

PROJETO DE VIRABREQUIM PELO MÉTODO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Gustavo Rocha da Silva Santos
gustavo.dass@gmail.com

Emílio Carlos Nelli Silva
ecnsilva@usp.br

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 estudados 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. A otimização é realizada utilizando o software Altair RADIOSSTM na análise de elementos finitos e Altair OptiStructTM na otimização.

Palavras chave: otimização topológica, elementos finitos, motor de combustão interna, virabrequim.

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 a flexibilidade ou o volume do componente (Bendsøe, Sigmund, 2003). Portanto, a aplicação desse método resulta em um projeto mais adequado, permitindo uma maior eficiência do motor.

O virabrequim é um dos componentes internos do motor de combustão interna responsáveis por converter o movimento translacional do pistão em movimento rotacional, disponibilizando torque na ponta de eixo. O componente encontra-se sujeito a carregamentos complexos, envolvendo forças que variam no tempo, momentos flexionais e torsionais, forças inerciais e excitações devido à vibração (Mendes, Meirelles, Zampiere, 2005). Os carregamentos são portanto dependente da geometria do componente e a cada iteração da otimização alguns dos carregamentos devem ser recalculados.

Montazersadgh e Fatemi (2009) realizaram otimização paramétrica e de forma com restrições de manufatura no contrapeso de um virabrequim, considerando múltiplos casos de carregamentos. Ganpule, Mate e Gokhale (2006) realizaram otimização topológica com restrição de máxima tensão de von Mises e otimização de forma na junção do contrapeso com o moente para um único carregamento estático, negligenciando efeitos inerciais.

1.1. O motor

O motor modelado é um motor de baixa potência, quatro tempos, monocilindro e ignição por faísca. O motor original opera com gasolina em uma taxa de compressão de 8:1. Um dos objetivos do projeto é reprojeter o componente de modo a suportar a operação com etanol, que impõe um aumento na taxa de compressão para 12:1. A Tabela (1) apresenta as especificações do motor e do virabrequim original.

O virabequim original é composto de três componentes, sendo o moente uma peça independente montada por ajuste forçado nos contrapesos. A Figura (1) mostra uma imagem fora de escala da digitalização dos componentes do virabrequim, excetuando o moente, com a indicação da nomenclatura utilizada.

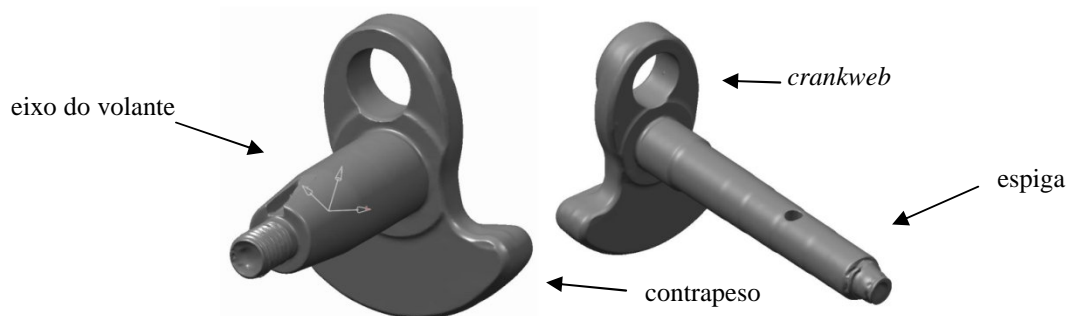


Figura 1. Componentes do virabrequim digitalizados.

Tabela 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 (2) apresenta a curva de pressão do motor nas novas condições de operação (com etanol), obtida através de uma simulação com o software Ricardo WaveTM (Santos e Silva, 2009).

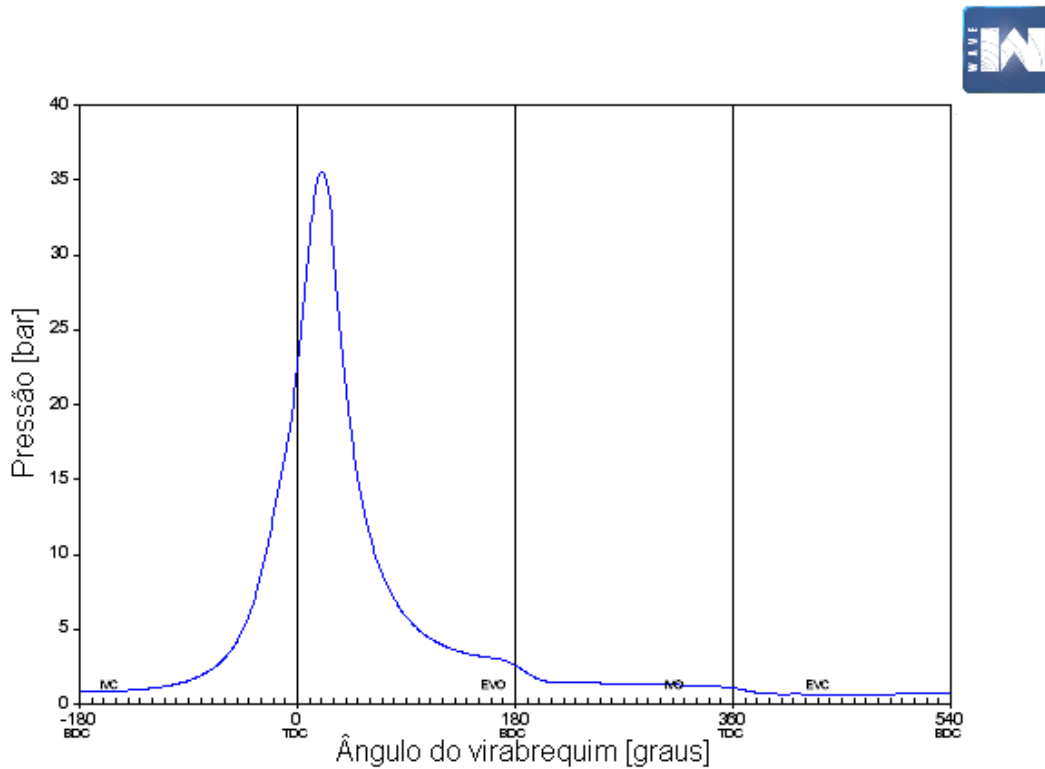


Figura 2. Curva de pressão do motor na condição de máxima pressão.

2. Carregamentos

O carregamento é obtido através de uma simulação dinâmica do virabrequim realizada no software AVL ExciteTM no módulo DesignerTM, considerando uma faixa de operação de 4000 a 8000 rpm com rotação nominal de 5250 rpm. A Figura (3) apresenta o modelo do motor e do virabrequim implementado no software.

São aplicados no modelo de elementos finitos somente as forças nos instantes de máxima compressão e tração e o torque máximo do ciclo.

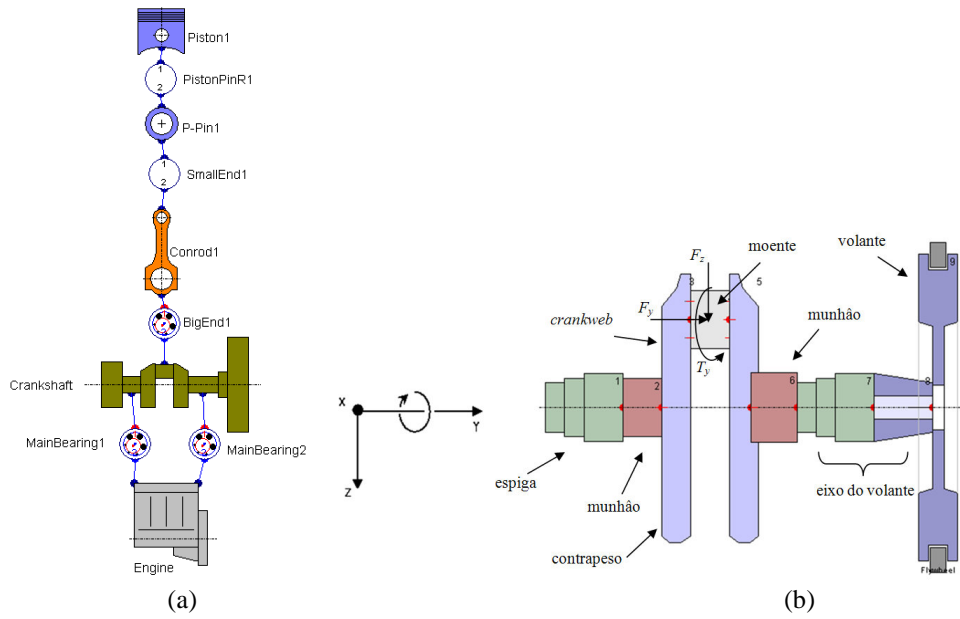


Figura 3. Modelos do motor (a) e do virabrequim no software AVL Excite™.

A Figura (4) apresenta os carregamentos atuando no moente obtidos na simulação, no sistema de coordenadas cartesiano (não solidário ao virabrequim) representado na Fig. (3).

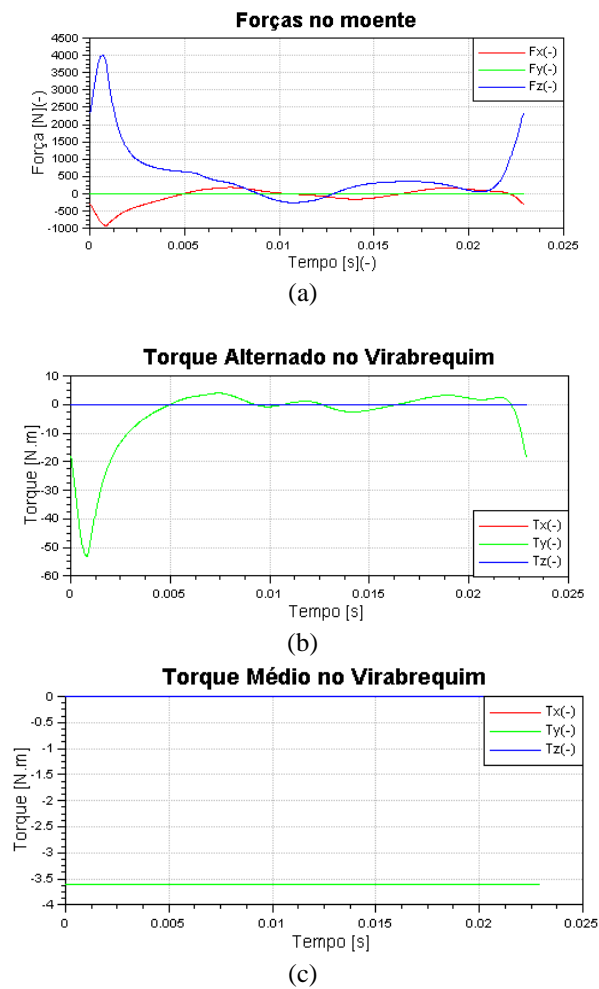


Figura 4. Forças (a), torque alternado (b) e torque médio (c) atuando no moente.

3. Otimização topológica

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. A segunda abordagem consiste na minimização da flexibilidade do virabrequim atendendo uma restrição de fração mínima de volume em relação ao volume original do domínio. 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, dentro de limites de tolerância especificados. 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. A Tabela (2) apresenta os limites especificados para os dois parâmetros, sendo a coordenada vertical do centro de gravidade dada em relação ao sistema de coordenadas representado na Fig. (3).

Tabela 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

Adicionalmente, para garantir que o resultado final possa ser fabricado, são introduzidas restrições de manufatura de direção de desmoldagem, representando o oforjamento longitudinal do virabrequim conforme a Fig.(5).

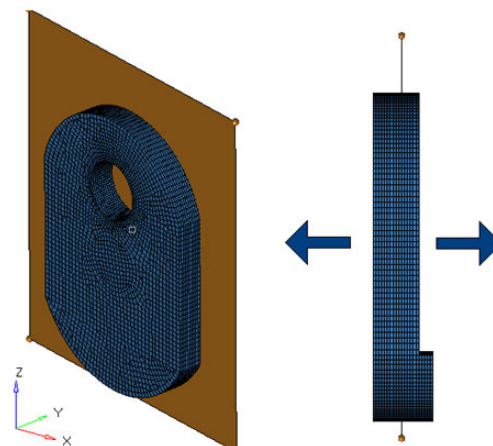


Figura 5. Direção de desmoldagem.

Assim, os seguintes casos são propostos:

- Caso A: 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) e direção de desmoldagem (y).
Variável de projeto: densidade dos elementos.
- Caso B: Função objetivo: minimização da flexibilidade.
Restrições: Fração volumétrica máxima, inércia de rotação constante, posição do centro de gravidade constante.
Restrições de manufatura: simetria (yz) e direção de desmoldagem (y).
Variável de projeto: densidade dos elementos.

O valor limite de tensão considerado no caso B foi o limite de escoamento do material, considerando um coeficiente de segurança estático de 1,6. A fração mínima de volume imposta ao caso B é de 61% do volume do domínio, sendo este valor definido com base nos resultados da minimização do volume. O material selecionado para o

virabrequim é o aço SAE 4340, cujas propriedades relevantes são mostradas na Tab. (3), implicando em uma tensão máxima de von Mises no caso B igual a 330 MPa.

A distribuição de material nos resultados é definido através da definição de uma densidade entre 0 e 1 em cada elemento do domínio, onde 0 corresponde à ausência de material e 1 à presença de material.

Tabela 3. Propriedades do aço SAE 4340.

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

3.1. Domínio de otimização

Uma vez que o virabrequim otimizado deve ser substituível pelo virabrequim original, a geometria do munhão e do moente não são inclusas no domínio, e a região de design é restrita pela folga entre a saia do pistão e o contrapeso. A folga original entre os dois componentes é de 1,5 mm, valor que deve ser mantido no resultado otimizado. Uma vez que o contrapeso é a região que apresenta os maiores deslocamentos e durante a operação deseja-se 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, especifica um critério de engenharia de deslocamento máximo de 0,5 mm.

Dessa forma, o domínio de otimização compreende o volume que envolve os contrapesos do virabrequim.

3.2. Modelo de elementos finitos

O modelo de elementos finitos consiste de um único contrapeso discretizado numa malha de 40.025 elementos hexaédricos de 9 nós. A geração da malha é realizada com controle do tamanho médio dos elemento (0,5 mm) e adequação do número de nós nas superfícies onde ocorrem aplicações de condições de contorno.

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. (4).

Tabela 4. Carregamentos aplicados.

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

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. A pré-tensão causada pelo ajuste forçado é modelada através de uma pressão uniforme de 60 MPa na superfície interna do furo do contrapeso.

A união dos nós onde os carregamentos são aplicados com o virabrequim ocorre através de 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.

As condições de contorno referentes ao apoio do munhão são modeladas por meio de restrição ao movimento nos seis graus de liberdade numa região de 120° na direção oposta à direção da força aplicada no moente. A Figura (6) apresenta o modelo de elementos finitos para os dois casos de carregamento.

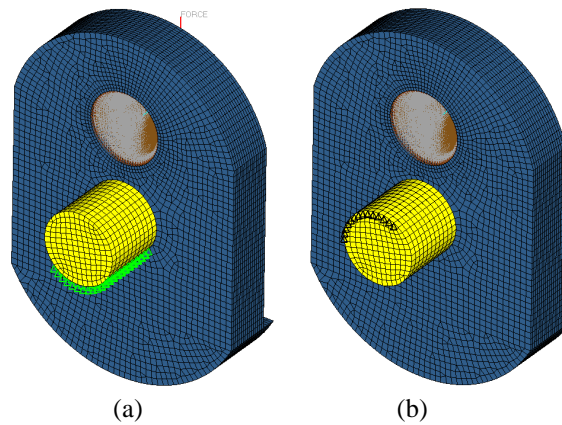


Figura 6. Modelo de elementos finitos para os carregamentos de compressão (a) e tração (b).

3.3. Validação

O resultado mais promissor dos casos de otimização é pós-processado em um software CAD, realizando a suavização das superfícies. O resultado pós-processado é submetido a uma simulação com os mesmos casos de carregamento, avaliando se seu desempenho é satisfatório.

4. Resultados

O resultado da otimização para o caso A é mostrado na Fig. (7), representando somente os elementos com densidade superior a 0,3. Percebe-se a presença de material ao redor do moente, causado pela pressão de contato e uma divisão do contrapeso em duas seções de perfil reto, divididas no plano de divisão do molde.

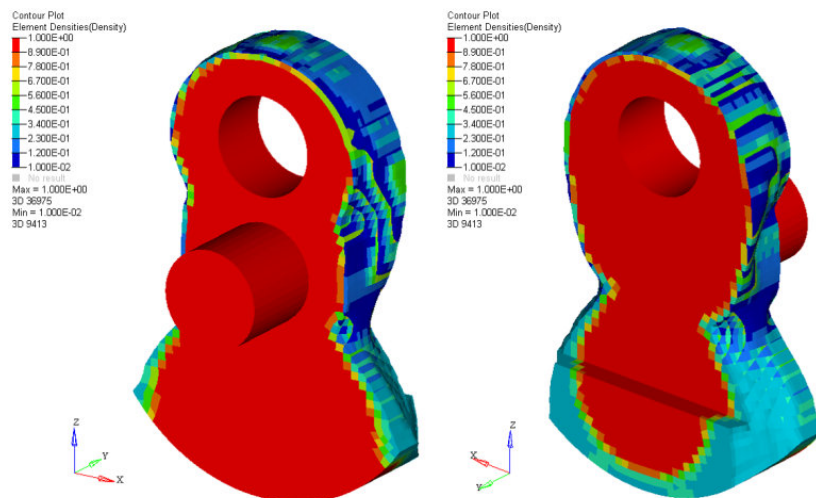


Figura 7. Resultado da otimização para mínimo volume (caso A).

O resultado da otimização para o caso B é mostrado na Fig. (8), representando somente os elementos com densidade superior a 0,3. Percebe-se um maior ângulo de abertura do contrapeso em relação ao caso A devido ao aparecimento de maior número de elementos com densidade intermediária no contrapeso (escala de cinza), forçando o aumento do ângulo de abertura para satisfazer as restrições de balanceamento. Também é possível perceber que o perfil externo do *crankweb* é mais suave, o que permite a obtenção de um resultado pós-processado mais fiel da região com papel estrutural do virabrequim. A restrição de manufatura não é completamente respeitada devido ao aparecimento de escala de cinza (perfil da seção do contrapeso inclinado), o que é facilmente contornado no pós-processamento.

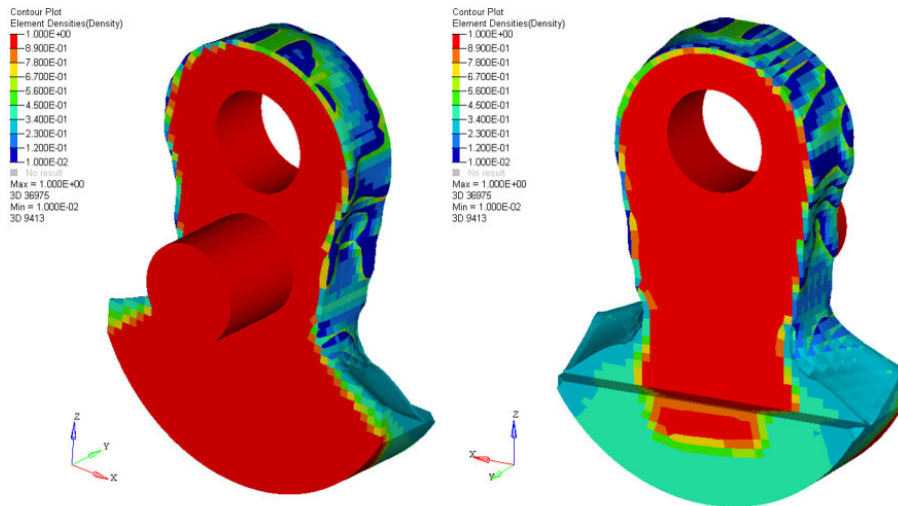


Figura 8. Resultado da otimização para mínima flexibilidade (caso B).

A distribuição da tensão de von Mises no resultado pós-processado do caso B é apresentada na Fig. (9). A geometria da ranhura entre munhão e contrapeso (*fillet*) para alívio de concentrações de tensão (aumento da vida a fadiga) é mantida idêntica à geometria do virabrequim original.

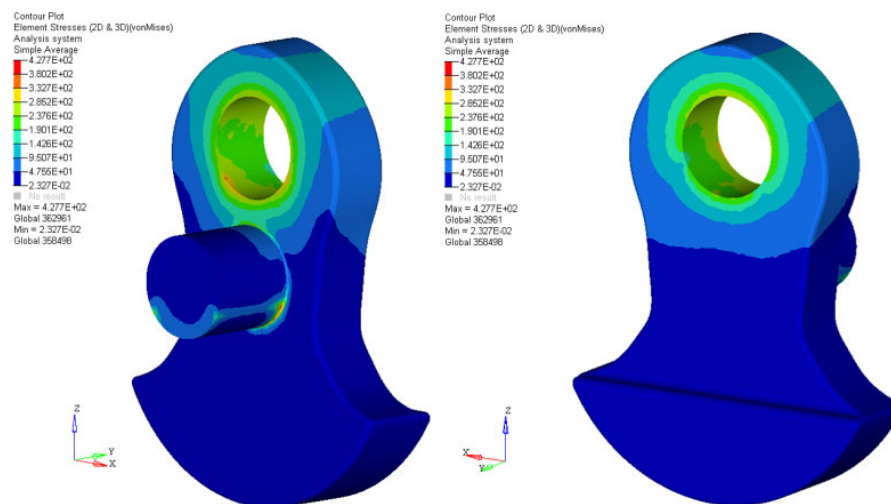


Figura 9. Distribuição da tensão de von Mises no resultado pós-processado.

5. Conclusões

A Tabela (5) apresenta uma comparação dos resultados da otimização topológica. Entre os resultados, o caso escolhido para a interpretação (caso B) possui os maiores deslocamentos, mas ainda dentro do limite estabelecido de 0,5 mm, sendo uma solução viável.

A distribuição de tensão de von Mises na interpretação 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 da tensão máxima de von Mises na interpretação 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.

Tabela 5. Comparação dos resultados.

Caso	Objetivo	Restrição	Massa	Redução da massa ⁽¹⁾	Tensão Max (MPa)	Deslocamento (mm)
A	Min Vol	Tensão < 330MPa	168,0g	4,5%	337	0,14
B	Min Flex	Vol frac < 0,61	167,9g	4,6%	328	0,41
Otimizado	-	-	174,7g	0,7%	428	0,04

A Tabela (6) apresenta uma comparação entre o virabrequim original e a interpretação do resultado. Percebe-se dela que as condições de balanceamento foram respeitadas na interpretação e, exceto no local onde ocorre a concentração de tensão, o virabrequim otimizado mostra-se capaz de suportar o carregamento na nova condição de operação, que apresenta carregamentos 40% superiores aos originais. Conclui-se, portanto, que o MOT mostra-se adequado para o projeto do componente.

Tabela 6. Comparação entre o virabrequim original e a interpretação.

Virabrequim	Tensão de von Mises	Massa	I_{yy}	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

6. Agradecimentos

O primeiro autor agradece à ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo (Campo Limpo - São Paulo - Brasil) por apoiá-lo através de uma bolsa de estudos. O segundo autor agradece à ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo pelo programa de cooperação. Ambos os autores agradecem à FDTE - Fundação para o Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia - pela administração do programa de cooperação, à Altair Engineering do Brasil pelas licenças e suporte técnico nos softwares da Altair Engineering e à Robtec pela digitalização dos componentes do motor.

7. Referências

- Basshuyen, R., Schäfer, F., 2004, "Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives", SAE International, Warrendale, 868 p.
- Bendsøe, M. P., Sigmund, O., 2003, "Topology Optimization: Theory, Methods and Applications", Springer, 370p.
- Ganpule, S., Mate, S., Gokhale, U. R., 2006, "Finite Element Analysis Approach for Crankshaft Optimization", Altair "India/ASEAN" CAE users conference 2006, Bangalore.
- Heywood, J. B., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 930p.
- Mendes, A. S., Meirelles, P. S., Zampiere, D. E., 2005, "Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torsionais em Motores de Combustão Interna", Tese de Mestrado – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 132p.
- Montazersadgh, F. H., Fatemi, A., 2009, "Optimization of a Forged Steel Crankshaft Subject to Dynamic Loading", SAE International Journal of Materials & Manufacturing, Vol 1, pp. 211-217.
- 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.
- 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.
- 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.

8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

DESIGN OF A CRANKSHAFT FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE BY USING TOPOLOGY OPTIMIZATION

Gustavo Rocha da Silva Santos
gustavo.dass@gmail.com

Emílio Carlos Nelli Silva
ecnsilva@usp.br

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 availing manufacturing constraints in search for the best problem formulation for this application. The optimization 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.

Keywords. *topology optimization; finite element analysis; internal combustion engine; crankshaft.*