

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE VIRABREQUIM PELO MÉTODO DA OTIMIZAÇÃO
TOPOLOGICA

Gustavo Rocha da Silva Santos

São Paulo
2009

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE VIRABREQUIM PELO MÉTODO DA OTIMIZAÇÃO
TOPOLOGICA

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Gustavo Rocha da Silva Santos

Orientador: Dr. Emílio Carlos Nelli Silva

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, Gustavo Rocha da Silva

Projeto de virabrequim pelo método da otimização topológica / G.R.S. Santos. – São Paulo, 2009.

91 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Topologia 2. Método dos elementos finitos 3. Motores de combustão interna I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho às vitórias alcançadas e às derrotas vingadas.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Emílio pelo apoio e orientação fornecidos, peça fundamental na transformação deste trabalho de idéia em realidade. Aos colegas da Poli, pelos momentos partilhados (bons e ruins) ao longo destes cinco anos, especialmente ao Guilherme e ao Toledo, pela vivência, trabalho e diversão em conjunto. À equipe de Pesquisa e Desenvolvimento da ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo (Galli, Pedro, Sérgio, Rafael, Alex, Robson) pelo apoio concedido e por acreditarem em desenvolvimento tecnológico. À minha família por me apoiar nos momentos de dificuldade e me suportar nas minhas fases insuportáveis. Agradeço aos meus amigos, cuja presença em momentos de descanso é sempre um incentivo para o término dos trabalhos.

O que mais receamos é o que nos faz sair dos nossos
hábitos

(Fiódor Dostoiévski)

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto de um virabrequim para um motor de combustão interna de baixa potência, monocilindro, quatro tempos e ignição por faísca utilizando otimização topológica. O método da otimização topológica combina uma análise de elementos finitos com algoritmos de otimização de modo a encontrar a distribuição ótima de material que minimize a massa do componente enquanto atende restrições de manufatura e de máxima tensão (de escoamento) no material. Esta metodologia modifica o projeto mecânico tradicional, ao inserir a análise estrutural à frente da definição da geometria do componente. Este projeto inclui a avaliação dos carregamentos aplicados no virabrequim por meio da simulação dinâmica da árvore motriz, sendo o valor da pressão do gás resultado da simulação da câmara de combustão. A simulação da combustão é realizada com o software Ricardo WaveTM e a simulação dinâmica é realizada com o software AVL ExciteTM. Diferentes casos de otimização topológica são utilizados com objetivos de minimizar a massa e a flexibilidade do componente, buscando a melhor formulação e sua combinação com restrições de manufatura relacionadas ao processo de forjamento. Em seguida, uma otimização de forma atrelada a uma simulação dinâmica multicorpos é realizada para redução de concentrações de tensão. A otimização é realizada utilizando o software Altair RADIOSSTM na análise de elementos finitos e Altair OptistructTM na otimização.

ABSTRACT

This work presents the design of a crankshaft for a lightweight mono-cylinder spark-ignition four-stroke internal combustion engine using topology optimization. The topology optimization method implies the use of FE analysis combined with an optimization algorithm to find the optimum mass distribution of the crankshaft to minimize the component weight while satisfying manufacturing and maximum stress (yield strength) constraints. This methodology modifies the traditional mechanical design by placing structural analysis before the CAD design. The project includes the evaluation of the loads applied to the component through dynamical simulation of the cranktrain mechanism, including secondary motions of the connecting rod and the piston, while the gas force inputs are obtained from the combustion chamber simulation. The combustion simulations are performed using the software Ricardo WaveTM while the dynamical simulations are performed using AVL ExciteTM software. Several topology optimization cases are implemented, both for mass minimization and compliance minimization, while also employing manufacturing constraints to search for the best problem formulation for this application. Following, a shape optimization coupled to a dynamical multibody simulation is performed to reduce stress concentrations. The optimization design problem is implemented using the software Altair OptiStructTM, as the optimization solver, Altair RADIOSSTM as the finite element solver, and Altair HypermeshTM, as the mesh generator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Virabrequim de motor monocilindro.	13
Figura 1.2 – Resultados obtidos por Mitchell.	15
Figura 1.3 – Comparação dos três métodos de otimização.	16
Figura 1.4 – Curva de pressão do motor na condição de máxima pressão.	18
Figura 1.5 – Modelos digitalizados dos contrapesos do virabrequim original: lado da espiga (a) e lado do volante (b).	19
Figura 2.1 – Árvore de potência.	22
Figura 2.2 – Forças atuando na biela.	23
Figura 2.3 – Forças atuando no moente do virabrequim.	24
Figura 2.4 – Progressão e convergência da solução pelo método da otimização topológica.	27
Figura 2.5 - Método dos carregamentos estáticos equivalentes.	30
Figura 3.1 – Metodologia do projeto de virabrequim.	31
Figura 3.2 – Geometria típica de fillet do munhão.	34
Figura 3.3 – Modelo do motor no software AVL Excite®.	35
Figura 3.4 – Modelo do virabrequim.	36
Figura 3.5 – Forças atuando no moente.	36
Figura 3.6 – Torque médio aplicado no moente.	37
Figura 3.7 – Torque alternado aplicado no moente.	37
Figura 3.8 – Tensões máximas equivalentes no <i>fillet</i> do munhão.	38
Figura 3.9 – Tensões máximas equivalentes no <i>fillet</i> do moente.	39
Figura 3.10 – Plano de simetria do virabrequim.	40
Figura 3.11 – Domínios de otimização A (a) e B (b).	40
Figura 3.12 – Direções de desmoldagem nos domínios A (a) e B (b).	43
Figura 3.13 – Casos de carregamento (a) compressão e (b) tração.	45
Figura 3.14 – Pressão devida ao ajuste forçado.	46
Figura 3.15 – Aplicação dos carregamentos no domínio A: tração (a), compressão (b), torque (c) e posição do nó (d).	47
Figura 3.16 – Aplicação dos carregamentos no domínio B: tração (a), compressão (b) e torque (c).	47

Figura 3.17 – Condições de contorno nos casos de compressão (a) e tração (b).	48
Figura 3.18 – Condição de simetria.	48
Figura 3.19 – Procedimento seguido no pós-processamento.	50
Figura 3.20 – Extração de seções do STL gerado do resultado da otimização.	51
Figura 3.21 – Curva de torque resistivo.	52
Figura 3.22 - União entre virabrequim e biela (junta do olhal maior).	54
Figura 3.23 - Modelo da simulação multicorpos.	55
Figura 3.25 – Restrições de deslocamento para análise estática durante otimização de forma.	57
Figura 4.1 – Densidade dos elementos do resultado do caso A1.	60
Figura 4.2 – Densidade dos elementos do resultado do caso A2.	60
Figura 4.3 – Densidade dos elementos do resultado do caso A3.	61
Figura 4.4 – Densidade dos elementos do resultado do caso A4.	62
Figura 4.5 – Densidade dos elementos do resultado do caso B1.	62
Figura 4.6 – Densidade dos elementos do resultado do caso B3.	63
Figura 4.7 – Densidade dos elementos do resultado do caso B3.	64
Figura 4.8 – Pós-processamento da otimização e detalhe do fillet do munhão.	65
Figura 4.9 – Tensão de von Mises no resultado do pós-processamento.	65
Figura 4.10 – Distribuição da tensão de von Mises no resultado da otimização de forma na condição de compressão máxima.	67
Figura 4.11 - Distribuição da tensão de von Mises no <i>fillet</i> otimizado condição de compressão máxima.	67
Figura 4.12 – Configuração deformada do modo de vibrar flexional.	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Dados do motor.	18
Tabela 1.2 – Propriedades de balanceamento.	20
Tabela 3.1 – Softwares utilizados.	32
Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos, estruturais e termodinâmicos.	32
Tabela 3.3 – Propriedades do aço SAE 4340.	44
Tabela 3.4 – Carregamentos.	45
Tabela 3.5 - Propriedades do alumínio.	53
Tabela 4.1 – Comparação dos resultados.	59
Tabela 4.2 – Comparação entre o resultado da otimização topológica.	66
Tabela 4.3 – Frequências naturais e velocidade críticas.e o virabrequim original.	68

LISTA DE SÍMBOLOS

m_{PISTON} – massa do pistão.

A_K – área da seção transversal da camisa.

d – diâmetro do pistão (aproximadamente igual ao da camisa).

p – pressão do gás.

r – raio do virabrequim.

$m_{CONROD,OSC}$ – massa da biela.

$\lambda = \frac{r}{l}$ – razão da biela.

L – comprimento da biela.

ω – velocidade angular de rotação.

φ – ângulo do virabrequim.

ψ – deslocamento angular da biela.

p_c – pressão de contato.

μ – coeficiente de atrito estático.

d_c – diâmetro do moente.

l – comprimento do moente que penetra o contrapeso.

F_a – força aplicada na inserção/remoção do moente.

I_{yy} – inércia de rotação ao redor do eixo y .

$\text{cog } z$ – coordenada z do centro de gravidade.

\mathbf{v} – matriz de velocidades do sistema.

\mathbf{a} – matriz de acelerações do sistema.

\mathbf{M} – matriz de massa do sistema.

\mathbf{C} – matriz de amortecimento do sistema.

\mathbf{P} – vetor de forças externas ao sistema.

\mathbf{F}_{eq} – vetor de carregamentos estáticos equivalentes.

\mathbf{q} – vetor de coordenadas generalizadas.

LISTA DE SIGLAS E NOMENCLATURA

MOT	Método da Otimização Topológica
MEF	Método dos Elementos Finitos
PMS	Ponto Morto Superior
4T	Quatro Tempos
MIF	Motor de Ignição por Faísca
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
Min Vol	Minimização do Volume
Min Flex	Minimização da Flexibilidade
Vol Frac	Volume Fraction

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1.	Revisão Bibliográfica	13
1.2.	Otimização Estrutural	14
1.3.	Motores a Combustão Interna	17
1.4.	Justificativa	19
1.5.	Objetivos	21
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1.	Dinâmica do Motor	22
2.2.	Elementos Finitos	25
2.3.	Otimização Topológica	26
2.4.	Dinâmica Multicorpos	28
2.5.	Otimização de Sistemas Multicorpos	29
3.	METODOLOGIA	31
3.1.	Caracterização do Motor	32
3.2.	Determinação dos Carregamentos	33
3.3.	Otimização do Virabrequim	39
3.4.	Modelo de Elementos Finitos do Domínio de Projeto	44
3.5.	Montagem do Problema de Otimização	49
3.6.	Procedimento de Validação	50
3.7.	Modelo de Dinâmica Multicorpos	51
3.8.	Otimização de Forma	56
3.9.	Análise Modal	57
4.	RESULTADOS	59
4.1.	Otimização Topológica	59
4.2.	Validação	64
4.3.	Otimização de Forma	66

4.4. Análise Modal	67
5. CONCLUSÕES	69
REFERÊNCIAS	71
GLOSSÁRIO	74
ANEXO A – Arquivo de saída do caso B4	75

1. INTRODUÇÃO

A demanda crescente por maior eficiência dos motores de combustão interna leva à aplicação de técnicas inovadoras no projeto estrutural de seus componentes internos. O método da otimização topológica permite o projeto com uma distribuição ótima de material ao combinar a análise de elementos finitos com um algoritmo de otimização dedicado a minimizar uma dada resposta, como a flexibilidade ou o volume do componente. Este trabalho apresenta o projeto de um virabrequim para um motor de baixa potência monocilindro quatro tempos de ignição por faísca com aplicação em veículo de economia de combustível utilizando o Método da Otimização Topológica (MOT).

A aplicação do MOT busca a diminuição do peso do componente ao mesmo tempo em que respeita restrições de manufatura e de tensão máxima (tensão de escoamento), seguida da redução de concentrações de tensão através de uma otimização de forma associada a uma simulação de dinâmica multicorpos. O trabalho contempla ainda a avaliação dos carregamentos aplicados no componente através da simulação da árvore motriz, considerando os movimentos secundários da biela e do pistão, possuindo como entrada a pressão de combustão obtida da simulação da câmara de combustão. O resultado final é submetido a uma análise modal, levantando as frequências naturais e os modos de vibrar do componente otimizado.

Este trabalho integra um grupo de projetos que visa adequar o funcionamento de um motor comercial para o uso em protótipos de economia de combustível e sua conversão para álcool combustível, contemplando mudanças de ajuste e o reprojeto de seus componentes internos. O virabrequim é um dos componentes internos de motor de combustão interna responsáveis por converter o movimento translacional do pistão em movimento rotacional, atuando como manivela em um mecanismo do tipo biela-manivela. Assim, encontra-se sujeito a carregamentos variáveis no tempo que se repetem ciclicamente e variam com a rotação, decorrentes da pressão de combustão, além de carregamentos inerciais de primeira e segunda ordem.

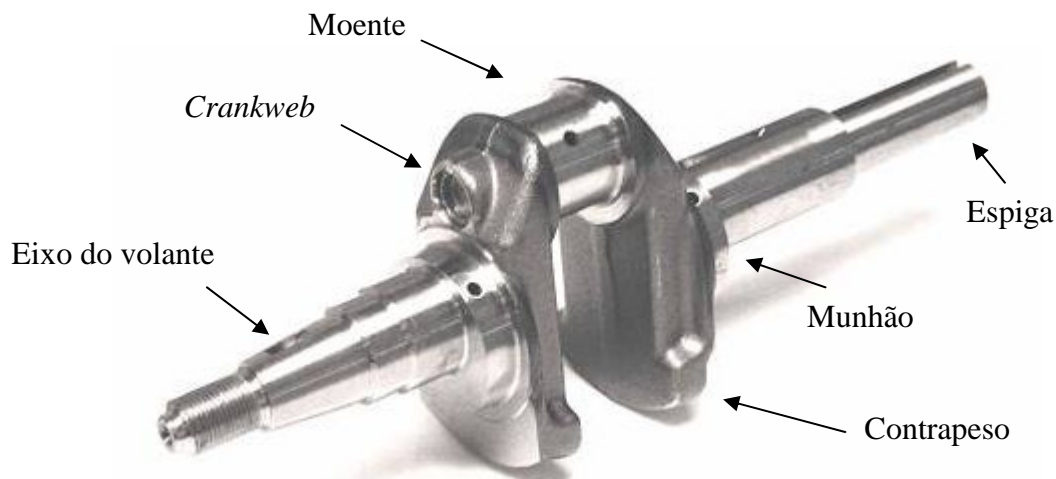


Figura 1.1 – Virabrequim de motor monocilindro.

Devido a complexidade dos carregamentos, o projeto de componentes internos de motor não possui um dimensionamento analítico imediato, sendo seu projeto convencional baseado em formulações empíricas e mudanças de dimensão após simulações baseadas na experiência do projetista. O uso de técnicas de otimização estrutural em componentes de motor propõe uma racionalização do processo do projeto estrutural, tornando-o menos sujeito a fatores subjetivos e à experiência do projetista.

1.1. Revisão Bibliográfica

Neste trabalho será realizada a simulação dinâmica de um virabrequim e a aplicação de técnicas de otimização estrutural para reprojeto do componente.

Existe vasta literatura sobre simulação dinâmica de virabrequins, abordando principalmente a vibração torsional do componente. A modelagem simplificada por vigas de Timoshenko (Smaili; Khetawat, 1994) é uma metodologia que possui sucesso na obtenção de aproximações das frequências naturais, sendo aplicada há mais de uma década. Variações recentes deste modelo passaram a introduzir trincas

nas regiões de fratura para verificar a variação das frequências naturais (Lei et al, 2006).

Modelagens multicorpos também são comuns, tanto para estudo da vibração torsional (Boysal; Rahnejat, 1997), quanto para estudo da dinâmica completa do conjunto, (Ma; Perskins, 2002) . Modelagens dinâmicas mais complexas incluem o uso de um modelo de elementos finitos acoplado com um sub-sistema dinâmico e da solução das equações de Reynolds para os mancais principais (Mourelatos, 2001).

Já a literatura sobre otimização estrutural aplicada ao projeto de virabrequins é bastante reduzida. Montazersadgh e Fatemi (2009) realizaram uma otimização de dimensão combinada com a aplicação local de otimização de forma com restrições de manufatura na região do contrapeso para múltiplos casos de carregamento, combinando os resultados das otimizações em cada região. Ganpule, Mate e Gokhale (2006) realizaram otimização topológica e otimização de forma para um único caso de carregamento, sem considerar carregamentos inerciais. Strauß, Inagaki e Starke (2006) aplicaram otimização de forma para reduzir a vibração de um virabrequim utilizando uma modelagem de elementos finitos baseado em vigas de Rayleigh.

1.2. Otimização Estrutural

Uma solução ótima é aquela que apresenta o melhor resultado de uma dada operação satisfazendo certas restrições (Haftka, 1992). A abordagem mais intuitiva e imediata para a procura desta solução é a análise comparativa de todos os resultados possíveis, a chamada abordagem analítica. A abordagem de otimização (síntese) consiste na busca racionalizada de uma solução através da utilização de algoritmos numéricos de otimização. Embora a abordagem de análise seja aplicável em problemas simples, ela torna-se progressivamente inviável com o aumento do espaço de soluções possíveis, devido a seu alto custo computacional.

Os primeiros exemplos de otimização estrutural datam de 1872 (Maxwell) e 1904 (Michell), propondo que a estrutura ótima para um caso de carregamento único

seja composta por um conjunto de treliças orientadas no sentido das tensões principais do domínio, correspondendo à solução ótima para o problema de máxima rigidez com mínimo volume de material. A Figura 1.2 apresenta os resultados obtidos por Mitchell em dois casos de carregamento distintos.

Com o desenvolvimento da computação ao longo do século XX, foram criados algoritmos de otimização que viabilizaram a aplicação comercial de técnicas de otimização estrutural. Atualmente, as três principais abordagens de otimização estrutural são a otimização paramétrica, a otimização de forma e a otimização topológica.

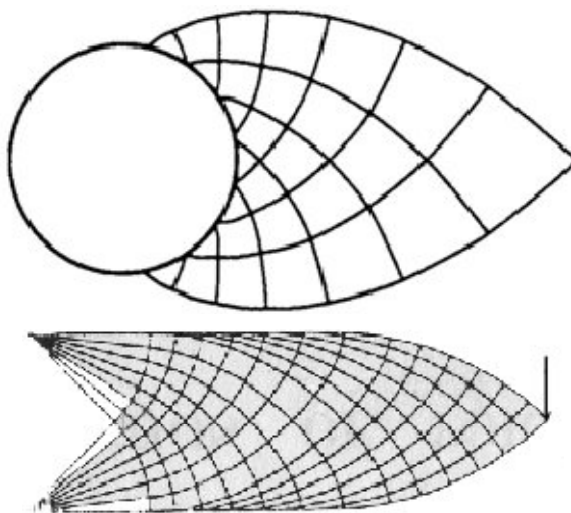


Figura 1.2 – Resultados obtidos por Mitchell.

A técnica de otimização paramétrica propõe a otimização de parâmetros geométricos da estrutura (dimensões ou razões de dimensões), sem alteração de seu aspecto (forma). Na otimização de forma, altera-se o contorno da estrutura, sem alterar a conectividade ou criar novos vazios (“buracos”). A otimização topológica atua diretamente no leiaute (topologia) da estrutura, não se limitando a seu contorno,

o que permite a obtenção de resultados que introduzem novos conceitos para a estrutura. A Figura 1.3 apresenta uma comparação dos três métodos.

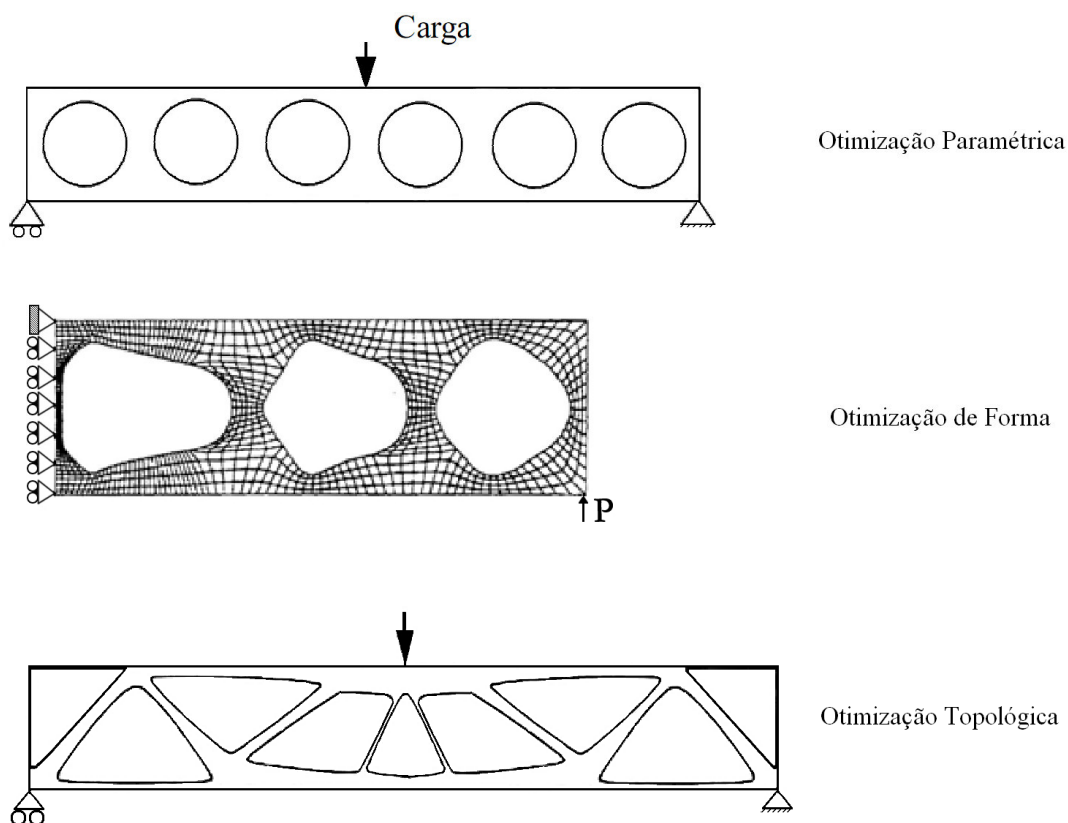


Figura 1.3 – Comparação dos três métodos de otimização.

A aplicação do Método da Otimização Topológica tem implicações também no fluxo de projeto de componentes mecânicos, pois antecipa o projeto estrutural (realizado com softwares CAE) ao desenho da peça (realizado com softwares CAD).

1.3. Motores a Combustão Interna

Um motor a combustão interna é uma máquina térmica, cujo propósito é a transformação de energia química contida no combustível em energia mecânica. Os fluidos de trabalho desta máquina são a mistura ar-combustível não-queimada e, após o processo de combustão, a mistura de produtos do mesmo, sendo que a transferência de trabalho dos fluidos aos componentes do motor ocorre de forma direta.

A forma mais abrangente de classificação dos motores a combustão interna dá-se a partir do seu tipo construtivo. Desta forma, pode-se definir um motor como de movimento rotativo ou alternativo. A partir do grupo dos motores de movimento alternativo, do qual este trabalho trata, é possível definir a classificação a partir da forma de ignição, que está intimamente ligada ao ciclo termodinâmico segundo o qual o motor trabalha. Neste caso, trata-se de um motor de ignição por centelha, que opera segundo o ciclo Otto, de quatro tempos.

Os quatro tempos de um motor ciclo Otto são:

- Admissão, quando ocorre a sucção da mistura ar-combustível. Com a válvula de admissão aberta, após a passagem do pistão pelo ponto morto superior, cria-se uma depressão no interior do cilindro, fazendo com que a mistura ar-combustível seja levada ao seu interior.
- Compressão, quando a mistura ar-combustível é comprimida.
- Expansão, quando ocorre a transferência de trabalho dos fluidos para os componentes do motor. Entre os ciclos de compressão e expansão ocorre a centelha, que inicia o processo de combustão da mistura ar-combustível.
- Exaustão, quando os gases produtos de combustão são expulsos da câmara de combustão.

O motor estudado neste trabalho é um motor 4 tempos, monocilindro, ciclo Otto com ignição por faísca. A Tabela 1.1 apresenta as especificações do motor.

Tabela 1.1 – Dados do motor.

Número de cilindros	1
Curso do pistão	30mm
Cilindrada	35,8cm ³
Taxa de compressão	12:1
Potência de saída	1,2kW @ 7000rpm
Torque	1,9Nm @ 5000rpm
Lubrificante	SAE 20W 50
Faixa de operação	4.000rpm a 8.000rpm
Massa do virabrequim ⁽¹⁾	176g

⁽¹⁾: Massa de material entre os dois mancais.

A Figura 1.4 (Santos e Silva, 2009) apresenta o gráfico de pressão do gás x ângulo do virabrequim, para a condição de máxima pressão (5250 rpm).

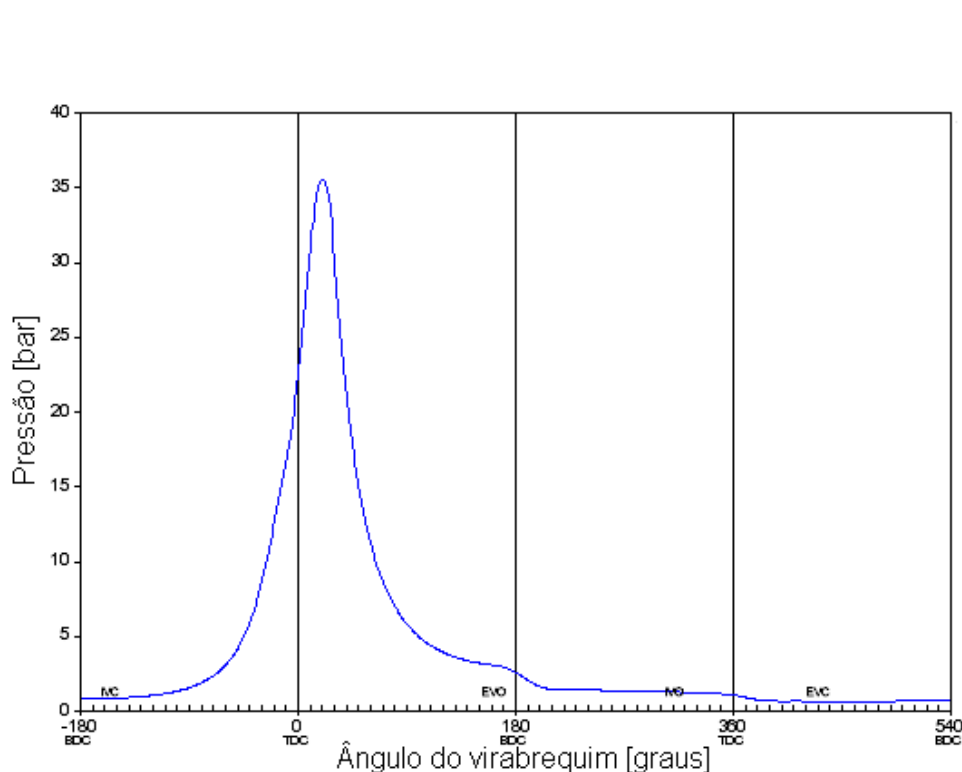


Figura 1.4 – Curva de pressão do motor na condição de máxima pressão.

O virabrequim original do motor estudado é composto de três componentes distintos (moente, dois contrapesos e respectivos eixos, conforme Fig. 1.5), devido ao método de manufatura empregado (forjamento longitudinal dos contrapesos). O moente é fixado nos dois contrapesos (região do *crankweb*) por ajuste forçado, e os

eixos e contrapesos são peças únicas. A Figura 1.5 apresenta o modelo digitalizado dos dois contrapesos e seus respectivos eixos.



Figura 1.5 – Modelos digitalizados dos contrapesos do virabrequim original: lado da espiga (a) e lado do volante (b).

1.4. Justificativa

Encontram-se motores comercialmente disponíveis cuja potência e torque são adequados para a aplicação em veículos de economia de combustível, porém, dada sua aplicabilidade nas mais diversas condições de operação, estes produtos não são projetados com ênfase especial na redução do consumo de combustível. Desta forma, torna-se essencial o desenvolvimento de um motor próprio, otimizado para as condições de operação do veículo e eficiência energética.

A aplicação de técnicas de otimização estrutural no componente deve permitir que sua massa seja minimizada, diminuindo a energia necessária em sua

movimentação, ou o projeto de um componente com a mesma massa, porém com maior rigidez mecânica e distribuição mais uniforme dos esforços.

A conversão do motor para etanol impõe a necessidade do aumento da taxa de compressão do motor, aumentando os esforços sobre os componentes. A aplicação de otimização estrutural também deve permitir projetar o componente para resistir aos novos esforços sem alteração do balanceamento do conjunto.

Para não alterar o balanceamento o virabrequim otimizado deve possuir a mesma inércia de rotação e a mesma posição do centro de gravidade do virabrequim original. As propriedades de balanceamento do virabrequim original em relação a um sistema de coordenadas com origem no centro do munhão são listadas na Tab. 1.2. Adotam-se limites mínimos e máximos para os dois parâmetros considerando uma tolerância de 10% do valor original da inércia de rotação e de 5% do valor da posição vertical do centro de gravidade, valores definidos com base na precisão dos valores obtidos por meio do modelo CAD do componente digitalizado. Adicionalmente, a adoção de restrições definidas como um intervalo facilita a convergência da solução ao relaxar o problema de otimização.

Tabela 1.2 – Propriedades de balanceamento.

Limite inferior da posição vertical do centro de gravidade	-4,473 mm
Limite superior da posição vertical do centro de gravidade	-4,06 mm
Limite inferior da inércia de rotação	40,09 kg.mm ²
Limite superior da inércia de rotação	48,51 kg.mm ²

1.5. Objetivos

Os objetivos desse trabalho são:

- Projeto de virabrequim para motor de combustão interna utilizando técnicas de otimização estrutural, em especial o MOT;
- Projeto de um componente que suportar os carregamentos impostos pela operação com etanol;
- Projeto de um componente que não altere o balanceamento do motor;
- Simulação dinâmica da árvore motriz de motor de combustão interna.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Dinâmica do Motor

Os componentes da árvore motriz de um motor de combustão interna com movimento ideal do pistão (translação pura) são sujeitos aos seguintes carregamentos:

- Força devido à pressão do gás
- Força inercial oscilatória do pistão e da biela
- Força inercial rotacional da biela e do virabrequim

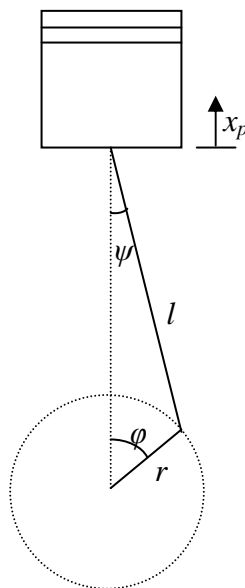


Figura 2.1 – Árvore de potência.

Estas solicitações podem ser aproximadas com expressões analíticas simples quando são considerados somente os efeitos de inércia de primeira ordem. A Figura 2.1 apresenta as relações geométricas da árvore motriz. Definindo as expressões para cada componente (Basshuyen; Schäfer; 2004):

Pistão

A força atuante no pistão F_K é uma combinação da força decorrente da pressão do gás F_{GAS} e a força de inércia oscilatória do pistão F_{PISTON} .

$$F_K = F_{GAS} + F_{PISTON} \quad (1)$$

$$F_{GAS} = p(\varphi) \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2)$$

$$F_{PISTON} = -m_{PISTON} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (3)$$

Biela

A força atuando na biela é a resultante entre a força transmitida pelo pino à biela e a força inercial oscilatória da biela $F_{CONROD,OSC}$. Decompondo-a em uma componente axial F_{ST} e uma componente perpendicular ao eixo do cilindro F_N :

$$F_{ST} = \frac{F'_K}{\cos \psi} - F_{CONROD,OSC} \frac{1}{\cos \psi} = \frac{F_K}{\cos \psi} \quad (4)$$

$$F_N = F'_K \cdot \tan \psi + F_{CONROD,OSC} \tan \psi = -F_K \tan \psi \quad (5)$$

$$F_{CONROD,OSC} = -m_{CONROD,OSC} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (6)$$

A Figura 2.2 mostra os carregamentos da biela.



Figura 2.2 – Forças atuando na biela.

Virabrequim

Decompondo a força transmitida pela biela ao moente do virabrequim em uma componente radial F_R e uma componente tangencial F_T .

$$F_R = F_{ST} \cos(\varphi + \psi) = F_K \frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos\psi} \quad (7)$$

$$F_T = F_{ST} \sin(\varphi + \psi) = F_K \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi} \quad (8)$$

A Figura 2.3 apresenta as forças atuantes no moente do virabrequim.

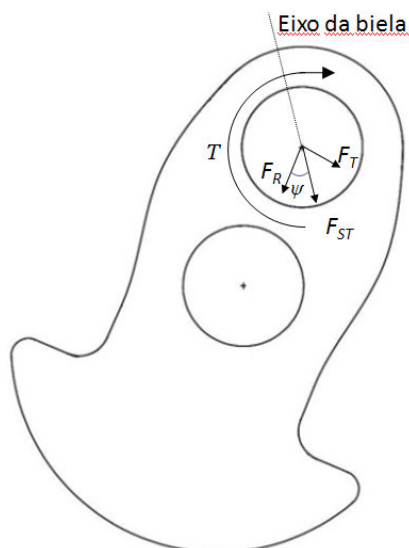


Figura 2.3 – Forças atuando no moente do virabrequim.

Adicionalmente, o engaste do moente no contrapeso impõe ao virabrequim uma pré-tensão de contato que pode ser aproximada através de uma pressão de contato p_c atuando sobre as superfícies em contato. O valor desta pressão pode ser definido através da força de atrito estático aplicada durante o processo de inserção/remoção do moente por meio da Eq. (9) (Lingaiah, 2004).

$$F_a = \mu p_c l d_c \quad (9)$$

2.2. Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método numérico de solução de equações diferenciais. É amplamente aplicado em análises estruturais, de transferência de calor, escoamentos unidimensionais, magnetismo e muitos outros problemas da engenharia.

Neste trabalho o MEF é empregado para a solução de problemas estruturais elástico-lineares, considerando materiais isotrópicos (propriedades invariantes com a direção de aplicação do carregamento) e pequenos deslocamentos. Neste trabalho é utilizado um código comercial de MEF, dedicado para problemas estruturais: Altair RADIOS[®].

Para a aplicação do MEF é necessário que seja seguido o seguinte procedimento (Moaveni, 1999):

Pré-processamento

1. Discretizar o domínio do componente mecânico em elementos finitos, ou seja, dividir o domínio em nós e elementos;
2. Definição de uma função de forma contínua ao longo do elemento que descreve o comportamento físico (no caso estrutural) de um elemento;
3. Desenvolver equações governantes para o elemento;
4. Compor a matriz de rigidez global de forma a descrever a interação física entre os elementos ao longo do domínio;
5. Aplicar condições de contorno, condições iniciais e carregamento.

Solução

6. Solucionar um sistema de equações lineares para obter os deslocamentos nodais da estrutura.

Pós-processamento

7. Obter outras informações da simulação. No caso, tensões principais, tensão de Von Mises, deslocamentos e etc...

A matriz de rigidez pode ser obtida por diversos métodos. Os modelos implementados nos softwares comerciais obtém a matriz de rigidez do elemento por meio do funcional da energia de deformação do elemento, utilizando as equações governantes da mecânica dos sólidos e definindo uma função de forma contínua que descreve a deformação ao longo do elemento.

2.3. Otimização Topológica

O Método de Otimização Topológica (MOT) é uma ferramenta computacional capaz de sintetizar estruturas através da distribuição de material num domínio espacial fixo, de forma a maximizar ou minimizar uma ou mais funções objetivos especificadas (como exemplos tradicionais a maximização da rigidez e a minimização da massa). O método combina algoritmos de otimização com métodos numéricos de análise, comumente empregando o Método dos Elementos Finitos (MEF). Assim, inicialmente uma região do espaço (Domínio Fixo Estendido) é discretizada em elementos finitos, de modo que o modelo de elementos finitos não seja alterado durante a otimização. A Figura 2.4 apresenta um exemplo do processo de convergência de uma solução obtida através do MOT.

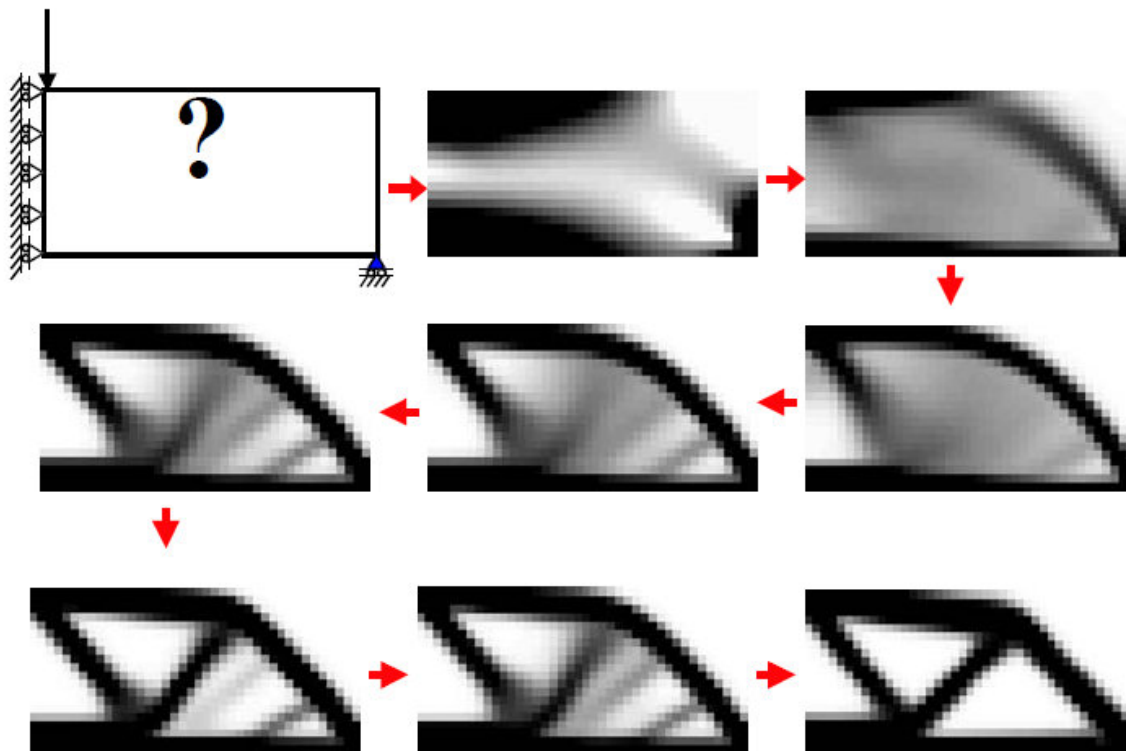


Figura 2.4 – Progressão e convergência da solução pelo método da otimização topológica.

O domínio do projeto é definido de forma que exista presença de material nos pontos de apoio da estrutura e nos pontos de aplicação de carregamentos, cabendo ao algoritmo de otimização definir, através de adição e remoção de material, as regiões do domínio sem material (vazios) e sua conectividade, com base num modelo de material definido. Um modelo de material é um modo de relaxar o problema de otimização definindo estágios intermediários na interface entre dois materiais diferentes, evitando problemas de tratamento numérico devido a mudanças bruscas de propriedades (especialmente na proximidade de vazios). O método mais simples, chamado de método das densidades, se baseia na parametrização da distribuição de densidades, de forma que cada elemento do domínio assuma valores de densidade entre 1 e 0, com 0 correspondendo a ausência de material, 1 à presença de material e valores intermediários como presença de materiais com densidade intermediária. Apesar de existirem modelos de materiais mais complexos e abordagens que se

baseiam na geometria, o método das densidades ainda é o que possui maior aplicação prática e fundamentação teórica, sendo empregado na maioria dos softwares comerciais, como o Altair OptiStruct®.

2.4. Dinâmica Multicorpos

Um sistema multicorpos constitui um conjunto de subsistemas (corpos, componentes ou subestruturas) que possuem massa e inércia, onde cada subsistema ou subcomponente pode sofrer grandes deslocamentos translacionais e rotacionais e seu movimento pode ser limitado cinematicamente.

Corpos podem ser classificados como rígidos ou flexíveis, sendo os corpos rígidos indeformáveis. Movimento de corpos rígidos podem ser completamente descritos utilizando seis coordenadas generalizadas, descrito através de um modelo matemático fortemente não-linear. Corpos flexíveis são deformáveis sendo empregadas técnicas de redução modal para a realização de simulações dinâmicas multicorpos, onde uma subestrutura com comportamento linear elástico é representada por um modelo modal de baixa ordem (Gerardin, Cardona, 2001).

A união entre os corpos ocorre por meio de juntas cinemáticas e elementos forçantes. Numa análise transiente, o sistema é submetido a forças e movimentos variantes no tempo, além das condições iniciais dos corpos e juntas.

As Equações (10) e (11) mostram as equações de movimento de um sistema, sendo \mathbf{M} a matriz de massa, \mathbf{P} o vetor de forças externas, \mathbf{q} o vetor de coordenadas generalizadas e \mathbf{v}_0 o vetor de velocidades iniciais. As restrições cinemáticas são impostas por meio de forças reativas internas.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{P}(t) \quad (10)$$

$$\dot{\mathbf{q}}(t = 0) = \mathbf{v}_0 \quad (11)$$

A análise dinâmica é realizada em sistemas onde ao menos um grau de liberdade está livre, e consiste na integração do sistema de equações diferenciais dos movimentos.

2.5. Otimização de Sistemas Multicorpos

A principal abordagem para a otimização estrutural de sistemas multicorpos é o método dos carregamentos estáticos equivalentes. O método propõe a substituição do carregamento transiente na avaliação da otimização por uma série equivalente de carregamentos estáticos definidos a partir de uma análise dinâmica. Um carregamento estático é definido como equivalente a um carregamento dinâmico num dado tempo quando produz um campo de deslocamentos idêntico ao causado pelo carregamento dinâmico (Kang, Park, 2005).

O vetor com a série de carregamentos estáticos equivalentes \mathbf{F}_{eq} para um dado corpo é definido pela Eq. (12), onde \mathbf{P} é o vetor de carregamentos externos, \mathbf{M} é a matriz de massa do corpo, \mathbf{a} é o seu vetor de acelerações, \mathbf{C} sua matriz de amortecimento e \mathbf{v} seu vetor de velocidades.

$$\mathbf{F}_{eq} = \mathbf{P} - \mathbf{M} \cdot \mathbf{a} - \mathbf{C} \cdot \mathbf{v} \quad (12)$$

A Figura 2.5 apresenta ao algoritmo seguido neste tipo de análise, onde a geometria de entrada da análise dinâmica após a primeira iteração é dada pelo resultado da otimização estrutural.

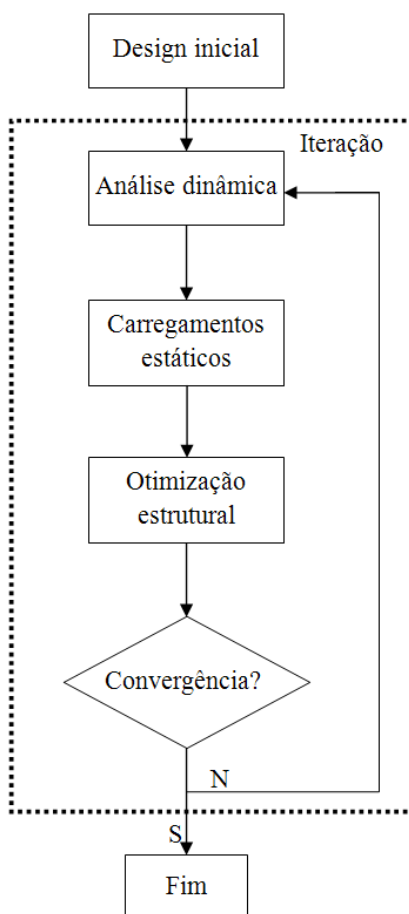


Figura 2.5 - Método dos carregamentos estáticos equivalentes.

Uma distinção deve ser realizada entre a convergência da otimização de forma (que ocorre a cada iteração do método) e a convergência do método, avaliada através da diferença entre os carregamentos estáticos equivalentes de duas iterações sucessivas, sendo referida no diagrama lógico da Fig. 2.5.

3. METODOLOGIA

O projeto compreende quatro fases distintas: caracterização do motor, determinação do carregamentos, otimização estrutural, e validação.

A fase de caracterização do motor envolve a determinação dos parâmetros relevantes através de medições físicas e avaliação de modelos CAD. A determinação dos carregamentos é realizada tanto analiticamente quanto pela simulação dinâmica do motor, com base em sua curva de pressão. Os carregamentos obtidos são aplicados em um modelo de elementos finitos do domínio de otimização. A otimização estrutural contempla a aplicação de otimização topológica nesse domínio, seguida de uma otimização de forma acoplada a uma simulação dinâmica multicorpos. A validação é realizada através de uma simulação de elementos finitos. Se o componente otimizado falhar na validação, uma nova otimização deve ser realizada.

Os softwares utilizados são apresentados na Tab. 3.1, e a Fig. 3.1 apresenta um fluxograma que ilustra a metodologia aplicada.

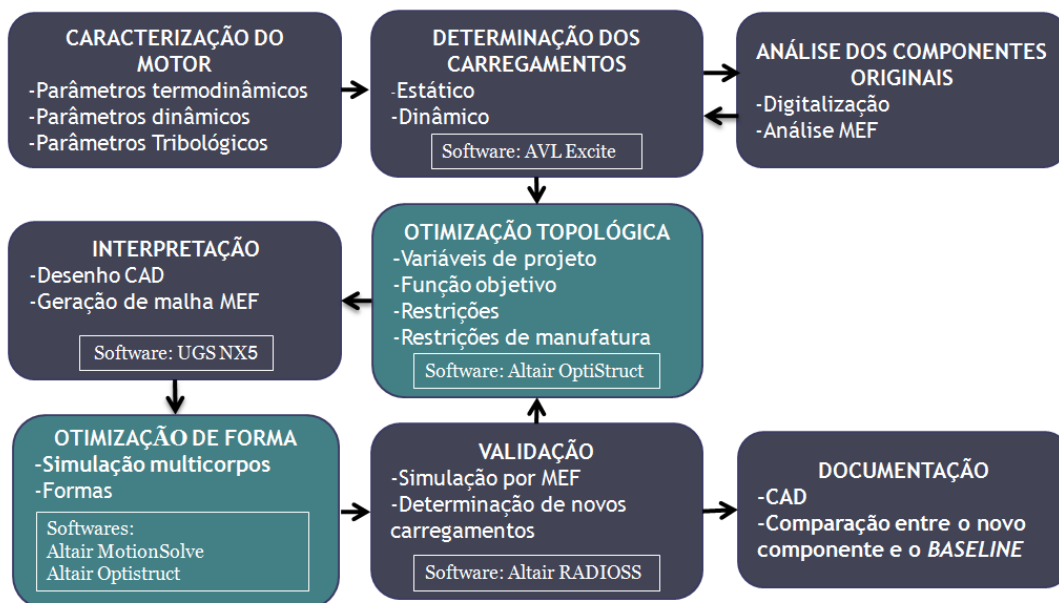


Figura 3.1 – Metodologia do projeto de virabrequim.

Tabela 3.1 – *Softwares* utilizados.

<i>Software</i>	Descrição
UGS NX5 [®]	Modelagem CAD
AVL Excite [®]	Simulação dinâmica de motores
Altair Hypermesh [®]	Pré-processador de MEF
Altair RADIOSS [®]	<i>Solver</i> de elementos finitos
Altair OptiStruct [®]	<i>Solver</i> de Otimização
Altair MotionSolve [®]	<i>Solver</i> de dinâmica multicorpos
Altair HyperView [®]	Pós-processador de MEF

3.1. Caracterização do Motor

A caracterização do motor envolve o levantamento das características geométricas e estruturais, tribológicas, térmicas e termodinâmicas e as propriedades dos materiais.

Os parâmetros geométricos, estruturais e termodinâmicos necessários para a simulação dinâmica do conjunto são resumidos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos, estruturais e termodinâmicos.

Motor	Número de Cilindros, diâmetro do cilindro, curso do pistão, taxa de compressão, folga entre cabeça do pistão e topo da câmara de combustão no PMS (Ponto Morto Superior), folga entre o pistão e a camisa, ciclo operacional (2T ou 4T) e ângulo de ignição.
Pistão	Diâmetro do pistão, perfil macroscópico do pistão (plano do centro do pino), distância entre o centro do pino e a cabeça do pistão, diâmetros interno e externo do pino, rigidez, inércia rotacional, posição do centro de massa, massa e material.
Biela	Comprimento da biela, <i>offset</i> do pino, posição do centro de massa, material e massa.
Virabrequim	Distância entre os centros dos mancais principais (munhão), diâmetro do munhão, diâmetro do moente, inércia rotacional, posição do centro de massa, massa, material, raio do contrapeso, ângulos de início e término do contrapeso e massa do contrapeso.

Os parâmetros geométricos macroscópicos são tomados por meio de medição com um paquímetro. Parâmetros geométricos mais complexos ou de dimensões diminutas, como curvaturas e raio de fillets do mancal são tomados a partir de medições realizadas no software CAD UGS NX5[®] em um modelo digitalizado do virabrequim, fornecido pela empresa Robtech[®]. Dimensões de tomada complexa, como a folga entre a cabeça do pistão e a válvula no PMS, foram realizadas com o uso de um relógio comparador em parceria com o IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas).

Um modelo CAD do virabrequim é desenvolvido com posse dos dados geométricos, e as propriedades de massa e inércia são obtidas através do software CAD UGS NX5[®] para o material selecionado.

3.2. Determinação dos Carregamentos

A simulação dinâmica do motor é realizado no software AVL Excite[®] no módulo Designer. O software utiliza parâmetros geométricos, condições de operação do motor, a curva de pressão e o torque resistivo para calcular, por meio de modelos analíticos, os carregamentos em cada componente. Nas rotações onde não se possui a curva de pressão, é possível obter um resultado aproximado através da interpolação da curva, seja linear ou ponderada pela faixa de operação do motor.

A partir destes carregamentos, o software produz uma análise dinâmica de parâmetros concentrados do virabrequim, adicionando os efeitos da vibração torsional ao carregamento e obtendo como resultados os valores máximos de tensão nas regiões onde ocorrem concentrações de tensão (*fillets*). Os *fillets* são suavizações da transição entre a superfícies do contrapeso e a superfície do munhão ou do moente. O virabrequim estudado, por possuir moente engastado, possui somente *fillets* dos lados do munhão. A Figura 3.2 apresenta uma geometria típica de *fillet* do munhão do virabrequim.

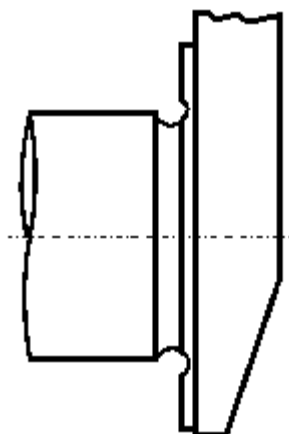


Figura 3.2 – Geometria típica de *fillet* do munhão.

São aplicados num modelos de elementos finitos os carregamentos correspondentes às forças aplicadas no moente nas condições de máxima compressão e máxima tração, combinado ao máximo torque exercido no moente.

O carregamento devido à pré-tensão exercida pelo engaste é calculado analiticamente através da Eq. (9) em todos os modelos em que é aplicado.

O modelo do motor é construído no software AVL Excite[®], contemplando toda a árvore de potência. A Figura 3.3 mostra o modelo construído. Nele, são inseridas as propriedades de cada entidade (biela, pistão, pino, mancais, propriedades do virabrequim detalhadas na extensão Shaft Modeler[®]) e as propriedades globais de operação.

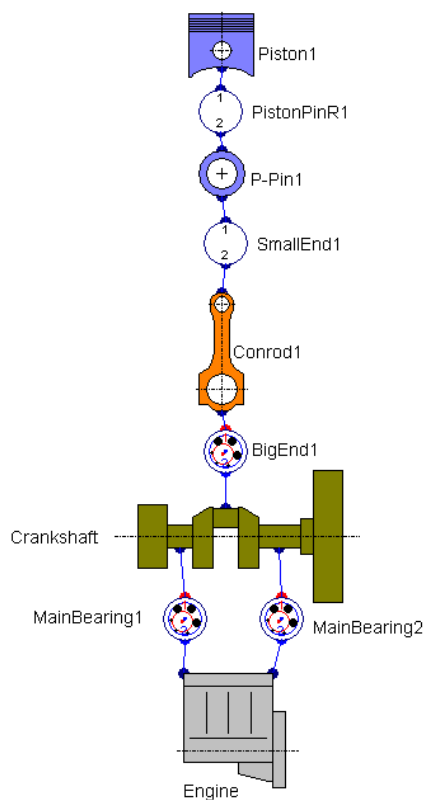


Figura 3.3 – Modelo do motor no software AVL Excite[®].

O virabrequim é decomposto em seus subcomponentes (segmentos de eixo, contrapesos, moente, munhões e volante) no módulo Shaft Modeler[®], sendo cada elemento definido de maneira independente. A Figura 3.4 apresenta o modelo do virabrequim desenvolvido no Shaft Modeler[®].

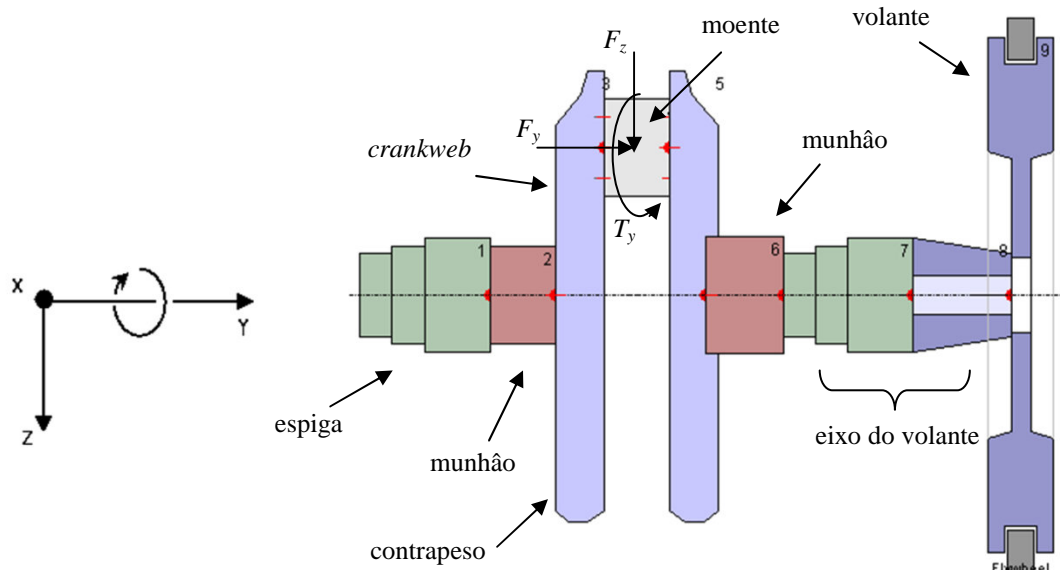


Figura 3.4 – Modelo do virabrequim.

Definida a geometria, as propriedades do material dos componentes e as propriedades de operação do motor, são calculados os carregamentos nos componentes do motor, nas rotações de 4000, 5000, 5250, 6000, 7000 e 8000 rpm. As Figuras 3.5 a 3.7 apresentam os carregamentos atuando no moente do virabrequim no sistema de coordenadas cartesiano (não solidário ao virabrequim) apresentado na Fig. 3.4.

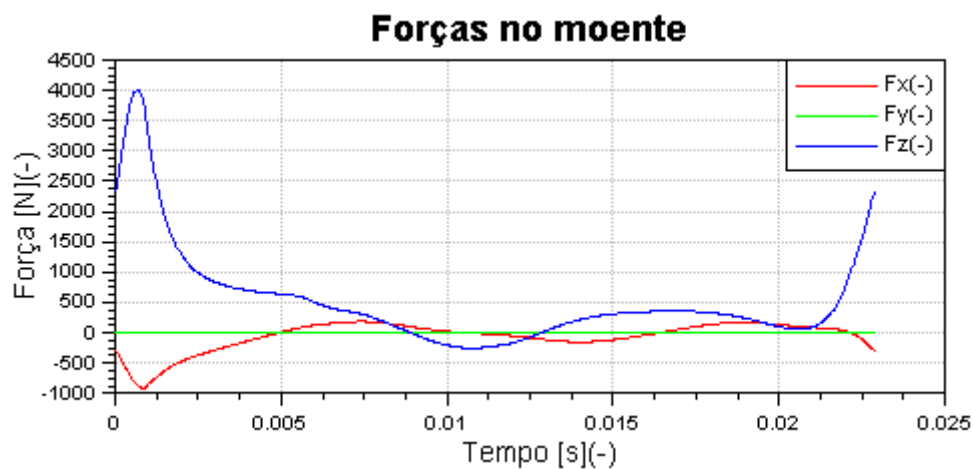


Figura 3.5 – Forças atuando no moente.

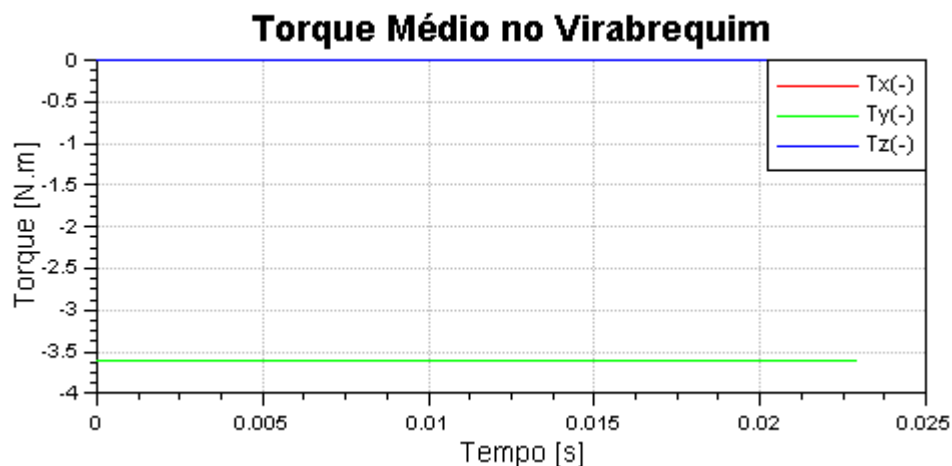


Figura 3.6 – Torque médio aplicado no moente.

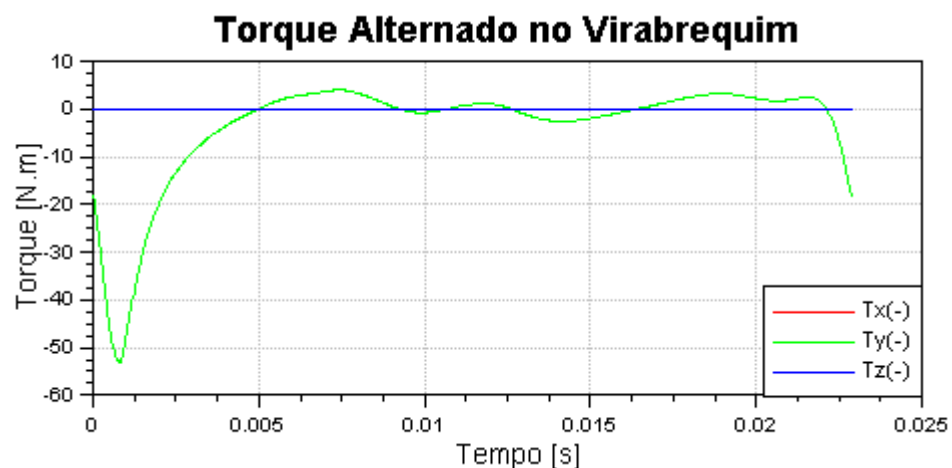


Figura 3.7 – Torque alternado aplicado no moente.

A Figura 3.8 apresenta os valores, na faixa de velocidade de operação, do máximo valor da tensão equivalente de von Mises na *fillet* do munhão resultante da simulação dinâmica do motor original na operação com gasolina. Dele, é possível perceber que o valor máximo de tensão é próximo de 330 MPa, o que indica um coeficiente de segurança estático próximo de 1,6, valor típico utilizado em componentes de motores de combustão interna. O critério de tensão máxima de projeto é definido como 330 MPa com base neste resultado.

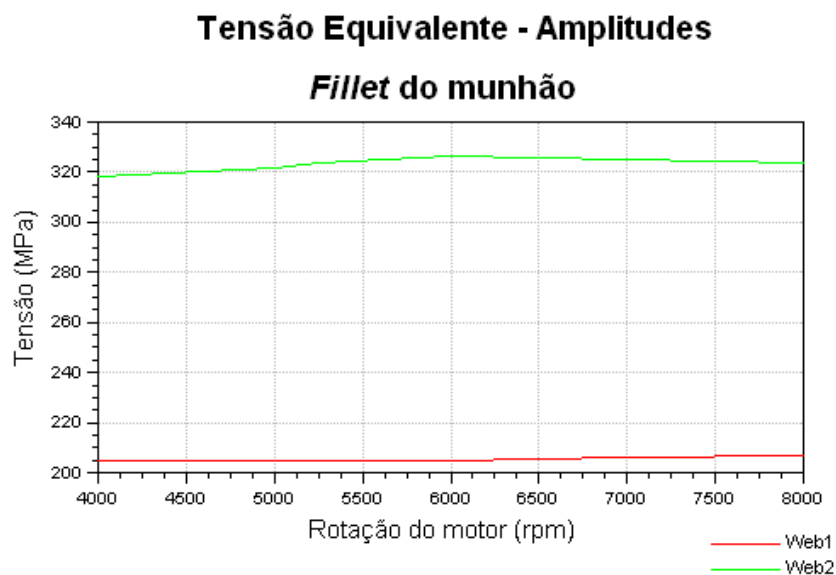


Figura 3.8 – Tensões máximas equivalentes no *fillet* do munhão.

O módulo utilizado do software não possui suporte para virabrequins com moente engastado e considera o virabrequim como um sólido único, exigindo a definição da geometria de um *fillet* inexistente entre o moente e o contrapeso. A adoção de valores muito pequenos para o diâmetro desse *fillet* (aproximação para sua não existência) introduz uma forte concentração de tensão, inexistente no virabrequim real. Esse efeito é percebido na Fig. 3.9, onde a tensão máxima supera por grande margem a tensão de escoamento do material.

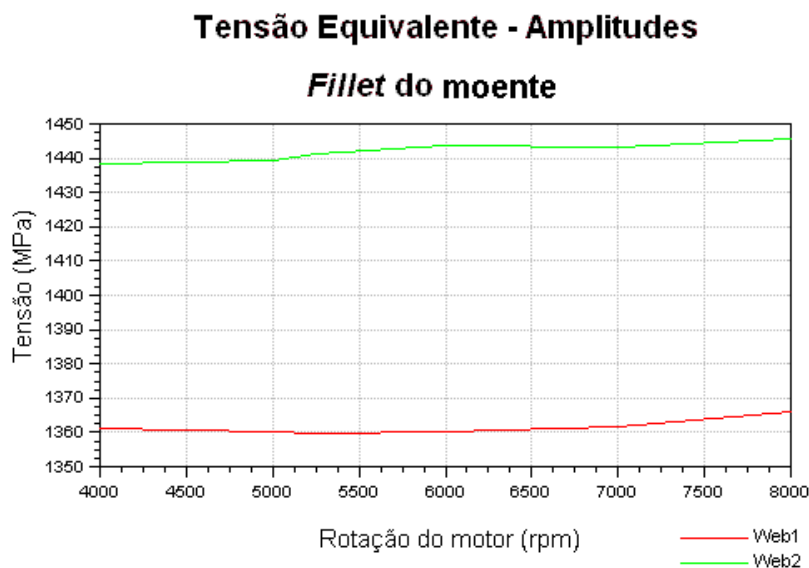


Figura 3.9 – Tensões máximas equivalentes no *fillet* do moente.

3.3. Otimização do Virabrequim

Duas abordagens distintas são conduzidas com otimização topológica. A primeira consiste na minimização do volume do virabrequim atendendo uma restrição de máxima tensão de von Mises. O valor limite de tensão considerado foi o limite de escoamento do material, considerando um coeficiente de segurança estático de 1,6. A segunda abordagem consiste na maximização da rigidez do virabrequim atendendo uma restrição de fração mínima do volume inicial, sendo o valor desta fração definido com base nos resultados da minimização do volume.

Para diminuir o processamento requerido, o modelo de elementos finitos contempla somente metade do virabrequim, uma vez que este é simétrico em relação ao plano transversal mediano do moente, como mostrado na Fig 3.10.

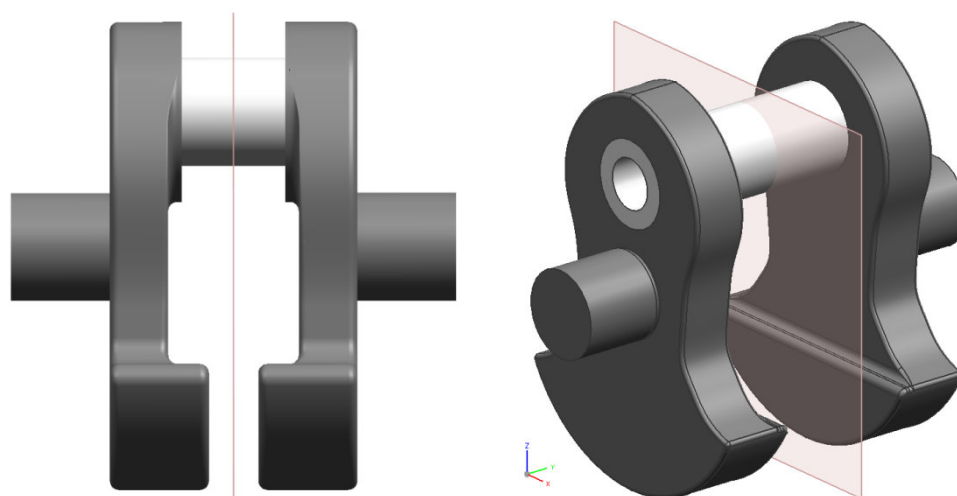


Figura 3.10 – Plano de simetria do virabrequim.

O domínio de otimização compreende uma região do contrapeso, delimitada de forma a não causar interferência com o bloco do motor ou a saia do pistão, tornando o resultado da otimização substituível pelo componente original. O virabrequim original possui uma folga mínima de 1,5 mm entre a saia do pistão e o contrapeso no PMS (Ponto Morto Superior), valor que é mantido no virabrequim otimizado. São considerados dois domínios de otimização distintos: o primeiro (A) refere-se ao conceito original do virabrequim composto de três componentes, onde o volume ocupado pelo pino no contrapeso não pertence ao domínio de otimização, sendo substituído por condições de contorno apropriadas; o segundo (B) contempla a condição em que o virabrequim é um componente único, onde somente o volume do moente exterior ao contrapeso não pertence ao domínio de otimização. Ambos os domínios são apresentados na Fig. 3.11.

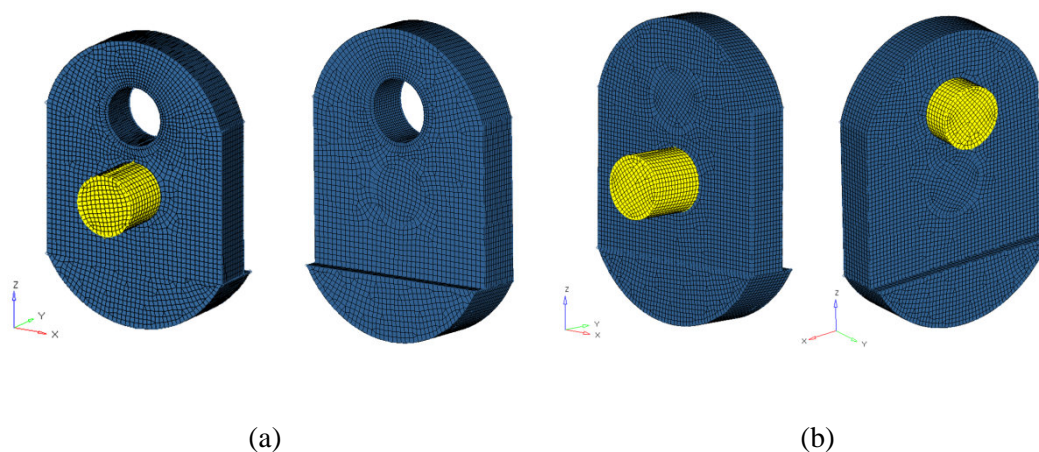


Figura 3.11 – Domínios de otimização A (a) e B (b).

Para não alterar o balanceamento do motor, em ambos os casos são impostas restrições para a manutenção da posição do centro de gravidade e da inércia de rotação em torno do eixo do virabrequim. A posição do centro de gravidade é controlada por meio do uso de uma restrição de posição vertical (z) do centro de gravidade (manutenção da coordenada do virabrequim original) e uma restrição de simetria em torno do plano yz . Em cada domínio (A e B) são considerados duas formulações para o problema de otimização topológica: minimização da massa e minimização da flexibilidade. Para cada formulação são considerados dois casos, considerando a ausência ou presença de restrições de manufatura de desmoldagem. Descrevendo os oito casos:

- Caso A1: - Função objetivo: **minimização do volume**.
 - Restrições: **máxima tensão de von Mises**, inércia de rotação constante, posição do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz).
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **A**.
- Caso A2: - Função objetivo: **minimização do volume**.
 - Restrições: **máxima tensão de von Mises**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz), **desmoldagem longitudinal** (y).
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **A**.
- Caso A3: - Função objetivo: **minimização da flexibilidade**.
 - Restrições: **fração volumétrica máxima**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz)
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **A**.

- Caso A4:
- Função objetivo: **minimização da flexibilidade.**
 - Restrições: **fração volumétrica máxima**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz), **desmoldagem longitudinal (y).**
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **A.**
- Caso B1:
- Função objetivo: **minimização do volume.**
 - Restrições: **máxima tensão de von Mises**, inércia de rotação constante, posição do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz).
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **B.**
- Caso B2:
- Função objetivo: **minimização do volume.**
 - Restrições: **máxima tensão de von Mises**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz), **desmoldagem longitudinal (y).**
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **B.**
- Caso B3:
- Função objetivo: **minimização da flexibilidade.**
 - Restrições: **fração volumétrica máxima**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz)
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **B.**

- Caso B4:
- Função objetivo: **minimização da flexibilidade.**
 - Restrições: **fração volumétrica máxima**, inércia de rotação constante, posição vertical (z) do centro de gravidade constante.
 - Restrições de manufatura: simetria (yz), **desmoldagem longitudinal (y).**
 - Variável de projeto: densidade dos elementos.
 - Domínio de otimização: **B.**

Os casos 1 correspondem à minimização do volume em seus respectivos domínio de otimização (A ou B). Os casos 2 também correspondem à minimização do volume, com a adição de restrição de manufatura de desmoldagem com molde dividido direção dependente do domínio (longitudinal no domínio A e transversal no domínio B), relativa ao processo de forjamento do virabrequim. De maneira análoga, os casos 3 e 4 referem-se aos casos de minimização de flexibilidade, apresentando restrição de manufatura de desmoldagem nos casos 4. A restrição de máxima fração de volume dos casos 3 e 4 se baseiam no volume do resultado dos casos 1 e 2 (minimização do volume). A figura 3.12 apresenta as direções de desmoldagem nos dois domínios.

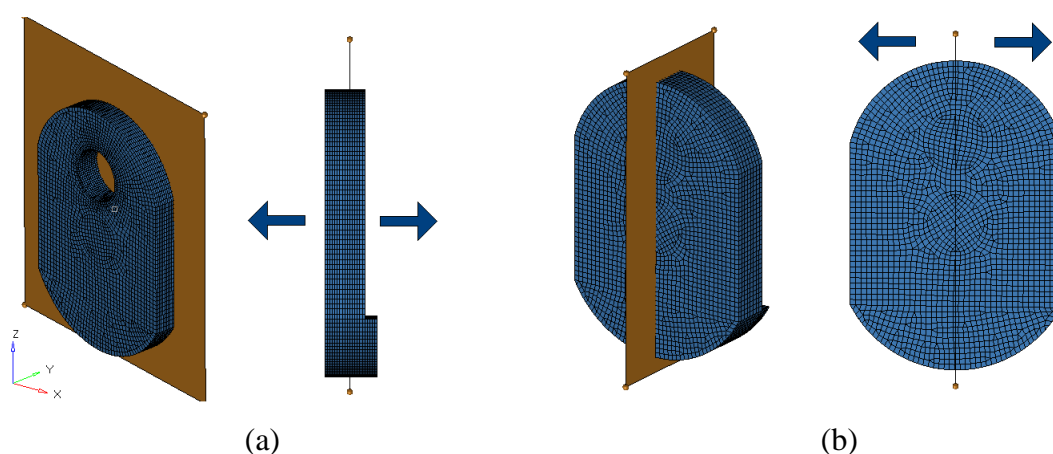


Figura 3.12 – Direções de desmoldagem nos domínios A (a) e B (b).

3.4. Modelo de Elementos Finitos do Domínio de Projeto

O modelo de elementos finitos consiste de um único contrapeso discretizado numa malha de elementos hexaédricos de 9 nós (HEXA). A malha do domínio A possui 40.025 elementos e a malha do domínio B possui 21.264 elementos. A geração da malha é realizada por meio da função de mapeamento do sólido (*solid map*) com controle do tamanho de elemento (0,5 mm) e adequação do número de nós nas superfícies onde ocorrem a aplicação de condições de contorno. A Figura 3.11 apresenta a malha gerada nos dois domínios.

A definição das propriedades e parâmetros do sólido, das condições de controle e da simulação são definidas no software Altair Hypermesh[®] em cartões (*CARDS*), definidos para todas as entidades.

O material selecionado para o virabrequim foi o aço SAE 4340, uma vez que ligas de aço tradicionalmente usadas em virabrequins não são encontradas no mercado de varejo, o que inviabilizaria a construção de protótipos. O material é definido como linear isotrópico (*CARD MAT1 ISOTROPIC*). As propriedades do aço SAE 4340 estão listadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Propriedades do aço SAE 4340.

Tensão de escoamento (MPa)	470
Módulo de Young (GPa)	205
Coefficiente de Poisson	0,3
Densidade (kg/m ³)	7850

O software organiza as propriedades dos elementos (tipo de elemento, material) em um cartão de propriedades (*CARD Property*). As propriedades do domínio de otimização e da região fora do domínio (*não-design*) são definidas de maneira independente, ambas como sólidos volumétricos (*CARD PSOLID 3D*) associados ao material definido no cartão de material do aço SAE 4340.

Dois casos de carregamentos são considerados: um caso de compressão e outro de tração. O primeiro compreende a força centrípeta da rotação do virabrequim (avaliada a 8000 rpm, rotação máxima), o torque transmitido ao moente e a compressão causada pela combinação da inércia translacional do pistão e a força do

gás. O segundo compreende a força centrípeta da rotação do virabrequim (avaliada a 8000 rpm, rotação máxima), o torque transmitido ao moente e a compressão causada pela inércia translacional do pistão. Os valores de carregamento utilizados são apresentados na Tab. 3.4.

Tabela 3.4 – Carregamentos.

Carregamento	F_R (N)	F_T (N)	Torque (Nm)	ψ (°)
Compressão	-4050	630	30	9
Tração	905	-470	30	28

Os casos de carregamento considerados são apresentados na Fig. 3.13.

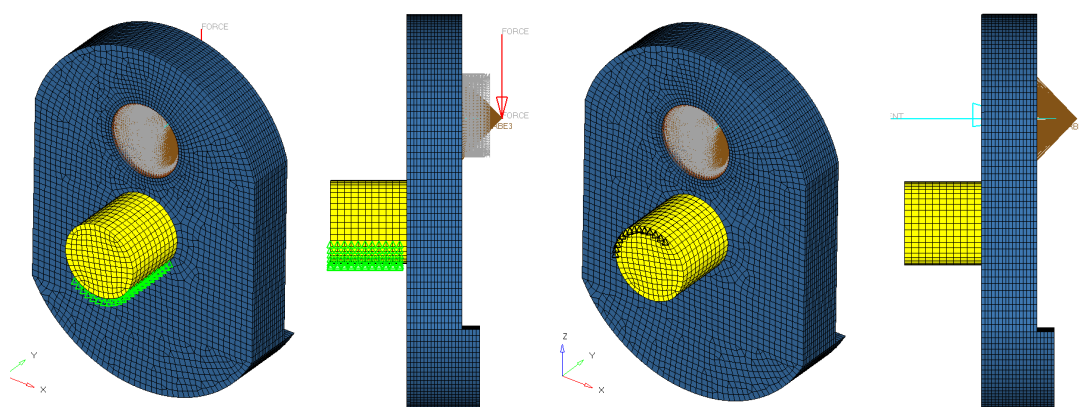


Figura 3.13 – Casos de carregamento (a) compressão e (b) tração.

As forças de compressão e tração são modeladas como forças constantes ortogonais, de flexão e tração/compressão, aplicadas em um nó no centro do moente. O torque também é aplicado em um nó na mesma posição. No domínio A, é aplicada também uma pressão uniforme de 60 MPa na superfície interna do furo do contrapeso (Fig. 3.14), referente à pré-tensão causada pelo ajuste forçado.

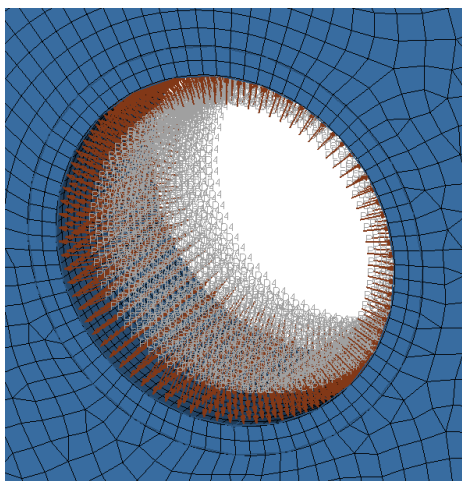


Figura 3.14 – Pressão devida ao ajuste forçado.

As forças, o torque e a pressão são definidos em *loadcollectors* independentes sem *CARD* definido. A força centrípeta é definida através do *CARD RFORCE* com a definição do vetor de rotação e o número de rotações por segundo (133, correspondente a 8000 rpm). Os carregamentos de cada caso de carregamento (forças de compressão ou tração, torque, força centrífuga e pressão) são combinados com pesos iguais em um *loadcollector* com *CARD LOAD*.

A união dos nós onde os carregamentos são aplicados com o virabrequim diferem nos dois domínios considerados. No domínio A e nos componentes exportados do CAD (virabrequim original e modelo para validação), o nó é unido por elementos rígidos *rbe3* (capazes de transmitir momentos) diretamente à superfície interna do furo do contrapeso (região do *crankweb*), em toda a superfície no caso do torque e numa região de 120° no caso das forças, com inclinação dada de acordo com a direção do carregamento, situação apresentada na Fig. 3.14. O elemento *rbe3* possui um nó de origem com posição dependente (não se desloca), onde os carregamentos são aplicados, e nós nas outras extremidades do elemento independentes (podem se deslocar de maneira independente do nó central e dos outros nós periféricos), para onde os carregamentos são transmitidos.

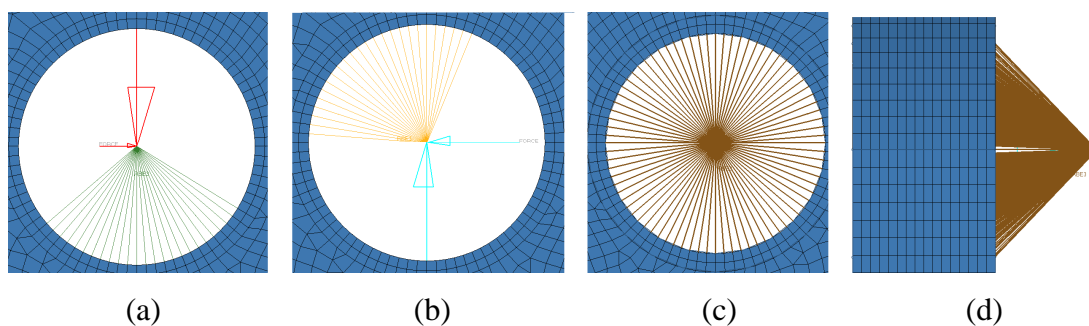


Figura 3.15 – Aplicação dos carregamentos no domínio A: tração (a), compressão (b), torque (c) e posição do nó (d).

No domínio B, a união é realizada do mesmo modo (elementos rbe3), mas a união ocorre com os nós na superfície externa do moente, conforme a Fig. 3.16

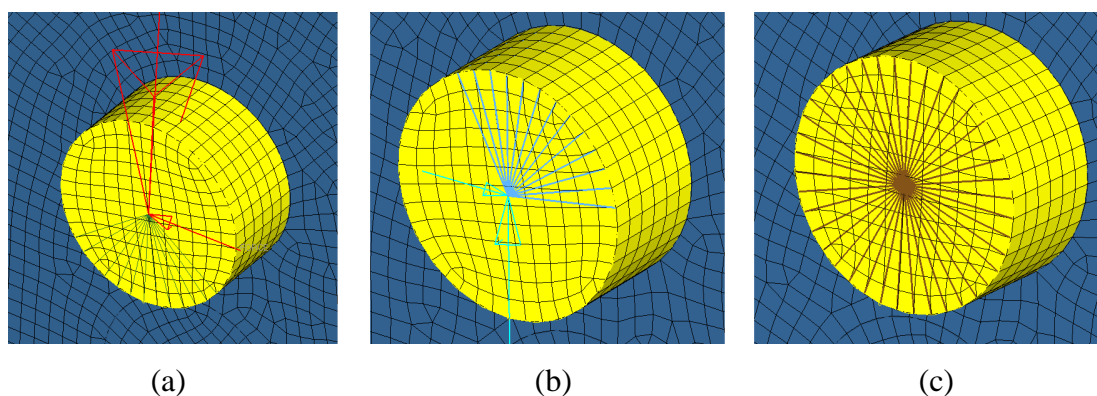


Figura 3.16 – Aplicação dos carregamentos no domínio B: tração (a), compressão (b) e torque (c).

As condições de contorno referentes ao apoio do munhão são idênticas nos dois domínios, modeladas por meio de restrição ao movimento nos seis graus de liberdade (*SPC*) numa região de 120° na direção oposta à direção da força aplicada no moente. A Figura 3.17 apresenta as condições de contorno para os dois casos de carregamento.

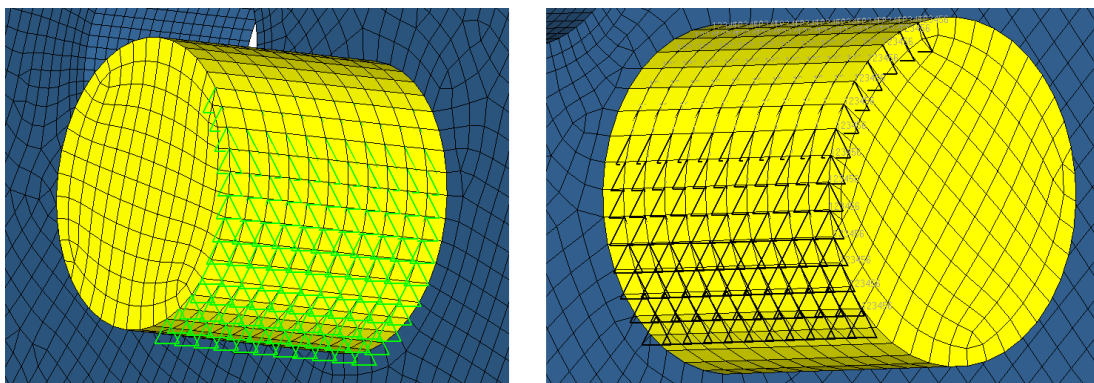


Figura 3.17 – Condições de contorno nos casos de compressão (a) e tração (b).

O domínio B necessita da definição de restrições adicionais referentes à condição de simetria, impedindo que os nós na superfície da seção transversal do moente transladem em direção normal ao plano de simetria e permitindo rotações somente em torno da normal deste plano. A Figura 3.18 apresenta uma representação destas restrições.

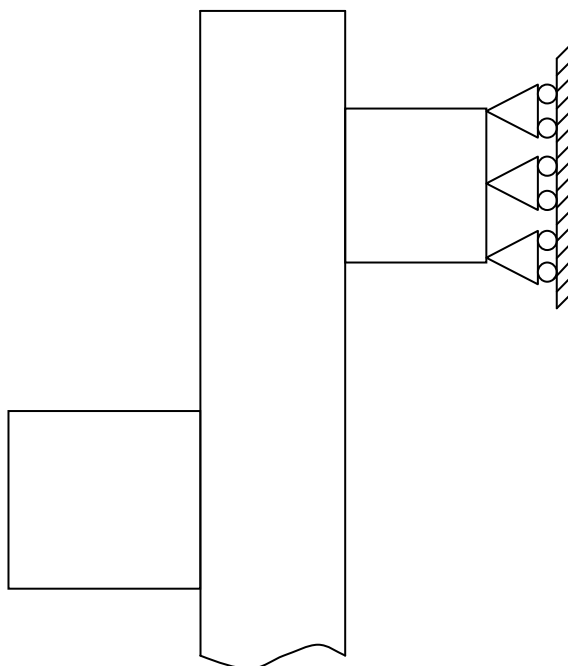


Figura 3.18 – Condição de simetria.

São definidos dois casos de carregamento (*loadsteps*) de análise linear-estática: compressão e tração, definindo os respectivos *loadcollectors* de carregamento (*loadcollector com cartão LOAD*) e restrições (*SPC*).

3.5. Montagem do Problema de Otimização

Após a finalização da montagem do modelo de elementos finitos, a montagem do problema de otimização ocorre através da definição da variável de projeto, respostas, restrições, objetivos e parâmetros de controle adicional. A variável de projeto é definida como a propriedade associada ao domínio e suas características globais são definidos (planos de simetria – *pattern grouping* –, direção de desmoldagem – *draw split* – e restrições de máxima tensão de von Mises) de acordo com o caso tratado.

Como respostas, são definidas as respostas de interesse em cada caso: volume, fração de volume (*volfrac*), inércia de rotação (*Iyy total*), posição vertical do centro de gravidade (*cog z*) e flexibilidade ponderada (*wcomp*) associada a ambos os casos de carregamento com pesos iguais.

As restrições de manutenção do centro de gravidade e inércia de rotação (definição dos limites superior – *upper bound* – e inferior – *lower bound* – da resposta) são definidas permitindo uma variação de até 15% em relação ao valor do original, relaxando o problema. Nos casos 3 e 4, inclui-se uma restrição de limite superior da fração de volume. O objetivo é definido como a minimização da resposta desejada (volume ou flexibilidade ponderada).

Para facilitar o pós-processamento do componente e garantir o atendimento do critério de manutenção da inércia rotacional e posição do centro de gravidade no resultado do pós-processamento, é adicionado um parâmetro de penalização para controle de escala de cinza, diminuindo o volume de material com densidades intermediárias. Esse parâmetro é definido através do *CARD DOPT PRM*, igualando a três (componente sólido) o parâmetro *DISCRETE*.

3.6. Procedimento de Validação

A validação do resultado da otimização consiste na verificação através de uma análise de elementos finitos da adequação do resultado (pós-processamento) da otimização às condições impostas pela operação.

O procedimento seguido no pós-processamento é descrito na Fig. 3.19. A geometria do resultado pós-processado no software Altair HyperView[®] considerando elementos com densidade superior a 0,3 é exportada como um STL. Importa-se o STL no software CAD UGS NX5[®], e são extraídas seções do corpo, processo apresentado na Fig. 3.20. Com base nestas seções, um novo sólido é modelado realizando o *defeaturing* do componente.

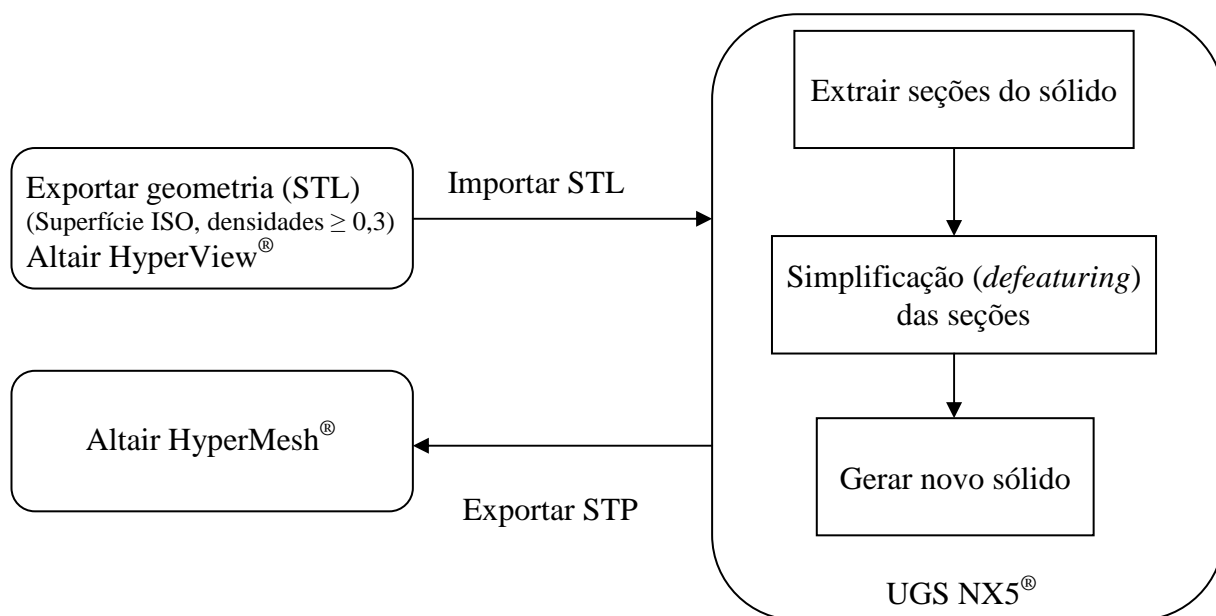


Figura 3.19 – Procedimento seguido no pós-processamento.



Figura 3.20 – Extração de seções do STL gerado do resultado da otimização.

3.7. Modelo de Dinâmica Multicorpos

A simulação dinâmica multicorpos do sistema é utilizada para fornecer os carregamentos para uma otimização de forma. São utilizadas as geometrias dos componentes otimizados da árvore de potência, sendo o pistão tratado como corpo rígido e a biela e o virabrequim como corpos flexíveis. Os mancais, olhais e o cilindro do motor são modelados como juntas cinemáticas simples (juntas cilíndricas, de revolução e de translação) unidas aos corpos através de elementos rígidos. Os carregamentos utilizados são uma força, relativa à curva de pressão da Fig. 1.4 e a curva de torque resistivo, obtida por Santos e Silva (2009) e apresentada na Fig. 3.21. A simulação considerou um ciclo de operação do motor (aproximadamente 0,026 segundos).

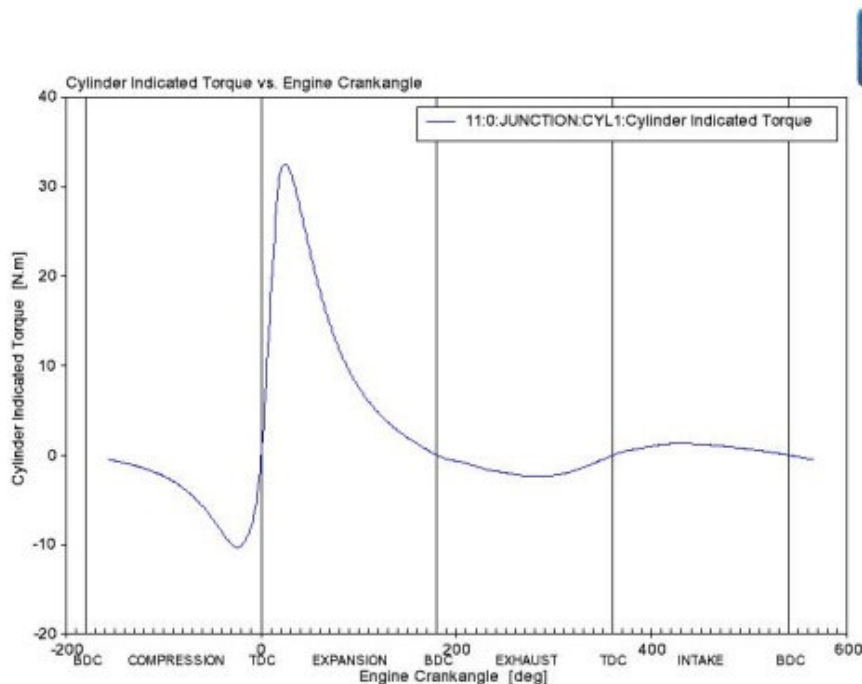


Figura 3.21 – Curva de torque resistivo.

O modelo multicorpos faz uso dos componentes pós-processados do resultado da otimização topológica. Uma vez que no modelo multicorpos é utilizado o virabrequim inteiro, o resultado pós-processado do virabrequim passa por edições geométricas no software Altair Hypermesh[®] (duplicação em torno do plano de simetria e a extensão dos eixos do volante e da espiga). A biela é resultado do trabalho de Toledo e Silva (2009) e o pistão provém do trabalho de Santos e Silva (2009).

Após a definição das geometrias, são estabelecidos dois cartões de material, um único aço SAE 4340 (propriedades na Tab. 3.3) para a biela e para o virabrequim e um cartão de alumínio para o pistão, com propriedades na Tab. 3.5. Os cartões de propriedade são definidos de maneira independente para cada componente, sendo todos sólidos tridimensionais, relacionados aos respectivos materiais (*CARD PSOLID 3D*).

Tabela 3.5 - Propriedades do alumínio.

Módulo de Young (GPa)	79
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de escoamento (MPa)	315

A geração da malha do virabrequim é realizada utilizando tamanhos variáveis de elementos, de modo a atingir uma discretização na região do *fillet* do munhão que não introduza concentrações de tensão sem que o número de elementos do modelo se torne excessivo. Adota-se portanto elementos tetraédricos de 10 nós (TETRA), utilizando tamanhos de elementos distintos ao longo do componente. Nas regiões dos *fillets*, é utilizado um tamanho médio dos elementos de 0,2 mm (raio do *fillet*), nos munhões e contrapesos 0,4 mm (limitando a deformação da malha nas regiões próximas aos *fillet*), seguidos de um segmento de eixo com tamanho médio dos elementos igual a 0,8 mm (segmento entre munhão e cone do volante no lado do volante e entre o munhão e o mancal no lado da espiga) e tamanho médio dos elementos igual a 1 mm nas demais regiões.

A malha gerada no virabrequim possui 552.872 elementos. A malha dos outros componentes (biela e pistão) também é composta de elementos tetraédricos de 10 nós (TETRA) e somadas possuem 590.538 elementos. Dessa forma, o modelo multicorpos possui 1.143.410 elementos.

Após a geração da malha, são definidos os elementos rígidos que unem os componentes às juntas. Para isso, são definidos dois nós sobrepostos nos locais das juntas (centro dos mancais do virabrequim e dos olhais da biela) e gerados elementos rígidos rbe2 unindo um dos nós criados aos nós da superfície do componente. Nos olhais da biela, cada nó é unido a um componente (biela e pistão no olhal menor, biela e virabrequim no olhal maior), nos nós dos mancais, somente um dos nós é unido ao virabrequim. São definidas juntas de revolução unindo os nós sobrepostos dos olhais da biela e do munhão do eixo do volante, e juntas cilíndricas unindo os nós sobrepostos do munhão da espiga e do mancal de apoio da espiga. A Figura 3.22 apresenta a união entre biela e virabrequim (junta do olhal maior). A translação do pistão no cilindro é modelada através de uma junta de translação, que une um nó do pistão (qualquer) com um nó sobreposto criado no local.

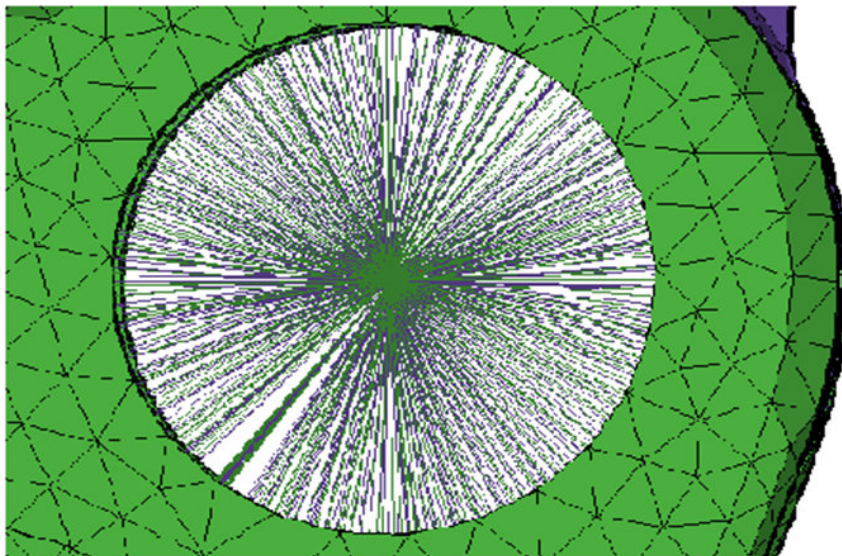


Figura 3.22 - União entre virabrequim e biela (junta do olhal maior).

A massa do moente é modelada como oito massas concentradas (*CARD CONM2*), distribuídas em oito nós, quatro ao redor de cada furo do contrapeso do virabrequim, sendo a mesma modelagem aplicada ao pino do pistão (concentrada no pistão). Uma abordagem semelhante é aplicada na modelagem do volante, concentrando a massa em dois nós diametralmente opostos, mas com a adição de momento de inércia (com o mesmo cartão *CONM2*) em torno do eixo de rotação.

Após a definição das juntas, são definidos os corpos do modelo multicorpos. A biela e o virabrequim são definidos como corpos flexíveis (*CARD PFBODY*) e o pistão como corpo rígido (*CARD PRBODY*). A cada corpo é associado seu respectivo cartão de propriedades e os elementos rígidos pertencentes ao corpo (rígidos que unem o nó da junta ao corpo). Também são definidos os corpos fixos (*CARD GROUND*), sendo definido um para cada junta do virabrequim e um para a junta de translação do pistão. São impostas condições de contorno para os nós dos referenciais fixos (*grounds*), sendo impedidos deslocamentos em todos os graus de liberdade.

A aplicação do carregamento ocorre por meio da aplicação de uma força em um nó da cabeça do pistão (relativa à pressão de combustão), definida como uma curva (*CARD MBFRCC*) e uma direção de aplicação (eixo do cilindro, z), e um momento (relativo ao torque resistivo) em um nó no centro da ponta de eixo (unido

por rígidos rbe2 à superfície do virabrequim na região ocupada pela polia de transmissão), definido como uma curva (*CARD MBMNTC*) e uma direção (direção de rotação, y). Os dois carregamentos são combinados no cartão *MLOAD*.

O tempo de duração da simulação (0,026 segundos) e o número de divisões desse período considerada (360 divisões - intervalos de aproximadamente 2 graus de ângulo do virabrequim) são definidos no cartão *MBSIM*. A condição inicial é descrita como uma velocidade de rotação de 471 rad/s, através do cartão *INVELB*. As unidades da análise (kg-N-s) são definidas no cartão *DTI_UNITS*. Opções adicionais de simulação utilizadas são definidas nos cartões *MBFORCE* (*OPTION ALL*) e *VELOCITY* (*FORMAT H3D e OPTION ALL*). A Figura 3.23 apresenta o modelo multicorpos completo.

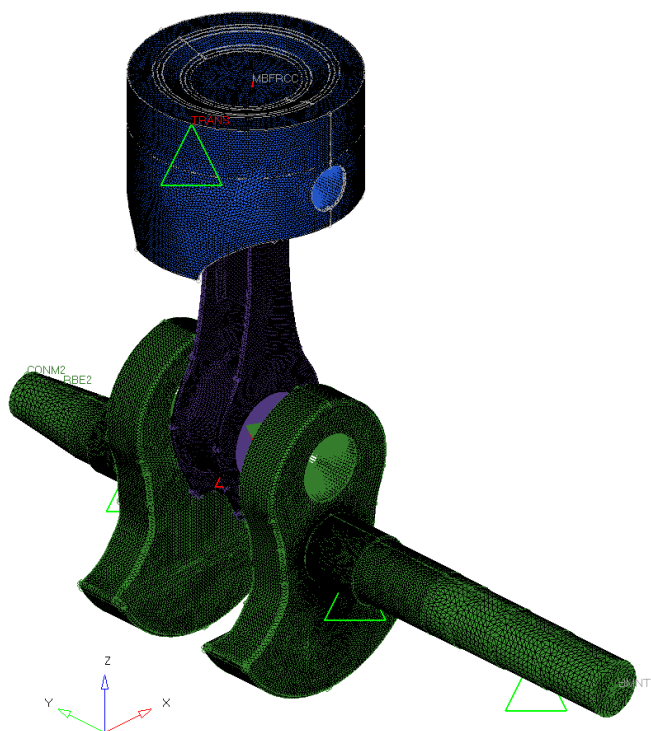


Figura 3.23 - Modelo da simulação multicorpos.

3.8. Otimização de Forma

A otimização de forma busca diminuir as concentrações de tensão nos *fillets* dos munhões, utilizando o método dos carregamentos estáticos equivalentes para obter casos de carregamento estáticos dos resultados da simulação dinâmica transiente.

O problema possui uma formulação "minmax", onde o objetivo é a minimização do maior valor de uma dada resposta de referência, no caso a tensão equivalente de von Mises nos elementos da superfície do virabrequim na região do *fillet*.

A abordagem utilizada na otimização de forma é a *freeshape*, onde as variáveis de projeto são definidas como a posição dos nós que podem ser deslocados (somente em direção normal à superfície) durante a otimização e seus limites de deslocamento. A vantagem em relação ao método convencional (onde as variáveis de projeto são definidas como configurações – formas – deformadas da estrutura e o resultado é dado como uma combinação linear destas configurações) é a possibilidade de atingir soluções que não seriam encontradas no caso de uma definição de formas deficiente, embora apresente a vantagem de restringir o deslocamento dos nós a uma única direção.

Dessa forma, o problema de otimização é montado com as variáveis de projeto (*CARD DSHAPE*) dadas pelos nós na superfície do virabrequim na região do *fillet* com deslocamento máximo admissível de 0,1 mm. A resposta (*CARD DRESPI*) é dada pela tensão de von Mises nos elementos da superfície do virabrequim na região do *fillet*, a referência do objetivo (*CARD DOBJREF*) é dada como um valor unitário da resposta e o objetivo (*CARD DESOBJ*) como a minimização do valor máximo da referência do objetivo.

São definidas também restrições ao movimento nos seis graus de liberdade nos nós das juntas dos olhais da biela, de modo a impedir movimento de corpo rígido dos corpos flexíveis (biela e virabrequim) durante a análise estática da otimização de forma. A Figura 3.25 apresenta o modelo com as restrições de deslocamento para a análise estática.

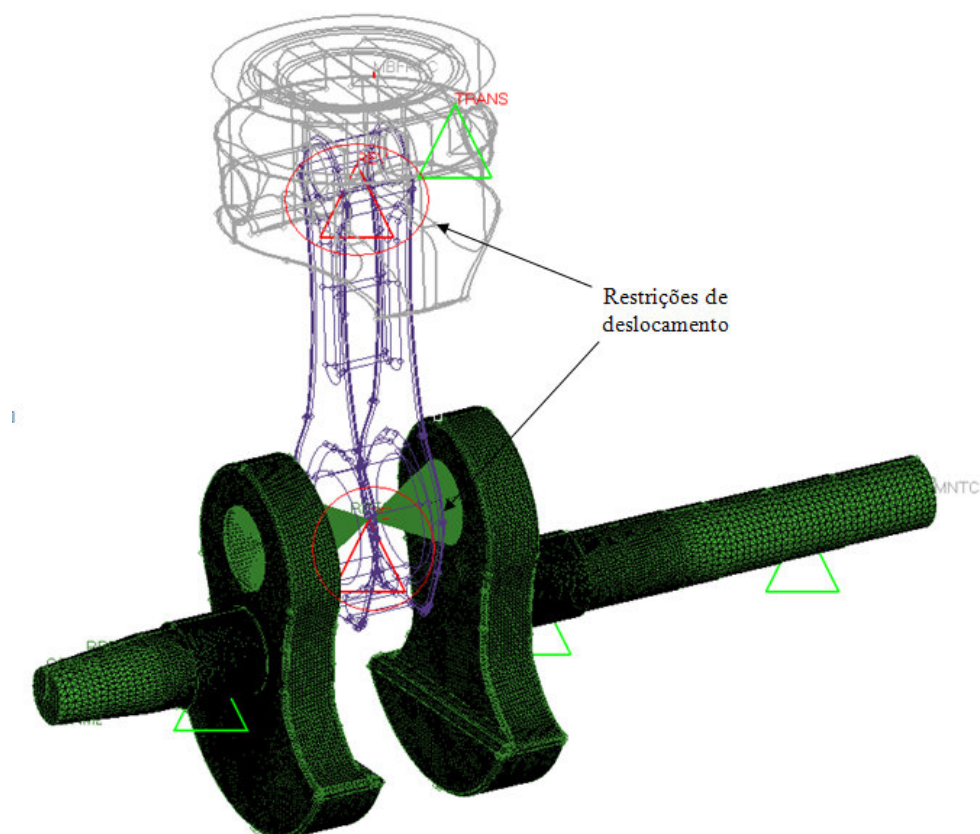


Figura 3.25 – Restrições de deslocamento para análise estática durante otimização de forma.

3.9. Análise Modal

O resultado da otimização é submetido a uma análise modal para a determinação das frequências naturais de vibração e seus respectivos modos de vibrar, visando avaliar a existência de ressonância na rotação de operação do motor. Apesar do MOT permitir o ajuste das frequências naturais do componente, este trabalho busca somente avaliar o resultado da otimização, não inserindo a vibração do componente na formulação do problema de otimização.

A análise modal foi conduzida com o software Altair RADIOSS[®], sendo descartados os modos com frequência inferior a 10 Hz (zeros numéricos) e considerando os vinte modos seguintes. A análise é conduzida considerando a

condição não forçada e sem considerar os efeitos do contato entre o moente e o contrapeso ou o amortecimento devido ao atrito entre os anéis do pistão e o cilindro.

4. RESULTADOS

4.1. Otimização Topológica

A Tabela 4.1 apresenta uma comparação dos resultados dos da otimização topológica e os parâmetros utilizados na otimização.

Tabela 4.1 – Comparação dos resultados.

Caso	Objetivo	Restrição	Massa	Redução da massa ⁽¹⁾	Tensão Max (MPa)	Deslocamento (mm)
A1	Min Vol	Tensão < 330MPa	167,8g	4,7%	331	0,39
A2	Min Vol	Tensão < 330MPa	168,0g	4,5%	337	0,14
A3	Min Flex	Vol frac < 0,61	167,9g	4,6%	342	0,14
A4	Min Flex	Vol frac < 0,61	167,9g	4,6%	328	0,41
B1	Min Vol	Tensão < 330MPa	138,9g	21,1%	618	0,06
B2	Min Vol	Tensão < 330MPa	-	-	-	-
B3	Min Flex	Vol frac < 0,61	172,0g	2,3%	258	0,13
B4	Min Flex	Vol frac < 0,61	172,0g	2,3%	214	0,13
Interpretação	-	-	174,7	0,7%	428	0,04

⁽¹⁾: em relação à massa do virabrequim original de 176g.

A Figura 4.1 apresenta o resultado da otimização do caso A1, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. É possível perceber que a otimização recupera uma geometria próxima do componente original, e há presença de material ao redor do moente, decorrência da aplicação da pressão de contato.

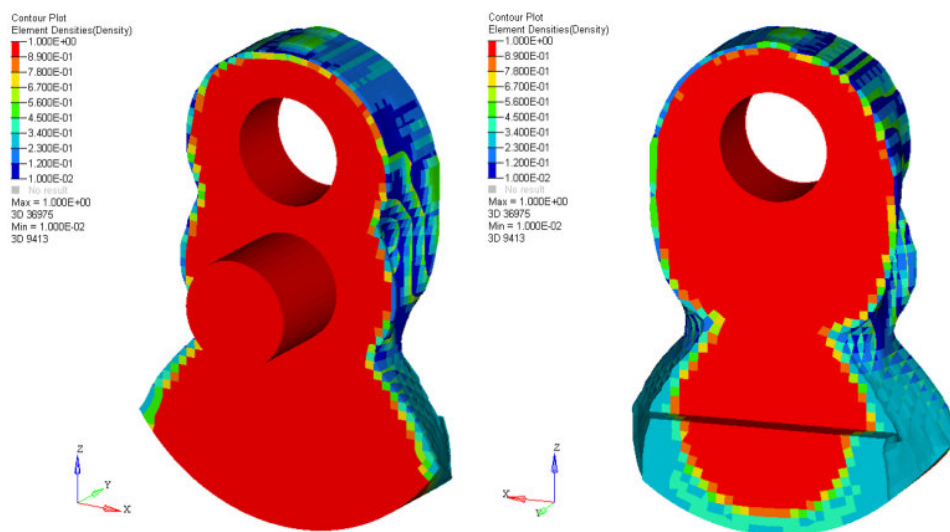


Figura 4.1 – Densidade dos elementos do resultado do caso A1.

A Figura 4.2 apresenta o resultado da otimização do caso A2, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. O resultado deste caso é muito similar ao resultado do caso A1, diferindo somente na divisão do perfil de largura variável (inclinado) do contrapeso em duas seções retas (da extremidade até a divisão do molde), característica imposta pela restrição de manufatura de direção de desmoldagem com molde bi-partido.

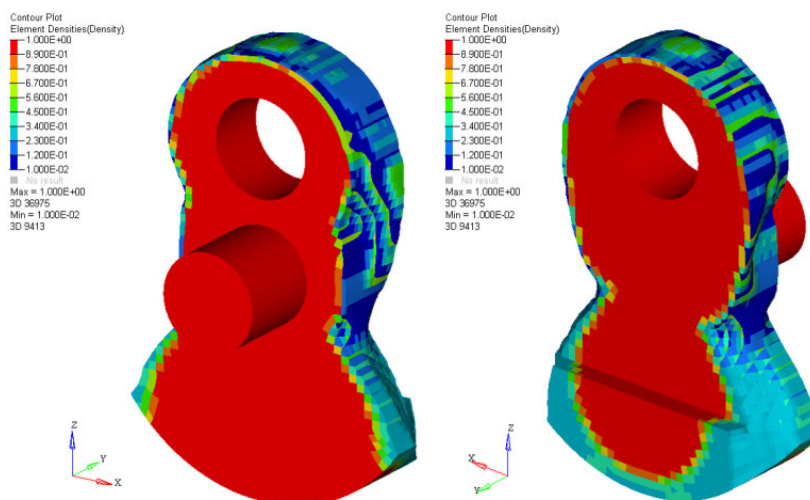


Figura 4.2 – Densidade dos elementos do resultado do caso A2.

A Figura 4.3 apresenta o resultado da otimização do caso A3, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. Percebe-se novamente a

inclinação na seção do contrapeso, devido à ausência de restrições de manufatura. Ocorre também um aumento da massa ao redor do *crankweb*, o que explica o maior ângulo de abertura no contrapeso (necessidade de atender as restrições de manutenção da posição do centro de gravidade).

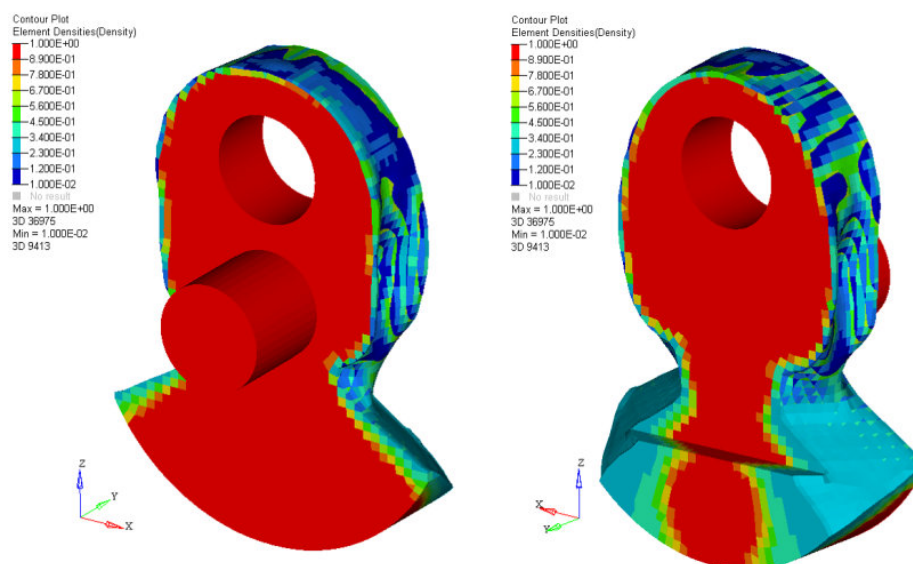


Figura 4.3 – Densidade dos elementos do resultado do caso A3.

A Figura 4.4 apresenta o resultado da otimização do caso A4, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. A topologia obtida se aproxima dos resultados da otimização para minimização de massa, porém ainda mantendo um ângulo de abertura do contrapeso ligeiramente superior. Apesar da restrição de manufatura de direção de desmoldagem, existe uma ligeira inclinação da seção do contrapeso, que se deve principalmente à presença de escala de cinza no resultado.

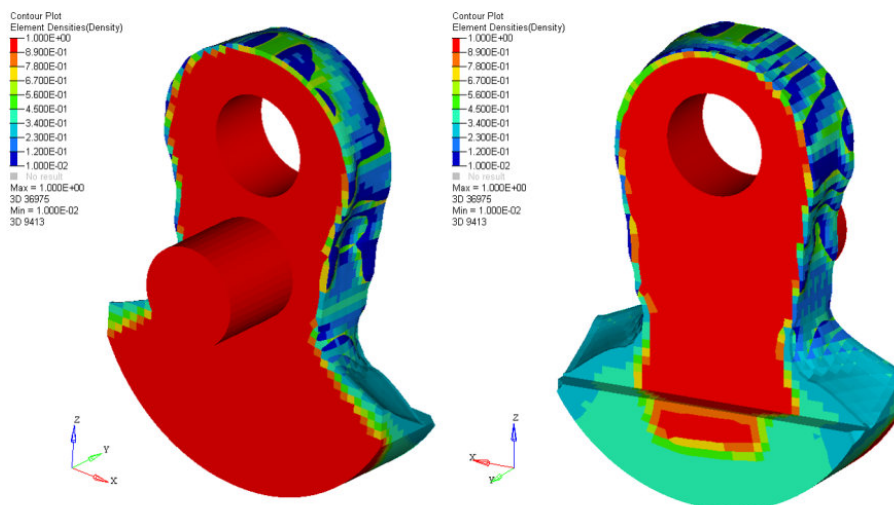


Figura 4.4 – Densidade dos elementos do resultado do caso A4.

A Figura 4.5 apresenta o resultado da otimização do caso B1, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. Apesar da imposição de restrição de máxima tensão de von Mises, percebe-se imediatamente que a estrutura viola esta restrição, indicando que esta foi ignorada durante a otimização. As estruturas formadas nas fronteiras do domínio surgem para atender os requisitos de inércia de rotação e posição de centro de massa impostos, embora contribuam para um aumento considerável da rigidez da estrutura.

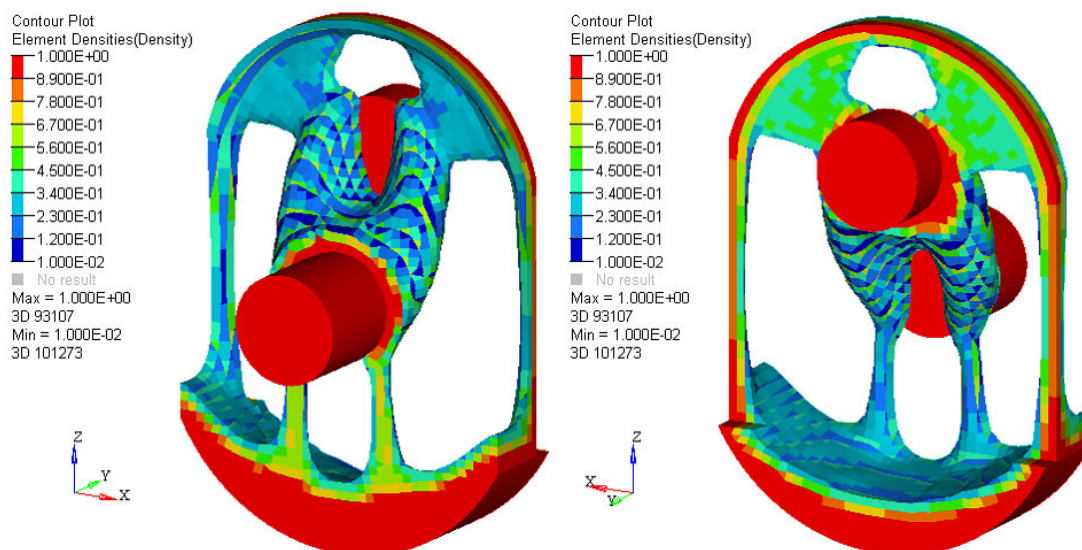


Figura 4.5 – Densidade dos elementos do resultado do caso B1.

O caso de otimização B2 não atingiu convergência, mostrando-se uma configuração inviável. A Figura 4.6 apresenta o resultado da otimização do caso B3, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. Percebe-se a formação de um chanfro na região do *crankweb*, recuperando uma geometria comum em virabrequins forjados transversalmente. Também é possível perceber que o material no contrapeso surge devido às restrições de balanceamento (manutenção da inércia de rotação e posição do centro de gravidade), sendo a fragilidade da sua união com o *crankweb* uma evidência da ausência de função estrutural.

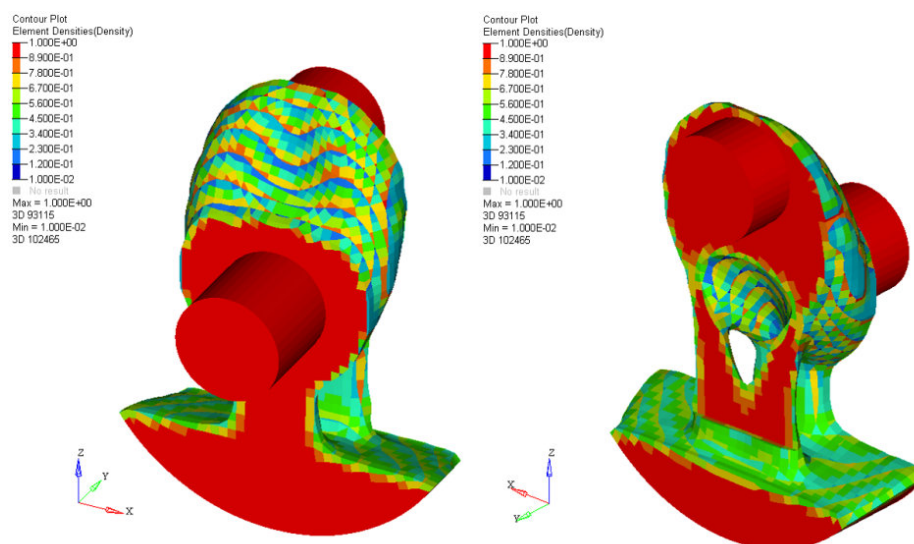


Figura 4.6 – Densidade dos elementos do resultado do caso B3.

A Figura 4.7 apresenta o resultado da otimização do caso B4, representando somente os elementos com densidade maior que 0,3. Percebe-se novamente a formação do chanfro no *crankweb* e a presença de pouco material unindo-o ao contrapeso. A restrição de manufatura de desmoldagem não é atendida, possuindo elementos com densidades muito baixa em regiões onde deve existir material (próximo da divisão do molde), o que indica que não se trata de um problema de escala de cinza, mas de uma solução inviável.

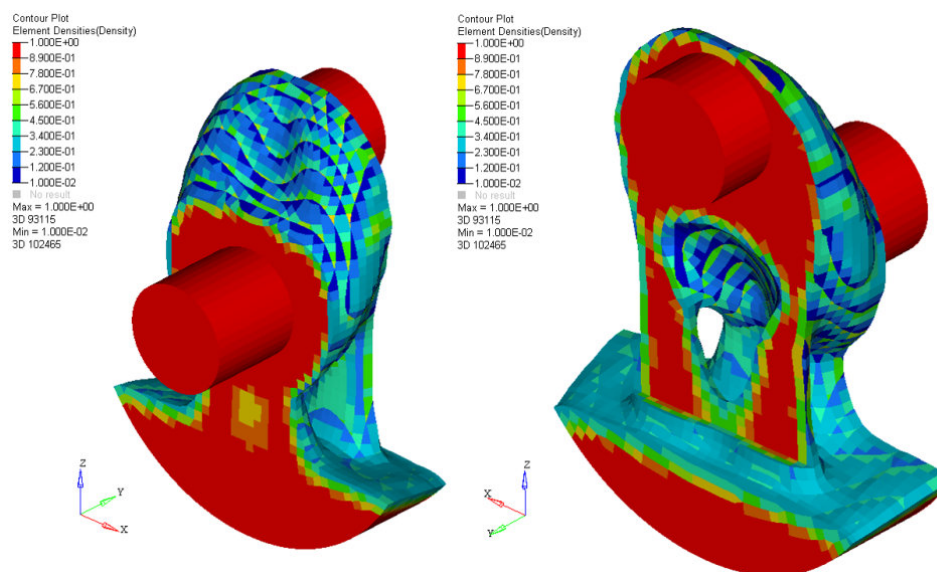


Figura 4.7 – Densidade dos elementos do resultado do caso B3.

Validação

Como critério de seleção do melhor resultado, avaliou-se somente os resultados que possuem tensão máxima inferior a 330 MPa, deslocamentos inferiores a 0,5 mm e características de manufatura. O valor máximo de deslocamento é definido com base na folga original de 1,5 mm entre saia do pistão e contrapeso do virabrequim. Uma vez que o contrapeso é a região que apresenta os maiores deslocamentos, um limite de 0,5 mm garante uma folga mínima de segurança de 1,0 mm para acomodar deformações da biela e do pistão, falhas de posicionamento e defeitos de fabricação dos componentes.

A Figura 4.8 apresenta um pós-processamento em CAD do resultado do caso A4 para carregamento simulado, incluindo a adição de *fillets* para diminuição da concentração de tensão (vida a fadiga) entre os munhões e os contrapesos com as mesmas dimensões do *fillet* do virabrequim original.

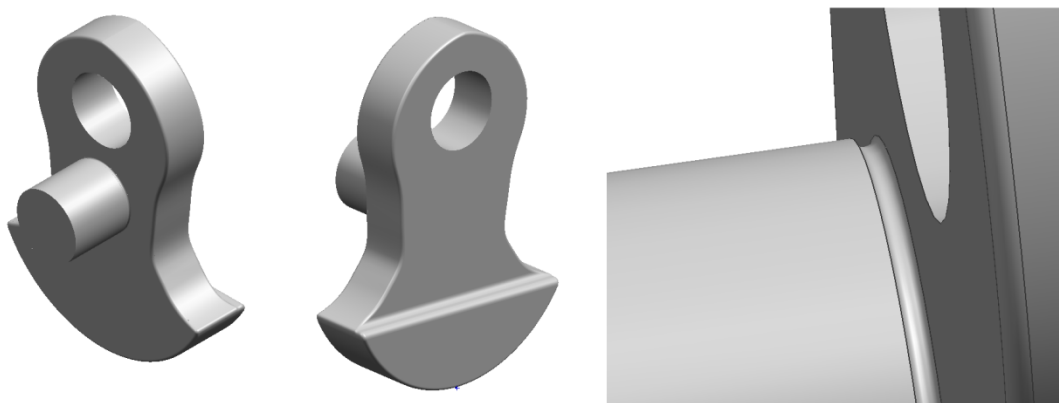


Figura 4.8 – Pós-processamento da otimização e detalhe do *fillet* do munhão.

A Figura 4.9 apresenta a distribuição da tensão de von Mises no resultado do pós-processamento.

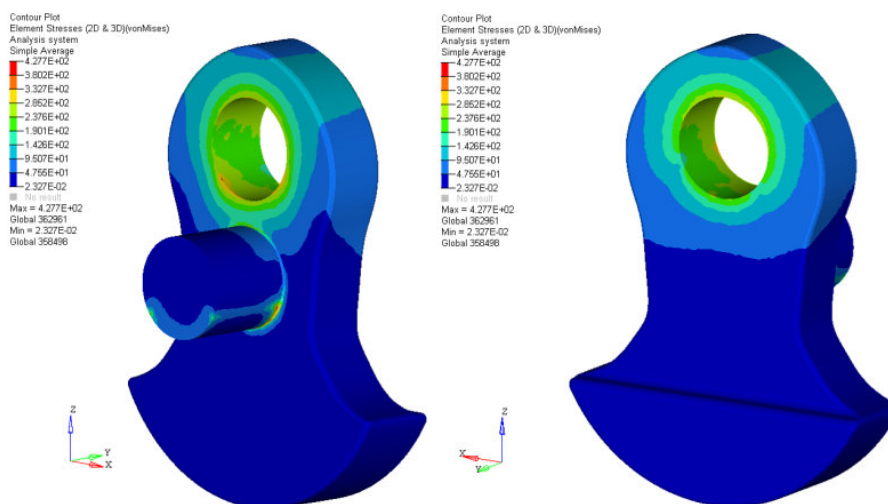


Figura 4.9 – Tensão de von Mises no resultado do pós-processamento.

A Tabela 4.2 apresenta uma comparação entre o virabrequim original operando nas condições originais do motor e o virabrequim pós-processado operando nas novas condições de operação com etanol e maior taxa de compressão. Percebe-se que a tensão viola o critério de tensão máxima somente na região do *fillet*, indicando que a geometria do *fillet* original não permite a operação nas novas condições de operação, sendo necessária sua alteração. Contudo, percebe-se que as condições de balanceamento foram respeitadas e, exceto no local onde ocorre a concentração de tensão, o virabrequim otimizado mostra-se capaz de suportar sem acréscimo de

massa o carregamento na nova condição de operação, que apresenta carregamentos 40% superiores aos originais.

Tabela 4.2 – Comparação entre o resultado da otimização topológica e o virabrequim original.

Virabrequim	Tensão de von Mises	Massa	Iyy	Centro de gravidade radial
Original	328 MPa	176,4 g	44,1 kg.mm ²	-4,26 mm
Otimizado	428 MPa	174,7 g	48,0 kg.mm ²	-4,27 mm

4.3. Otimização de Forma

A Figura 4.10 apresenta a distribuição de tensão equivalente de von Mises no resultado da otimização de forma na condição de compressão máxima. A Figura 4.11 apresenta a distribuição de tensões de von Mises no *fillet* otimizado na condição de máxima compressão. Percebe-se que o valor máximo de tensão de von Mises encontrado no virabrequim (211 MPa) é consideravelmente inferior ao máximo especificado de 330 MPa. A alteração de massa no processo é desprezível (inferior a 0,5 g).

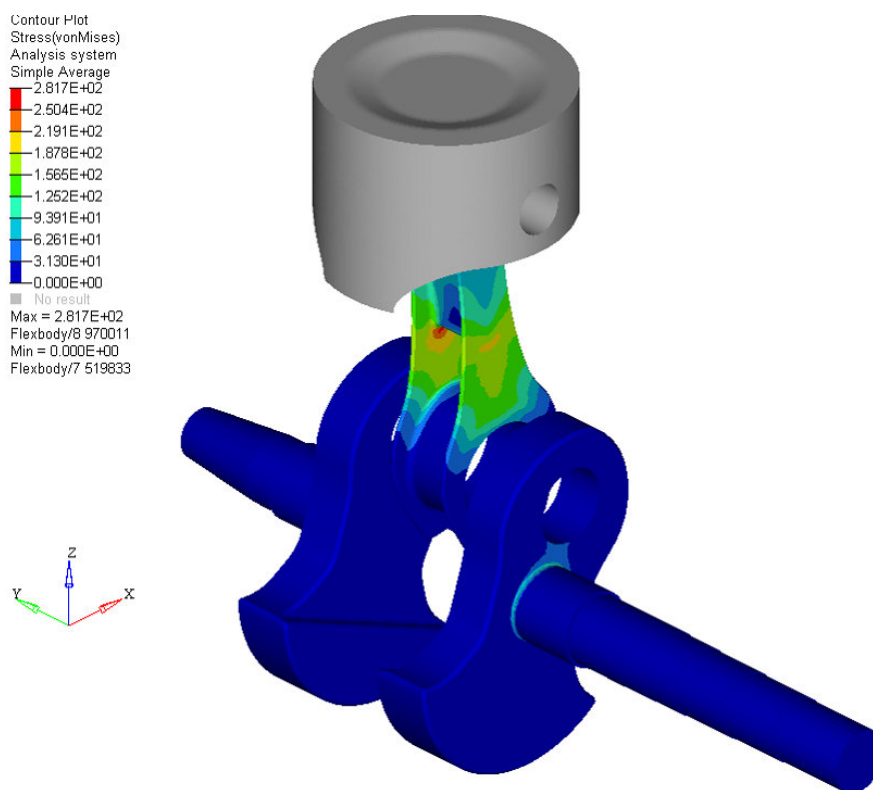


Figura 4.10 – Distribuição da tensão de von Mises no resultado da otimização de forma na condição de compressão máxima.

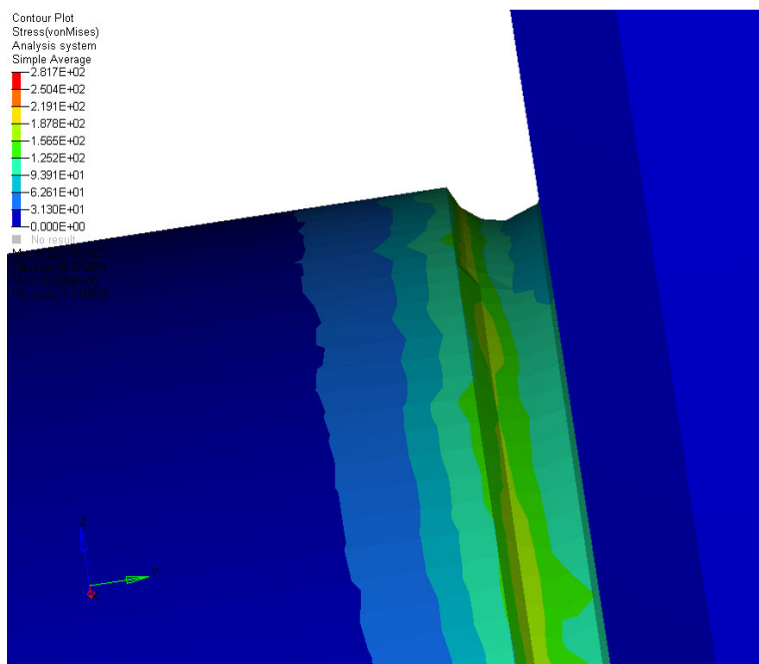


Figura 4.11 - Distribuição da tensão de von Mises no *fillet* otimizado condição de compressão máxima.

4.4. Análise Modal

A Tabela 4.3 apresenta as frequências naturais e correspondentes velocidades críticas para os dez primeiros modos de vibrar do virabrequim. Os seis primeiros modos de vibrar listados não são modos reais, mas oscilações dos nós onde se concentram a massa do volante, sendo modos induzidos pela modelagem utilizada.

Tabela 4.3 – Frequências naturais e velocidade críticas.

Modo	Frequência (Hz)	Velocidade crítica (rpm)
1	39,14	2448,4
2	45,40	2724,0
3	46,66	2799,6
4	50,05	3003,0
5	69,36	4161,6
6	74,96	4497,6
7	91,84	5510,4
8	183,49	11009,4
9	208,69	12521,4
10	222,57	13354,2

O sétimo modo, contudo, é um modo flexional do virabrequim, representado na configuração deformada na Fig. 4.12. A obtenção de um modo flexional como primeiro modo de vibrar condiz com a operação de motores monocilindros, onde o volante, devido à sua grande massa e inércia, mantém-se praticamente imóvel enquanto o restante do componente oscila.

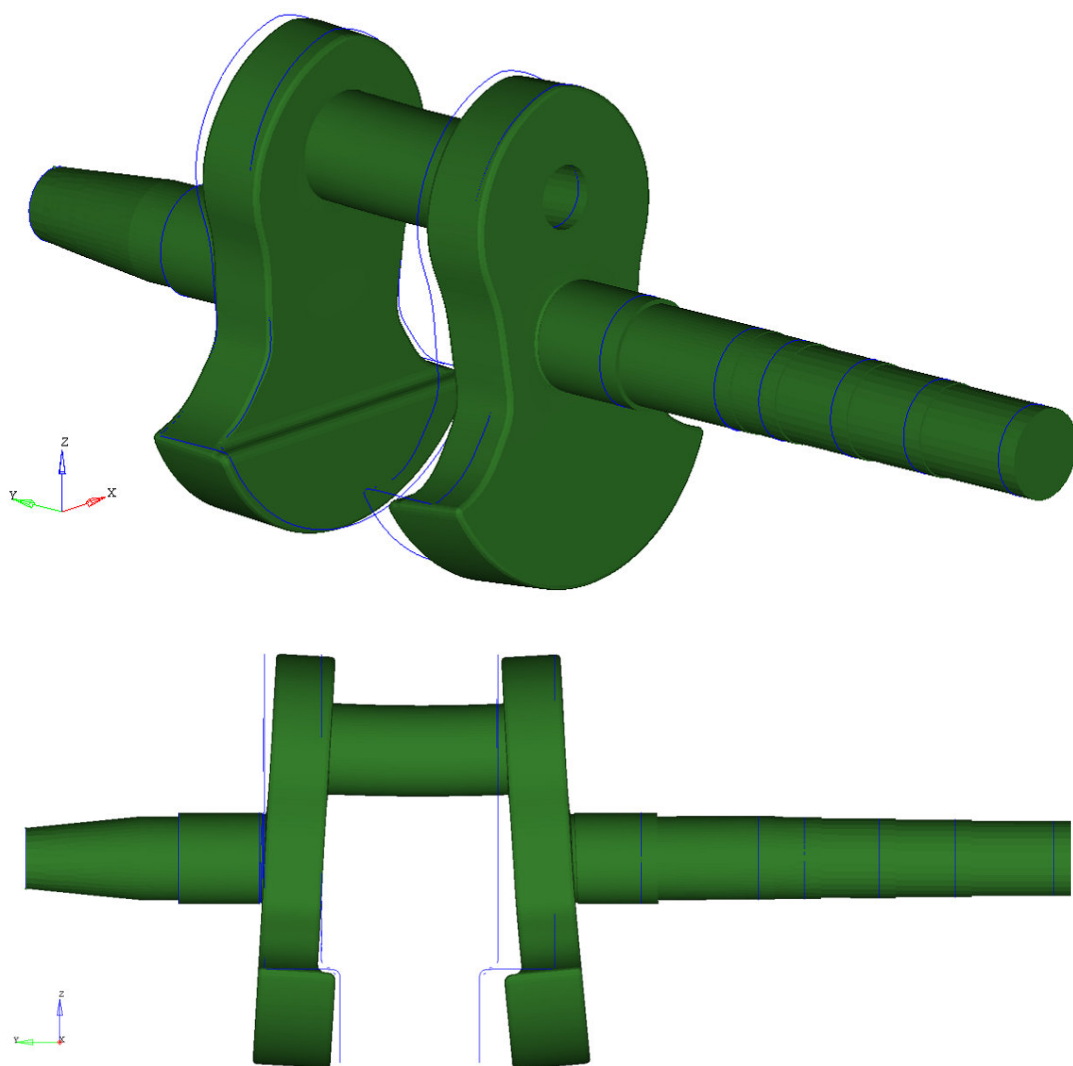


Figura 4.12 – Configuração deformada do modo de vibrar flexional.

5. CONCLUSÕES

Comparando-se os resultados da otimização topológica nos domínios A e B, percebe-se uma grande diferença nos valores de redução de massa e tensão máxima. Alguma disparidade entre os valores de redução de massa nos resultados dos domínios A e B é prevista devido à ausência de pré-tensão ao redor do moente, o que permite o aparecimento de um chanfro no contrapeso. Contudo, a diferença apresentada entre os resultados otimizados e os valores diminutos de tensão máxima no domínio B indicam que o valor utilizado na pressão de contato é excessivo. Isso pode ser corrigido avaliando corretamente a força necessária para a remoção do moente e obtendo uma estimativa melhor para o coeficiente de atrito.

Dados os problemas de convergência e a disparidade de soluções apresentadas para os casos do domínio B, pode-se interpretar que a otimização neste caso é um problema mal posto. Possíveis soluções para este efeito seriam um maior relaxamento das restrições de manutenção da posição do centro de gravidade e da inércia de rotação.

Apesar da maior redução de massa nos casos do domínio B, sua adoção implica em modificações de aspectos construtivos da biela, que passa a ser bi-partida. Dessa forma, não é possível afirmar o virabrequim como peça única se trata de uma melhor opção construtiva.

Os casos B1 de ambos os carregamentos apresentam uma grande redução na massa do componente e pequenos deslocamentos. Entretanto, violam fortemente o limite de tensão, chegando a ultrapassar a tensão de escoamento do material.

Entre os resultados, o caso escolhido para o pós-processamento (A4) possui um dos maiores deslocamentos, mas ainda dentro do limite estabelecido (0,5 mm), sendo uma solução viável.

A distribuição de tensão de von Mises no virabrequim otimizado (MOT) indica que somente parte do volume do virabrequim possui função estrutural (*crankweb*). O restante possui como função aumentar a inércia do componente, visando o balanceamento do conjunto.

Os valores máximos da tensão equivalente de von Mises no virabrequim otimizado (MOT) ocorrem na região do *fillet* do munhão, indicando que a geometria

original do fillet não é adequada à nova configuração e condição de operação. Uma otimização de forma deve ser realizada no local, diminuindo a concentração de tensão de modo a adequar a solução.

No virabequim otimizado (MOT), percebe-se que as condições de balanceamento foram respeitadas e, exceto no local onde ocorre a concentração de tensão, o virabrequim otimizado mostra-se capaz de suportar sem acréscimo de massa o carregamento na nova condição de operação, que introduz carregamentos 40% superiores aos originais.

Com a aplicação posterior de otimização de forma no *fillet* do munhão, atingiu-se uma geometria que torna o componente capaz de atender a todas as condições impostas (tensão, deslocamentos e balanceamento) sob um carregamento superior ao original sem aumentar a massa do virabrequim, o que demonstra a eficiência da metodologia empregada.

A análise modal revelou um modo de vibrar flexional muito próximo da rotação de operação do motor, o que mostra a necessidade da introdução da maximização da frequência natural deste modo na função objetivo. A introdução de uma nova função objetivo (otimização multi-objetivo) impõe mudanças na modelagem do sistema (considerar todo o virabrequim durante a otimização topológica, modificar a modelagem do moente) que fogem dos objetivos deste trabalho. A aplicação do MOT, contudo, seria adequada para tratar também do problema de vibração do componente.

REFERÊNCIAS

SMAILI, Ahmad A.; KHETAWAT, Mahaveer P. **Dynamic Modeling of Automotive Engine Crankshafts**, Mechanism and Machine Theory, v. 29, n. 7, p. 995–1006, outubro de 1994.

LEI, Xuanyang et al. **Simulation on the motion of crankshaft with crack in crankpin-web fillet region**. Journal of sound and vibration, v. 295, n. 3-5, p. 890-905, Agosto de 2006.

GANPULE, Shailesh; MATE, Sachin; GOKHALE, Uday R. **Finite Elements Analysis Approach for Crankshaft Optimization**. In: Altair users conference, 2006, Bangalore.

MONTAZERSADGH, Farzin H.; FATEMI, Ali. **Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Dynamic Loading**. A final Project Report, University of Toledo, agosto de 2007.

MONTAZERSADGH, Farzin H.; FATEMI, Ali. **Optimization of a Forged Steel Crankshaft Subject to Dynamic Loading**. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, University of Toledo, v. 1, p. 211-217, abril de 2009.

BOYSAL, A.; RAHNEJAT, H. **Torsional vibration analysis of a multi-body internal combustion single cylinder engine model**. Journal of Applied Mathematical Modeling, v. 21, p. 481-493, Agosto de 1997.

MA, Zheng-dong; PERKINS, Noel C. **An Efficient Multibody Dynamics Model for Internal Combustion Engine Systems**. Journal of Multibody System Dynamics, v. 10, p. 363-391, 2003.

STRAUß, Frank; INAGAKI Mizuho; STARKE, Jens. **Reduction of vibration level in rotordynamics by design optimization**. Journal of Structural Multidisciplinary Optimization, v. 34, p. 139-149, Dezembro de 2006.

KANG, B.; PARK, G.; ARORA, J. S.; **A review of optimization of structures subject to transient loads.** Journal of Structural and Multidisciplinary Optimization, v. 31, p. 81-95, Fevereiro de 2006.

HONG, E. P.; YOU, C. H.; PARK, G. J.; **Optimization of flexible components of multibody system via equivalent static load.** Journal of Structural and Multidisciplinary Optimization, online version, 08 de maio de 2009.

BENDSØE, M. P.; SIGMUND, O. **Topology Optimization: Theory, Methods and Applications,** Springer, 2003

MOAVENI, Saeed. **Finite Elements Analysis: Theory and Application with ANSYS,** New Jersey: Prentice Hall, 1999.

HEYWOOD, John B.; **Internal Combustion Engine Fundamentals.** McGraw-Hill, 1988.

BASSHUYEN, Richard van; SCHÄFER, Fred. **Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives.** SAE International, Warrendale, 2004.

HARTOG, J. P. Den. **Mechanical Vibrations,** Courier Dover Publications, 4^a ed., 1985, 436 p.

SANTOS, Guilherme V. F. dos; SILVA, Emílio C. N. **Projeto de um pistão para motor a combustão interna utilizando o método da otimização topológica.** Trabalho de formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, dezembro de 2009.

TOLEDO, Daniel G. C. de; SILVA, Emílio C. N. **Projeto de uma biela para motor a combustão interna utilizando o método da otimização topológica.** Trabalho de formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, dezembro de 2009.

GERARDIN, M.; CARDONA, A.; **Flexible Multibody Dynamics: a Finite Element Approach,** John Wiley & Sons, New York, 2001.

LINGAIH, K.; **Machine Design Databook**, McGraw-Hill, 2nd Ed., New York, 2004, 1344 p.

SHABANA, A. A.; **Dynamics of Multibody Systems**, Cambridge University Press, 3rd Ed., Cambridge, 2005, 368p.

HAFNER, K. E.; MAASS, H. **Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine**; Springer-Verlag, Wien-New York, 1958, 434 p.

AVL EXCITE DESIGNER Theory Manual. AVL List Gmbh, Áustria, 2009.

Altair Engineering; **Optistruct 10.0 User Guide**. Hyperworks, 2009.

Altair Engineering; **Radioss 10.0 User Guide**. Hyperworks, 2009.

GLOSSÁRIO

Contrapeso – região do virabrequim que compreende o volume utilizado para o balanceamento e a união entre munhão e moente. Compreende as regiões denominadas em inglês por *counterweight* e *crankweb*.

Crankweb – região do virabrequim que une o munhão e o moente.

Counterweight – região do virabrequim que possui como função balancear o motor.

Fillet – ranhura aplicada em eixos para diminuir concentrações de tensão.

Moente – região do virabrequim abraçada pelo olhal maior da biela.

Munhão – região do virabrequim abraçada pelos mancais principais do bloco do motor.

ANEXO A – Arquivo de saída do caso B4.

```

*****
**                                                                 **
**                                                                 **
**                               OptiStruct 10.0                    **
**                                                                 **
**                   Design and Optimization Software              **
**                   from Altair Engineering, Inc.                 **
**                                                                 **
**                                                                 **
** Windows XP Professional x64 Edition SP1 (Build 3790) TKUSP01 **
**       4 CPU: Intel(R) Core(TM)2 Quad CPU Q6600 @ 2.40GHz      **
**                   CPU speed 2400 MHz                          **
**                   6888 MB RAM, 9803 MB swap                   **
**                                                                 **
** Build tag: 0466934_5533000_Ce64BW842M-000 20006000          **
*****
** COPYRIGHT (C) 1996-2009 Altair Engineering, Inc.            **
** All Rights Reserved. Copyright notice does not imply publication. **
** Contains trade secrets of Altair Engineering, Inc.           **
** Decompilation or disassembly of this software strictly prohibited. **
*****

```

```

*** OptiStruct defaults set from:
    install config file: C:\Altairwin64\hw10.0\hwsolvers\hwsolver.cfg

```

```

NOTE # 1847
AUTOMATIC SCREENING is activated.
Use "DSCREEN,AUTO,OFF" to turn off this effect.

```

```

*** INFORMATION # 6801
There is no user-defined MINDIM for DTPL card 1, but MINDIM is
required when manufacturing constraints and/or composite
optimization
are activated.
Using MINDIM= 0.2181E+01 based on the average mesh size.

```

```

*****
****

```

```

OPTIMIZATION FILE AND PARAMETER INFORMATION :
-----

```

```

    Optimization parameters from :
E:/Thyssen/OptiStruct/Virabrequim/Final - TF/TF/Dominio B/Min
Comp/MinComp.fem
    FEM model file           :
E:/Thyssen/OptiStruct/Virabrequim/Final - TF/TF/Dominio B/Min
Comp/MinComp.fem

```


Output files prefix :
 E:/Thyssen/Optistruct/Virabrequim/Final - TF/TF/Dominio B/Min
 Comp/MinComp

FINITE ELEMENT MODEL DATA INFORMATION :

Total # of Grids (Structural)	:	43687
Total # of Elements	:	40022
Total # of Rigid Elements	:	3
Total # of Rigid Element Constraints	:	18
Total # of Degrees of Freedom	:	131070
Total # of Non-zero Stiffness Terms	:	4956180

Element Type Information

CHEXA	Elements	:	37871
CPENTA	Elements	:	2151

Load and Boundary Information

FORCE Sets	:	7
SPC Sets	:	2

Material and Property Information

PSOLID Cards	:	2
MAT1 Cards	:	1

OPTIMIZATION PROBLEM PARAMETERS :

Objective Function : Minimize Weighted Compliance

Response Summary :

Number of volume fraction responses : 1

Number of cog responses : 1
 Number of inertia responses : 1
 Number of compliance responses : 2
 Number of equation responses : 1

 Static Subcase Summary :

Subcase ID	SPC ID	LOAD ID	Weight = w(i)
1	3	7	1.000
2	5	8	1.000

 Design Parameters Summary :

Total # of topology design elements : 38372
 Total # of topology cards : 1

Total Volume of Design Material : 1.5423E+04
 Total Mass of Design Material : 1.2107E-04
 Volume of Non-Design Material : 1.2390E+03
 Mass of Non-Design Material : 9.7258E-06

Solid Design Elements : PSOLID

 2

 Optimization Parameters Summary :

Initial Material Fraction [0,1] : 0.6000
 Minimum Element Volume Fraction : 0.0100
 Discreteness Parameter : 1.0000

Topology Optimization Method : Density Method
 Maximum Number of Iterations : 80

Convergence Tolerance : 5.0000E-03
 Step Size (Topology) : 0.5000

Checkerboard Control : On (1 - Global Averaging)

Run Type : Topology Optimization

 Topology Optimization Summary :

 DTPL ID Minimum Maximum Pattern Pattern Draw Direction
 Extrusion

Constraints	Member Size	Member Size	Repet.	Grouping	Constraints
NONE	1	0.2181E+01	NONE	1-PLANE	NONE

Restart from previous solution : No
 Scratch file directory : ./
 Free space: 394121 MB
 Number of CPU processors : 4

MEMORY ESTIMATION INFORMATION :

Solver Type is: Sparse-Matrix Solver
 Direct Method

Current Memory (RAM) : 1251 MB
 Estimated Minimum Memory (RAM) for Out of Core Solution : 131 MB
 Recommended Memory (RAM) for Out of Core Solution : 144 MB
 Recommended Memory (RAM) for In-Core Solution : 1251 MB

DISK SPACE ESTIMATION INFORMATION :

Estimated Disk Space for Output Data Files : 96 MB
 Estimated Scratch Disk Space for In-Core Solution : 122 MB
 Estimated Scratch Disk Space for Out of Core Solution : 1563 MB

BEGINNING OPTIMIZATION SOLUTION

OPTIMIZATION HISTORY INFORMATION :

 ITERATION 0

(Scratch disk space usage for starting iteration = 130 MB)
 (Running in-core solution)

Objective Function (Minimize WCOMP) = 3.75264E+02
 Maximum Constraint Violation % = 0.84492E+02
 Design Volume Fraction = 6.00000E-01 Mass =
 8.23685E-05

Subcase	Weight	Compliance
Weight*Comp.		
1	1.000E+00	3.058294E+02
		3.058294E+02
2	1.000E+00	6.943499E+01
		6.943499E+01

 Sum of Weight*Compliance
 3.752644E+02

 RETAINED RESPONSES TABLE

Response Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Objective	Viol.				
User-ID	Label	/RANDPS	Element/	Comp	Value
Reference/	%	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
Constraint			Mode	No.	
Bound					
5	WCOMP Wcomp	--	--	--	3.753E+02 MIN
4	VOLFR Volfrac	--	--	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01	0.0 A				
3	Z-COG cgz	--	--	TOTL	-5.738E-01 < -
3.700E+00	84.5 V				
2	IYY Iyy	--	--	TOTL	2.516E-02 <
2.000E-02	25.8 V				

 Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
 violated

 MOST VIOLATED CONSTRAINTS TABLE

Response Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Constraint	Viol.				

User-ID Bound	Label %	/RANDPS +Frqncy	Element/ MID/PID/ Mode No.	Comp /Reg	Value
3	Z-COG cgz	--	--	TOTL	-5.738E-01 < -
3.700E+00	84.5 V				
2	IYY Iyy	--	--	TOTL	2.516E-02 <
2.000E-02	25.8 V				

ITERATION 1

Objective Function (Minimize WCOMP) = 3.30517E+02 % change = -11.92
 Maximum Constraint Violation % = 0.96279E+01
 Design Volume Fraction = 5.68490E-01 Mass = 7.85536E-05

Subcase	Weight	Compliance
1	1.000E+00	2.418281E+02
2	1.000E+00	8.868852E+01

Sum of Weight*Compliance
 3.305167E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Objective User-ID Reference/ Constraint Bound	Type Viol. Label %	Response Value	Subcase /RANDPS +Frqncy	Grid/ Element/ MID/PID/ Mode No.	DOF/ Comp /Reg	Response Value
5	WCOMP Wcomp	3.305E+02	--	--	--	MIN
4	VOLFR Volfrac	5.685E-01	--	--	TOTL	<
6.000E-01	0.0					
3	Z-COG cgz	-3.344E+00	--	--	TOTL	> -
4.000E+00	0.0					
3	Z-COG cgz	-3.344E+00	--	--	TOTL	< -
3.700E+00	9.6 V					
2	IYY Iyy	1.949E-02	--	--	TOTL	>
1.500E-02	0.0					
2	IYY Iyy	1.949E-02	--	--	TOTL	<
2.000E-02	0.0					

 Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
 active

MOST VIOLATED CONSTRAINTS TABLE

Response Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Constraint	Viol.		Element/	Comp	Value
User-ID	Label	/RANDPS			
Bound	%	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
			Mode No.		
3	Z-COG cgz	--	--	TOTL	-3.344E+00 < -
3.700E+00	9.6 V				

ITERATION 2

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.55726E+02 % change =
 -22.63
 Maximum Constraint Violation % = 0.00000E+00
 Design Volume Fraction = 5.99393E-01 Mass =
 8.22950E-05

Subcase	Weight	Compliance
1	1.000E+00	1.977174E+02
		1.977174E+02
2	1.000E+00	5.800885E+01
		5.800885E+01

 Sum of Weight*Compliance
 2.557262E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Objective	Viol.		Element/	Comp	Value
User-ID	Label	/RANDPS			
Reference/	%	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
Constraint			Mode No.		
Bound					
5	WCOMP Wcomp	--	--	--	2.557E+02 MIN


```

      4 VOLFR Volfrac      --      --  TOTL   5.994E-01  <
6.000E-01   0.0 A
      3 Z-COG cgz         --      --  TOTL  -3.749E+00  > -
4.000E+00   0.0
      3 Z-COG cgz         --      --  TOTL  -3.749E+00  < -
3.700E+00   0.0
      2 IYY   Iyy         --      --  TOTL   1.999E-02  >
1.500E-02   0.0
      2 IYY   Iyy         --      --  TOTL   1.999E-02  <
2.000E-02   0.0 A

```

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
active

ITERATION 3

```

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.32845E+02   % change =
-8.95
Maximum Constraint Violation %      = 0.22339E-03
Design Volume Fraction               = 6.00001E-01   Mass      =
8.23687E-05

```

```

Subcase Weight      Compliance
Weight*Comp.
  1 1.000E+00 1.857724E+02
1.857724E+02
  2 1.000E+00 4.707233E+01
4.707233E+01

```

Sum of Weight*Compliance
2.328448E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

```

-----
Response Type  Response      Subcase Grid/      DOF/      Response
Objective      Viol.
User-ID        Label      /RANDPS Element/   Comp      Value
Reference/     %
Constraint
Mode No.
Bound

```

```

-----
      5 WCOMP Wcomp      --      --      --   2.328E+02  MIN
      4 VOLFR Volfrac      --      --  TOTL   6.000E-01  <
6.000E-01   0.0 A
      3 Z-COG cgz         --      --  TOTL  -3.751E+00  > -
4.000E+00   0.0
      3 Z-COG cgz         --      --  TOTL  -3.751E+00  < -
3.700E+00   0.0

```

```

      2 IYY   Iyy           --      --  TOTL   2.000E-02  >
1.500E-02   0.0
      2 IYY   Iyy           --      --  TOTL   2.000E-02  <
2.000E-02   0.0 A
-----

```

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
active

ITERATION 4

```

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.22149E+02   % change =
-4.59
Maximum Constraint Violation %      = 0.14656E-04
Design Volume Fraction               = 6.00000E-01   Mass      =
8.23685E-05

```

```

Subcase Weight   Compliance
Weight*Comp.
  1 1.000E+00 1.800874E+02
1.800874E+02
  2 1.000E+00 4.206113E+01
4.206113E+01

```

Sum of Weight*Compliance
2.221485E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

```

-----
Response Type  Response      Subcase Grid/      DOF/      Response
Objective      Viol.          /RANDPS Element/   Comp      Value
User-ID        Label          +Frqncy MID/PID/   /Reg
Reference/     %
Constraint
Mode No.
Bound
-----
      5 WCOMP Wcomp           --      --      --   2.221E+02 MIN
      4 VOLFR Volfrac         --      --  TOTL   6.000E-01  <
6.000E-01   0.0 A
      3 Z-COG cgz            --      --  TOTL  -3.743E+00  > -
4.000E+00   0.0
      3 Z-COG cgz            --      --  TOTL  -3.743E+00  < -
3.700E+00   0.0
      2 IYY   Iyy           --      --  TOTL   2.000E-02  >
1.500E-02   0.0
      2 IYY   Iyy           --      --  TOTL   2.000E-02  <
2.000E-02   0.0 A
-----

```


Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
active

ITERATION 5

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.16295E+02 % change =
-2.63
Maximum Constraint Violation % = 0.22737E-03
Design Volume Fraction = 5.99999E-01 Mass =
8.23685E-05

Subcase	Weight	Compliance
Weight*Comp.		
1	1.000E+00	1.769144E+02
		1.769144E+02
2	1.000E+00	3.938083E+01
		3.938083E+01

Sum of Weight*Compliance
2.162952E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Objective	Viol.				
User-ID	Label	/RANDPS	Element/	Comp	Value
Reference/	%	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
Constraint			Mode	No.	
Bound					
5	WCOMP Wcomp	--	--	--	2.163E+02 MIN
4	VOLFR Volfrac	--	--	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01	0.0 A				
3	Z-COG cgz	--	--	TOTL	-3.739E+00 > -
4.000E+00	0.0				
3	Z-COG cgz	--	--	TOTL	-3.739E+00 < -
3.700E+00	0.0				
2	IYY Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 >
1.500E-02	0.0				
2	IYY Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 <
2.000E-02	0.0 A				

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
active

ITERATION 6

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.13204E+02 % change = -1.43
 Maximum Constraint Violation % = 0.21209E-04
 Design Volume Fraction = 6.00000E-01 Mass = 8.23685E-05

Subcase	Weight	Compliance
Weight*Comp.		
1	1.000E+00	1.751126E+02
		1.751126E+02
2	1.000E+00	3.809095E+01
		3.809095E+01

Sum of Weight*Compliance
 2.132035E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response	Type	Response	Subcase	Grid/	DOF/	Response
Objective	Viol.	Label	/RANDPS	Element/	Comp	Value
User-ID	Label	+Frqncy	MID/PID/	/Reg		
Reference/	%					
Constraint						
Bound				Mode No.		
5	WCOMP	Wcomp	--	--	--	2.132E+02 MIN
4	VOLFR	Volfrac	--	--	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01	0.0	A				
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.725E+00 > -
4.000E+00	0.0					
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.725E+00 < -
3.700E+00	0.0	A				
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 >
1.500E-02	0.0					
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 <
2.000E-02	0.0	A				

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
 active

ITERATION 7

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.11291E+02 % change = -0.90
 Maximum Constraint Violation % = 0.31755E-03
 Design Volume Fraction = 6.00000E-01 Mass = 8.23685E-05

```

Subcase Weight Compliance
Weight*Comp.
  1 1.000E+00 1.739952E+02
1.739952E+02
  2 1.000E+00 3.729587E+01
3.729587E+01
    
```

```

---
Sum of Weight*Compliance
2.112911E+02
    
```

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Objective	Type	Response Viol.	Subcase	Grid/	DOF/	Response
User-ID		Label	/RANDPS	Element/	Comp	Value
Reference/		%	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
Constraint				Mode	No.	
Bound						
5	WCOMP	Wcomp	--	--	--	2.113E+02 MIN
4	VOLFR	Volfrac	--	--	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01		0.0 A				
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.716E+00 > -
4.000E+00		0.0				
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.716E+00 < -
3.700E+00		0.0 A				
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 >
1.500E-02		0.0				
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 <
2.000E-02		0.0 A				

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization active

ITERATION 8

```

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.10183E+02 % change = -0.52
Maximum Constraint Violation % = 0.73602E-04
Design Volume Fraction = 6.00000E-01 Mass = 8.23686E-05
    
```

```

Subcase Weight Compliance
Weight*Comp.
  1 1.000E+00 1.733384E+02
1.733384E+02
  2 1.000E+00 3.684428E+01
3.684428E+01
    
```

 Sum of Weight*Compliance
 2.101827E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Objective	Type	Response Viol.	Subcase	Grid/Element/	DOF/Comp	Response Value
User-ID Reference/		Label %	+Frqncy	MID/PID/	/Reg	
Constraint				Mode No.		
Bound						
5	WCOMP	Wcomp	--	--	--	2.102E+02 MIN
4	VOLFR	Volfrac	--	--	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01	0.0	A				
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.711E+00 > -
4.000E+00	0.0					
3	Z-COG	cgz	--	--	TOTL	-3.711E+00 < -
3.700E+00	0.0	A				
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 >
1.500E-02	0.0					
2	IYY	Iyy	--	--	TOTL	2.000E-02 <
2.000E-02	0.0	A				

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
 active

ITERATION 9

the 1st satisfied convergence ratio = 2.9015E-03

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.09575E+02 % change = -0.29

Maximum Constraint Violation % = 0.00000E+00

Design Volume Fraction = 5.99999E-01 Mass = 8.23685E-05

Subcase	Weight	Compliance
Weight*Comp.		
1	1.000E+00	1.729793E+02
1.729793E+02		
2	1.000E+00	3.659536E+01
3.659536E+01		

 Sum of Weight*Compliance
 2.095746E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

```

-----
Response Type  Response      Subcase Grid/      DOF/      Response
Objective      Viol.              /RANDPS Element/   Comp      Value
User-ID        Label             +Frqncy MID/PID/   /Reg
Reference/     %
Constraint
Bound
-----

```

```

-----
          5 WCOMP Wcomp          --      --      --      2.096E+02 MIN
          4 VOLFR Volfrac        --      --      TOTL    6.000E-01 <
6.000E-01      0.0 A
          3 Z-COG cgz            --      --      TOTL   -3.707E+00 > -
4.000E+00      0.0
          3 Z-COG cgz            --      --      TOTL   -3.707E+00 < -
3.700E+00      0.0 A
          2 IYY Iyy              --      --      TOTL    2.000E-02 >
1.500E-02      0.0
          2 IYY Iyy              --      --      TOTL    2.000E-02 <
2.000E-02      0.0 A
-----

```

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization active

ITERATION 10

the 2nd satisfied convergence ratio = 1.6651E-03

```

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.09226E+02    % change =
-0.17
Maximum Constraint Violation %      = 0.16245E-03
Design Volume Fraction                = 6.00001E-01    Mass      =
8.23686E-05

```

```

Subcase Weight      Compliance
Weight*Comp.
  1  1.000E+00      1.727680E+02
1.727680E+02
  2  1.000E+00      3.645822E+01
3.645822E+01

```

```

---
Sum of Weight*Compliance
2.092262E+02

```

RETAINED RESPONSES TABLE

```

-----
Response Type  Response      Subcase Grid/      DOF/      Response
Objective      Viol.              /RANDPS Element/   Comp      Value
User-ID        Label             +Frqncy MID/PID/   /Reg
Reference/     %
Constraint
Bound
-----

```

User-ID Reference/ Constraint	Label %	/RANDPS Element/ +Frqncy MID/PID/ Mode No.	Comp /Reg	Value
5	WCOMP Wcomp	-- --	--	2.092E+02 MIN
4	VOLFR Volfrac	-- --	TOTL	6.000E-01 <
6.000E-01	0.0 A			
3	Z-COG cgz	-- --	TOTL	-3.705E+00 > -
4.000E+00	0.0			
3	Z-COG cgz	-- --	TOTL	-3.705E+00 < -
3.700E+00	0.0 A			
2	IYY Iyy	-- --	TOTL	2.000E-02 >
1.500E-02	0.0			
2	IYY Iyy	-- --	TOTL	2.000E-02 <
2.000E-02	0.0 A			

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization active

ITERATION 11
 the 2nd satisfied convergence ratio = 1.8924E-03
 Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.09972E+02 % change = 0.36
 Maximum Constraint Violation % = 0.98041E-04
 Design Volume Fraction = 6.00001E-01 Mass = 8.23686E-05

Subcase	Weight	Compliance
1	1.000E+00	1.730315E+02
2	1.000E+00	3.694050E+01

Sum of Weight*Compliance
 2.099720E+02

RETAINED RESPONSES TABLE

Response Type	Response Viol.	Subcase Grid/	DOF/	Response
User-ID Reference/ Constraint	Label %	/RANDPS Element/ +Frqncy MID/PID/ Mode No.	Comp /Reg	Value
Objective				
Constraint				
Bound				

```

-----
5 WCOMP Wcomp          --      --      --      2.100E+02 MIN
4 VOLFR Volfrac        --      --      TOTL    6.000E-01 <
6.000E-01  0.0 A
3 Z-COG cgz            --      --      TOTL   -3.706E+00 > -
4.000E+00  0.0
3 Z-COG cgz            --      --      TOTL   -3.706E+00 < -
3.700E+00  0.0 A
2 IYY Iyy              --      --      TOTL    2.000E-02 >
1.500E-02  0.0
2 IYY Iyy              --      --      TOTL    2.000E-02 <
2.000E-02  0.0 A
-----

```

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization active

```

-----
ITERATION 12
the 2nd satisfied convergence ratio = 3.5986E-03

```

```

Objective Function (Minimize WCOMP) = 2.10332E+02 % change = 0.17
Maximum Constraint Violation %      = 0.11811E-04
Design Volume Fraction                = 6.00000E-01 Mass      = 8.23685E-05

```

```

Subcase Weight Compliance
Weight*Comp.
1 1.000E+00 1.731218E+02
1.731218E+02
2 1.000E+00 3.720976E+01
3.720976E+01

```

```

---
Sum of Weight*Compliance
2.103315E+02

```

RETAINED RESPONSES TABLE

```

-----
Response Type Response Subcase Grid/ DOF/ Response
Objective Viol. Label /RANDPS Element/ Comp Value
Reference/ % +Frqncy MID/PID/ /Reg
Constraint
Bound
-----

```

```

-----
5 WCOMP Wcomp          --      --      --      2.103E+02 MIN
4 VOLFR Volfrac        --      --      TOTL    6.000E-01 <
6.000E-01  0.0 A

```

```

      3 Z-COG cgz          --      --  TOTL  -3.705E+00  > -
4.000E+00      0.0
      3 Z-COG cgz          --      --  TOTL  -3.705E+00  < -
3.700E+00      0.0 A
      2 IYY   Iyy         --      --  TOTL   2.000E-02  >
1.500E-02      0.0
      2 IYY   Iyy         --      --  TOTL   2.000E-02  <
2.000E-02      0.0 A

```

Stress Constraints for Topology/Free-Sizing Optimization
active

OPTIMIZATION HAS CONVERGED.

FEASIBLE DESIGN.

RESOURCE USAGE INFORMATION

```

MAXIMUM MEMORY USED          1251 MB
MAXIMUM DISK SPACE USED      226 MB

```


COMPUTE TIME INFORMATION

```

EXECUTION STARTED          Fri Nov 13 15:14:29 2009
EXECUTION COMPLETED       Fri Nov 13 15:34:54 2009
ELAPSED TIME                00:20:25
CPU TIME                    00:48:47

```


***** END OF REPORT *****

For Useful OptiStruct Tips and Tricks, go to the URL:
<http://www.altairhyperworks.com/tips.aspx>