurando alto risco de falha por fadiga.

Esses resultados foram encontrados para a versão sobrealimentada devido à alta temperatura de trabalho utilizadas como condição de contorno. Devido aos picos de temperatura de até 462°C, nesses pontos, as propriedades mecânicas do material são praticamente teóricas, tornando praticamente nula a capacidade de suportar esforços mecânicos, o que leva a FSF para quase zero. Mais detalhes sobre a queda das propriedades mecânicas no material do cabeçote podem ser encontrados na Tabela 2.

A fim de viabilizar aplicação do sistema de sobrealimentação ao motor em estudo, entre outros, é necessário reavaliar as condições de trabalho impostas para o turbocompressor, assim como a taxa de compressão adotada, a fase de combustão e a estratégia de injeção de combustível, resultando numa menor temperatura dos gases de exaustão e conseqüente redução das temperaturas das paredes dos dutos de exaustão. Após reavaliadas tais condições, um novo cálculo de CFD 3D deve ser realizado com as novas condições de operação e utilizando o novo mapa térmico resultante, atualizar as condições de entrada dos cálculos descritos nesse documento e checar a eficácia das modificações.

Mais detalhes sobre as estratégias adotadas no turbocompressor e os impactos dos parâmetros de combustão na temperatura nos gases de exaustão, podem ser obtidas em Gervasio (2017).

## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho apresentou uma proposta de procedimentos para avaliação de cabeçotes de motor sob cargas termomecânicas de operação, mostrando não só a metodologia desta análise, mas também de forma sucinta as etapas de desenvolvimento de um novo motor. Foram consideradas as formas de obtenção e aplicação dos carregamentos de montagem, térmicos, de combustão e dinâmicos atuantes no cabeçote, assim como a metodologia de seleção de casos de estudo, análise de tensão e processamento dos critérios de falhas. Desta forma tornou-se possível a simplificação discreta dos efeitos contínuos que atuam no MCI, alcançando um bom balanço do custo computacional e a acurácia do modelo.

Na parte da revisão bibliográfica, também foram abordados temas que ilustram o funcionamento básico de um MCI, seus ciclos termodinâmicos de funcionamento e subsistemas, além de revisar conceitos de resistência e comportamento mecânico dos materiais, critérios de falhas e os conceitos básicos do Método dos Elementos Finitos e sua aplicação na solução de problemas de engenharia.

A metodologia proposta para a seleção dos casos de carregamento se mostrou se mostrou eficiente na redução de casos simulados, pois apesar da simplificação dos fenômenos dinâmicos em carregamentos estáticos e discretos, ainda foi capaz de representar as severidades de funcionamento do motor atualmente em produção.

Para a seleção dos casos de estudo, foram avaliados os picos de pressão em cada câmara de combustão e valores máximos de cargas dinâmicas em cada mancal do eixo comando para todos o ciclo de operação do motor, totalizando 14 casos de carregamento, que após remoção dos pontos redundantes, foram reduzidos para oito. Essa discretização proporcionou uma grande redução no custo computacional da análise, além de possibilitar a execução em *softwares* de solução estática em substituição a *softwares* dinâmicos, que possuem elevado tempo de solução e custo de obtenção de licenças.

Para a solução estática, foi utilizado o *software* comercial Abaqus, onde foram aplicados os carregamentos axial dos parafusos, interferência de montagem das guias e sedes de válvulas, elevação térmica e os demais 8 casos de tensões dinâmicas, resultando num total de 11 casos de carregamentos analisados.

A verificar a eficácia da metodologia proposta e utiliza-la no desenvolvimento da versão sobrealimentada do motor em estudo, todos os carregamentos descritos acima foram aplicados ao motor E.torQ EVO 1.6l e à sua variação com adição do sistema turbocompressor, em desenvolvimento. Deste modo, todo o processo descrito foi aplicado em ambos os modelos.

Após a aplicação de todos os carregamentos, através da análise das tensões, foram realizados os estudos de durabilidade dos componentes acoplados ao cabeçote, observando os limites de resistência de cada material adotado. Nesse ponto, vale destacar as regiões localizadas de deformação plástica observadas próximas à região de compressão da cabeça dos parafusos e regiões adjacentes às guias e sedes. Apesar do comportamento plástico, essas regiões possuem caráter fortemente compressivos e devido a natureza estática dos carregamentos nelas presentes, não são esperadas falhas de funcionamento.

Especificamente para o cabeçote, foram apresentadas as distribuições de tensão para cada tipo de carregamento, a fim de colher informações sobre a origem e comportamento das tensões em cada região do componente nos diferentes tipos de carregamento. Posteriormente, também foi apresentado o comportamento da tensão para a aplicação simultânea de todos os tipos de carregamentos, assim como é ocorrido na aplicação real em um MCI.

Devido ao material do cabeçote, para a avaliação das falhas estáticas, foi utilizado o critério de falha da teoria da tensão máxima de cisalhamento, enquanto para avaliação das falhas cíclicas, o critério de fadiga. Na avaliação estática, além dos pontos de baixo risco de falha próximos aos parafusos, sedes e guias, não foram encontradas regiões de falhas, mesmo na versão turbo que possui valores de tensão sensivelmente maior que na versão norma aspirada.

Já na avaliação de fadiga, após uma análise geral de todos as regiões dos cabeçotes, foram selecionados 12 locais de maior criticidade para análise, sendo quatro regiões na camisa d'água, as quatro câmaras de combustão e os quatro dutos de exaustão. A versão NA apresentou fatores de segurança à fadiga inferiores ao critério de aprovação (1,3) apenas três dos quatro pontos da camisa d'água, contudo por apresentarem FSF acima de 1,0 e baixos valores de tensão alternada, não foram considerados críticos. Todas as outras regiões ficaram acima do critério.

Com base nos resultados obtidos, é possível ressaltar a eficiência da metodologia proposta, onde, conforme esperado, por se tratar de um motor atualmente em produção, a versão NA não apresentou regiões com valores de coeficiente de fadiga abaixo do critério.

Já na versão turbo, nove dessas regiões apresentaram valores de FSF inferiores a 1,0, com regiões que apresentaram coeficientes de segurança quase nulos. Esses resultados foram

encontrados devido à alta temperatura de trabalho utilizadas como condição de contorno. Devido aos picos de temperatura de até 462°C, nesses pontos, as propriedades mecânicas do material são praticamente nulas, tornando praticamente nula a capacidade de suportar esforços mecânicos.

A fim de viabilizar aplicação do sistema de sobrealimentação ao motor em estudo, entre outros, é necessário reavaliar as estratégias de trabalho impostas para o turbocompressor, assim como a taxa de compressão adotada, a fase de combustão e a estratégia de injeção de combustível, a fim de resultar numa menor temperatura dos gases de exaustão e consequente redução das temperaturas das paredes dos dutos de exaustão. Em temperaturas de trabalho mais baixas, o material do cabeçote trabalhará em regiões com maior resistência mecânicas.

Em suma, as metodologias propostas tanto para a modelagem, quanto para a escolha, discretização e aplicação dos casos de carregamento, atingiram o objetivo de propor um equilíbrio com custo computacional e acurácia moderados. A metodologia utilizada se mostrou uma boa opção especialmente para fases anteriores à fabricação de protótipos, evitando gastos desnecessários com falhas em testes físicos e maior mobilidade para modificações na geometria.

## 6.1 TRABALHOS FUTUROS

São recomendados como trabalhos futuros:

- Nova rodada de cálculos estruturais para o modelo turbo por meio das etapas:
  - A revisão da estratégia de funcionamento do turbocompressor, revisão dos parâmetros de combustão e estratégia de injeção de combustível no modelo CFD 1D;
  - Novo cálculo CFD 3D utilizando as novas condições de estradas resultantes da simulação CFD 1D;
  - Novo cálculo de durabilidade nas mesmas condições descritas nesse documento, porém com o novo mapa térmico provindo da análise CFD 3D.
- Avaliação da aplicação materiais de recobrimento nas áreas quentes do cabeçote, a fim de reduzir do calor proveniente da condução dos gases queimados.
- Avaliação de testes físicos em dinamômetro da versão normal aspirada, para validação da metodologia proposta.
- Avaliação de testes físicos de curta duração em dinamômetro da versão turbo, para correlação dos picos de temperatura no cabeçote.

## REFERÊNCIAS

- ALVES, L. O. F. T. **Simulação da transferência de calor conjugado e estudo paramétrico no cabeçote do motor de combustão interna E.torQ 1.6**. Recife: [s.n.], 2018.
- ANGELONI,. **Fatigue life evaluation of A356 aluminum alloy used for engine cylinder head**. São Paulo: [s.n.], 2012.
- ANSYS®. **Mechanical, Release 17.2, Help System, Mechanical User's Guide, ANSYS, Inc.** [S.l.]: [s.n.], 2017.
- ATKINS, J. M.; KOCH, C. R. A Well-to-Wheel Comparison of Several Powertrain Technologies. **SAE World Congress Detroit**, Março 2003.
- AUGUSTINS, L. **An empirical multiaxial high cycle fatigue criterion for automotive cylinder head design**. Vélizy Villacoublay Cedex: Elsevier Ltd, 2013.
- BALASUBRAMANIAN, B.; SVOBODA, M.; WALTER, B. Structural optimization of I.C. engines subjected to mechanical and thermal loads. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, North-Holland, v. 89, p. 337-360, 1991.
- BATHE, K.-J. **Finite element procedures**. 2. ed. Watertown: K. J. Bathhe, 2014.
- BATHIAS, C.; PINEAU, A. **Fatigue of material and structure: Fundamentals**. London: ISTE, 2010.
- BIBLE, T. **Isaiah 40**: 29. 12<sup>a</sup>. ed. Rio de Janeiro: King Cross Publicações, Is 40:29. 1110 p.
- BOFF, C. R. **Metodologia de análise de blocos de motores: Aplicação a Blocos de Motores Diesel em Ferro Fundido Vermicular**. Florianópolis: [s.n.], 2003.
- BRANCO, C. M.; ROSA, L. G. **Advances in Fatigue Science and Techhnology**. Porto: Kluwer Academic Publishers, 1989.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. São Paulo: Blucher, v. I, 2012.
- CAMPILLHO, R. D. S. **Método de Elementos Finitos - Ferramentas para Análise Estrutural**. São Paulo: Publindustria , 2012.
- CHO, M.-R. et al. Load Characteristics of Engine Main Bearing" Comparison Between Theory and Experiment. **KSME International Journal**, v. 16, p. 1095-1101, 2002.
- CHRISTENSEN, R. M. **The theory of materials failure**. 1. ed. Oxford: Oxford University Press, 2013.
- CHYUAN, S.-W. Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 35, p. 199-212, 2000.
- CLOUGH, R. W. The finite elemento in plane stress analysis. **Proc. 2nd ASCE Conf. on eletronic computation** , Pittsburggh, Setembro 1960.

CORNFORTH, J. W. Finite Element Analysis of Engines. **MATERIALS & DESIGN**, v. 5, Janeiro 1985.

ETEMAD, S.; STEIN, C. F.; ERIKSSON, S. Heat Transfer Analysis and Cycle Averaged Heat Flux Prediction by Means of CFD and its Validation for an IC-Engine. **SAE International**, 2005.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A first course in finite elements**. 1. ed. Wat Sussex: John Wiley & Sons, 2007.

FONTANESI, S.; GIACOPINI, M. Multiphase CFDeCHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, p. 293-303, 2013.

GAIER, C.; DANNBAUER, . Fatigue analysis of multiaxially loaded components with the FE-postprocessor FEMFAT- MAX. **Multiaxial/Biaxial Fatigue and Fracture**, Kidlington, v. 31, p. 223-240, Junho 2003.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 2. ed. New Delhi: Tata Mcgraw-Hill, 2003.

GERVÁSIO, D. T. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna**. Recife: [s.n.], 2017.

GUPTA, H. N. **Fundamentals of internal combustion engines**. New Delhi: PHI Learning, 2006.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion Engine Fundamentals**. 1. ed. New York: Mcgraw Hill, 1988.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: Mecânica para Engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

HIERETH, ; PRENNINGER, P. **Charging the Internal Combustion Engine: Powertrain**. New York: Springer, 2003.

HOUNTALAS, D. T. et al. Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding. **SAE International**, Janeiro 2007.

HUTTON, D. V. **Fundamentals of Finite Element Analysis**. 1. ed. New York: McGraw-Hil, 2003.

JAHANGIRIAN, S. et al. A Multi-Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue Life Prediction. **SAE International**, Abril 2015.

JUVINALL, R. C.; MARSHER, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KIM, N.-H.; SANKAR, V. **Introduction to finite element analysis and design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2009.

KUROWSKI, P. M. **Finite element analysis for design engineers**. 1. ed. Warrendale: SAE International, 2004.

LIST, H. **Charging the internal combustion engine**. Austria: Springer Wien, 2007.

LONDHE, ; YADAV, ; MULEMANE,. A Multi-disciplinary Approach for Evaluating Strength of Engine Cylinder Head and Crankcase Assembly under Thermo-Structural Loads. **SAE International**, 2009.

MAGNA PROWERTRAIN INC. **Multiaxial Fatigue Analysis: FEMFAT max**. [S.l.]: [s.n.], 2016.

MAGNA PROWERTRAIN INC. **FEMFAT User's Manual Ver. 5.3**. Aurora: Magma, 2018.

MAHLE METAL LEVE, S. A. **Manual Técnico: AFTERMARKET**. [S.l.]: [s.n.], 2016.

MAHMOUDI, A. ; KHAZAEI, I.; GHAZIKHANI, M. Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine. **Alexandria Engineering Journal**, v. 56, p. 737-748, Dezembro 2017.

MANSON, S. S.; HALFORD, G. R. **Fatigue and Durability of Structural Materials**. Ohio: ASM, 2006.

MARTHA, L. F. Ftool: A Graphical-Interactive Program for Teaching Structural Behavior, Rio de Janeiro, 2002. Disponível em: <<https://www.alis-sol.com.br/Ftool/>>. Acesso em: 15 jun. 2017.

MARTIN, F. A. Developments in engine bearing design. **Tribology International**, 1983.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. Porto: Publindustria, 2006.

MENDES, A. S.; CARDOSO, A. A. **Structural Analysis of the Aluminum Cylinder Head for a High-Speed Diesel Engine**. [S.l.]: SAE, 2007.

MORAN, M. ; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7. ed. New Jersey: Wiley, 2010.

NARASIAH, G. L. **Finite Element Analysis**. Hyderabad: BS Publications, 2008.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. São Paulo: Bookman, 2013.

RAO, D.; M, A. R.; RAMA, B. B. **Computer Aided Analysis and Design of Machine Elements**. 2. ed. New Delhi: NEW AGE, 2000.

RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 5. ed. Burlington: Elsevier, 2011.

ROSA, E. **Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga**. Florianópolis: UFSC, 2002.

SAE INTERNATIONAL. **Internal combustion engine Handbook: basics, components, systems, and perspectives**. [S.l.]: [s.n.], 2004.

SÁNCHEZ, A. A.; SÁNCHEZ, C. A. A. **Estudo De Impacto Usando Elementos Finitos e Análise Não Linear**. São Carlos: [s.n.], 2001.

SCHIJVE, J. **Fatigue of structure and materials**. 2. ed. Dordrecht: Springer, 2009.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STANLEY, R.; TARAZA, D. A Characteristic Parameter to Estimate the Optimum Counterweight Mass of Symmetric In-Line Engines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 126, p. 645-655, Julho 2004.

STEPHENSON,. Engine Downsizing - An Analysis Perspective. **SIMULIA Customer Conference**, 2009.

TAYLOR, F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice**. 2. ed. New York: MIT Press, 1985.

TILLMANN, C. A. D. C. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Pelotas: Rede e-Tec Brasil, 2013.

TIMONSHENKO, S. P.; GERE, J. E. **Mecânica dos sólidos**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, v. 1, 1983.

TINAUT, F. et al. A Method to Determine the Two Components of the Crankshaft Load on a Bearing Cap in Firing Engines. **SAE International**, Janeiro 2000.

VASCONCELOS, W. D. A. **Metodologia de análise termo-estrutural de bloco de motores após adição de um sistema de sobrealimentação**. Recife: [s.n.], 2017.

VAZ, L. E. **Método Dos Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. Rio de Janeiro: Elsevier Editora Ltda, 2011.

VIJAYARAJA, S. V.; VIJAYARAGAVAN, S. Finite Element Analysis of criticals components of the 2.6l gasoline engine. **AVTEC**, 2016.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. **Turbocharging the internal combustion engine**. 1. ed. London: Palgrave Macmillan, 1982.

XIE, J. E. A. **Machining Quality Analysis of an Engine Cylinder Head Using Finite Element Methods**. [S.l.]: SME, v. 5, 2003.

ZIENKIEWIEZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The finite element method**. 5. ed. Oxford: Butterworh-Heinemann, v. I, 2000.