

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ESCOLA POLITÉCNICA DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**PROJETO OTIMIZADO DE UMA BIELA
SINTER-FORJADA**

FLÁVIO DE MIRANDA RIBEIRO

São Paulo
-1997-

APROVADO


EDISON GONÇALVES
Professor Titular
10/12/97

FLÁVIO DE MIRANDA RIBEIRO

**PROJETO OTIMIZADO DE UMA BIELA
SINTER-FORJADA**

Projeto apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo como Trabalho
de Formatura, dentro da disciplina PMC-581.

Orientador: Professor Edison Gonçalves

- 1997 -

**" Não sou nada.
Nunca serei nada.
Não posso querer ser nada.
À parte isso, tenho em mim todos os sonhos do mundo."**

Fernando Pessoa

AGRADECIMENTOS

À Metal Leve Ind. e Com Ltda. pela imprescindível colaboração e orientação, e pelo fornecimento de dados que permitiram que este trabalho se aproximasse da realidade de um projeto de engenharia.

À MSC Brasil Software e Engenharia Ltda. pelo inestimável apoio e fornecimento de equipamentos e ferramentas para a realização das análises e redação deste documento.

Ao CENO-USP, em especial ao orientador Professor Edison Golçalves, pelo incentivo, conselhos e direcionamento na execução tanto da parte teórica quanto do projeto.

A todos os outros que, direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho, ficam aqui registrados meus mais sinceros agradecimentos.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	1
I - PARTE TEÓRICA	
1. Metalurgia do pó	3
1.1 Etapas do processo	
1.2 Os pós metálicos	
1.3 Mistura e compactação	
1.4 Sinterização	
1.5 Compactação à quente	
1.6 Sinter forjados	
1.7 Vantagens do emprego da metalurgia do pó	
1.8 Requisitos do processo de sinter forja	
2. O mecanismo biela-manivela	27
2.1 O motor de combustão interna	
2.2 O mecanismo biela-manivela	
2.3 A biela	
3. Comentários acerca dos métodos numéricos utilizados	43
3.1 A análise dinâmica transiente direta	
3.2 O large mass method	
3.3 Otimização Estrutural	
II - PROJETO	
1. Introdução	55
2. Metodologia	57
3. Especificação do motor	61
4. Caracterização do material	64
5. Geometria da biela	65
6. Otimização para o processo	67
7. Otimização para as cargas de operação no motor	73
7.1 Análise modal	
7.2 Análise dinâmica	
7.3 Análise linear estática	
7.4 Critérios de falha adotados	
7.4.1 Falha por flambagem	
7.4.2 Falha por escoamento	
7.4.3 Falha por fadiga	
7.5 Modelo de Otimização	
8. Otimização para as condições de teste	120
8.1 Descrição dos testes	
8.2 Análise do modelo pelo MEF	
8.3 Critérios de falha	
8.3.1 Flambagem	
8.3.2 Escoamento	
8.3.3 Fadiga	
8.4 Otimização	
III - CONCLUSÃO	135
IV - BIBLIOGRAFIA	137

INTRODUÇÃO

Este trabalho foi elaborado para atender ao curso PMC-581 – Projeto Mecânico II, disciplina seguinte à PMC-580 – Projeto Mecânico I. Embora realizado em dois semestres o projeto foi efetivamente realizado apenas no segundo, e encontra-se completamente documentado nesta publicação.

O objetivo deste trabalho, e da disciplina, é fornecer ao aluno a possibilidade de colocar em prática os conhecimentos adquiridos durante sua formação como engenheiro, por meio da realização de um projeto que se aproxime ao máximo da realidade. Na tarefa de auxiliar esta aproximação este trabalho contou com a ajuda da Metal Leve Ind. e Com. Ltda, fornecedora de dados para as análises.

O objetivo do projeto é o desenvolvimento para um motor específico de uma biela automotiva a ser produzida pelos métodos e processos de fabricação da metalurgia do pó. O interesse é adaptar a geometria da biela forjada, atualmente em uso, verificar sua integridade na condição de operação do motor e, na medida do possível, reduzir seu peso.

O trabalho foi dividido em duas partes: uma teórica, que apresenta a metalurgia do pó, o mecanismo em questão e alguns dos métodos numéricos utilizados; e outra, com o projeto propriamente dito.

O resultado deste trabalho procura ser muito mais um estudo preliminar do comportamento da biela que uma concepção final do projeto. Por limitações de dados existentes, tempo hábil, recursos disponíveis e conhecimentos, existe um limite de abrangência dos modelos utilizados, e portanto deste projeto.

PARTE TEÓRICA

1. METALURGIA DO PÓ

Por metalurgia do pó entende-se o conjunto de técnicas que possibilitam a produção de peças a partir de pós metálicos, com a fase líquida ausente ou apenas parcialmente presente no processo como um todo.

Embora o uso industrial das técnicas de metalurgia do pó seja relativamente recente, historicamente tem-se registros de artefatos fabricados pela forja manual (por martelamento) de partículas metálicas incandescentes já na antiguidade. A aplicação destas técnicas oficialmente porém deu-se no século XIX, quando foi utilizada para a produção de materiais de alto ponto de fusão, como a platina. Em 1829, foi produzida a partir de um compactado esponjoso por Wollaston, admitido como o precursor da metalurgia do pó [1].

Neste século destaca-se a utilização de metais como o Molibidênio e Tungstênio, refratários com pontos de fusão em 2625° e 3410°, respectivamente. Os aços sinterizados começaram a ser fabricados em 1930 com a descoberta do ferro carbonila, mas só após a segunda guerra mundial estes se tornaram economicamente viáveis frente aos processos metalúrgicos tradicionais[1].

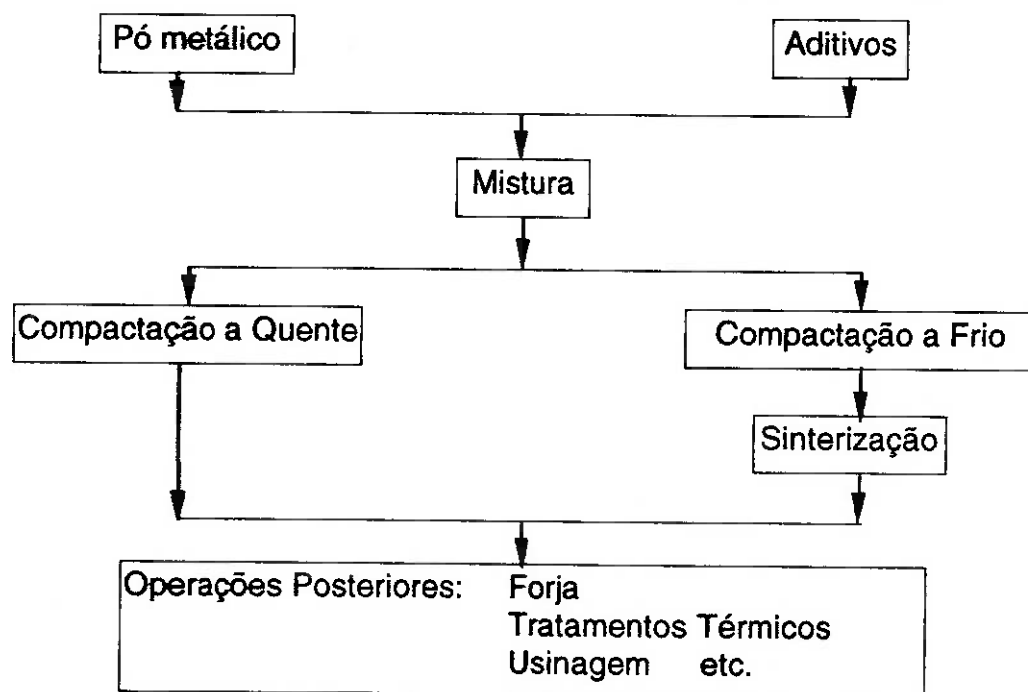
Atualmente a metalurgia do pó tem se mostrado como uma solução não apenas aplicável em situações onde outros processos são inviáveis ou ineficientes, mas como uma alternativa de alta qualidade e valor competitivo para a produção de componentes, motivo pelo qual a indústria moderna, especialmente a automobilística, tem apresentado tamanho interesse em sua implementação.

Neste capítulo pretende-se apresentar os fundamentos do processo , de modo sucinto e resumido, visto que a finalidade deste projeto não é tratar do processo em si, e sim de seu potencial de utilização na fabricação de bielas. Assim, intenciona-se que o leitor, mesmo sem estar familiarizado com a metalurgia do pó, possa ter subsídios para compreender as vantagens e os requisitos do processo de fabricação proposto.

1.1 Etapas do processo

O processo de metalurgia do pó consiste basicamente em adicionar uma mistura de pós metálicos e aditivos a um molde com o formato desejado e sinterizá-la (aquecendo-a), fabricando deste modo o componente à uma temperatura abaixo do ponto de fusão do metal base numa atmosfera controlada, através de ligações metalúrgicas entre as partículas.

A seqüência de operações pode ser melhor visualizada no fluxograma abaixo:



A sinter-forja consiste em utilizar uma pré-forma sinterizada numa operação de forja a quente, onde praticamente se elimina a porosidade, e uma última operação, de resfriamento controlado.

1.2 - Os pós metálicos

As propriedades dos componentes produzidos por metalurgia do pó estão profundamente relacionadas com a qualidade da matéria-prima utilizada, não apenas quanto à sua composição mas também quanto à sua obtenção, o que traz a necessidade de um intenso controle de qualidade na produção destes pós.

Diversos são os processos de obtenção dos pós, mas podemos de um modo geral dividi-los em:

a. Reações Químicas:

O tipo mais utilizado de reação química para a produção de pós metálicos é a redução de óxidos por agentes redutores gasosos ou sólidos. O metal mais importante produzido por este método é o ferro.

Praticamente qualquer óxido de ferro pode ser empregado, incluindo "carepas" resultantes de laminação, mas a matéria-prima primordialmente empregada é a hematita, devido a seu baixo custo e alta disponibilidade.

Para que a reação se efetue de modo eficaz, aquece-se a mistura a 1200° C com o calor proveniente da combustão do CO resultante das reações, até gerar uma massa esponjosa que separada magneticamente é pulverizada. O pó resultante é ainda aquecido em atmosfera de hidrogênio para reduzir os teores de oxigênio e

carbono. O produto é então peneirado para separação das partículas pelo seu tamanho.

Para a "casca" de laminação aquece-se o material previamente moído até cerca de 980°C em atmosfera redutora. Novamente moído, peneira-se o pó até obter-se a granulação desejada.

Um último método consiste em fundir sucata de aço e ferro gusa obtendo um teor de 3.2-3.4% de Carbono. O metal fluído é então atomizado pela ação de ar comprimido e colhido em água, aquecido e peneirado.

b. Decomposição:

Consiste em condensar um metal a partir de seu vapor, e aplica-se ao ferro e níquel, principalmente. Gera um pó bastante fino e de granulação esférica, regular para o ferro e irregular e porosa para o níquel.

c. Atomização:

Por se aplicar a todos os metais passíveis de fusão e por produzir pós de diferentes ligas e alto teor de pureza, este processo tem se difundido bastante.

Contudo, exige um controle rígido da atmosfera.

Passando o metal liqüefeito por um orifício, após o qual um fluxo de ar o atomiza, um sistema de sucção capta o pó gerado, armazenando-o.

d. Decomposição Eletrolítica:

Consiste na precipitação do metal num catodo de uma célula eletrolítica a partir de uma solução metálica e de sais fundidos. Após a precipitação, mesmo que ainda agregado, o metal pode ser facilmente desintegrado mecanicamente até a forma de pó.

e. Processos Mecânicos:

Empregado apenas em casos restritos, consiste em submeter a impactos repetidos a matéria-prima, desintegrando-a. A moagem por moinho de bolas é o processo mais utilizado, e consiste num tambor rotativo dotado de bolas de metal resistente ao desgaste onde é colocado o material a ser moído.

Embora existam outros processos, os mais importantes e utilizados estão acima apresentados. Mais detalhes podem ser encontrados nas referências bibliográficas.

Um ponto importante a se ressaltar são as características que os pós metálicos devem possuir para um bom processamento. As principais dentre estas são:

a. Pureza - A presença de impurezas pode prejudicar a qualidade do produto final quanto à suas propriedades mecânicas, de especial interesse em aplicações de elementos de máquina.

b. Microestrutura da partícula - Dependendo da microestrutura existente melhora-se, ou não, o resultado obtido nas etapas de compactação e sinterização. De um modo geral pode-se afirmar que partículas policristalinas de tamanho reduzido promovem produtos de melhores qualidade que as monocristalinas.

c. Tamanho e forma das partículas - São os parâmetros mais importantes para a compactação e sinterização. Os principais tipos são apresentados na figura abaixo:



Fig. 1- Tipos e Formas de Partículas Metálicas [1].

As melhores características são obtidas com os formatos irregulares, que apesar das dificuldades iniciais de compactação possuem maior interação entre os contornos das partículas, facilitando as ligações metalúrgicas na sinterização.

A determinação da granulação é de suma importância, e na prática os tamanhos variam de 400 a 0,1 microns, separados por peneiramento.

d. Porosidade - Inevitavelmente as peças sinterizadas possuem certa porosidade. Esta depende das partículas e dos parâmetros do processo, e é praticamente eliminada com a forja posterior. A porosidade é um parâmetro limitante do uso dos sinterizados, visto que influencia praticamente todas as propriedades mecânicas, como densidade, módulo de elasticidade, limites de resistência etc.

Além destas, são características importantes dos pós metálicos a capacidade de escoamento dentro do molde e a compressibilidade.

1.3 - Mistura e Compactação

A mistura dos pós visa homogenizar a combinação de materiais de diferentes composições, tamanhos e formatos de partícula, obtendo melhores distribuições nas características finais e propriedades de compressibilidade e escoamento.

O equipamento utilizado para esta operação consiste de tambores rotativos ou funis em formato de "V" ou "Y", onde a mistura é colocada para homogeneização por efeito da rotação quer do equipamento quer de um misturador interno.

Uma variável a ser controlada nesta etapa é o tempo de mistura, que varia de acordo com o equipamento e a mistura em questão. Este deve ser levantado empiricamente, e em alguns casos, tempos muito longos podem até segregar a mistura ao invés de homogenizá-la.

A compactação por sua vez tem a finalidade de transformar a mistura de pós num aglomerado com o formato da peça desejada, já com as dimensões muito

próximas das finais. Além disso, deve promover uma resistência mecânica suficiente para o posterior manejo manual do molde ao forno de sinterização e condições de contato inter-particular para a ocorrência dos fenômenos metalúrgicos necessários para na sinterização.

As figuras abaixo ilustram a compactação de modo simples:

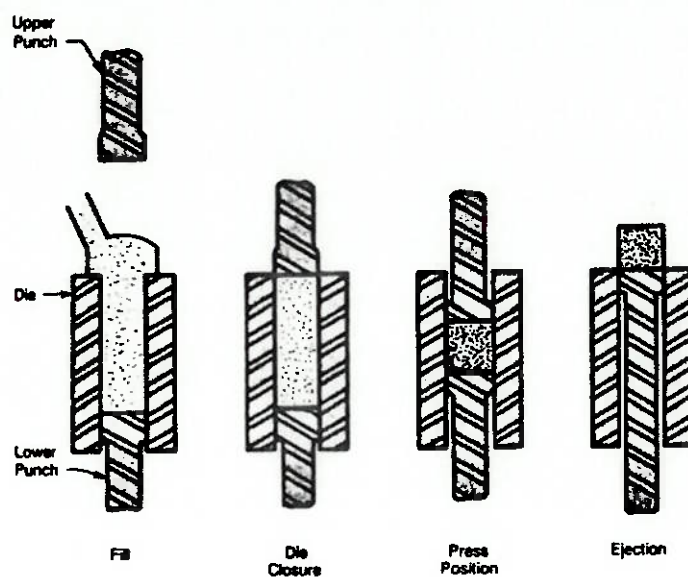


Fig. 2 – Operação de Compactação [2]

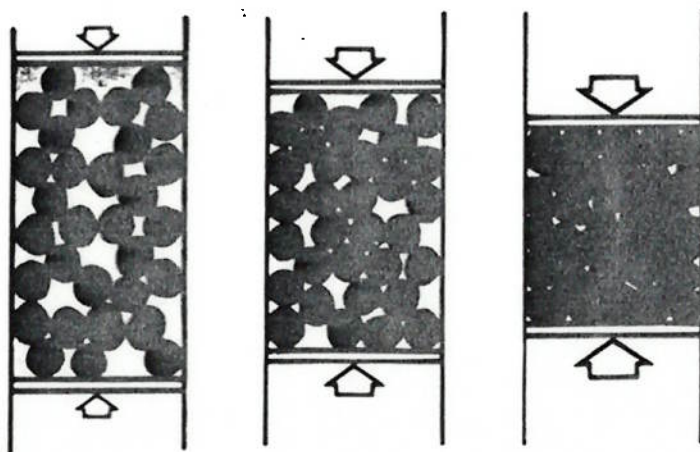


Fig. 3 – Estágios da Compactação [2]

A compactação pode ser realizada por diversos métodos:

- a. Com aplicação de pressão:
 - Unidirecional simples ou dupla;
 - Isostática;
 - Explosiva;
 - Laminação do pó;
 - Extrusão do pó;
 - Forjamento do pó
- b. Sem aplicação de pressão:
 - Pó solto no molde
 - Vibração

Usualmente, faz-se uso da aplicação de pressão unidirecional. As prensas que realizam este tipo de operação variam do tipo excêntrico ao hidráulico, de capacidade entre 4 e 100 tf, dependendo do tamanho das peças e do pó utilizado. Deve-se cuidar também do curso de ejeção e da profundidade de enchimento da matriz da prensa na hora da especificação. A figura a seguir mostra os dois tipos de compactação unidirecional: De ação dupla e simples.

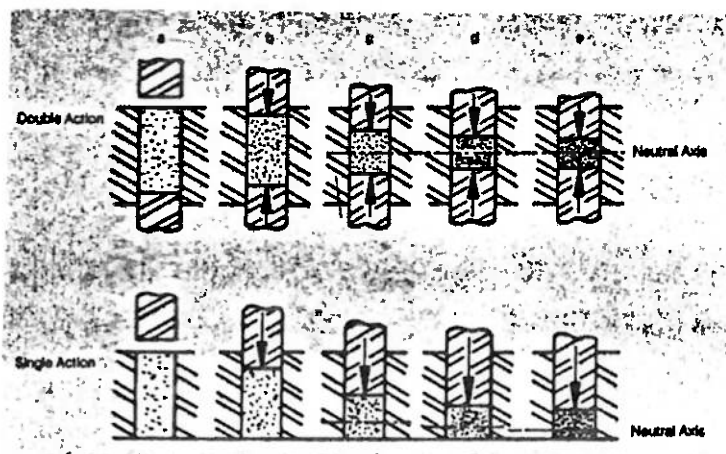


Fig. 4 – Tipos de Compactação Unidirecional [2].

Certos fenômenos que ocorrem durante a compactação merecem certa atenção:

- a. A simples existência de contato entre as superfícies das partículas já promove certa coesão. Esta depende porém do nível de impurezas, óxidos, gases absorvidos ou irregularidades, que reduzem a qualidade desta coesão.
- b. A aplicação de pressão reduz os espaços em vazio, corrigindo irregularidades. Esta variação depende da plasticidade do pó utilizado e aumenta a superfície de contato, aumentando coesão, densidade e resistência mecânica pela ação do atrito interno.

1.4 Sinterização

Consiste na etapa mais importante do processo, pois confere as propriedades mecânicas do sinterizado (como o próprio nome diz), e é realizada aquecendo-se a peça compactada em temperatura, tempo e atmosfera controladas.

Neste processo, realizado à temperaturas aproximadamente de $2/3$ a $3/4$ da temperatura de fusão da liga, ocorrem movimentos de ordem atômica na estrutura cristalina dos metais, reduzindo a energia de superfície pela diminuição da área de contato, tornando o material mais resistente mecanicamente.

Diversas são as teorias acerca do processo metalúrgico que ocorre durante a sinterização, mas todas se resumem às seguintes etapas:

- a. Ligação inicial entre as partículas - O compactado ao ser aquecido cria por difusão atômica ligações entre as partículas nas regiões de contato, desenvolvendo contornos de grão, mas sem alterar as dimensões finais. A eficiência desta operação depende basicamente da densidade do compactado.

- b. Crescimento do “pescoço” - Com a seqüência do processo, as ligações começam a ficar mais intensas, formando “pescoços” que reduzem o tamanho, (mas não o número) de poros.
- c. Fechamento dos canais de ligação entre os poros - Com o crescimento dos “pescoços” inicia-se a contração dos poros que, como primeira consequência, obstrui os canais que interligam os mesmos.
- d. Arredondamento dos poros e contração – Só ocorrem simultaneamente quando o processo é realizado em altas temperaturas. Seu efeito é sentido principalmente no aumento da densidade do componente. A figura abaixo ilustra estas etapas:

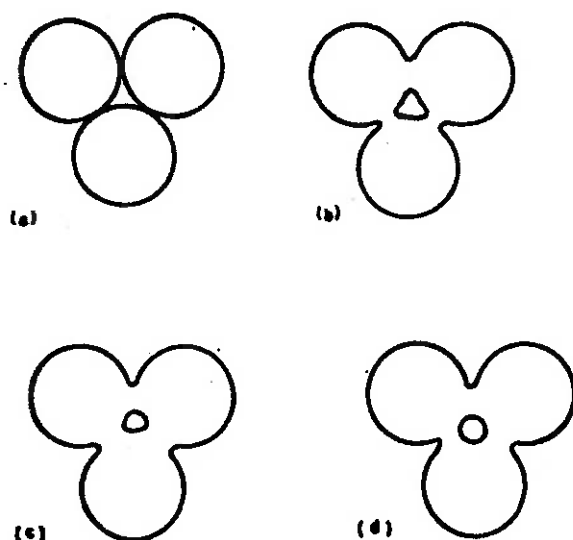


Fig. 5 – Processo de Contração de Poros [1]

Ainda pode haver uma última etapa, nem sempre presente, de crescimento dos poros, devido à contração e eliminação de alguns poros menores. O número de poros cai, mas o tamanho dos remanescentes aumenta.

Os fatores que mais influenciam a sinterização são: Tamanho, forma, estrutura e composição da partícula, densidade verde, temperatura, tempo e a presença de aditivos.

A atmosfera também influencia o resultado desta operação, e deve ser tratada com cuidado. Os principais motivos de empregar este controle são a prevenção ou minimização de reações químicas entre o compactado e o ambiente, a remoção de eventuais impurezas, tais como películas de óxido e finalmente, fornecer elementos químicos adicionais ao metal. As atmosferas utilizadas são:

- Hidrogênio : De alto custo mas de excelente performance redutora;
- Nitrogênio : Gás neutro, sem efeito redutor, utilizado para purgar fornos de atmosfera inflamável;
- Amônia Dissociada (75% Hidrogênio) : Altamente redutora, sendo atualmente a mais utilizada;

Os fornos de sinterização variam muito de tipo e tamanho, sendo utilizados fornos tanto elétricos (indução ou resistência) quanto à gás, atingindo temperaturas da ordem de 1300 - 3200 ° C. Possuem geralmente uma esteira contínua para circulação dos componentes.

1.5 Compactação a quente

Reune num só equipamento os dispositivos de aquecimento e compactação, tirando proveito da melhoria das propriedades de escoamento e plasticidade do pó com o aumento da temperatura.

O esquema abaixo apresenta de modo simplificado a construção do equipamento empregado.

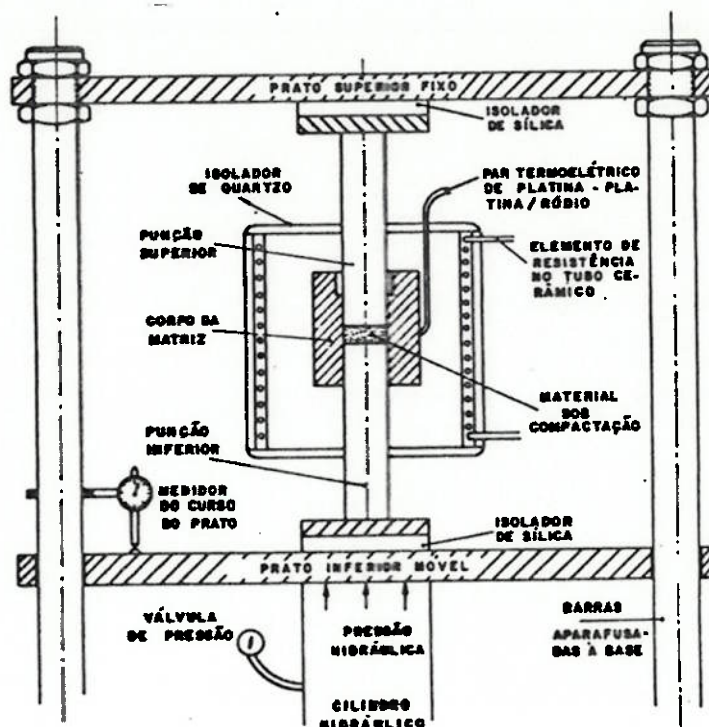


Fig. 6 – Equipamento de Compactação à Quente [1].

A aplicação simultânea de calor e pressão permite, para um mesmo resultado, trabalhar-se com menores níveis, tanto de temperatura quanto de pressão, o que aumenta ainda mais a competitividade do processo.

Além disso o contato gerado pelas condições de operação torna desnecessário o uso de atmosferas controladas, embora seja aconselhável o uso de dispositivos de retirada de ar entre as partículas.

1.6 Sinter Forjados

Embora existam inúmeras operações posteriores efetuadas sobre sinterizados, neste trabalho restringiremos a explanação à forja dos sinterizados, por ser esta a operação de nosso interesse imediato.

A forja dos sinterizados tem como finalidade produzir peças de alta qualidade dimensional e com propriedades mecânicas de densidade, módulo de elasticidade e limites de resistência muito próximos aos obtidos pela forja dos aços fundidos tradicionais.

A produção de sinterizados para forja difere em certos detalhes da sinterização tradicional, e o processo como um todo pode ser apresentado nas seguintes etapas:

a. Compactação da pré-forma : O compactado verde, agora denominado como pré-formado, deve ser compactado com as dimensões praticamente iguais às definitivas e com peso constante, para que possa ser utilizado em fabricação seriada e se tornar vantajoso frente aos processos tradicionais.

Geralmente o pré-formado é recoberto com uma camada de grafite após a sinterização, sofrendo então um resfriamento controlado e posterior reaquecimento para a forja.

Na verdade, existem basicamente dois modos de se forjar um sinterizado: "hot-repressing" e "hot upset". O primeiro modo exige pré-formados com o formato muito próximo do final, não havendo fluxo lateral de material durante a forja. Obtém-se uma densidade praticamente absoluta e um estado de tensão

praticamente hidrostático, resultando em grande isotropia. Os poros se comportam achatando-se e colocando seus lados em contato.

Já no "hot upset", o pré-formado possui certa folga em relação ao molde, permitindo o fluxo lateral do material. Obtem-se um estado plano de deformações, onde a combinação de uma tensão de compressão no sentido da direção de forjamento com uma tensão de cisalhamento perpendicular faz com que os poros achatados deslizem, quebrando o encapsulamento das partículas de pó, expondo o material *in natura*, muito mais susceptível à reações. Esta exposição, aliada à tensão de cisalhamento e ao deslizamento, faz surgir no material fortes ligações metalúrgicas. Desta vez, obtém-se anisotropia das propriedades, perdendo-se ainda as maiores qualidades dos sinterizados para as bielas, ou seja, distribuição homogênea de material, acabamento superficial e precisão dimensional .

Abaixo tem-se uma figura esquemática dos dois processos, e de como poros esféricos se comportam em ambos.

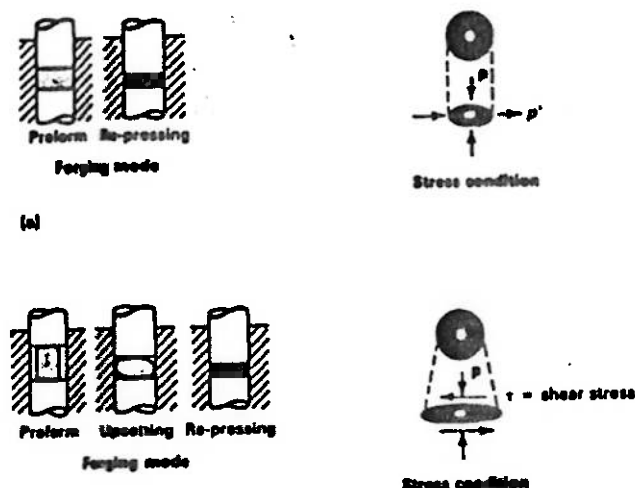


Fig. 7 – Diferenças entre os dois processos de Sinter Forja [3].

Na compactação de “pré-formados” para forjamento por “hot-upset”, a massa e a densidade precisam ser controladas para se adequar à peça final, obtida após certo escoamento de material, e deve-se ter em mente a necessidade de obter-se uma distribuição homogênea de densidade, garantida pelo preenchimento do molde de modo eficaz .

b. Sinterização da “pré-forma”: A sinterização neste caso é idêntica à tradicional, porém aumentam os requisitos de pureza, provocando um maior controle da atmosfera utilizada, evitando a formação de óxidos, inclusões e má distribuição dos elementos de liga.

c. Forja : O processo de forja reduz a porosidade, densifica o material e melhora as propriedades mecânicas da peça. Conforme já dito, existem dois modos diferentes de se realizar a forja : “hot-repressing” e “hot - upset forging”.

Na forja por “hot - repressing”, não há escoamento de material, e as dimensões não se alteram, sendo apenas calibradas suas tolerâncias. Já no “hot-upset forging”, o material sofre considerável deformação plástica.

A figura abaixo apresenta um exemplo da mesma peça sendo produzida pelos dois processos:

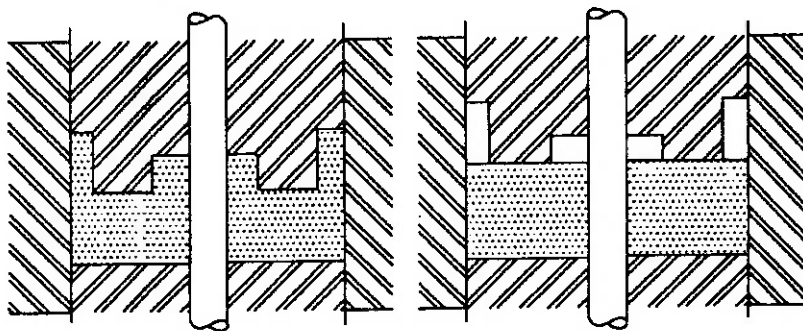


Fig. 8 – Sinter Forja pelos processos apresentados

As propriedades obtidas pelo processo de "hot-upset forging" são melhores que as obtidas pelo "hot- repressing", devido ao escoamento do material. No entanto, este requer um desenvolvimento mais cuidadoso da "pré-forma" e introduz uma alta taxa de desgaste no molde, particularmente em regiões de alto fluxo de material.

Existem basicamente duas diferenças entre a forja de sinterizados e a forja tradicional. Primeiramente, a forja de sinterizados é realizada em apenas um golpe da prensa, ao contrário dos múltiplos golpes do processo convencional. Além disso, a taxa de deformação plástica na forja de sinterizados, mesmo no "hot- upset forging", é enormemente inferior que na forja usual.

1.7 - Vantagens do emprego da metalurgia do pó

As principais vantagens da fabricação pelos processos da metalurgia do pó frente aos processos metalúrgicos tradicionais são:

1. *Aumento da Precisão Dimensional do Processo* - Devido a possibilidade de obter-se peças mais próximas do formato final e já na tolerância especificada, eliminam-se diversas operações de usinagem posterior. Com isso economiza-se tempo, ferramentas, máquinas e mão-de-obra, além de energia elétrica. O cavaco produzido pela usinagem remanescente também é de melhor qualidade devido ao maior índice de acomodação. Além disso, são economizadas quantias razoáveis de material que seriam desperdiçadas como refugo e cavacos. A própria operação de forjamento por exemplo, exige que para garantir o

preenchimento do molde que seja usado um blanque de maior volume que a peça final, deixando rebarbas que não existem na sinterização. Levando todos estes aspectos em conta, temos um substancial decréscimo do custo de fabricação. Um exemplo é a operação de sinterização em engrenagens, que reduz seu custo de fabricação em 40%.

2. *Economia de Energia* - Em comparação com o processo de forja tradicional, por trabalhar com temperaturas mais baixas e menores energias no forjamento, o processo de sinter - forjamento consome cerca de 50% menos energia do que a forja tradicional.
3. *Excelente Acabamento Superficial* - A existência de defeitos de superfície e seu tamanho e formato é característica do pó utilizado e do processo de sinterização. Estes podem atuar como concentradores de tensão reduzindo a vida em fadiga, que é um dos requisitos de projeto .
4. *Obtenção de um material metalurgicamente puro, homogêneo e isotrópico* - Por serem fabricados de pós metálicos, o controle de homogeneidade é muito maior. Possibilita também a pré-liga, feita ainda no pó, e por último a inexistência de segregações aumenta a resistência do material. Os materiais forjados possuem ainda uma intensa ortotropia, devido à deformação plástica e encruamento, não presentes nos sinterizados ou presentes em menor escala nos sintero-forjados.

Particularmente em relação às bielas, existem certas vantagens peculiares. A capa do virabrequim, fabricada na biela como uma peça única, é posteriormente

separada do corpo da mesma por corte, sendo as superfícies então usinadas e retificadas para permitir um encaixe o mais perfeito possível. Isto foi o que sempre foi feito, mas recentemente desenvolveu-se na Krebsöge Sinterholding GmbH da Alemanha um processo denominado "fracture splitting", no qual uma pequena trinca é feita na superfície interna do furo, e então com um impacto aplicado na peça esta trinca se propaga, dividindo a biela e resultando numa superfície de encaixe melhorada e mais barata que a anterior (usinada). A metalurgia do pó torna este processo mais eficiente .

Outras vantagens que podem ser enumeradas para a produção de bielas são :

- Eliminação de quase todas as operações de usinagem posterior;
- Possibilidade de um bom controle de distribuição do peso, tornando desnecessária a operação de balanceamento posterior, cara e demorada;
- Redução de refugo e sucata, ou seja, melhor aproveitamento do material;
- Economia de energia elétrica;
- Maior índice de acomodação de cavacos;
- Uso de menos máquinas e processos mais flexíveis de manufatura;
- Aumento da qualidade do produto aos olhos do consumidor, Marketing.

1.8 Requisitos do processo de sinter-forja

Decidido que certo ente mecânico adequa-se vantajosamente à produção por metalurgia do pó, existem certos requisitos de *design* a serem seguidos para que o pó possa ser convenientemente acomodado no molde e neste escoe, para que o molde resista (principalmente no caso de punções de forjamento) e para que a peça seja retirada deste facilmente. As principais recomendações quanto ao *design* são [1]:

1. A forma da peça deve permitir a retirada da matriz

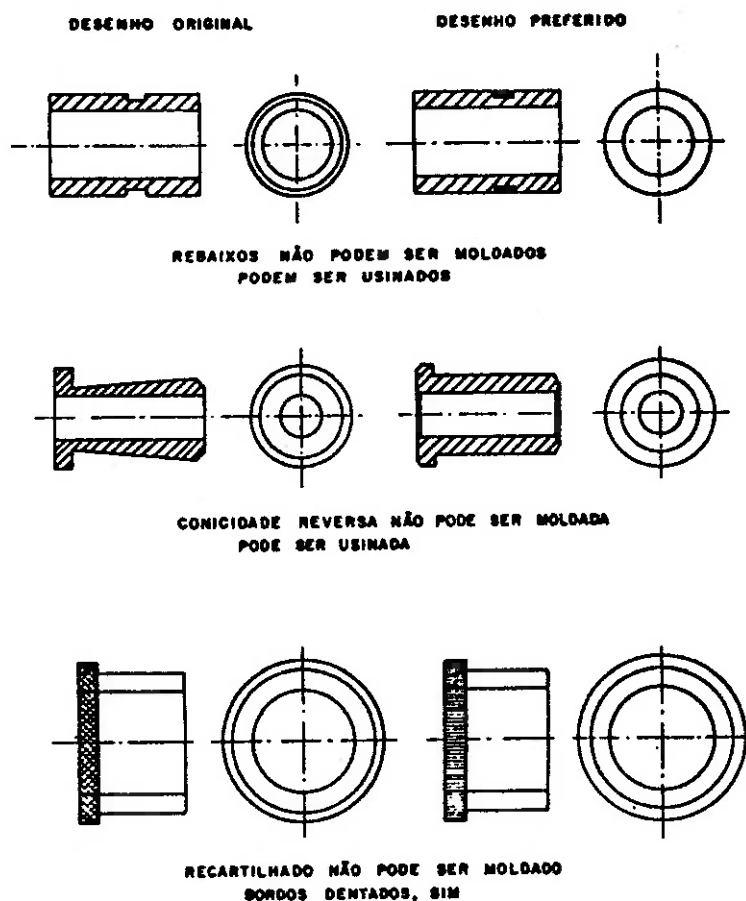


Fig. 9 – Recomendação 1

2. A espessura mínima da parede depende do formato e tamanho do componente, mas tem-se como boa medida não utilizar paredes menos espessas que 1,5 mm para componentes de tamanho médio (100-150mm)

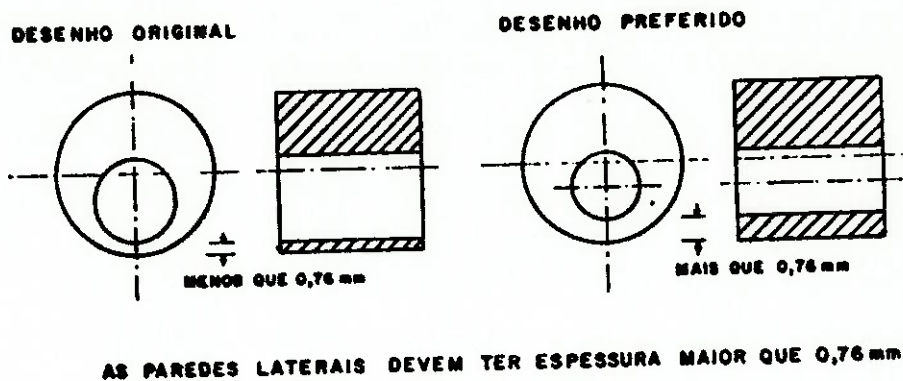


Fig. 10 – Recomendação 2

3. O pó não deve ser forçado por cantos vivos ou raios de curvatura muito acentuados

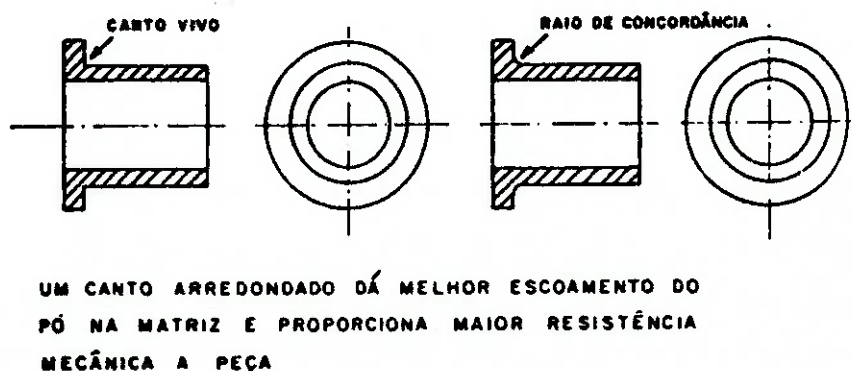
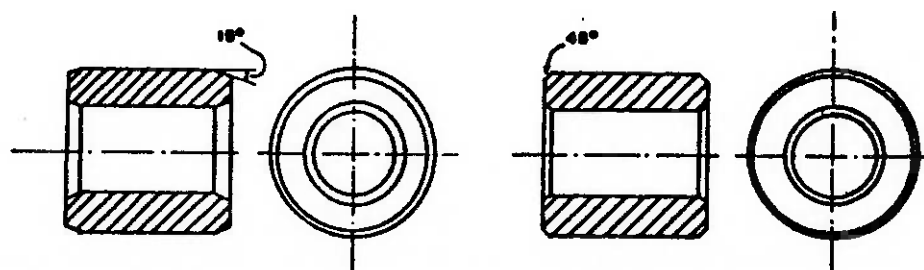


Fig. 11 – Recomendação 3

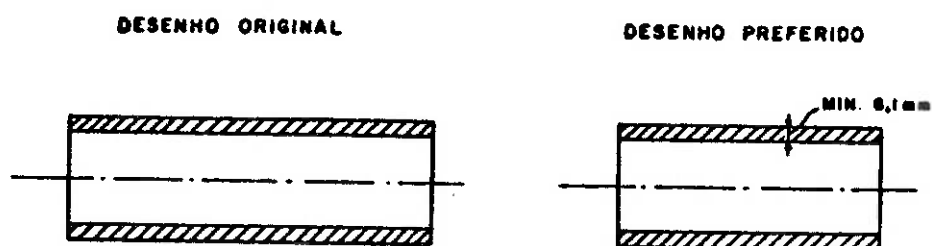
4. Não utilizar insertos, machos, etc. muito frágeis, que possam quebrar na compactação do pó



CHANFROS DE 45° PERMITEM MATRIZES MAIS RESISTENTES

Fig. 12 – Recomendação 4

5. O comprimento não deve ser muito maior que a seção transversal. Para peças finas recomenda-se que o comprimento seja no máximo 2,5 vezes a espessura, e para peças espessas, 4 vezes



O COMPRIMENTO DA BUCHA NÃO DEVE SER SUPERIOR
A 2,5 VEZES O DIÂMETRO

Fig. 13 – Recomendação 5

6. Excesso de rebaixos ou mudanças de direção axial devem ser evitados

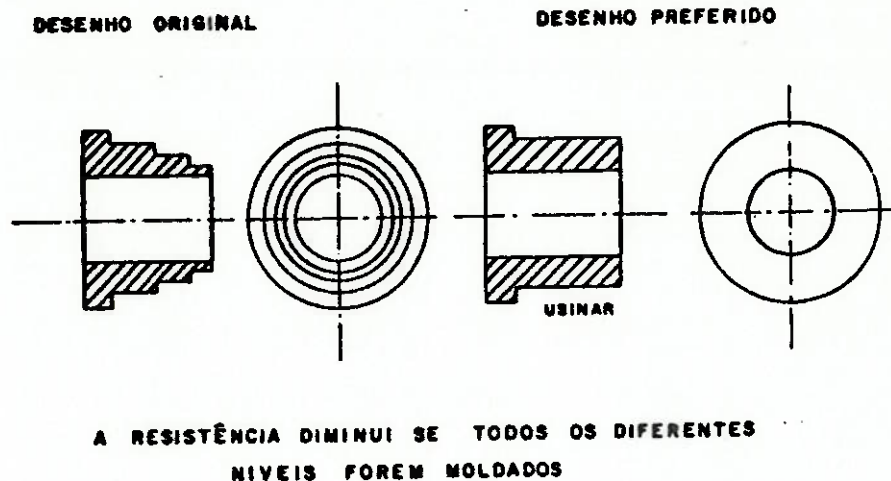


Fig. 14 – Recomendação 6

7. Caracteres ou símbolos podem ser sinterizados, desde que na superfície perpendicular à direção de prensagem

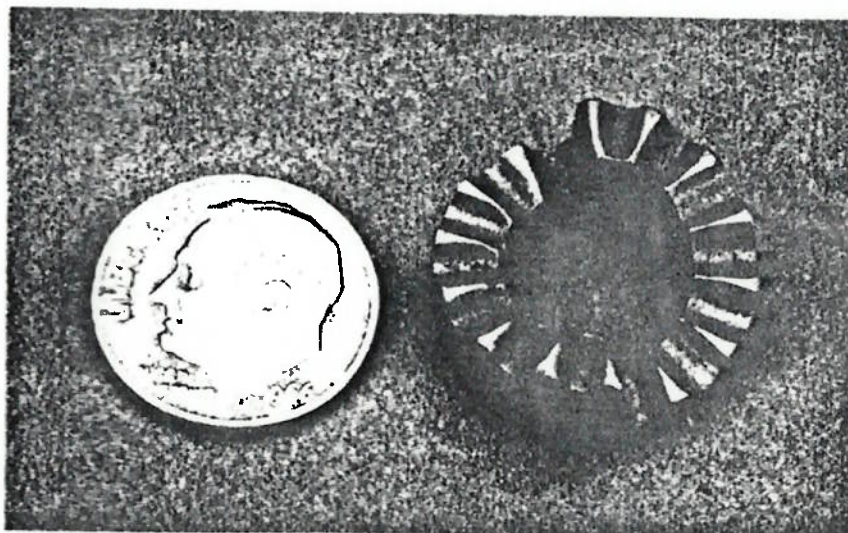


Fig. 15 – Regra 7

8. Em peças flangeadas, evitar furos cegos com o lado cego na extremidade oposta à flange

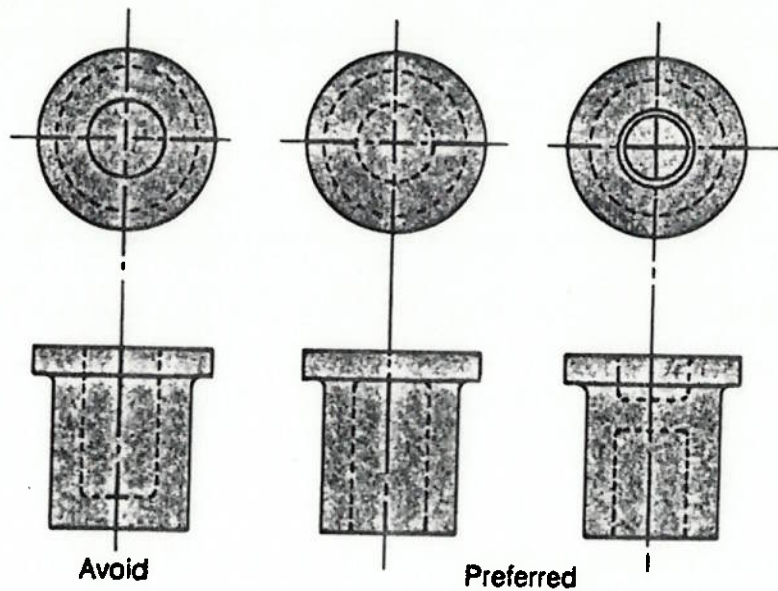


Fig. 16 – Recomendação 8

9. Dê preferência aos chanfros no lugar dos raios de curvatura

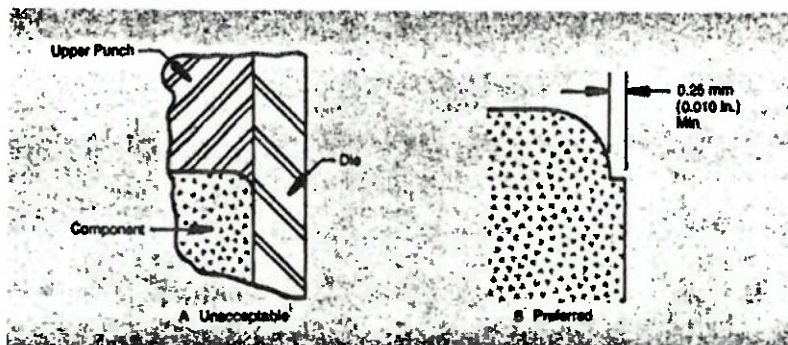


Fig. 17 – Recomendação 9

2. O MECANISMO BIELA-MANIVELA

Neste capítulo apresentar-se-á uma breve introdução ao funcionamento do mecanismo biela-manivela, expondo sua cinemática e dinâmica. O objetivo almejado está em esclarecer a função da biela enquanto componente automotivo e expor de modo conciso e simples os carregamentos a ela impostos. A compreensão destes princípios é de fundamental importância para os capítulos seguintes do projeto, onde diversas considerações serão feitas de forma prática a respeito da condição de carregamento sob a qual se encontra a peça. Não é de modo algum a intenção deste capítulo descrever totalmente o funcionamento do motor de combustão interna, seus ciclos termodinâmicos etc, mas sim fornecer subsídios básicos para que o leitor, que não possui familiaridade com o funcionamento dos motores, possa compreender futuras discussões neste projeto sobre a condição de operação da biela.

2.1 – O motor de combustão interna

Historicamente o primeiro tipo de motor de combustão interna bem sucedido foi desenvolvido apenas no século XIX, em sucessão ao motor à gás, mas o mecanismo de biela-manivela começou a ser utilizado muito antes, por volta de 150 d.C., para compressores manuais de ar. Mas foi apenas com o uso industrial do mecanismo em máquinas, e principalmente o início da produção em massa de

veículos já no século XX, que trouxe maiores atenções para os elementos deste sistema, atualmente exaustivamente estudados e otimizados [4].

Pode-se afirmar que a função do motor de combustão interna é transformar a energia das ligações químicas orgânicas de um combustível em energia mecânica de rotação de um eixo, pela queima e conseqüente expansão dos gases deste combustível. Neste projeto, e portanto neste capítulo, nos limitaremos aos motores de 4 tempos com ignição por centelha, baseados no ciclo Otto, como é o caso do motor à gasolina para o qual está se projetando a biela.

A primeira etapa do processo de transformação de energia consiste em preparar o combustível para uma combustão eficaz. A exposição aqui será feita para um motor dotado de carburador, em detrimento dos com injeção eletrônica. Esta premissa não altera o objetivo proposto, mas simplifica sobremaneira a explicação.

A gasolina no caso não é queimada de forma pura, mas sim numa mistura ar/combustível. Para tanto, o ar admitido pelo coletor é filtrado e o carburador se encarrega de realizar a mistura, na proporção adequada para o torque e rotação exigidos, através de um bico preenchido de combustível. Quando o ar passa por um bocal, é automaticamente “pulverizado” de combustível. Na verdade o funcionamento e o projeto de um carburador é bastante complexo, mas não nos cabe aqui entrar em detalhes sobre a carburação em si.

A mistura ar/combustível é então admitida na câmara de combustão. Esta câmara possui válvulas de admissão e exaustão, responsáveis pela entrada da mistura e

saída dos gases, respectivamente. Dentro da câmara a mistura é comprimida, explode e se expande, movimentando o pistão e com ele a biela, que gira o virabrequim, transformando desta maneira a energia das ligações químicas da gasolina em rotação.

Esta explicação é bastante simplificada, mas ilustra de modo suficiente a operação do motor em questão. O motor descrito, de quatro tempos, pode ter as etapas do processo na câmara mostradas claramente na figura abaixo:

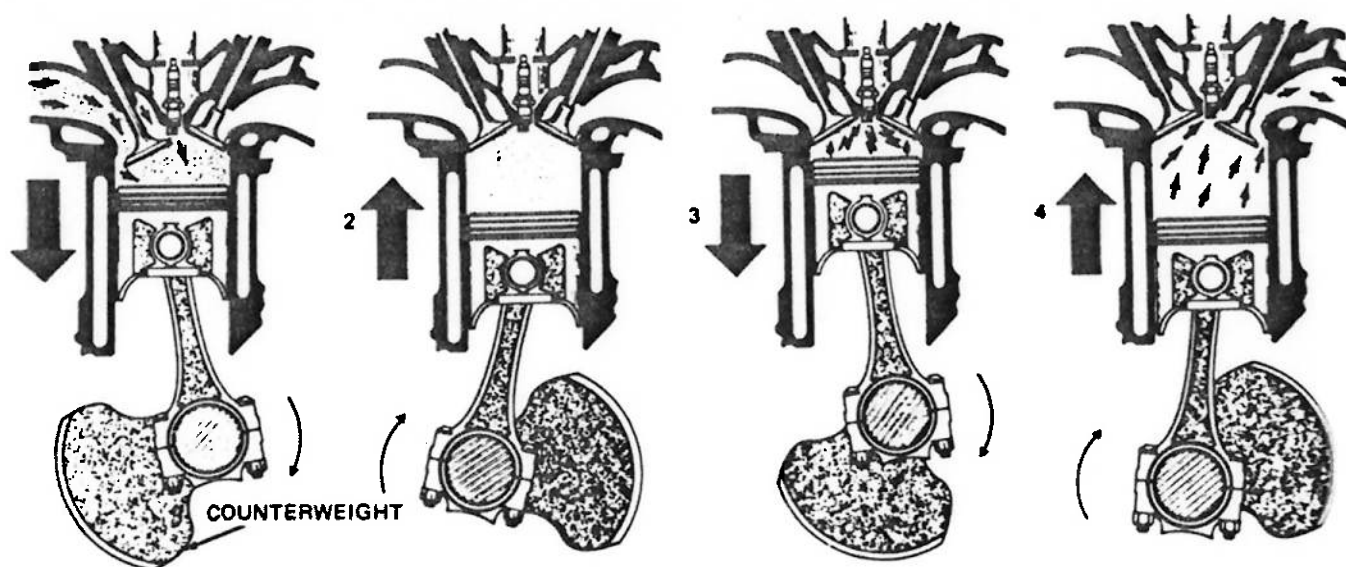


Fig. 18 –Ciclo de combustão [4]

O ciclo de combustão neste tipo de motor é composto de quatro etapas (quatro tempos):

- 1- O pistão desce com a válvula de admissão aberta e de exaustão fechada. A mistura entra na câmara;
- 2- Com ambas as válvulas fechadas o pistão sobe, comprimindo a mistura;

- 3- Com ambas as válvulas ainda fechadas a vela dispara uma faísca (arco voltáico proveniente da alta tensão gerada na bobina e disparada pelo platinado), que provoca o processo de combustão, ocasionando a descida do pistão;
- 4- Abre-se a válvula de escape e sobe o pistão, retirando da câmara os gases oriundos da combustão

Desta maneira, o ciclo possui quatro estágios : Admissão(1), compressão(2), combustão(3) e exaustão(4), e para sua realização são necessárias duas voltas do virabrequim. É importante notar que a geração de potência ocorre apenas na combustão, enquanto que nos outros tempos há o consumo de energia pelo atrito das partes móveis, inércia dos componentes e consumo para admissão e exaustão da mistura e dos gases. Esta energia vem do sistema como um todo, constituído de diversos conjuntos pistão-biela-manivela que movimentam o virabrequim.

Diversos são os tipos de construção e os detalhes de funcionamento dos motores de combustão interna, e extensa é a bibliografia a respeito. Por hora, considere-se que o abordado anteriormente seja suficiente para a compreensão dos tópicos dos capítulos seguintes a respeito do funcionamento do motor.

2.2 – O mecanismo

Quanto ao mecanismo em si, nosso real interesse, podemos esquematizá-lo como abaixo:

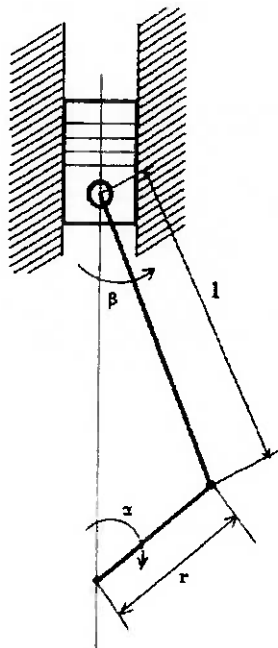
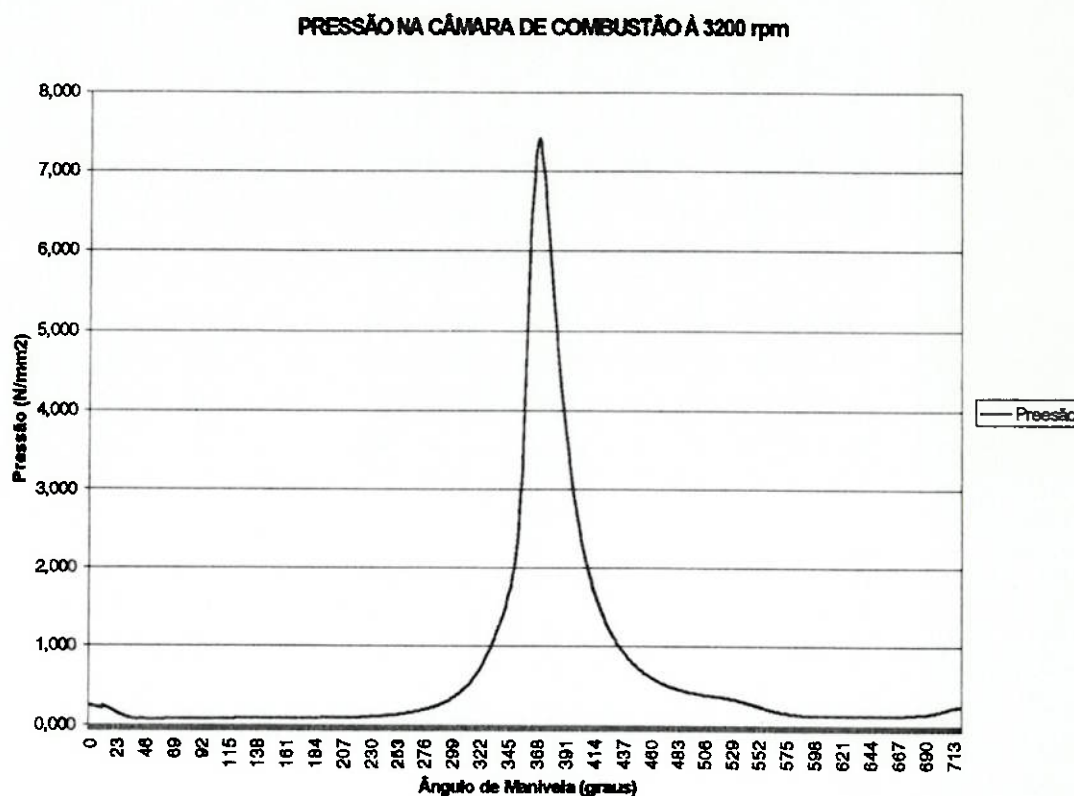


Fig. 19 – O mecanismo biela-manivela

O primeiro esforço atuante na biela é resultado do próprio motivo da existência do mecanismo, a transformação de energia, e corresponde à força proveniente do pistão pela queima do combustível. Todos os outros esforços que serão apresentados, ocorrem como consequência quer do movimento quer da montagem do mecanismo, e portanto serão de intensidade muito menor.

O esforço de combustão, como iremos daqui em diante nos referir a esta força, é diretamente proporcional à pressão na câmara de combustão, o que nos leva a conclusão de que ocorre um pico no instante da explosão, com o valor próximo ao nulo no restante do ciclo. Na verdade podemos colocar a pressão em função do tempo para a rotação de 3200 rpm e plotar o seguinte gráfico:



Esta pressão é aplicada sobre a superfície do pistão, que se acomoda dentro do cilindro, e juntamente com os anéis impede a perda de pressão. Desta maneira, desprezando o atrito, podemos assumir que a força presente na articulação do pino que une a biela ao pistão, tem intensidade igual ao produto da pressão pela área deste, e direção paralela às paredes do cilindro.

A transmissão deste esforço à biela porém é feita através da citada articulação, e como na sua outra extremidade o contato entre a biela e o virabrequim é feito por uma articulação semelhante, admite-se à biela um comportamento idêntico ao de uma barra de treliça, trabalhando apenas com cargas axiais.

Sendo assim, faz-se necessário a decomposição vetorial da força aplicada, pois a parcela transversal não é transmitida à biela. Apenas a componente axial será considerada, e a decomposição é feita em função do ângulo de giro do virabrequim da seguinte forma:

$$\vec{F}_{axial} = \vec{P} + \vec{F}_{lateral}$$

$$\vec{F}_{axial} = \frac{\vec{P}}{\cos \beta}$$

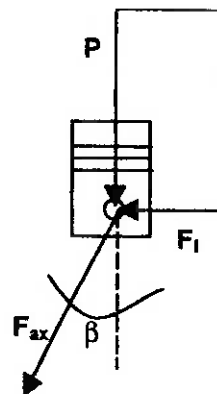


Fig. 20 – Decomposição do esforço de combustão

Dependendo da qualidade da lubrificação nas buchas das articulações podem surgir parcelas destes esforços transversais inesperadas. Porém neste trabalho estas condições serão desconsideradas.

O próximo esforço a se levar em conta é o esforço introduzido pela inércia do pistão e anéis em seu movimento alternado. Aplicado igualmente à articulação este esforço é avaliado como o produto da massa das partes alternadas pela sua aceleração, em função da rotação do motor, e deve também ser decomposto em parcelas vetoriais transversais e axiais.

A biela também é acelerada, sendo que seu movimento provoca diferentes acelerações para cada elemento infinitesimal de massa, e portanto sua inércia provoca esforços também diferentes.

A avaliação das componentes da aceleração pode ser feita analiticamente segundo o procedimento abaixo [5]:

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta$$

$$r \cdot \frac{d(\sin \alpha)}{dt} = l \cdot \frac{d(\sin \beta)}{dt}$$

$$r \cdot \cos \alpha \cdot \dot{\alpha} = l \cdot \cos \beta \cdot \dot{\beta}$$

$$\text{sendo } \dot{\alpha} = \omega_{\text{VIRABREQUM}}, \dot{\beta} = \omega_{\text{BIELA}}, e \, r/l = \lambda$$

$$\omega_{\text{BIELA}} = \lambda \cdot \omega_{\text{VIRAB.}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}$$

Considerando a hipótese de velocidade angular constante [5]:

$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \dot{\alpha} \\ \ddot{\beta} &= \lambda \cdot \dot{\alpha} \left(\frac{-\sin \alpha \cdot \dot{\alpha} \cdot \cos \beta}{\cos^2 \beta} + \frac{\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \right) \\ \ddot{\beta} &= -\lambda \cdot \dot{\alpha}^2 \left(\frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - \frac{\lambda \cdot \dot{\alpha} (\cos^2 \alpha \cdot \lambda \sin \alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)} \right) \\ \ddot{\beta} &= -\lambda \cdot \dot{\alpha}^2 \left(\frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - \frac{\lambda^2 \cdot \dot{\alpha} (\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha)}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right)\end{aligned}$$

A expressão acima fornece a aceleração angular da biela. Admitindo um ponto P na peça, onde chamamos (P-A) de s, temos as componentes da aceleração de P dadas por [6]:

$$\begin{aligned}\ddot{a}_x &= -\lambda \cdot s \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha t \\ \ddot{a}_y &= -\left\{ (r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha t) + \left\{ \frac{\omega^2 \cdot (l - s) r^2}{4I} \left[\frac{4 \cdot \cos 2\alpha t (l^2 - r^2 \sin \alpha t) - r^2 \sin^2 2\alpha t}{(l^2 - r^2 \sin^2 \alpha t)^{3/2}} \right] \right\} \right\}\end{aligned}$$

Este procedimento porém não se mostra muito eficiente, visto que seria necessário a discretização das massas, procedimento demorado e de resultados duvidosos. Em lugar deste utiliza-se o conceito de massas equivalentes, segundo o qual qualquer conexão rígida em movimento plano pode ser representada por um sistema equivalente de duas massas pontuais de forma a possuir uma inércia cinematicamente equivalente à da conexão. Para as bielas costuma-se utilizar

como aproximação duas massas, uma em cada articulação, sendo a massa alternada igual à $1/3$ da massa total, e a massa rotativa, $2/3$.

Outros esforços podem atuar na biela, porém estes tem menor influência e são de difícil avaliação, como esforços de ontagem das buchas, aperto dos parafusos etc, e serão desconsiderados no modelo a ser construído.

2.3 A biela

Embora a evolução dos motores de combustão interna tenha sido bastante intensa nos últimos anos os modos de solicitação das bielas em motores quatro tempos, ciclo Otto e de pistões em linha, continuam sendo basicamente os mesmos. Desta forma, podemos nos basear em cálculos elaborados há mais de vinte anos para obtermos os esforços na peça. Restringimos os comentários para as cargas, abstendo-nos de apresentar a obtenção das tensões pois cremos que o método de aproximação a ser utilizado (método dos elementos finitos) é muito mais preciso que o empregado no cálculo analítico contido nas referências. Nestes, os autores utilizam coeficientes de correção, e mesmo ao final dos cálculos são aplicados coeficientes de segurança da ordem de 2 a 3.

Para melhor estudar a biela, primeiramente, dividamos esta em três partes: Cabeça, haste e pé.

A figura abaixo apresenta, de um modo genérico, o aspecto de uma biela automotiva.

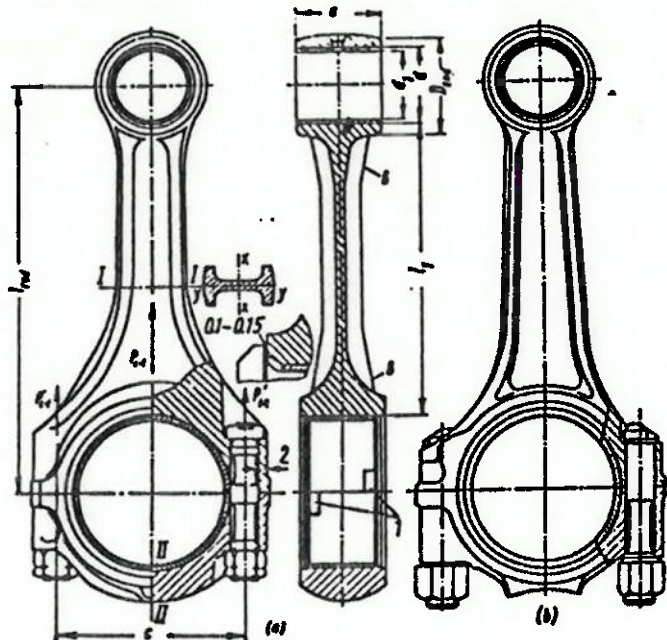


Fig. 21 - Representação de Biela Automotiva [7].

O pé da biela, ou furo do pino do pistão, é uma das partes mais críticas do projeto. Seu dimensionamento deve levar em conta o tamanho do pino do pistão, além de resistir aos esforços de tração e compressão e esforços de montagem.

Os esforços de tração neste caso são provocados pela força de inércia do pistão (P_p) durante os períodos de exaustão e admissão, atingindo o máximo no ponto morto superior. Calcula-se este esforço na rotação máxima, sem carga. Nesta situação temos [7]:

$$P_p = -m_p \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

, onde m_p é a massa do pistão, ω é a velocidade angular máxima, R é o raio do virabrequim e λ é a razão entre o raio do virabrequim e o comprimento da biela.

Na compressão os esforços são originados na combustão da mistura ar/combustível na câmara de combustão, e calcula-se o esforço para a máxima carga (na verdade a máxima pressão) admissível, descontando o efeito contrário de inércia (que reduz a força de compressão). A expressão do esforço de compressão é dada por [7]:

$$P_{com} = P_z + P_{ip} = p_z \cdot A_p - m_p \cdot \omega^2 \cdot R(1 + \lambda)$$

, onde p_z é a pressão no cilindro e A_p é a área do pistão que recebe esta pressão.

Além destes esforços, o pé da biela está sujeito a esforços de montagem da bucha interna ao furo, que se tornam mais intensos com o aumento da temperatura, devido à diferenças nos coeficientes de dilatação no material da bucha e da biela. Equaciona-se a pressão exercida no furo em função da interferência pré existente (da ordem de 0,0004 a 0,0015 vezes o diâmetro externo da bucha) e da dilatação do seguinte modo [7]:

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left(\frac{\frac{D_{ext}^2 + d^2}{D_{ext}^2 - d^2} + \mu}{E_{rod}} + \frac{\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu}{E_{bush}} \right)}$$

$$\Delta_t = d \cdot t \cdot (\alpha_{bush} - \alpha_{rod})$$

, onde Δ é a interferência de montagem, Δ_t é a interferência da temperatura, d é o diâmetro interno do furo, t a temperatura de aquecimento (geralmente em torno de

100-120 °C), α_{bush} é o coeficiente de dilatação do material da bucha, α_{rod} o coeficiente de dilatação do material da biela, D_{end} é o diâmetro externo do furo da biela, d_i o diâmetro interno da bucha, μ é o coeficiente de Poisson, e E é o módulo de elasticidade do material da biela e da bucha.

A figura abaixo mostra o carregamento e as tensões, e embora a precisão obtida por este para as tensões não nos ofereça grande utilidade, a distribuição destas pode nos fornecer uma boa base qualitativa para avaliação de resultados futuros. As figuras a e b representam a tração, e as figuras c e d a compressão.

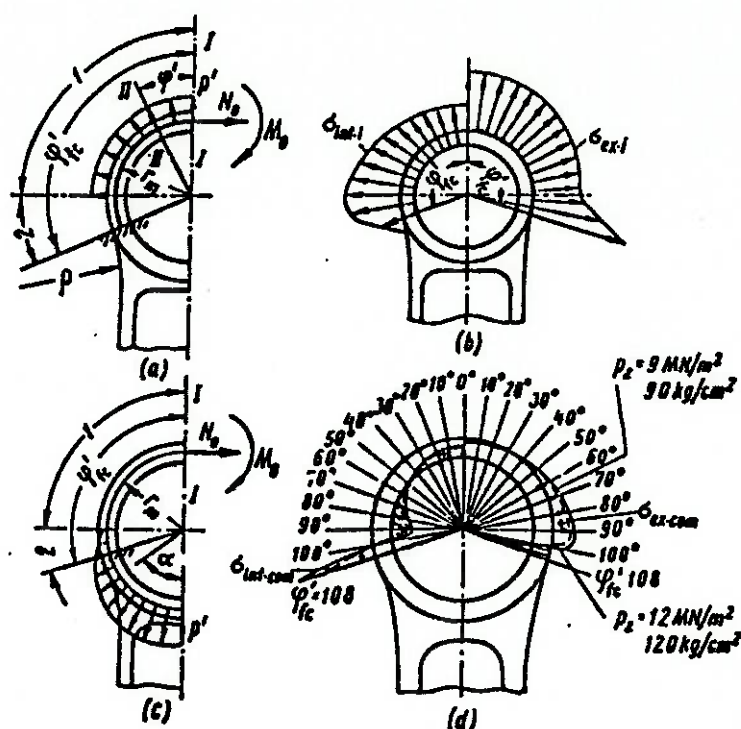


Fig. 22 - Esforços e Tensões no Pé da Biela [7].

A haste da biela é simétrica em relação ao eixo longitudinal da mesma. Seu comprimento depende da altura do motor e das dimensões do virabrequim. Costuma-se utilizar seções em “I” de modo a aumentar a rigidez sem comprometer o peso, devido a grande razão l/A . A razão entre a altura e a largura da seção é da ordem de 1,3 a 1,6, [7], e a alma desta torna-se progressivamente mais espessa com a aproximação dos furos, evitando concentrações de tensão e aumentando ainda mais a rigidez.

A solicitação na haste da biela é alternada, proveniente tanto de esforços causados pela pressão do gás no cilindro como por esforços inerciais, sendo esta tracionada pelas forças de inércia das partes rotativas posicionadas acima da seção considerada e comprimida durante o período de explosão pela diferença entre as forças do gás e de inércia. A força de inércia reduz o efeito da compressão ocasionada pelas forças da explosão do gás, motivo pelo qual algumas bielas de uso específico são dimensionadas para ter uma massa maior do que o necessário estruturalmente.. A tensão alternada atinge o valor máximo no ponto de maior pressão, um pouco depois do ponto morto superior.

A força de compressão é dada por [7]:

$$P_{com} = p_z \cdot A_z + P_i$$

,onde P_i é a força de inércia das partes rotativas no ponto morto superior, incluindo a massa da biela que contribui neste efeito. Seu equacionamento é [7]:

$$P_i = -(m_p + m_{\sigma,r}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

, com m_{cr} , r sendo a massa da biela que contribui na inércia e φ o ângulo de manivela.

A tração ocorre no ponto morto superior durante a admissão e posteriormente durante a exaustão dos gases. Calculam-se os esforços como [7]:

$$P_t = p_g \cdot A_r - (m_p + m_{cr}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

, onde p_g é a pressão de gás residual.

A distribuição das tensões calculada neste caso é :

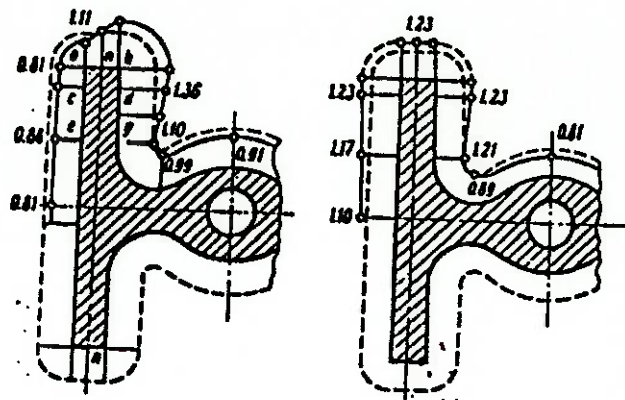


Fig. 23 - Esforços e Tensões na Haste da Biela [7].

Ensaio revelam que as forças de inércia tangenciais tem pouca influência no comportamento da peça, aumentando em no máximo 6% o valor dos esforços de compressão e reduzindo os esforços de tração.

Já a cabeça da biela, ou furo do pino do pistão, possui como crítica a seção II-II da capa do virabrequim, fig.21. Este deve ser capaz de resistir aos esforços

inerciais das partes rotativas e alternativas. Calculam-se os esforços inerciais $P_{i,des}$ pela expressão [7]:

$$P_{i,des} = -\omega_{ir,max}^2 \cdot R[(m_p + m_{rod,p}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{rod,cr} - m_{cap})]$$

, onde $\omega_{ir,max}$ é a máxima velocidade angular (sem carga), e $m_{rod,p}$ e $m_{rod,cr}$ são as massas alternativa e rotativa da biela respectivamente, obtidas por:

$$m_{rod,p} = \frac{L_{rod,p}}{L_{rod}} \cdot m_{rod}$$
$$m_{rod,cr} = \frac{L_{rod,cr}}{L_{rod}} \cdot m_{rod}$$

, onde $L_{rod,p}$ é a distância do centro do furo do pino do pistão ao centro de massa da biela e $L_{rod,cr}$ é a distância do centro do furo do virabrequim ao centro de massa da biela.

Além do esforço inercial, a cabeça da biela deve resistir à deformação de modo a manter uma certa tolerância de circularidade, evitando deformações nas bronzinas que pudessem corromper o filme lubrificante, prejudicando o deslizamento na região de contato.

Por último, a cabeça da biela deve ter um tamanho conveniente para comportar o virabrequim e posicionar os parafusos. Estes por sua vez estarão sujeitos a esforços de inércia das partes alternativa e rotativa (exceto da capa da biela).

3. COMENTÁRIOS ACERCA DOS MÉTODOS NUMÉRICOS UTILIZADOS

Analiticamente são reduzidos os problemas que possuem solução em engenharia estrutural, quer por falta de modelos consistentes quer por demasiada complexidade, o que inevitavelmente leva o engenheiro a procurar por alternativas mais eficientes de projeto.

Os métodos numéricos de aproximação têm se apresentado como soluções bastante eficazes, principalmente com o avanço e barateamento dos recursos computacionais, que tem permitido o rápido processamento de grandes volumes de informação. Dentre estes o mais difundido sem dúvida é o Método dos Elementos Finitos (MEF).

Neste projeto fez-se uso do MEF na solução das tensões para as condições de carga previamente determinadas através do MSC/NASTRAN versão 70.

Como todo método numérico, o MEF tem intrínseco um erro de aproximação, e por isso aconselha-se o uso de técnicas experimentais na fase anterior à adoção dos *designs* propostos e aprovados pelo MEF. Sua utilização porém possibilita a redução drástica do número de ensaios a serem efetuados, poupando tempo e dinheiro no ciclo de desenvolvimento do produto.

Neste capítulo tratar-se-á de algumas particularidades do método em análise dinâmica e de otimização estrutural, conceitos que saem da abordagem tradicional do MEF estudada normalmente. Não se tem o intuito de resumir o método, já bastante difundido e fazendo parte inclusive do currículo dos cursos de

graduação em engenharia, mas sim apresentar os tópicos adicionais utilizados no desenvolvimento do projeto.

3.1 - Análise Dinâmica Transiente Direta

Diferente da análise linear estática pelo método dos elementos finitos, que em última instância resolve uma equação polinomial de grau unitário ($F=K.u$), a análise dinâmica se propõe a resolver uma equação diferencial de segunda ordem, a equação geral da dinâmica dada por:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [B]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(t)\}$$

Numericamente soluciona-se esta equação para o deslocamento, e esta solução é encontrada em instantes discretos, tipicamente com intervalos de tempo constantes Δt . A solução das derivada da velocidade e aceleração é encontrada a partir dos deslocamentos por aplicação de diferenças finitas [8]:

$$\begin{aligned}\{\dot{u}_n\} &= \frac{1}{2\Delta t} \{u_{n+1} - u_{n-1}\} \\ \{\ddot{u}_n\} &= \frac{1}{2\Delta t^2} \{u_{n+1} - u_n + u_{n-1}\}\end{aligned}$$

Substituindo estas expressões e reagrupando os termos temos [8]:

$$[A_1] \cdot \{u_{n+1}\} = [A_2] + [A_3] \cdot \{u_n\} + [A_4] \cdot \{u_{n-1}\}$$

, onde :

$$[A_1] = \left[\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} + \frac{K}{3} \right]$$

$$[A_2] = \frac{1}{3} \{P_{n+1} + P_n + P_{n-1}\}$$

$$[A_3] = \left[\frac{2M}{\Delta t^2} - \frac{K}{3} \right]$$

$$[A_4] = \left[-\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} - \frac{K}{3} \right]$$

A solução transiente direta, diferente da superposição modal aqui não abordada, é encontrada dividindo ambos os lados pelo termo $[A_1]$, e assim cada intervalo é resolvido como uma análise linear estática substituindo os valores das etapas anteriores. A análise se torna muito mais veloz se as matrizes $[M]$, $[B]$ e $[K]$ não se alterarem e se Δt for constante. Assim $[A_1]$, $[A_3]$ e $[A_4]$ não precisam ser recalculadas, e apenas $[A_2]$ é alterada.

Como se pode perceber facilmente, o sucesso deste método depende intensamente da determinação de condições iniciais de deslocamento e velocidade para o uso das diferenças finitas. No MSC/NASTRAN define-se as condições no instante zero, e aquelas no instante -1 são avaliadas como [8]:

$$\{u_{-1}\} = \{u_0\} - \{\dot{u}_0\} \Delta t$$

$$\{P_{-1}\} = [K] \cdot \{u_{-1}\} + [B] \cdot \{\dot{u}_0\}$$

$$\{P_0\} = [K] \cdot \{u_0\} + [B] \cdot \{\dot{u}_0\}$$

3.2 - Amortecimento

Um parâmetro de suma importância neste tipo de análise é a especificação do amortecimento, pois devido ao tipo de solução todos os modos de vibrar são considerados e qualquer pequeno efeito de amplificação dinâmica pode se tornar presente em grande escala se não houver nenhuma dissipação de energia. Mesmo se o material não possuir significativo poder de dissipação energética deve-se adicionar algum fator de pequeno valor, apenas para evitar um zero numérico, que poderia trazer resultados completamente errôneos.

Os principais mecanismos que introduzem amortecimento nas estruturas são os efeitos viscosos, como em amortecedores por exemplo; atrito externo, em juntas e articulações; atrito interno, como movimentos de discordâncias e não linearidades estruturais. Fatores de amortecimento são sempre de difícil avaliação e medida e geralmente são levantados com base em ensaios dinâmicos, nem sempre existentes.

O MSC/NASTRAN possui dois modos de especificação de amortecimento em materiais lineares elásticos: estrutural e viscoso [8].

No amortecimento viscoso estabelece-se um parâmetro para o cálculo de uma força proporcional à velocidade:

$$f_v = b.\dot{u}$$

Já o amortecimento estrutural está relacionado com o deslocamento e é proporcional também à rigidez.:

$$f_s = i.G.k.u$$

Observe que a multiplicação pelo número imaginário i faz com que a força esteja defasada 90° em relação ao deslocamento considerado.

Em ambos os casos o amortecimento é computado como um fator multiplicativo na equação geral do movimento:

$$\text{Viscoso} : [M].\{\ddot{u}(t)\} + [B].\{\dot{u}(t)\} + [K].\{u(t)\} = \{P(t)\}$$

$$\text{Estrutural} : [M].\{\ddot{u}(t)\} + (1+i.G).[K].\{u(t)\} = \{P(t)\}$$

Na análise transiente direta porém não é permitido o uso de coeficientes complexos na equação, e portanto utiliza-se o artifício de trabalhar com um amortecimento viscoso equivalente. Para estabelecer seu valor, deve-se criar uma relação entre os dois tipos de amortecimento. Igualando as parcelas de amortecimento das equações acima, tem-se:

$$G.[K] = [B] \cdot \omega$$

,ou seja, a igualdade só é válida para uma determinada frequência.

Nesta temos então:

$$b = \frac{Gk}{\omega}$$

No MSC/NASTRAN existem dois parâmetros que definem a conversão do amortecimento estrutural em viscoso. O primeiro, `PARAM,G,valor` define o valor de G, enquanto outro, `PARAM,W3,valor` define em rad/s a frequência na qual ocorrerá a transformação.

3.3 - O "large mass method"[8]

No presente trabalho utilizou-se de um recurso de análise dinâmica denominado "Large Mass Method". Este consiste num método de se especificar dinamicamente um deslocamento, velocidade ou aceleração forçado. Neste projeto utilizou-se desta metodologia na simulação do movimento da biela, especificando para a articulação do virabrequim duas componentes de aceleração variando

senoidalmente no tempo, em defasagem de 90°, criando assim uma condição de movimento circular uniforme naquele ponto.

O princípio deste método é o posicionamento de uma massa m_0 de valor muito superior ao do modelo todo (cerca de 10^6 vezes maior) conectado a um grau de liberdade onde é aplicada uma força p de valor:

$$p = m_0 \cdot \ddot{u}$$

, onde $\ddot{u}$ é a aceleração desejada.

Com este método pode-se especificar no MSC/NASTRAN tanto acelerações como velocidades ou deslocamentos forçados, bastando indicar na entrada TLOAD o tipo do esforço no campo TYPE. O MSC/NASTRAN diferencia a grandeza automaticamente, criando a entrada desejada.

A qualidade da aproximação depende diretamente do quanto a massa concentrada é maior que a massa do modelo, e o valor sugerido de 10^6 é a recomendação da MSC para precisão de seis dígitos.

3.4 - Otimização Estrutural [9]

É importante deixar claro antes de mais nada que a otimização estrutural não se constitui de um uso do método dos elementos finitos. A otimização, isto sim, utiliza os resultados de uma análise pelo MEF como ponto de partida para estabelecer as diretrizes de sua operação. O otimizador consiste nada mais que um algoritmo de busca de um objetivo a partir de direções estabelecidas por

resultados de uma análise de sensibilidade paramétrica sobre as variáveis disponíveis e seus intervalos.

Enquanto a análise busca aproximar o comportamento de um sistema ou estrutura, o otimizador busca melhorá-lo com base em uma série de argumentos. Primeiramente portanto é necessário definir o que vem a ser um melhor *design*, quais os parâmetros que podem ser variados e em que intervalos e quais as condições de paradas, tanto como limitação do valor das funções das variáveis quanto como condição de convergência.

Matematicamente podemos colocar a questão da seguinte forma:

a. Objetivo : Queremos otimizar (minimizar ou maximizar) uma função $F(x_i)$, onde $i = 1, 2, 3, \dots, n$ e x_i são as variáveis de projeto;

b. Limites de variação: $x_i' < x_i < x_i''$ são os intervalos de variação das variáveis;

c. Restrições: $g_j(x_i) \leq 0$

$$h_k(x_i) = 0$$

O processo funciona buscando a condição máxima ou mínima da função objetivo alterando as variáveis dentro de seus intervalos, sem no entanto violar as funções das variáveis que estabelecem as restrições.

O algoritmo de busca pelo ótimo utilizado pelo MSC/NASTRAN é do tipo baseado em gradiente, nome atribuído pois sua busca se baseia em direções de variação determinadas pelo gradiente da função de otimização. De um modo bastante simplificado o que ocorre é o seguinte: Para um dado ponto do espaço estabelece-se um gradiente que informa em qual direção se deve variar os

parâmetros. Segue-se nesta direção até se atingir sem violar as restrições. Atingindo estas, verifica-se se aquele é um ponto de ótimo. Caso não, seja o processo se repete.

Como já mencionado, a direção de busca é determinada pelo gradiente da função objetivo:

$$\nabla F(\bar{x}) = \begin{Bmatrix} \frac{\partial F}{\partial x_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial F}{\partial x_n} \end{Bmatrix} \equiv \begin{Bmatrix} \frac{F(\bar{x} + \Delta x_1) - F(\bar{x})}{\Delta x_1} \\ \vdots \\ \frac{F(\bar{x} + \Delta x_n) - F(\bar{x})}{\Delta x_n} \end{Bmatrix}$$

Após atingir um estágio de ótimo local, ou seja, o ponto de máximo ou mínimo para aquela direção em particular, os vetores de valores de variáveis, a função e o vetor de restrições ficam alterados para:

$$\begin{aligned} \bar{x}^1 &= \bar{x}^0 + \alpha^* \cdot \bar{S}^1, \bar{S} = -\nabla F \\ F^1 &= F(\bar{x}^0 + \alpha^* \cdot \bar{S}^1) \\ g_j^1 &= g_j(\bar{x}^0 + \alpha^* \cdot \bar{S}^1), j = 1, \dots, n_g \end{aligned}$$

, onde α é o passo necessário para se atingir o *step* proposto.

Existe um dado momento quando não é mais possível encontrar uma direção. Torna-se portanto necessário criar uma condição de determinação de ótimo, e isto é feito pelas condições de Kuhn-Tucker, segundo as quais, se a soma vetorial do gradiente da função com os gradientes das restrições, multiplicados por fatores (multiplicadores de Lagrange), for nulo, então aquele é um ponto de ótimo.

Teoricamente para executar uma otimização estrutural como apresentado seria necessário a cada interação uma nova análise. Este procedimento levaria a

milhares de análises, consumindo tempo e recursos computacionais em uma ordem de grandeza que tornaria inviável a solução mesmo dos problemas mais simples.

A solução para este impasse é o uso de métodos que aproximam os passos apresentados, reduzindo os dados processados ao mínimo necessário.

Primeiramente faz-se o chamado *Design Variable Linking*, que consiste em utilizar a combinação do menor número de variáveis. Estabelecem-se relações onde, por exemplo, diversas variáveis variam na mesma proporção de acordo com uma única outra variável a ser alterada pelo otimizador. Este estabelecimento de relações pode ser criado na definição de uma propriedade de um grupo de elementos, por exemplo, e então todos os elementos variam seus parâmetros com a mudança desta. Outro modo é criar funções lineares de variáveis dependentes em função de outras independentes, a serem alteradas.

Outro artifício utilizado para reduzir volume de dados é o *Constraint Deletion*. Este procedimento ignora temporariamente algumas das restrições que por hora não se apresentam como delineadoras do processo de otimização. Com esta redução no número de restrições diminui-se drasticamente o tempo gasto, principalmente no que se refere às análises de sensibilidade paramétrica. Isto é feito estabelecendo uma faixa de tolerância, considerando-se as restrições cujo valor se encontra dentro desta faixa. A chamada regionalização também é utilizada, e neste processo certos tipos de restrições são aplicadas apenas a alguns elementos. Por exemplo, um valor máximo de tensão admissível pode ser

aplicado apenas numa região, onde sabe-se de antemão que haverão as maiores tensões.

A próxima etapa é realizar um tipo de variação paramétrica, onde se verifica como as restrições se comportam com a mudança das variáveis. O MSC/NASTRAN aplica expansões segundo as séries de Taylor para realizar o que é chamado de *Formal Approximations*.

Neste processo, tanto os objetivos quanto as restrições são aproximadas pelo método acima descrito da seguinte forma:

$$f(x^0 + \Delta x) = f(x^0) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{x^0} * \Delta x + \frac{d^2 f}{dx^2} \bigg|_{x^0} * \Delta x^2 + \frac{d^3 f}{dx^3} \bigg|_{x^0} * \Delta x^3 + \dots$$

Para poupar desnecessárias interações, trunca-se a série num determinado valor, geralmente logo no termo de segunda ordem:

$$\tilde{f}(x^0 + \Delta x) = f(x^0) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{x^0} * \Delta x$$

, sendo neste caso o erro da ordem de Δx^2 . Como estamos trabalhando com diversas variáveis, a expressão muda para:

$$\begin{aligned}\tilde{F}(\bar{x}^0 + \Delta \bar{x}) &= F(\bar{x}^0) + (\nabla F)_{\bar{x}^0} \cdot \Delta \bar{x} \\ \tilde{g}_j(\bar{x}_0 + \Delta \bar{x}) &= g_j(\bar{x}_0) + (\nabla g_j)_{\bar{x}^0} \cdot \Delta \bar{x}\end{aligned}$$

Por hora, continuamos com o problema de como avaliar as derivadas. Esta informação é proveniente da análise de sensibilidade feita sobre o modelo linear estático, por exemplo. Tomemos o exemplo tradicional da estática, com um valor máximo de tensão como restrição:

$$g(x) = \sigma_j - \sigma_j^{max} \leq 0$$

A tensão σ_j não é apenas função do deslocamento u avaliado, mas também da geometria e das propriedades do material, como nos mostra a relação abaixo:

$$\{\sigma\} = [D].[B].\{u\}$$

,onde $[D]$ é a matriz referente às propriedades elásticas do material e $[B]$ a matriz de função da posição.

Derivando parcialmente a restrição em relação à uma das variáveis de projeto e usando a regra da cadeia:

$$\frac{\partial g}{\partial x_i} = \frac{\partial g}{\partial \sigma_j} \cdot \frac{\partial \sigma_j}{\partial x_i}$$

, onde aproxima-se a derivada da tensão pela variável por:

$$\frac{\partial \sigma_j}{\partial x_i} = \frac{\partial \sigma_j}{\partial \{u\}} \cdot \frac{\partial \{u\}}{\partial x_i}$$

, calculando-se o primeiro termo da equação utilizando os resultados da análise linear estática, e o segundo por:

$$[K] \cdot \frac{\partial \{u\}}{\partial x_i} = \frac{\partial \{P\}}{\partial x_i} - \frac{\partial [K]}{\partial x_i} \cdot \{u\}$$

Embora esta exposição do processo de otimização seja bastante superficial, crê-se em seu sucesso enquanto breve apresentação da metodologia. O real objetivo encontra-se em mostrar ao leitor que de modo algum o otimizador avalia e analisa a estrutura para cada interação, mas sim trabalha com aproximações numéricas baseadas na análise de sensibilidade anteriormente realizada. Detalhes mais precisos do processo ou da implementação no MSC/NASTRAN podem ser encontrados nas referências bibliográficas [8] e [9].

PROJETO

1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho reside em agregar valor ao projeto de uma biela automotiva utilizando o conceito de otimização multidisciplinar por meio do uso intensivo de métodos de projeto assistido por computador e projeto para a manufatura. Alterando-se a geometria da peça interativamente, busca-se uma condição ótima de peso mantendo os requisitos de vida em fadiga, possibilitando assim a alteração tanto do processo de fabricação quanto do material utilizado, visando a redução de custos e o aumento da qualidade do produto final.

A qualidade de uma biela pode ser medida por sua vida útil e pelo custo de sua fabricação. No cálculo deste custo deve-se levar em conta não apenas a quantidade de material por peça, mas sim todo o conjunto de variáveis do processo, como por exemplo a duração do ciclo de manufatura, o número de empregados utilizado na linha de produção, a energia consumida e a energia dissipada pelo processo, o custo de se tratar resíduos, as operações posteriores, o desperdício de material, a confiabilidade do processo etc.

O real valor deste trabalho como contribuição à indústria se encontra na apresentação de uma alternativa de fabricação eficiente e econômica para componentes, principalmente para indústrias de alto volume de produção, como é o caso das autopeças. Como contribuição ao projeto de bielas, vale ressaltar as análises dinâmicas realizadas. Seus resultados vem comprovar hipóteses admitidas por autores da literatura no cálculo tradicional de bielas, como por

exemplo, a ordem de grandeza dos esforços de inércia da biela, desprezados baseados sempre apenas em dados empíricos. Quanto à adequação do material sinterizado, o presente estudo comprova a integridade nas condições especificadas, restando porém a necessidade de provas experimentais da validade das hipóteses assumidas, principalmente em termos do modelo do material (admitido como homogêneo) e dos carregamentos desprezados.

A otimização para as condições de operação em si, realizada a partir da geometria oriunda do projeto para a manufatura, reduziu insignificamente o peso da peça e é de se considerar a validade de tão pequena redução de peso em detrimento da redução significativa da resistência. Fica porém a apresentação do método, de extrema valia nos projetos de um modo geral e sempre interessante de ser efetuada, desde que seus resultados sejam avaliados com critério.

Numa última etapa avaliou-se o projeto frente aos requisitos da montadora, verificando que o *design* inicialmente proposto para o processo apresentava estreita margem de segurança nos testes a serem efetuados, reduzindo ainda mais as possibilidades da otimização do peso.

Nos capítulos seguintes apresentar-se-á toda a metodologia de análise, a descrição dos modelos, os resultados e sua interpretação. Os comentários acerca, tanto da teoria quanto dos softwares utilizados, restringem-se aos aspectos abordados.

2. METODOLOGIA

Manifestado o interesse da Metal Leve Ind. e Com Ltda. no desenvolvimento deste projeto, obteve-se primeiramente os dados sobre o motor para o qual a biela seria projetada. Tendo em vista o conhecimento prévio da indústria automobilística sobre bielas forjadas e o alto grau de desenvolvimento e otimização experimentado por este componente, utilizou-se a geometria atual como ponto de partida.

Otimizada para os requisitos da forja e para o comportamento do aço carbono forjado, esta geometria foi modificada de modo a usufruir ao máximo das vantagens que podem ser introduzidas pelo uso dos processos de metalurgia do pó. Para tanto, levantou-se junto à especialistas da própria empresa e na bibliografia disponível, quais os requisitos para obter-se uma fabricação não apenas viável, mas vantajosa frente ao atual processo, justificada principalmente em termos de custo final do produto.

Estas alterações porém foram sujeitas a determinadas especificações da montadora, que deseja, ao menos por enquanto, manter inalterados os demais componentes do motor em interação com a biela. Assim sendo, estabeleceu-se determinadas medidas como requisitos de montagem, de valor especificado pelo desenho de fabricação original em função da disposição e dimensões dos outros elementos do mecanismo responsável pela movimentação do motor.

Concluída a otimização da peça para o processo de sinterização e posterior forja, fez-se necessário verificar a adequação das novas dimensões no atendimento aos requisitos de durabilidade, isto é, se a peça resistiria aos esforços de operação e por quantos ciclos.

Para avaliar a resposta estrutural da biela proposta, primeiramente foram modelados os esforços de maior intensidade e relevância no sistema. Tendo as curvas de pressão na câmara de combustão e deslocamento, velocidade e aceleração do pistão por ângulo de manivela nos valores de rotação para a condição de máxima potência e máxima rotação, determinou-se os esforços na condição admitida como crítica. Como o intuito do motor é transformar a energia de expansão dos gases de combustão em rotação no eixo, é natural que o principal esforço seja aquele oriundo da explosão na câmara, sobrepujando em ordens de grandeza os esforços de inércia ou qualquer outro resultante do movimento responsável pela real função executada pelo sistema. Deste modo, espera-se que a condição crítica de carregamento será a de maior pressão, ou de máxima potência. Na falta de certezas, avaliou-se os esforços em ambas situações.

Determinada a rotação e os esforços de compressão e inércia do pistão no tempo, considerou-se o efeito da inércia da própria biela. Por executar um movimento que varia da translação pura (centro do furo do pino do pistão) à rotação pura (centro do furo do virabrequim), o campo de acelerações varia no tempo. Além disso, em cada determinado instante este campo varia de ponto a

ponto através de uma função da localização deste ponto. Para avaliar a sensibilidade do modelo à ser utilizado a este carregamento, realizou-se uma análise dinâmica por meio do método dos elementos finitos, levantando para os pontos mais solicitados da estrutura durante todo o ciclo de combustão as tensões equivalentes de Von Misses para o carregamento total e de inércia. Estes resultados foram avaliados cuidadosamente, e constituem a base para escolha do ponto crítico, o instante onde o componente é mais solicitado e que foi utilizado para o modelo de otimização.

As análises de elementos finitos também serviram como prova de que não há efeitos significativos de amplificação dinâmica dos esforços, por estarem as frequências naturais bastante distantes das frequências de aplicação das cargas. Utilizando a carga crítica previamente determinada, analisou-se estaticamente a distribuição de tensões, verificando-se frente ao critério escolhido uma razoável margem de segurança, possibilitando assim a aplicação de algoritmos de otimização de peso.

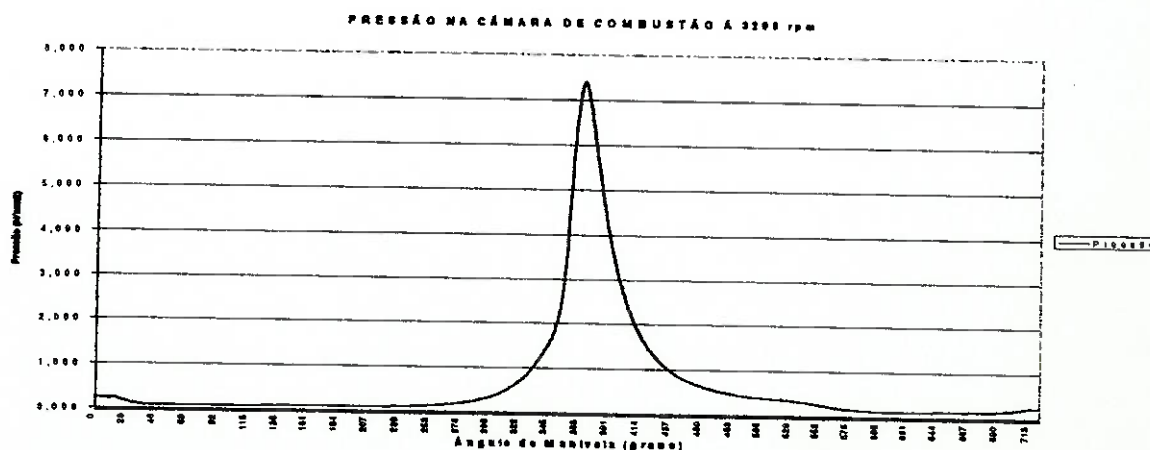
No caso deste projeto, antes do início da modelagem para otimização, sabia-se de antemão que a redução de peso nesta etapa não seria significativa frente à etapa anterior. As restrições impostas tanto pela montagem quanto pelo processo limitam as alterações a poucos parâmetros variáveis, confinados a intervalos de valores que permitam a fabricação. A validade desta etapa portanto consiste muito mais em apresentar a metodologia completa e seus potenciais do que realmente reduzir o peso do componente. Os resultados obtidos mostram que os

limites dos intervalos de variação dos parâmetros foram atingidos muito antes que a restrição, a máxima tensão equivalente admissível.

3. ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR

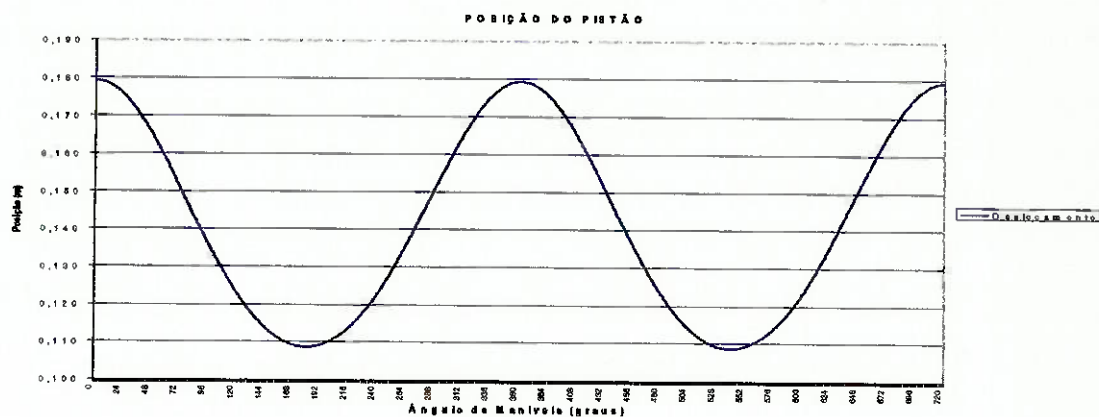
O motor para o qual projetou-se a biela possui as seguintes características:

- * Ciclo Otto;
- * 4 Tempos;
- * 2 válvulas por cilindro;
- * 1.000 cm³;
- * Potência: 38 CV;
- * Curso do pistão: 70,6 mm;
- * Diâmetro do Cilindro: 65,1 mm;
- * Máxima rotação: 6500 rpm;
- * Massas Alternativas:
 - Pistão: 195 g
 - 1º anel: 4g
 - 2º anel: 5g
 - 3º anel: 4g
 - Pino: 52 g
 - 1º anel de travamento: 1g
 - 2º anel de travamento: 1g
 - TOTAL: 262 g
- * Rotação de máxima potência: 3200 rpm;
- * Curva de Pressão para 3200 rpm:

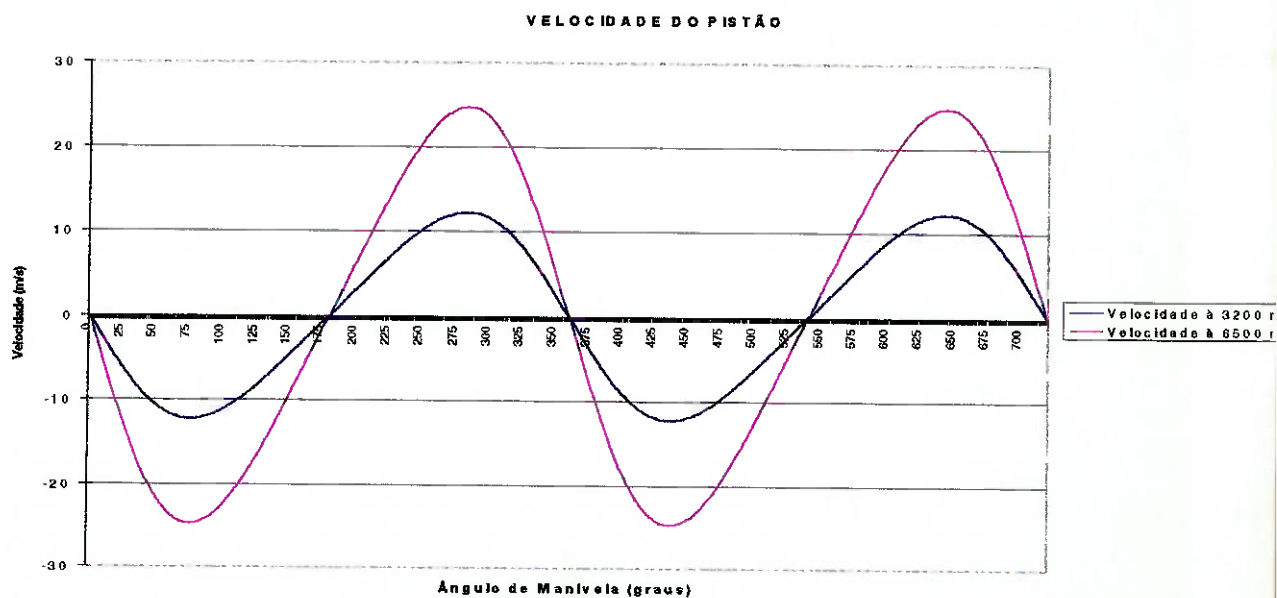


* Curvas da Cinemática do Pistão:

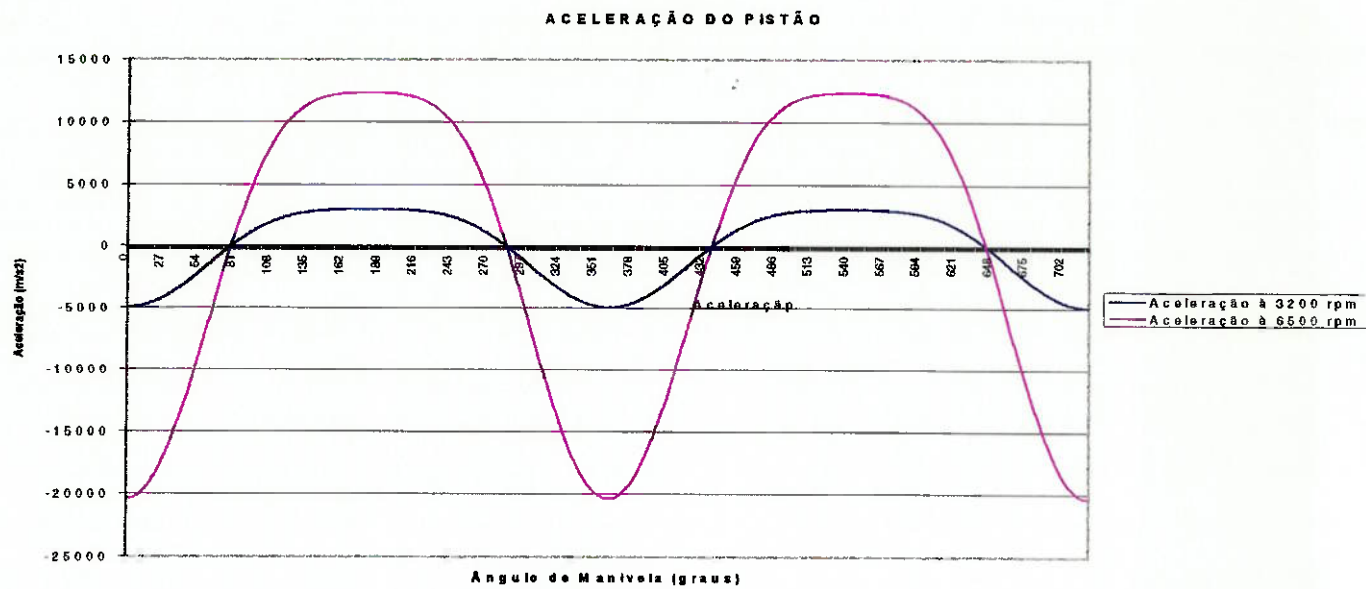
Posição



Velocidade



Aceleração



4. CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL

Denominação : ASTM B 848 - P/F 11C60

Composição : Fe - 0.6%C - 2.0% Cu - 0.35%

Módulo de Elasticidade : $E = 205 \text{ GPa}$

Coeficiente de Poisson : $\nu = 0.30$

Densidade : $\rho = 7.7 \text{ ton/m}^3$

Tensão Limite de Fadiga : $\sigma_f = 290 \text{ MPa}$

Tensão de Escoamento : $\sigma_y = 620 \text{ MPa}$

Tensão Máxima : $\sigma_T = 895 \text{ Mpa}$

Porosidade : 2 %

Dureza : 28 HRC

Elongação : 11 %

Deve-se observar que os materiais obtidos pela metalurgia do pó possuem sempre certa porosidade residual. O modelo utilizado aqui desprezou totalmente a possibilidade de existência de poros que poderiam provocar concentrações de tensão.

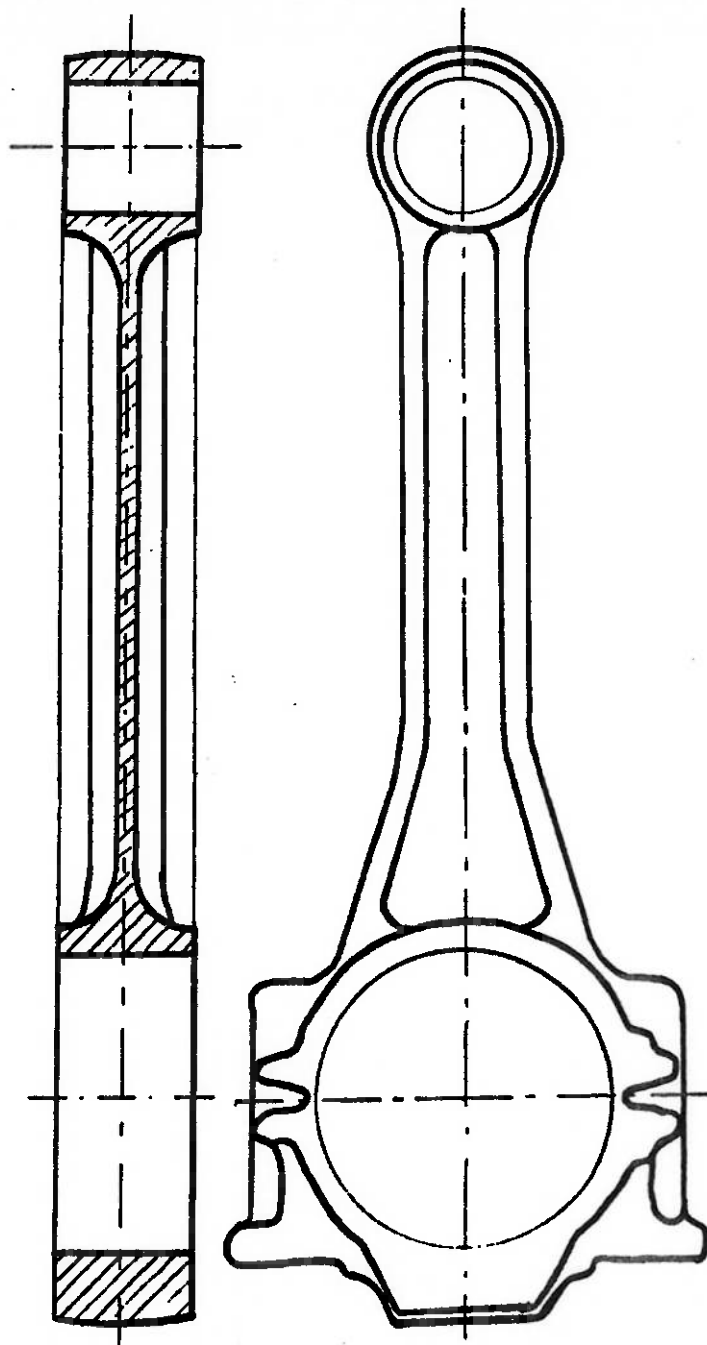
Além disso, o material foi considerado isotrópico, hipótese não absolutamente verdadeira, visto que a forja posterior à sinterização provoca um determinado nível de encruamento ao material, e suas propriedades mecânicas, como módulo de elasticidade, podem variar razoavelmente ao longo da espessura.

Estas aproximações podem comprometer as respostas obtidas, e portanto recomenda-se a realização de ensaios antes de admitir os valores apresentados como absolutamente verossímeis.

5. GEOMETRIA DA BIELA FORJADA

A geometria da biela forjada foi recebida no formato de um desenho de fabricação do tipo "blue print". Fabricada em aço carbono (ABNT 1045), o peso atual do componente é de 399g.

Abaixo, apresenta-se um esboço da peça atual (forjada)



Segundo engenheiros da Metal Leve Ind. e Com. Ltda em contato com a montadora, deve-se manter as seguintes dimensões:

1. Diâmetro dos furos do pino do pistão (20 mm) e do virabrequim (45 mm);
2. Distância entre os centros destes furos (144 mm);
3. Espessura da biela na região destes furos (20 mm);
4. Largura máxima:
 - Na altura do pistão: 28.2 mm;
 - Na altura do virabrequim: 66 mm;
5. Distância entre parafusos: 54 mm;
6. Comprimento de parafuso dentro da biela: 37 mm;
7. Largura do assento do parafuso: 11.5 mm;

Além dos requisitos geométricos temos o requisito de durabilidade, segundo o qual a biela deve ser projetada para uma vida em fadiga infinita, tendo como parâmetro a curva S-N do material.

Posteriormente, a biela deve ser aprovada em um teste de bancada, de condições de carga muito mais intensas que as de operação, de modo a reduzir os erros estatísticos. Estes testes serão discutidos posteriormente, mas faz-se importante salientar que sem a aprovação do design nestes o projeto não é aprovado, invalidando qualquer outro resultado obtido.

6. OTIMIZAÇÃO PARA O PROCESSO

Para que o processo de fabricação por sinter-forjamento seja bem sucedido é necessário que certos cuidados sejam tomados no sentido de garantir um bom preenchimento do molde pelo pó, uma compactação eficiente e com um mínimo de variação na densidade ao longo da espessura do compactado, uma distribuição eficiente do calor transmitido durante a sinterização, uma fácil retirada do sinterizado do molde e um forjamento eficaz. Ademais, deve-se utilizar uma geometria que não dependa de machos ou punções frágeis ou delicados, que podem quebrar durante o processo.

Neste projeto a adequação do formato da biela preliminarmente apresentada para o aproveitamento dos benefícios da metalurgia do pó sem o comprometimento da eficácia do processo de produção, foi realizado com base no conhecimento dos engenheiros da Metal Leve Ind. e Com. Ltda. e na bibliografia disponível.

As principais alterações realizadas foram:

1. Utilização de superfícies planas e em menor número possível.

Admitiu-se quatro diferentes planos na espessura, dois definindo a superfície da perna da biela e outros dois definindo a espessura de 20mm requerida para atender os requisitos de montagem da região dos furos no pistão e virabrequim.

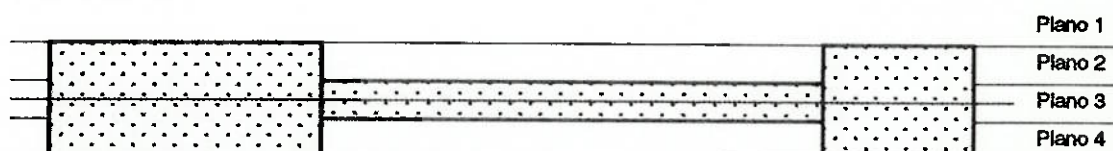


Fig. 24 – Planos de construção da biela

2. Rebaixos com profundidade inferior a 20% da espessura, paredes paralelas à direção de prensagem com ângulo maior que 12° e raios de curvatura nas arestas.

Foi criado um rebaixo de alívio de peso de cada lado, de profundidade 1 mm (~19% da metade da espesura de 10.5mm). Seu formato é oblongo, com raios de curvatura nas arestas de 1mm.

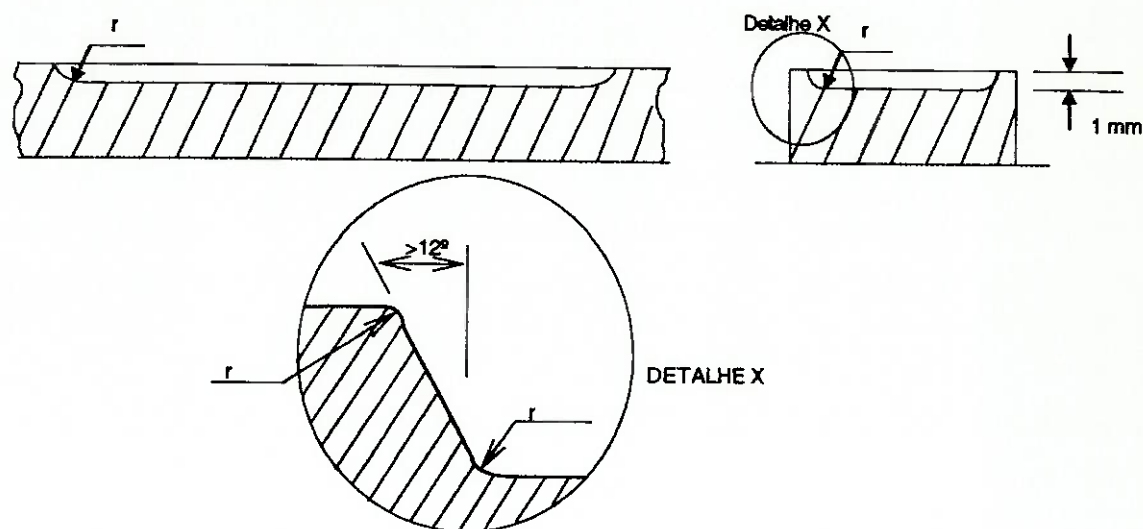


Fig. 25 - Vista em corte da perna da biela

3. Grande Razão l/d .

Este requisito é atedido desde que se obedecam as restrições de montagem. No caso da biela modificada, temos:

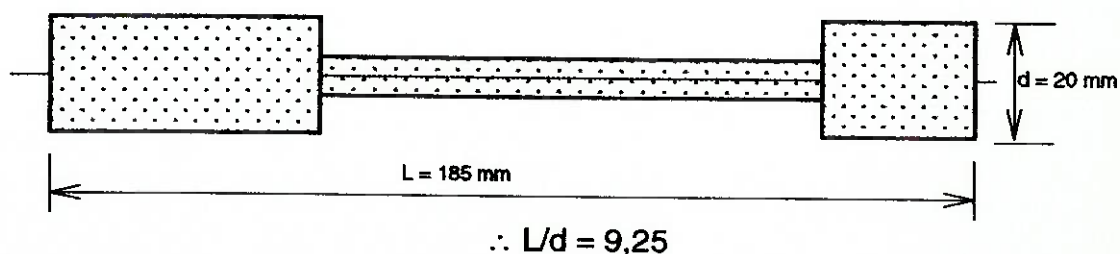
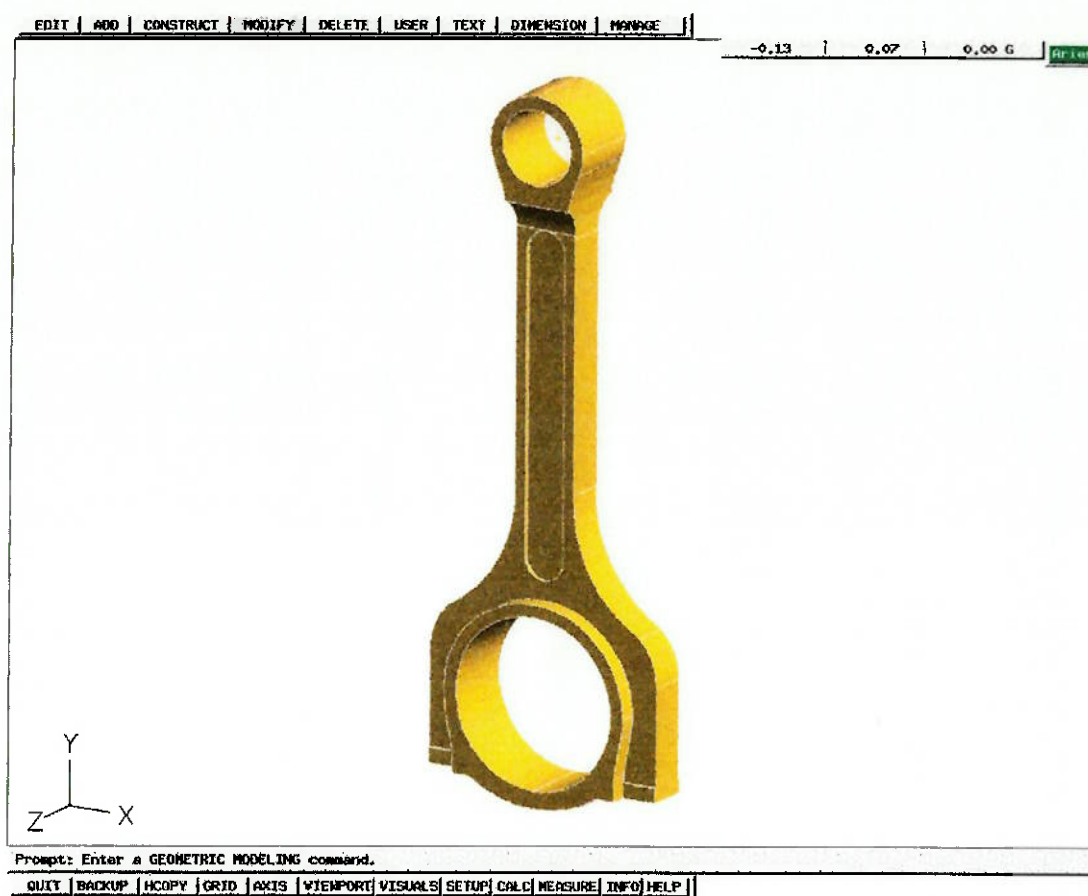


Fig. 26 - Dimensões externas da biela

4. Outras recomendações

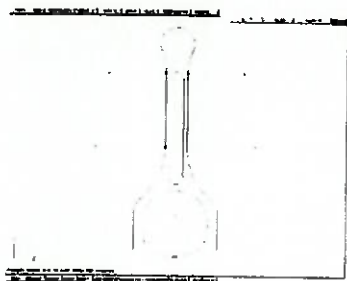
- Espessura de parede superior a 1,5 mm;
- Não utilizar formatos esféricos;
- Só são factíveis furos na direção de compactação;
- Usar raios de curvatura maiores que 0,4 mm no geral, e maiores que 1 mm nos cantos externos;
- Nos vértices da peça, dar preferência a chanfros no lugar de raios de curvatura. Uma dimensão recomendável é 45°x 0,25 mm;
- Nos escareados, usar um pequeno plano antes do furo, evitando fragilizações do punção;
- Evitar qualquer detalhe que possa comprometer a ferramenta, como punções finos demais, cantos vivos internos, variações abruptas de seção transversal etc;
- Balancear as forças laterais na forja;
- Provocar o menor fluxo possível de material, reduzindo o desgaste;

Considerando todos estes aspectos citados, elaborou-se a geometria abaixo, cujo modelamento será descrito a seguir.



De posse do desenho bi-dimensional, utilizou-se o módulo de modelamento sólido do MSC/ARIES para gerar a geometria, utilizando operações booleanas. A sequência de modelamento foi elaborada de modo a possibilitar a parametrização necessária para o uso do algoritmo de otimização, e pode ser resumida nas seguintes operações:

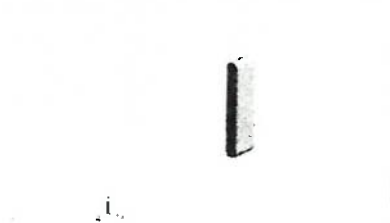
1. Criação da curva de contorno tanto da biela como do bordo do furo do virabrequim;



2. Extrusão das curvas segundo suas respectivas espessuras;



3. Criação de dois sólidos a serem subtraídos para geração do alívio;



4. Subtração;



5. Furo do pino do pistão;



6. Furo do virabrequim;



Uma observação muito importante deve ser feita a respeito da geometria adotada. Como pode ser visto no modelo geométrico apresentado, o furo de alívio teve sua geometria aproximada. Esta aproximação, embora grosseira, foi feita com o intuito de fornecer uma noção sobre o comportamento total da biela. Como este ponto se mostrou de extrema importância, é altamente recomendado que se realizem análises apenas daquela região da biela, modelando cuidadosamente o raio de curvatura do alívio. Este procedimento certamente fará decrescer o nível de tensão naquele ponto, bastante alto no modelo utilizado.

Alguns detalhes como chanfros, escareados e o furo de lubrificação do furo do pino do pistão foram desprezados na modelagem geométrica, mas estas aproximações não interferem no modelo, visto que não são regiões de interesse estrutural.

As geometrias não são aqui apresentadas em detalhes de modo a manter o sigilo industrial da Metal Leve Ind. e Com. Ltda.

7. OTIMIZAÇÃO PARA AS CARGAS DE OPERAÇÃO NO MOTOR

As alterações apresentadas até agora baseiam-se apenas nas recomendações para o processamento do pó metálico, sem considerar eventuais mudanças das capacidade resistiva da peça por alterações nas propriedades mecânicas do material. A análise de sensibilidade da durabilidade da peça frente a estas alterações além de pouco informativa fica prejudicada pela falta de dados sobre o projeto original da biela, estando os parâmetros restritos ao que poderia eventualmente ser levantado na literatura, que não necessariamente corresponde ao real. Objetivando um melhor relato, e por conseguinte uma mais precisa interpretação do comportamento do componente, utilizou-se o método dos elementos finitos para aproximar de modo bastante refinado os níveis de tensão presentes durante a operação da peça, avaliando assim sua integridade dentro do critério de falha proposto. Neste item apresenta-se uma descrição do modelo e de como este foi elaborado, fundamentando as análises executadas e aqui também descritas.

De acordo com o exposto na parte teórica, existem esforços de diversas naturezas agindo na biela. Para efetuar a análise foram utilizados aqueles de maior intensidade: o de combustão dos gases na câmara, a inércia das partes alternativas (pistão e anéis) e a inércia da própria biela. Os esforços restantes, embora exerçam influência na distribuição de tensões, o fazem de modo pouco intenso e portanto foram desprezados por motivos de simplificação do modelo, sem grandes prejuízos ao resultado. Numa posterior etapa deve-se

cuidadosamente avaliar a necessidade de se levantar parâmetros para inclusão destes, já que estes são de difícil medição e pouca influência. Possivelmente o teste de protótipos da biela é a prática mais recomendável e acurada de determinar esta necessidade.

A metodologia de levantamento da condição crítica passa por diversos estágios, incluindo a análise modal e dinâmica.

Nos itens a seguir serão expostas as etapas executadas para avaliar os esforços atuantes, incluindo entre outros recursos a apresentação dos arquivos de submissão de análise do MSC/NASTRAN ('bulk-data's) utilizados, devidamente comentados com observações sobre aos parâmetros de análise.

Nestes arquivos aparece uma instrução 'INCLUDE', que tem o papel de inserir um outro arquivo dentro daquele. Este comando foi bastante utilizado para reduzir o tamanho dos arquivos de submissão, como por exemplo, para incluir o modelo de elementos finitos (nós, elementos, material etc) que é comum a todas as análises e funções de carregamento variáveis no tempo e dadas em forma de tabelas em formato texto extraídas do Microsoft / Excel.

O modelo de elementos finitos foi gerado sobre a geometria do MSC/ARIES, utilizando o gerador de malha tetraédrico, com lado de elemento *default* de 2,5 mm.

Como ilustração, abaixo apresenta-se uma ilustração da malha gerada.



Este modelo possui 4030 elementos tetraédricos, com 1063 nós. O arquivo gerado com este modelo foi denominado de 'biela.dat', e encontra-se resumido a seguir:

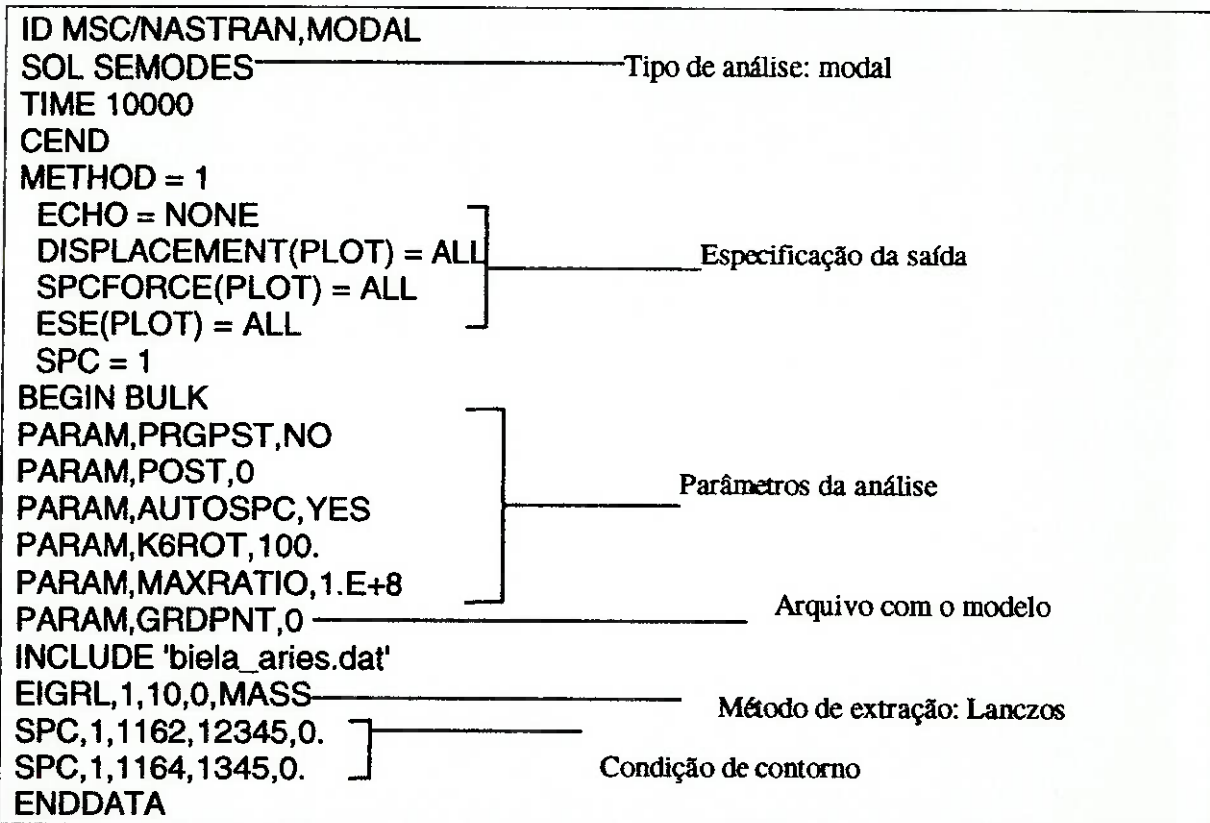
```
$ POSIÇÃO DOS NÓS - DE 1 A 1164
GRID*,1,0,2.750000399E-03,3.173686051E-02,1.525000000E-02
GRID*,2,0,-2.75099713E-03,3.173743611E-02,1.525000000E-02
GRID*,3,0,5.500000000E-03,3.650000000E-02,1.525000000E-02
(...)
GRID*,1164,0,0.000000000E+00,1.440000000E-01,1.000000000E-02
$ SISTEMAS DE COORDENADAS AUXILIARES - DE 1 A 201
CORD2R*,1,0,0.000000000E+00,0.000000000E+00,VZ01164
*VZ01164,0.000000000E+00,0.000000000E+00,0.000000000E+00,1.000000000E-02,VZ01165
*VZ01165,1.000000000E-02,0.000000000E+00,0.000000000E+00
(...)
CORD2R*,201,0,0.000000000E+00,0.000000000E+00,VZ01564
*VZ01564,0.000000000E+00,0.000000000E+00,0.000000000E+00,1.000000000E-02,VZ01565
*VZ01565,1.000000000E-02,0.000000000E+00,0.000000000E+00
$ESPECIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS SÓLIDOS TETRAÉDRICOS - DE 1 A 4030
CTETRA,1,1,814,809,808,807
CTETRA,2,1,856,855,853,792
CTETRA,3,1,811,817,819,814
(...)
CTETRA,4030,1,438,439,437,754
$ESPECIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS RÍGIDOS - DE 4031 A 4229
RBE2,4031,1164,123456,713
(...)
RBE2,4229,1162,123456,1145
$PROPRIEDADE DOS ELEMENTOS SÓLIDOS
PSOLID,1,3,0
$ESPECIFICAÇÃO DO MATERIAL
MAT1*,3,2.050000000E+11,7.884615385E+10,3.000000000E-01,MD00000
*MD00000,7.770000000E+03,0.000000000E+00,0.000000000E+00
```

7.1 - Análise Modal

A primeira preocupação antes de qualquer tipo de análise é verificar se há efeitos de amplificação dinâmica de esforços para podermos decidir a estratégia de modelagem a ser adotada. Para isso foi executada uma análise modal com o modelo 'biela.dat' para caracterizar seu comportamento dinâmico e resposta à variação temporal do carregamento imposto.

O método de extração de auto-valores e auto-vetores escolhido foi o método de Lanczos, por ser bastante eficiente e não perder nenhuma raiz do problema.

O bulk data da análise modal encontra-se abaixo.



Como resposta a esta análise, obteve-se as seguintes frequências naturais:

$$f_1=1.846,9 \text{ Hz} \quad f_2=6.316,9 \text{ Hz} \quad f_3=7.327,0 \text{ Hz} \quad f_4=9.373,3 \text{ Hz}$$

As cargas por sua vez são aplicadas nas seguintes frequências:

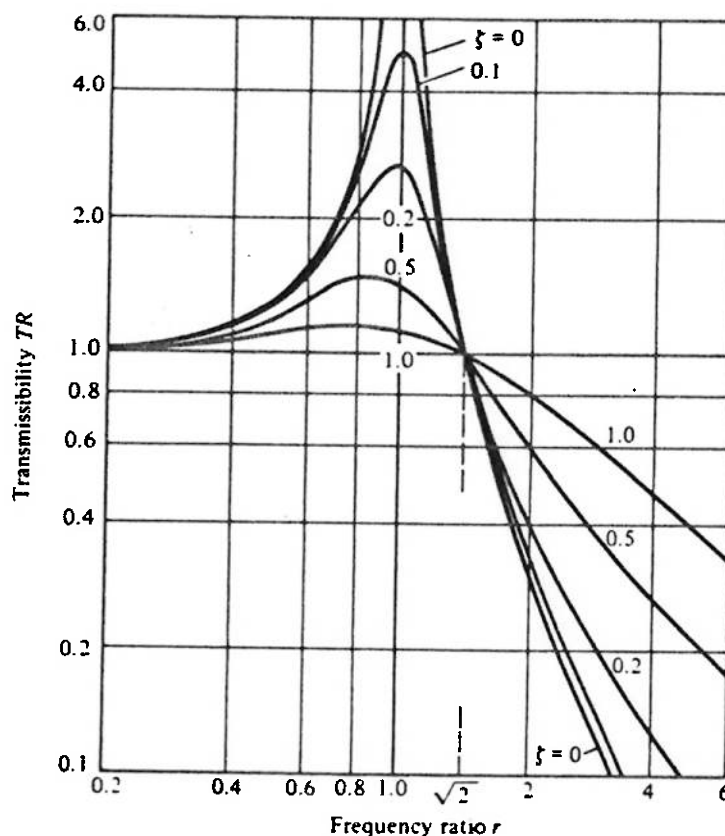
- Cargas de Combustão dos Gases: $f = 266,6 \text{ Hz}$

- Carga de Inércia: $f = 533,3 \text{ Hz}$

Portanto, a relação das frequências naturais com as frequências de excitação fica:

$$\frac{\omega}{\omega_n} \leq 0,29$$

,o que caracteriza uma condição de amplificação dinâmica admitida como nula. O gráfico abaixo mostra a condição de amplificação de forças, ou transmissibilidade (TR):



Como conclusão temos que a resposta da estrutura ao carregamento é idêntica à somatória dos efeitos de cargas estáticas aplicadas instante a instante, o que possibilita a otimização pelo caso crítico estático.

7.2 - Análise Dinâmica

Mesmo já tendo determinado que os efeitos dinâmicos serão desprezados no cálculo das tensões para a otimização, submeteu-se o modelo à análise dinâmica. O intuito foi o de determinar-se de modo acurado o instante onde a combinação das cargas determina o máximo das tensões. Também procurou-se inferir o modelo sobre qual a relevância de se introduzir o carregamento de inércia da própria biela, de formulação complexa e acelerações distribuídas como já visto na parte teórica. O uso da análise dinâmica possibilita a especificação da inércia da biela de modo mais simplificado que o apresentado, porém ainda preciso.

Embora fosse previsto que a máxima tensão ocorresse no instante de máxima pressão na câmara de combustão, para validar esta hipótese foram realizados testes que simularam a aplicação das cargas de inércia em combinação com a de compressão.

Para avaliar o efeito das cargas de inércia o mais fielmente possível, optou-se por utilizar de recursos computacionais, ao invés de realizar as aproximações sugeridas na literatura. A metodologia adotada neste caso para a modelagem da cinemática da biela foi o método de "Large Mass Method", descrito na parte teórica.

A condição crítica de carga depende portanto da pressão na câmara de combustão e da rotação. Foram realizadas diversas análises para verificar qual a combinação destes que poderia gerar o carregamento máximo, trabalhando-se nas condições de máxima rotação (6500 rpm) e máxima pressão (3200 rpm).

Utilizando o modelo 'biela.dat', estabeleceu-se a seguinte condição de contorno:

- Nó central do furo do pino do pistão (nó 1162) - Livre apenas para transladar verticalmente e rotacionar no plano;
- Nó central do furo do virabrequim (nó 1164) - Aplicação de velocidade forçada segundo o método "Large Mass";

A velocidade forçada foi aplicada decompondo o vetor velocidade (de magnitude admitida como constante) nos eixos x e y do sistema de coordenadas global. O cálculo das componentes da velocidade para ambas as rotações pode ser resumido por:

a. 3200 rpm

$$\begin{aligned}n &= 3200 \text{ rpm;} \\ \omega &= 335,10 \text{ rad/s} \\ V &= \omega \cdot r \\ r &= 35,36 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$V = 11,8 \text{ m/s}$$

As componentes são:

$$\begin{aligned}V_x &= 11,8 \cdot \cos \alpha \\ V_y &= - 11,8 \cdot \sin \alpha\end{aligned}$$

,onde α é o ângulo de manivela.

Como foi utilizado o "Large Mass Method" com uma massa de 373.841 kg concentrada no nó 1162, existe ainda o fator multiplicativo da massa, e portanto obteve-se:

$$\begin{aligned} V_x &= 4,42 \times 10^6 \cdot \cos \alpha \\ V_y &= -4,42 \times 10^6 \cdot \sin \alpha \end{aligned}$$

b. 6500 rpm

$$\begin{aligned} n &= 6500 \text{ rpm;} \\ \omega &= 680,70 \text{ rad/s} \\ V &= \omega \cdot r \\ r &= 35,36 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$V = 24,03 \text{ m/s}$$

As componentes são:

$$\begin{aligned} V_x &= 24,03 \cdot \cos \alpha \\ V_y &= -24,03 \cdot \sin \alpha \end{aligned}$$

,onde α é o ângulo de manivela.

Aplicando a mesma massa para o uso do "Large Mass":

$$\begin{aligned} V_x &= 4,42 \times 10^6 \cdot \cos \alpha \\ V_y &= -4,42 \times 10^6 \cdot \sin \alpha \end{aligned}$$

Para implementar estas condições, criou-se as funções seno.dat e coseno.dat, que descrevem numa tabela aproximações destas funções com a frequência da rotação, e estas foram incluídos através da função INCLUDE. É desnecessário dizer que embora a função seja a mesma, devido à alteração na frequência, a discretização destas no tempo varia entre os dois casos.

É importante salientar a importância do correto ajuste dos parâmetros temporais. Não cabe aqui apresentar todas as tentativas de discretização das funções

apresentadas, mas faz-se necessário ao menos falar do comando TSTEP utilizado.

Este comando fornece os parâmetros de intervalos de tempo para o cálculo e geração de saída. O formato utilizado foi: TSTEP,1,7500,1.E-5,50. Este formato especifica que a carga será aplicada em 7500 steps de duração de $1,0 \times 10^{-5}$ seg. e que serão geradas saídas a cada 50 steps.

Outro parâmetro bastante importante a ser acertado é o amortecimento. Conforme já comentado na parte teórica, trabalharemos com o amortecimento estrutural, avaliado na frequência de excitação. Para o material em questão não existem propriedades de amortecimento disponíveis, e portanto estas deveriam ser levantadas por meio de ensaios. Porém como não temos recursos de fazê-lo, foi utilizada uma aproximação pelo coeficiente de amortecimento classicamente utilizado para o aço, material de semelhante módulo de elasticidade, densidade e portanto próximo comportamento dinâmico. Os valores admitidos foram:

$$\begin{aligned} \xi &= 3\% \\ g &= 2.\xi = 0,06 \\ \text{Freq. de excitação: } f &= 266,67 \text{ Hz; } \omega = 1.675,5 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Assim, temos os seguintes parâmetros:

PARAM,G,0.06
PARAM,W3,1675.5

Foi realizada uma análise de sensibilidade para este parâmetro, variando-se valor do amortecimento g entre 5 e 6 % (sabe-se que este vai de 0 a cerca de 10% nos metais, e no aço está por volta de 6%). O resultado desta análise foi a obtenção

de um gráfico, onde as curvas geradas coincidem de modo preciso, mostrando que a variação deste na faixa especificada não afeta a solução.

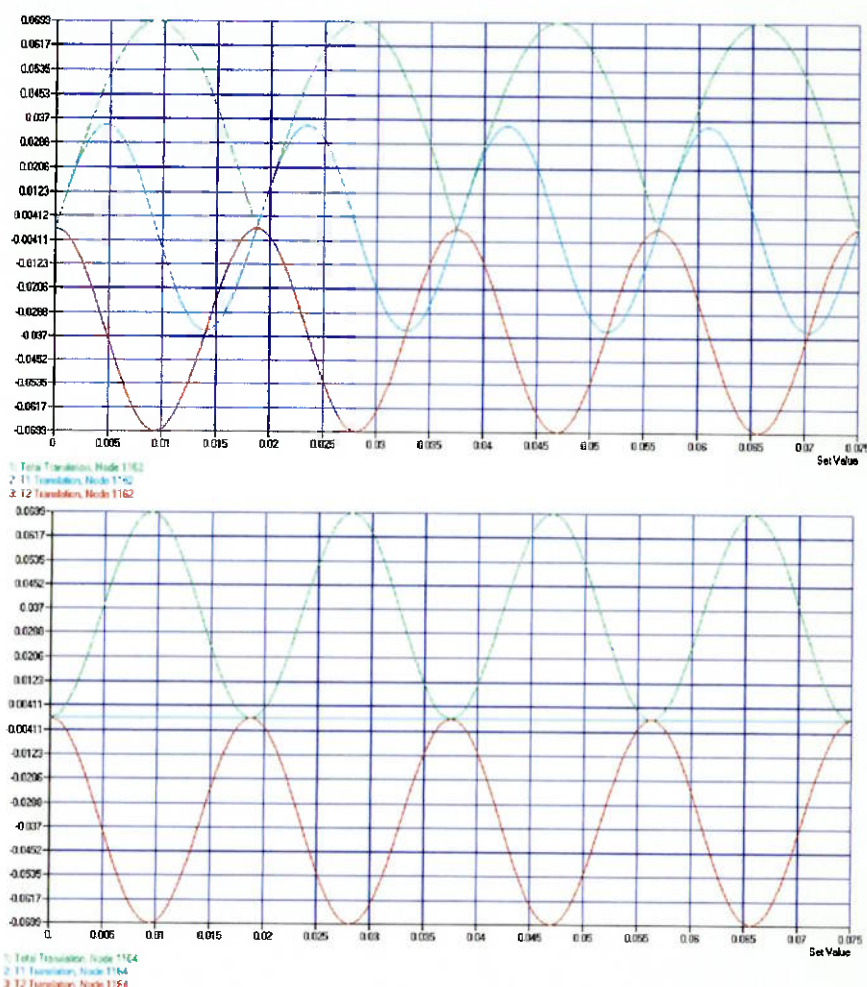
Obteve-se assim o seguinte bulk data para a rotação de 3200 rpm:

ID MSC/NASTRAN,INERCIA	
TIME 10000	
CEND	
ECHO = NONE	
STRESS(SORT1,VONMISSES,PRINT) = ALL	
SPC = 1	
DLOAD = 1	
LOADSET = 1	
TSTEP = 1	
IC = 777	
BEGIN BULK	
PARAM,PRGPST,NO	Parâmetros de análise
PARAM,POST,0	
PARAM,AUTOSPC,YES	
PARAM,K6ROT,100.	
PARAM,MAXRATIO,1.E+8	
PARAM,GRDPNT,0	Parâmetros de amortecimento
PARAM,W3,1571.	
PARAM,G,0.06	
PARAM,BIGGER,0	Parâmetros de saída
PARAM,NUMOUT,3	
PARAM,SRTOPT,0	
PARAM,S1,+1	Arquivo com modelo
INCLUDE 'biela_aries.dat'	
TIC,777,1162,1.,11.83	Velocidade Inicial
PARAM,CURVPLOT,1	
LSEQ 1 101 101	Velocidade forçada em x
INCLUDE `coseno.dat`	
TLOAD1,101,101,2,2	
FORCE,101,1162,0,1.4422539.,0.,0.	Velocidade forçada em y
LSEQ 1 102 102	
INCLUDE `seno.dat`	
TLOAD1,102,102,2,1	
FORCE,102,1162,0,-1., 0.4422539.,0.	
DLOAD,1,1.,1.,101,1.,102,1.	
TSTEP,1,7500,1.E-5,50	Especificação de intervalos de tempo
SPC ,1,1164,1345	Condição de Contorno
CONM2,4300,1162,,373841	Massa concentrada
ENDDATA	

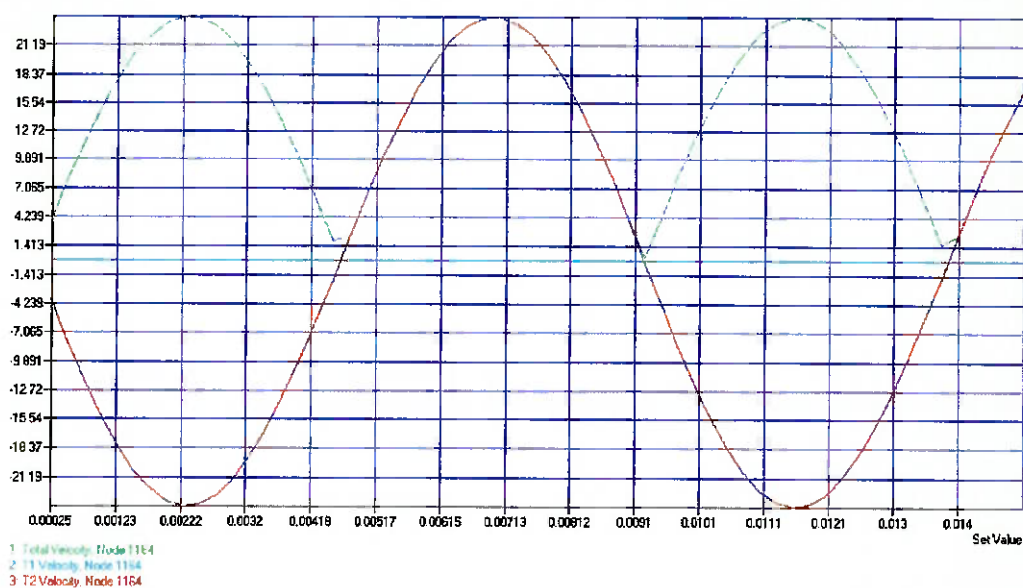
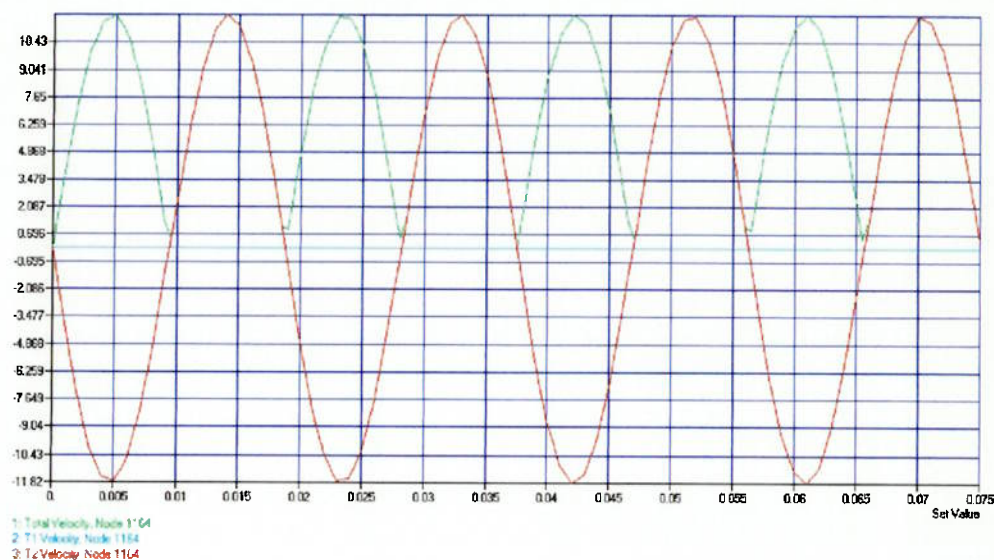
O bulk-data para 6500 rpm é praticamente idêntico, variando-se apenas certos parâmetros da discretização temporal, já que a frequência é diferente, e sua apresentação faz-se desnecessária.

Para confirmar a eficácia desta metodologia de modelagem foram requisitados os deslocamentos, velocidades e acelerações, fornecidos em unidades do sistema internacional pelo tempo em segundos :

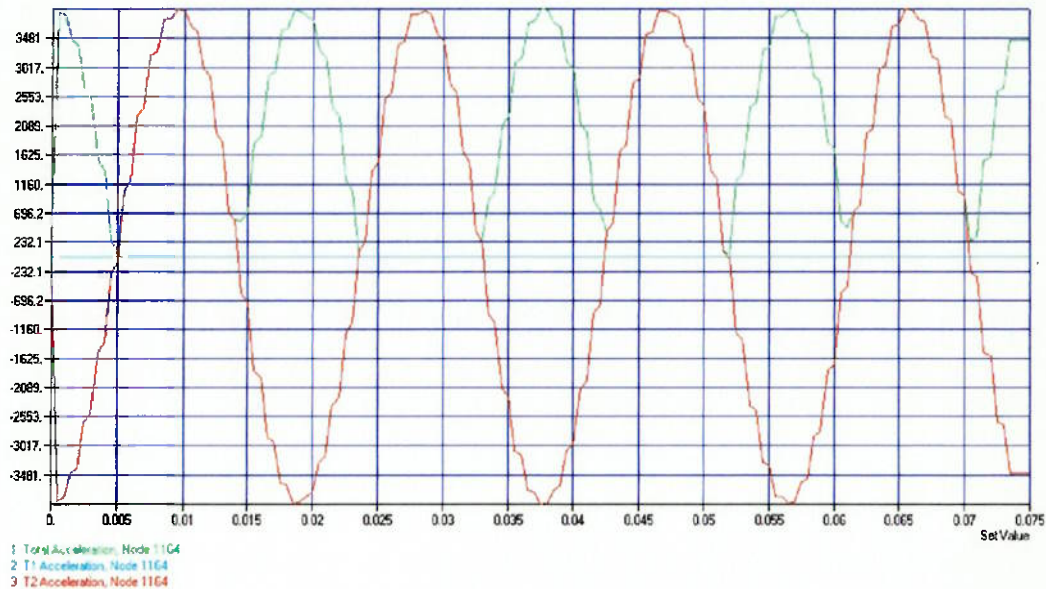
- a. Deslocamentos – Pelo gráfico, o nó 1162 está em m.c.u., enquanto o nó 1164 tem apenas translação em y;



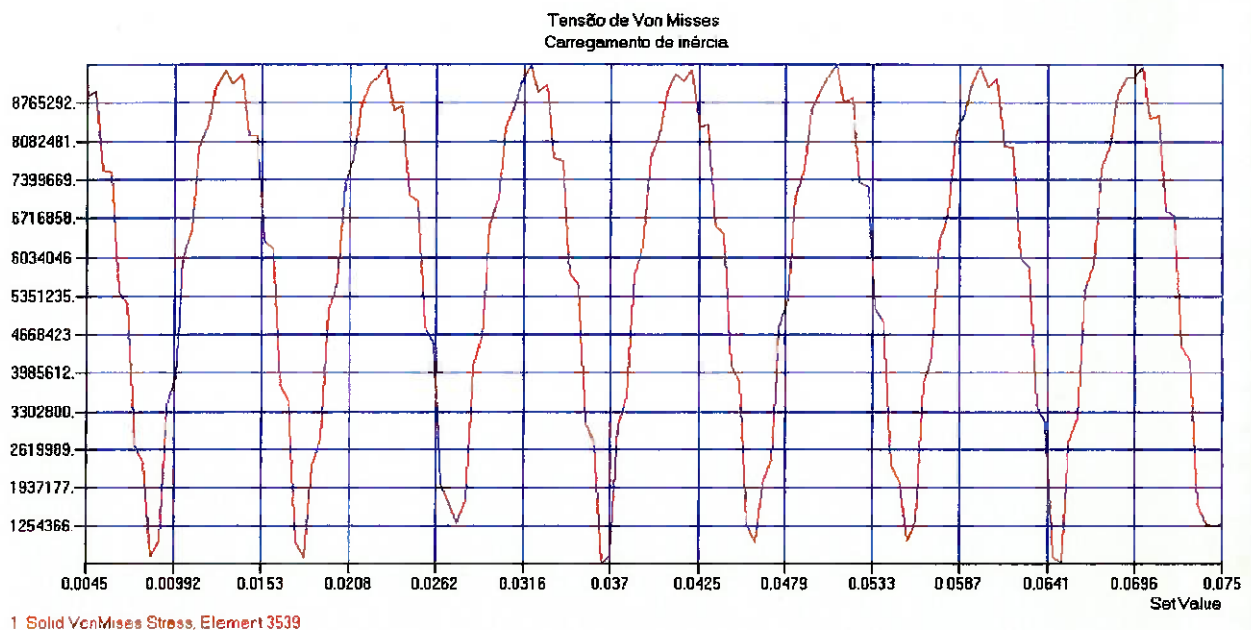
- b. Velocidades (nó 1164) – A resultante a 3200 rpm é 11,8 m/s, enquanto à 6500 rpm é 24,0 m/s, caracterizando os valores apresentados:



c. Aceleração – Variável, a aceleração atinge o máximo nos pontos morto inferior e superior, onde a velocidade é nula.



Com isso, plotam-se as tensões de Von Mises na biela (em Pa) em função do tempo (em seg.) para o carregamento de inércia atuando em isolado para o elemento mais solicitado.



Nota-se no entanto que a intensidade deste é bastante reduzida, em torno de 8,5 MPa.

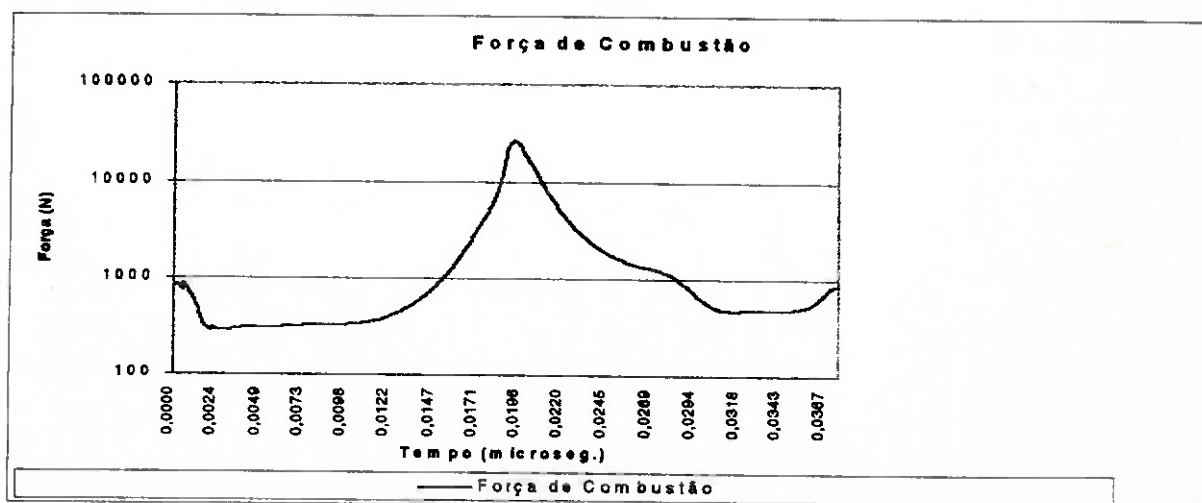
Após ter obtido sucesso na modelagem por Large Mass, partiu-se a inserir os outros carregamentos. Devido à natureza distinta das cargas impostas, a apresentar-se-á em separado as análises para as diferentes rotações.

a. 3200 rpm

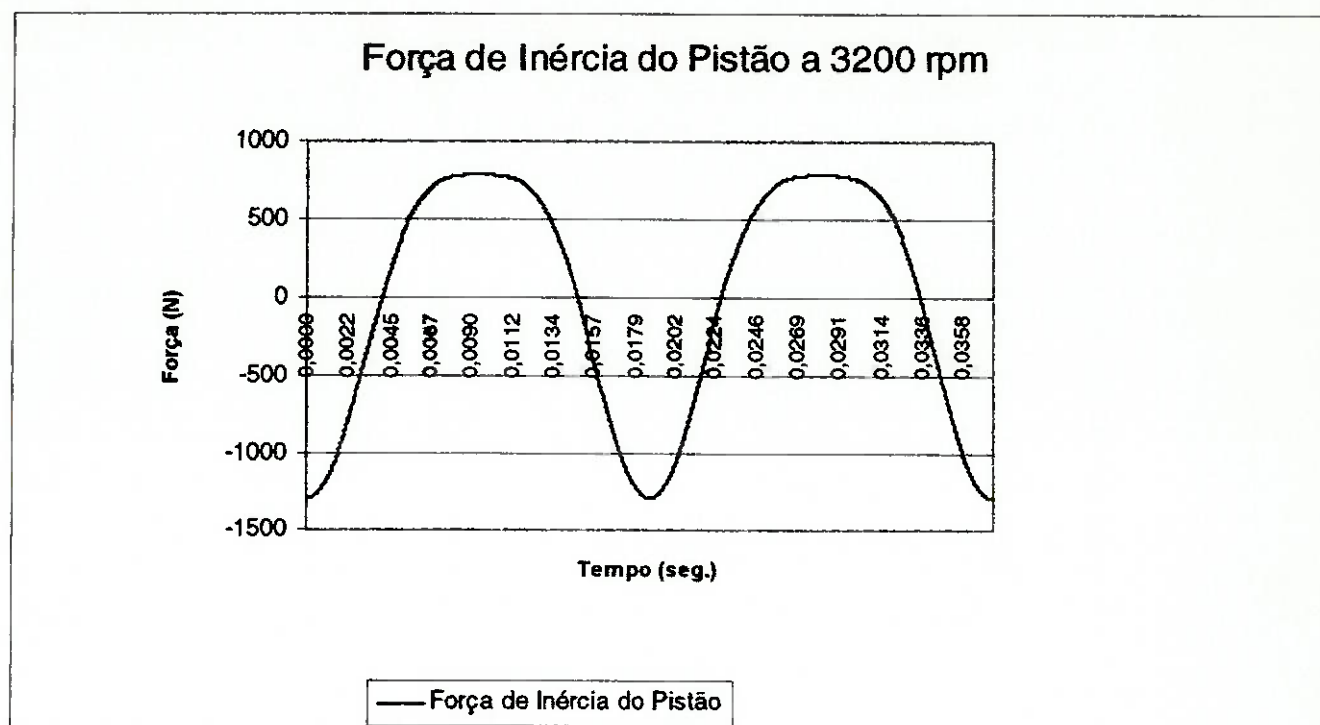
Para esta rotação inseriu-se além do carregamento de inércia da biela a inércia do pistão e a força da explosão.

A carga proveniente dos gases da combustão foi avaliada a partir de uma curva de pressão no tempo para a câmara, fornecida numa tabela de pontos discretizando o ciclo de grau em grau para as duas voltas do virabrequim. Multiplicando-se esta pressão pela área do pistão encontrou-se a força de expansão do gás ao longo do ciclo.

Embora na realidade apenas parte desta força seja efetivamente aplicada na biela, considerou-se sua aplicação total, visto que a parcela atuante varia de 100 a 96,95% do total. Assim, a força aplicada fica:



Para a inércia do pistão utilizou-se a já apresentada curva de aceleração do centro do furo do pino do pistão no tempo, multiplicada pela massa do conjunto alternativo, composto do pistão, anéis e o pino ($m=0,262$ g). Neste caso também foi desprezado o efeito da decomposição dos esforços, e a força resultante é apresentada abaixo:



Nesta análise foram utilizados parâmetros do MSC/NASTRAN que fornecem os elementos mais solicitados da biela. São estes:

PARAM,BIGGER,0 –	Limita a tensão mínima em zero (Von Misses é sempre positivo)
PARAM,NUMOUT,3 –	Especifica quantos elementos serão listados
PARAM,SRTOPT,0 –	Seleciona a ordenação a saída (0- os maiores)
PARAM,S1,+1 –	Informa o sistema de coordenadas de saída (no sist. coord. do elemento no caso)

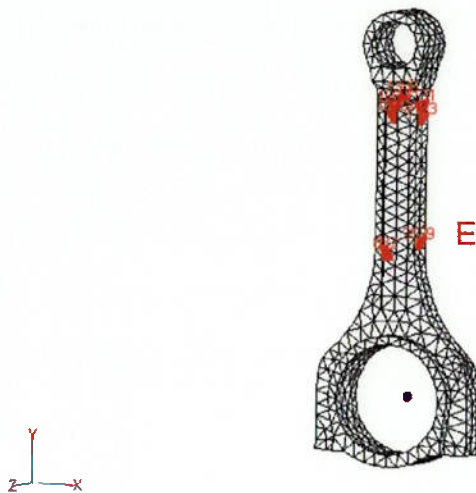
Sendo assim, pediu-se os três elementos de maior tensão.

Incluindo os esforços no modelo, ficamos com o seguinte bulk-data:

ID MSC/NASTRAN,COMPLETO	
TIME 10000	
CEND	
ECHO = NONE	
STRESS(SORT1,VONMISSES,PRINT) = ALL	
SPC = 1	
DLOAD = 1	
LOADSET = 1	
TSTEP = 1	
IC = 777	
BEGIN BULK	
PARAM,PRGPST,NO	Parâmetros de análise
PARAM,POST,0	
PARAM,AUTOSPC,YES	
PARAM,K6ROT,100.	
PARAM,MAXRATIO,1.E+8	
PARAM,GRDPNT,0	Parâmetros de amortecimento
PARAM,W3,1571.	
PARAM,G,0.06	
PARAM,BIGGER,0	Parâmetros de saída
PARAM,NUMOUT,3	
PARAM,SRTOPT,0	
PARAM,S1,+1	Arquivo com modelo
INCLUDE 'biela_aries.dat'	
TIC,777,1162,1,,11.83	Velocidade Inicial
PARAM,CURVPLOT,1	
LSEQ 1 101 101	Força de inércia do pistão
INCLUDE 'inercia_pistao.dat'	
TLOAD1,101,101,,3	
FORCE,101,1164,0,1.,0.,-0.262,0.	Força de combustão
LSEQ 1 102 102	
INCLUDE 'combustao.dat'	
TLOAD1,102,102,,4	Velocidade forçada em x
FORCE,102,1164,0,1.,0.,-1.,0.	
LSEQ 1 103 103	
INCLUDE 'coseno.dat'	Velocidade forçada em y
TLOAD1,101,101,2,2	
FORCE,101,1162,0,1.4422539.,0.,0.	
LSEQ 1 102 102	Velocidade forçada em y
INCLUDE 'seno.dat'	
TLOAD1,102,102,2,1	
FORCE,102,1162,0,-1., 0.4422539.,0.	Especificação de intervalos de tempo
DLOAD,1,1.,1.,101,1.,102,1.,103,1.,104,T.	
TSTEP,1,7500,1.E-5,50	
SPC ,1,1164,1345	Condição de Contorno
CONM2,4300,1162,,373841	Massa concentrada
ENDDATA	

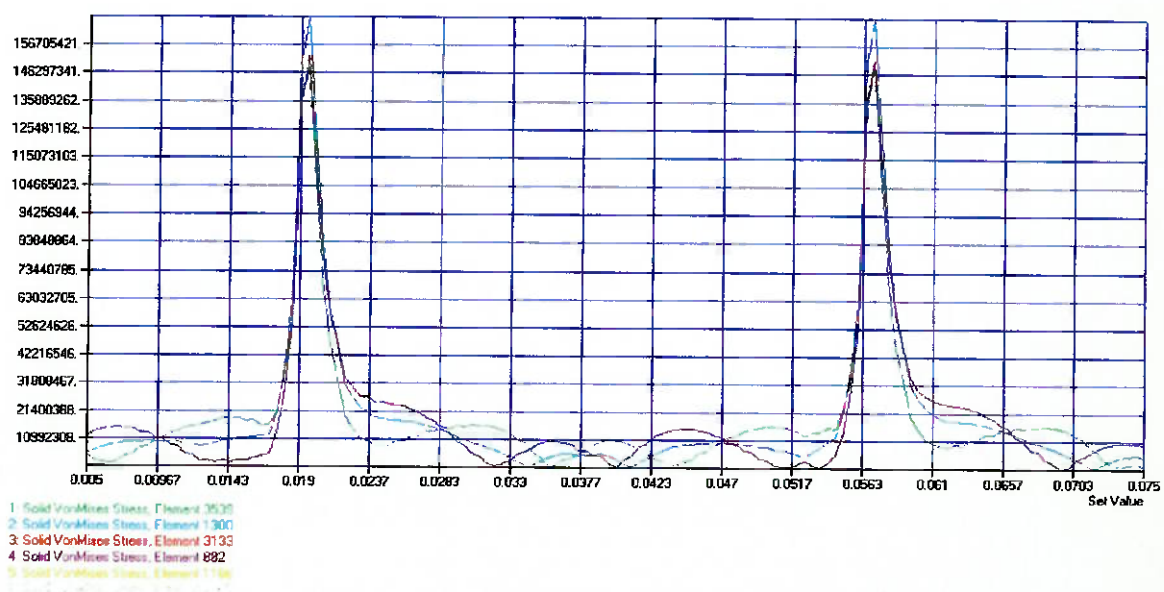
Como resultado, tivemos a avaliação dos seguintes elementos como os mais solicitados, sendo os seguintes escolhidos como representativos dos pontos críticos :

V2
G1



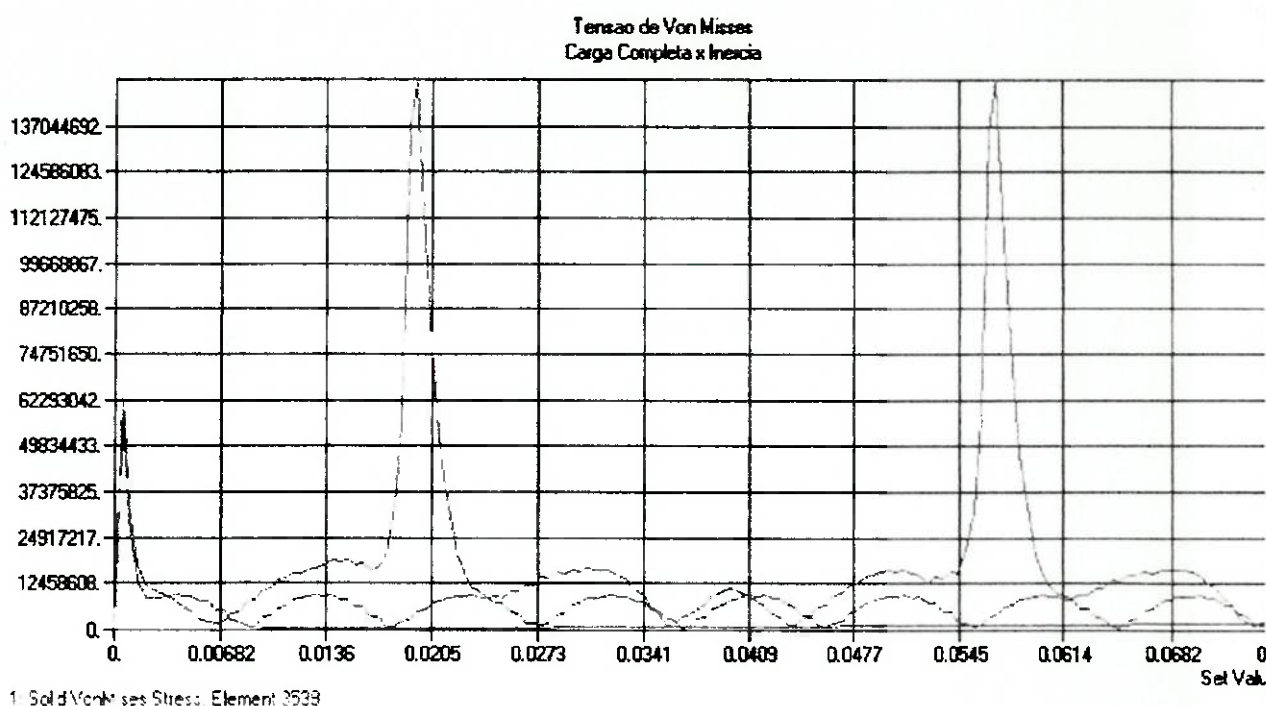
Elementos : 1300, 882, 3539, 1066, 1068, 3133

Para os elementos acima, construiu-se o gráfico da tensão de Von Mises (em Pa) ao longo do tempo (em seg.) para dois ciclos (quatro voltas do virabrequim):



Neste gráfico torna-se evidente a suspeita anterior, e valida-se portanto a hipótese do máximo das tensões corresponder ao máximo de pressão, ocorrendo a aproximadamente 0,019 segundos (370 graus de ângulo de manivela).

Outra finalidade de ter realizado esta análise foi analisar a influência da inércia da biela em nosso modelo, ou seja, o percentual da tensão oriunda da aplicação do carregamento completo representado pelo carregamento de inércia. Para melhor visualizar esta parcela, plotou-se o gráfico abaixo, comparando para o elemento mais solicitado a tensão de Von Misses (em Pa) para o carregamento completo e para o carregamento de inércia isolado, ambos ao longo do tempo (em seg.)



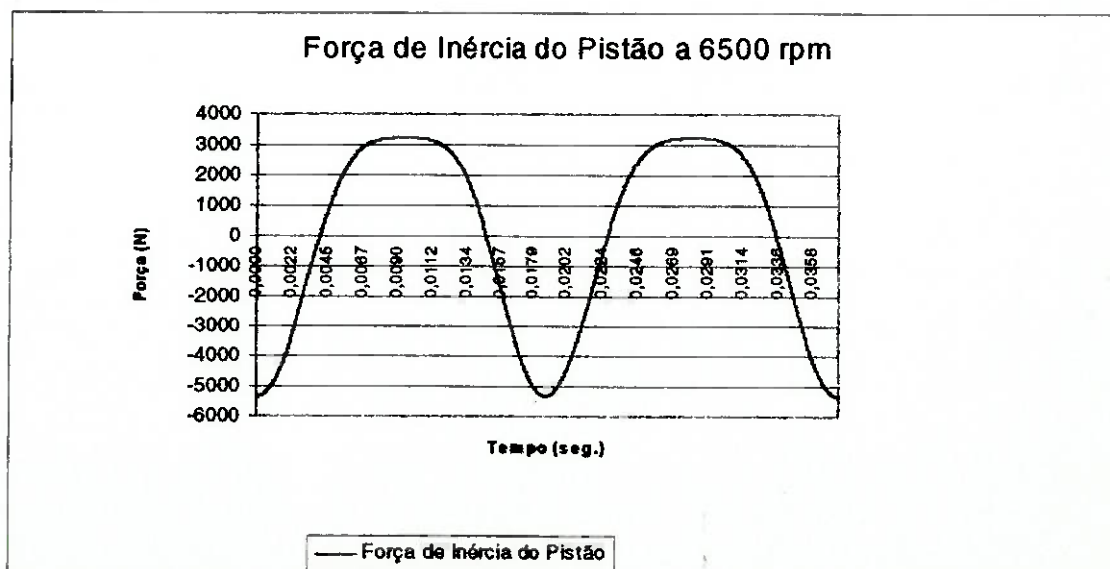
Deste gráfico podemos concluir que é bastante reduzida a influência da inércia nas tensões, sendo sempre a tensão de Von Misses para o carregamento de inércia inferior a 5% do total.

Por estarmos trabalhando com métodos numéricos que por si só já apresentam um erro intrínseco de cerca de 7%, e por termos tantas outras fontes de erro em nosso modelo, admitiu-se para uma primeira etapa que a inércia da biela seria desconsiderada. Deve-se reforçar porém a necessidade de uma simulação com a geometria otimizada com o carregamento completo antes de admiti-la como ótima. Temos portanto que, para a rotação de 3200 rpm a máxima carga é a compressão no instante da explosão (~19 ms), valendo:

$$F = 27.480,2 \text{ N}$$

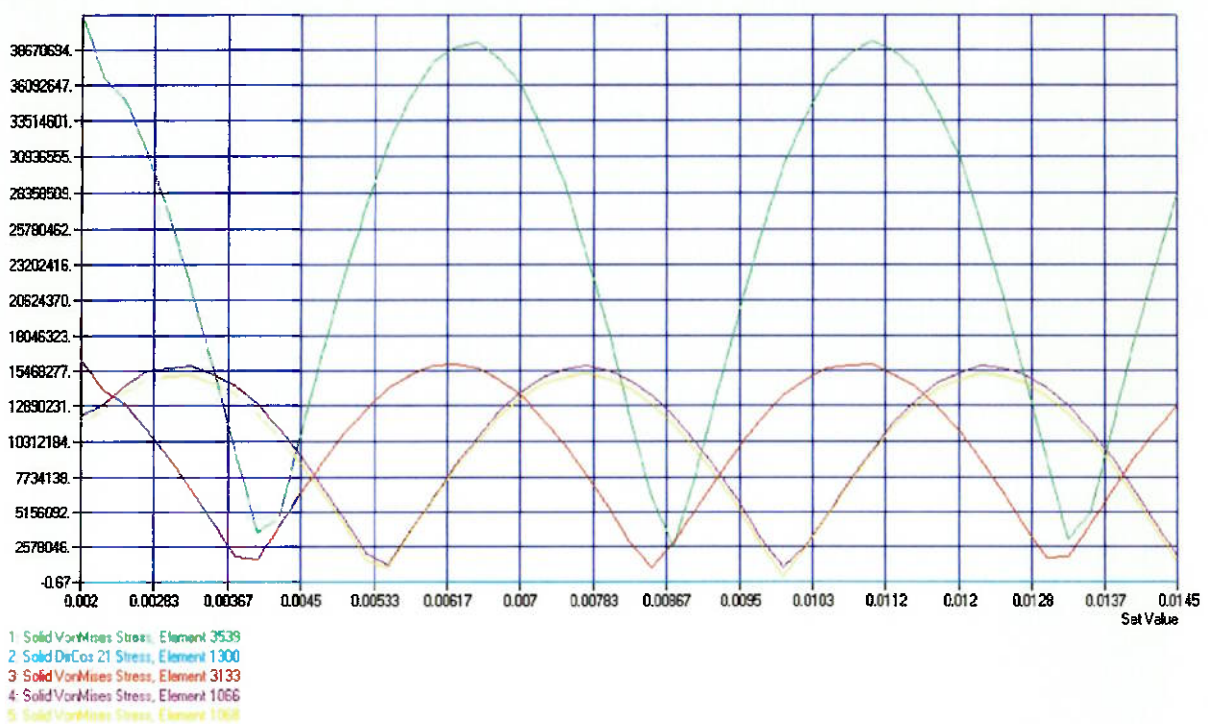
b. 6500 rpm

Na condição de máxima rotação é admitido que a pressão seja desprezível. Embora esta hipótese não seja totalmente verdadeira, caso contrário não haveria potência sendo fornecida para girar o motor, esta aproximação é válida para o projeto, visto que estamos assumindo uma simplificação a favor da segurança. Sendo assim, o único esforço a se adicionar à inércia da biela é a inércia das partes alternativas, mais intensa que no caso anterior por serem maiores as acelerações. Sua obtenção é semelhante e sua representação gráfica é:



O bulk data permanece semelhante, exceto variações na discretização do tempo, no valor da velocidade aplicada e na frequência dos carregamentos.

Analisando o componente, tem-se que os elementos mais solicitados continuam sendo os mesmos, embora a redução do esforço axial. Neste caso, o gráfico de seu estado equivalente de tensão (em Pa) é dado abaixo ao longo do tempo (seg.):



Embora os valores de tensão de Von Mises se mostrem muito inferiores aos do caso anterior, veremos adiante sua utilidade no desenvolvimento do projeto.

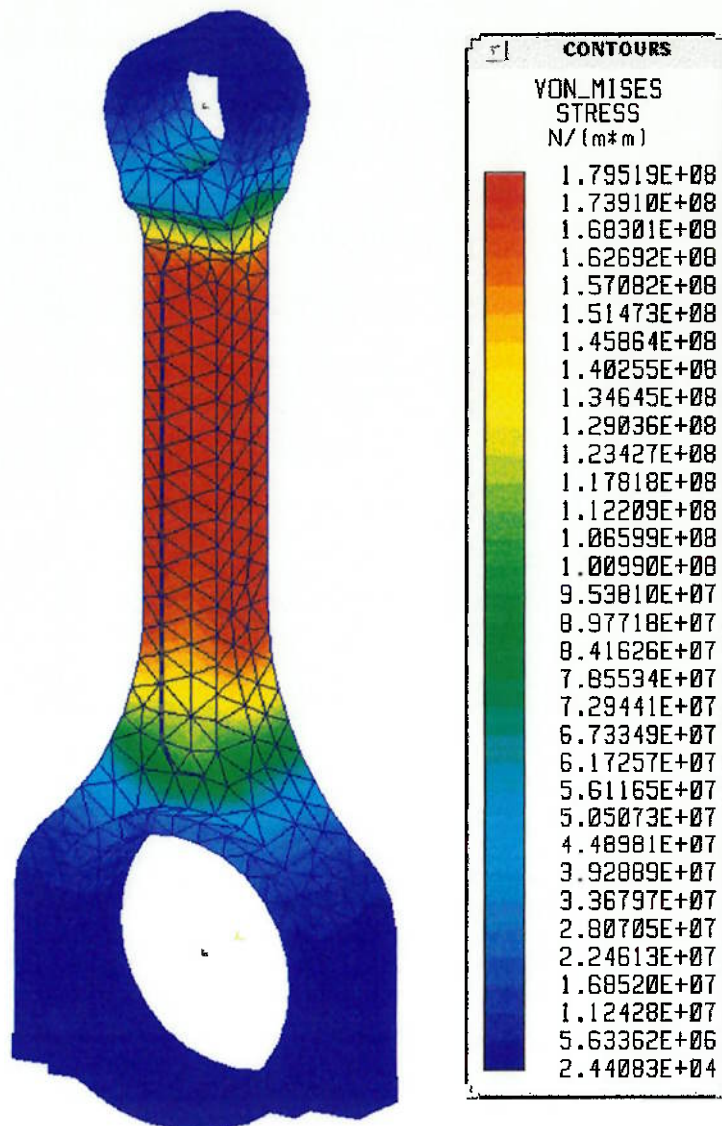
7.3 - Análise Linear Estática

A análise linear estática foi efetuada com o intuito de produzir uma condição inicial para a otimização. É necessário verificar o nível de tensão e compará-lo com o critério de falha adotado. Embora esta análise fosse ser inevitavelmente executada pelo MSC/ARIES ao submeter a otimização, executou-se a mesma com o objetivo de registrar os estados de tensão para o carregamento proposto e averiguar a coerência do modelo. Este último procedimento é altamente recomendado, visto que a otimização é um processo demorado, e um erro de modelagem, como troca de unidades, desvinculação etc, pode fazer o analista perder muito tempo esperando por um resultado quando fatalmente se terá uma interrupção.

Para esta análise, o bulk data utilizado foi extremamente simples, e segue abaixo:

```
ID MSC/N, MSC/N
SOL 101
TIME 10000
CEND
  ECHO = NONE
  STRESS (SORT1, PRINT) = ALL
  SPC = 1
  LOAD = 1
BEGIN BULK
PARAM, PRGPST, NO
PARAM, POST, 0
PARAM, AUTOSPC, YES
PARAM, K6ROT, 100.
PARAM, MAXRATIO, 1.E+8
PARAM, GRDPNT, 0
INCLUDE 'biela_aries.dat'
SPC      1  1162 123456  0.
FORCE, 1, 1164, 27480.2, 0., 1., 0. ————— Força Máxima
ENDDATA
```

O resultado desta análise pode ser facilmente visualizado com a imagem do contour de tensões equivalentes de Von Mises dos elementos, dada a seguir:



Observando estes valores e comparando simplesmente com o valor das tensões limite, obtemos um coeficiente de segurança que se mostra bastante razoável para realizar um ciclo de otimização. Se utilizarmos a tensão limite de fadiga, este é 1,62.

Concluindo, podemos admitir que a geometria proposta pelo método de projeto para manufatura se adequa aos requisitos estruturais aproximados em nosso modelo de carga de operação do motor.

Como observação final deste item, deve-se colocar que foram feitas diversas aproximações referentes ao carregamento utilizadas neste projeto.

Primeiramente, desprezou-se todos os efeitos térmicos, tanto os esforços termoelásticos quanto a mudança das propriedades mecânicas com a variação da temperatura. Esforços como o introduzido pelo aperto dos parafusos e atrito nos furos da cabeça e pé da biela também foram desprezados. Por último, desprezou-se também qualquer carregamento fora do funcionamento normal, como torção da biela, sobrecargas etc e o funcionamento intermitente do virabrequim, admitido de velocidade angular constante.

Uma outra consideração deve ser feita sobre as condições de funcionamento estudadas. Uma hipótese admitida foi a de dois pontos críticos: A máxima rotação (com o máximo dos esforços de inércia) e a máxima potência (com o maior esforço de combustão). Porém é de se considerar a probabilidade de existir algum ponto intermediário entre estas duas rotações onde a combinação das cargas possa originar uma condição crítica.

7.4 – Critérios de Falha Adotados

Devido à constituição geométrica da biela, o primeiro modo de colapso a se levantar é a falha por instabilidade, a flambagem. Devido ao alto índice de esbeltez da seção média da perna da biela, fez-se necessário estabelecer não um objetivo de otimização, mas sim uma restrição na redução da seção transversal. Esta foi estabelecida pelo momento de inércia da seção, limitado pela teoria de Euler para a flambagem linear na condição de máxima carga compressiva durante a operação do motor.

Em seguida, abordou-se com o escoamento. Na verdade este tipo de falha não chega a ocorrer, pois neste caso é antecedida na compressão pela flambagem e na tração ou flexão, pela fadiga. De qualquer modo, levantou-se para a tração/compressão e para a flexão qual a seção mínima, ficando assim também estabelecido uma restrição para a otimização desta.

O terceiro e último modo de falha a ser considerado foi a fadiga. Realizou-se a análise para a fadiga levando em consideração os diversos tipos de carga existentes. Foram realizados estudos nas duas rotações admitidas como as mais prováveis de gerar condições críticas, a rotação de máximo torque e a rotação máxima.

7.4.1 – Falha por flambagem

A falha por flambagem ocorre no instante que se dá uma instabilização da estrutura. O modelo utilizado para avaliar a geometria crítica neste caso foi o modelo de Euler. Segundo Euler, a estrutura falha por flambagem se a carga de

compressão a ela aplicada ultrapassar o valor limite de P , dado pela seguinte equação:

$$P_{CRITICO} = \frac{\pi^2 EJ}{(kL)^2}$$

Como em nosso caso já temos um esforço máximo, dado pela máxima carga de compressão no instante da explosão, utilizou-se desta expressão para obter-se o valor mínimo do momento de inércia, característica geométrica da peça. Neste caso, os valores existentes são:

$$\begin{aligned} E &= 2,05 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 \\ L &= 0,144 \text{ m} \\ k &= 1,0 \text{ (viga articulada em seus extremos)} \\ P &= 27.480,2 \text{ N} \end{aligned}$$

e deste modo:

$$I > 282 \text{ mm}^4$$

Mantendo a largura da seção de modo a evitar que a mudança seja muito intensa, temos que o momento de inércia fica limitado pela espessura, de acordo com:

$$\begin{aligned} b &= 17 \text{ mm} \\ h &> \sqrt[3]{\frac{12J}{b}} \\ \therefore h &> 5.84 \text{ mm} \end{aligned}$$

7.4.2 – Falha por escoamento

A falha por escoamento foi calculada para a situação de carga axial máxima obtida nas análises dinâmicas anteriormente expostas, que corresponde a carga compressiva utilizada. Neste caso, o cálculo do escoamento é bastante simples, e

tem como base a distribuição de tensões obtida na análise estática. Por ser um critério de tensão equivalente e por se aplicar de modo bastante satisfatório a materiais dúcteis (como é o nosso caso), o critério escolhido foi o da máxima energia de distorção, mais conhecido como Critério de Von Misses. Segundo este, a máxima tensão equivalente deve ser inferior a tensão de escoamento do ensaio uniaxial. A tensão equivalente é obtida pela expressão:

Segundo este critério a máxima tensão na análise é dada por :

$$\sigma = 188,19 \text{ Mpa}$$

Admitindo a tensão limite como a de escoamento ($\sigma_y = 620 \text{ MPa}$), temos o coeficiente de segurança de:

$$S = 3.29$$

Fez-se também um cálculo para a ocorrência do escoamento, utilizando uma aproximação bastante simplificada, para utilizar como restrição na otimização. Para isso, adotou-se a tensão como o quociente da força pela área, e para a menor seção da biela, a seção central da perna, desconsiderando concentrações devido à distância desta até a mudança de seção, temos:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F}{A} = \sigma_y \\ F &= 27.480,2 \text{ N} \\ \sigma_y &= 620 \text{ MPa} \\ A &= b \cdot h \\ b &= 17 \text{ mm} \\ \therefore h &> 2,6 \text{ mm}\end{aligned}$$

7.4.3 – Falha por fadiga

A falha por fadiga tem se mostrado como a principal causa do colapso de componentes automotivos em condições normais de serviço, e por isso mesmo constitui-se de uma constante preocupação dos projetistas de autopeças. A integridade destes componentes deve ser garantida em quantidades muito grandes de ciclos, de modo a evitar falhas prematuras.

Os critérios para falha por fadiga variam muito de projeto a projeto. No caso em questão utilizaremos a abordagem da curva S-N do material, procurando pela condição de vida infinita. Este é o método mais simples de dimensionamento para fadiga, e também o mais restritivo. Abordagens mais precisas, como a especificação de uma vida finita, a utilização de metodologia de Strain-Life ou o uso de algoritmos como o de Palm-Miner e técnicas da Mecânica da Fratura de um modo geral, exigem maiores conhecimentos do material e seus parâmetros e propriedades mecânicas, não disponíveis no momento.

Para o critério adotado porém o que se fez foi comparar dois valores de tensão: Um limite de resistência do material e outro equivalente do sistema. O limite de fadiga utilizado, como já dito, foi retirado da curva S-N para vida infinita. Antes de utilizá-lo porém, estabeleceu-se um coeficiente de segurança, visto que o corpo de prova utilizado não se encontrava exatamente na mesma condição da biela, e certos efeitos devem ser considerados. Utilizou-se os seguintes coeficientes:

a. Coeficiente de Forma – O coeficiente de segurança de forma é avaliado a partir da seguinte expressão:

$$C_{forma} = 1,189.d^{-0.097}$$

,onde no caso de seção não-circular utiliza-se um diâmetro equivalente dado por:

$$d_{equiv}^2 = 0,65.w.t$$

Calculando para a biela:

$$w = 17 \text{ mm}$$

$$t = 10.5 \text{ mm}$$

$$d_{eq} = 10.77 \text{ mm}$$

$$C_{forma} = 0.94$$

- b. Coeficiente de tipo de carga – Por ser a carga de ensaio axial e por estarmos considerando axial também a carga atuante, este coeficiente é unitário.
- c. Coeficiente de acabamento superficial – Como o ensaio é realizado com o material sinter-forjado, de acabamento idêntico ao utilizado na biela, este coeficiente é unitário.
- d. Coeficiente de tratamento (térmico, mecânico, etc) – Não há acabamento que influencie na vida do componente.

Sendo assim, o único coeficiente realmente aplicável é o de tamanho. Assim, a tensão admissível fica:

$$\sigma_f' = \sigma_f * C_{forma}$$

$$\sigma_f' = 272,6 \text{ MPa}$$

O critério de falha por fadiga adotado a princípio será a consideração da máxima tensão de Von Misses ter de ser sempre menor que o limite de fadiga corrigido do material, calculado acima.

Com isso, torna-se possível elaborar uma restrição de área mínima, desconsiderando no entanto as concentrações de tensões. Neste caso:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

, onde :

$$F = 27.480,2N$$

$$b = 17mm$$

$$\sigma_{adm.} = 272,6MPa$$

$$\therefore h > 5,93mm$$

Sendo assim, temos um valor mínimo de espessura admissível, dado pelo limite de fadiga, de 5,93 mm. Devemos lembrar porém que não foi considerado a concentração de tensões, e também que este critério está utilizando a tensão de Von Misses, sempre positiva, e que a fadiga só ocorre em carregamentos trativos ou de cisalhamento.

Devemos portanto estabelecer algum critério mais apropriado de análise de fadiga no componente. Como não foi encontrado nenhum critério de dimensionamento de bielas à fadiga na nem bibliografia nem com engenheiros da área, devemos estabelecer algum que consideremos conveniente.

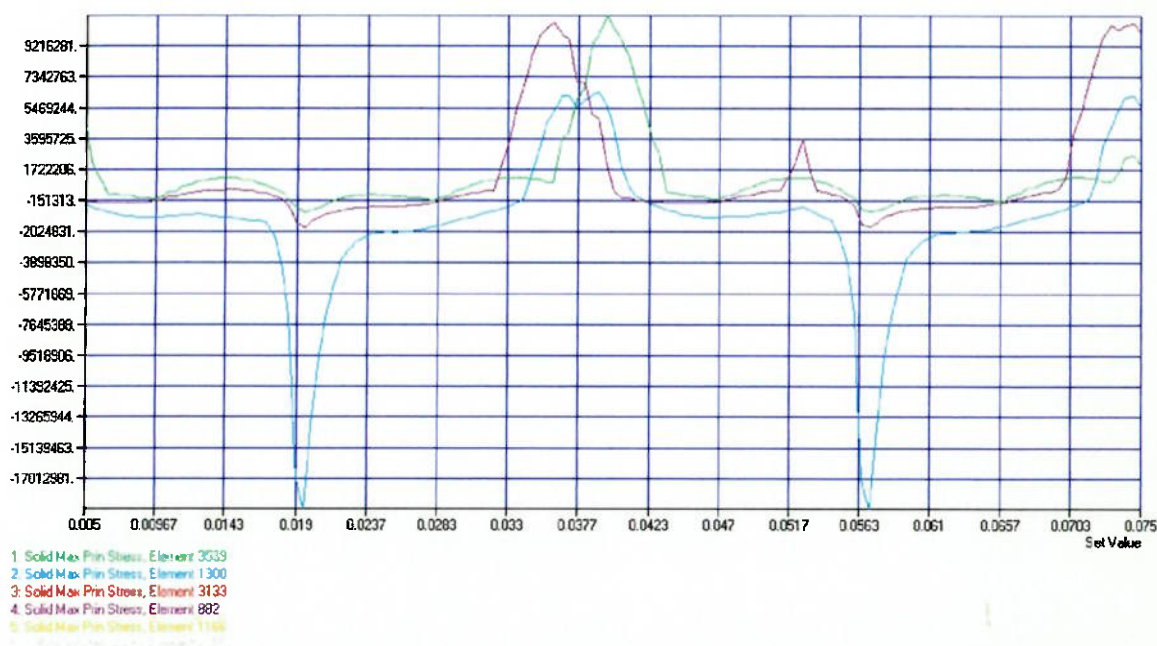
Para se determinar a tensão equivalente na peça podemos trabalhar tanto com a máxima tensão principal como com a tensão equivalente de Von Misses. A vantagem de se aplicar o critério de Von Misses é que esta é uma tensão que leva em consideração toas as componentes de tensão, tornando um estado multiaxial de fadiga em um a condição uniaxial equivalente. Porém este critério é construído sobre a falha por cisalhamento (escoamento), trabalhando com energia de distorção devido à ação de tensões cisalhantes.

Sendo a fadiga intimamente relacionada com a nucleação e propagação de trincas, fenômenos que ocorrem predominantemente em tração, não é adequado utilizar este critério. Em seu lugar, utilizou-se a tensão máxima principal, responsável pela propagação de trincas por tração.

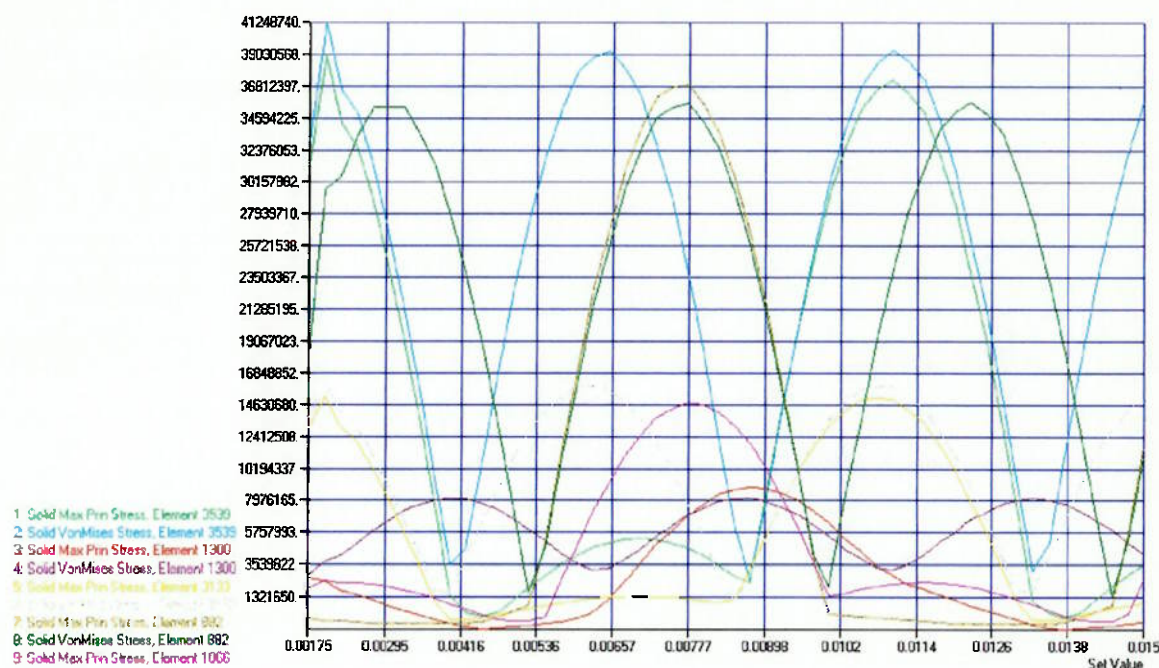
Embora o carregamento aplicado seja predominantemente de compressão, que não provoca fadiga a princípio, mesmo na análise dinâmica executada existem pontos onde localmente a tensão principal é positiva (trativa). Isto significa que em determinadas localizações podem existir condições de se nuclearem e propagarem trincas, caracterizando o fenômeno da fadiga.

Para avaliar a integridade da peça em carregamento alternado, levantou-se para a análise dinâmica à 3200 rpm com o carregamento completo e à 6500rpm com a inércia tanto da biela quanto das partes alternadas a tensão principal dos elementos escolhidos anteriormente para representar os pontos críticos:

a. 3200 rpm



b. 6500 rpm (juntamente com as Tensões de Von Misses, para comparação)



Podemos perceber nestes gráficos que a máxima tensão principal é encontrada no elemento 3539 para a condição de máxima rotação (6500 rpm). Este resultado já era esperado pois, como já comentado, a tração é introduzida na biela pelas cargas de inércia, proporcionais ao quadrado da rotação. Além disso, nas maiores rotações tem-se menores pressões na câmara, amenizando as cargas de compressão que reduzem a tração.

O uso desta tensão no entanto não leva em conta os efeitos das tensões mínima e média principal. Como nossa margem de segurança parece ser bastante alta pelos resultados acima, adotou-se um critério muito mais restritivo, mas que leva em conta a multiaxialidade das tensões. Este critério, denominado como *Signed Von Misses* [10], é obtido multiplicando-se a tensão de Von Misses pelo sinal da tensão máxima principal.

Matematicamente:

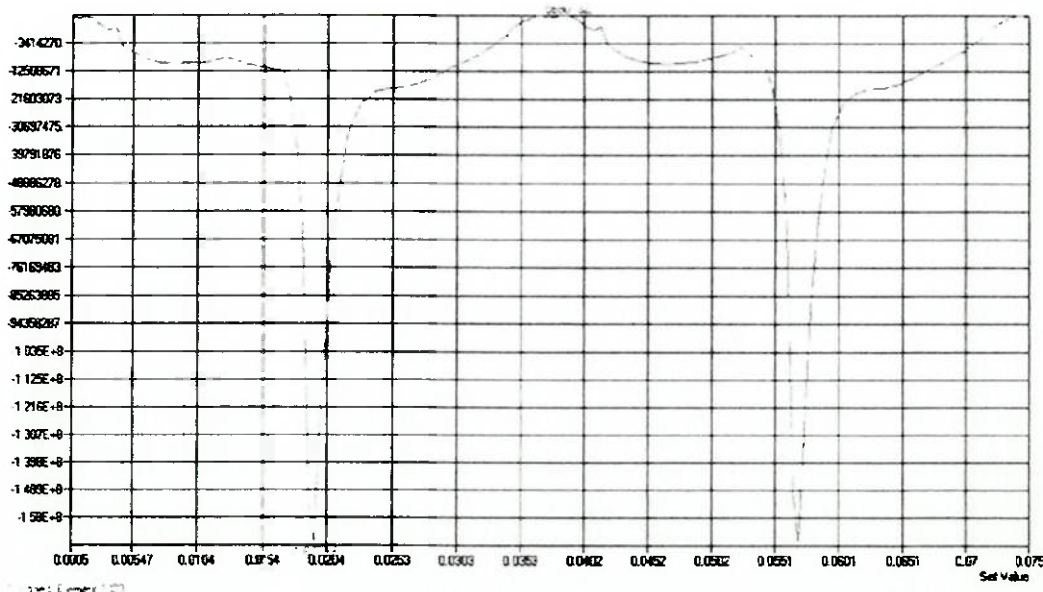
$$\sigma_{SIGNED} = \frac{\sigma_1}{|\sigma_1|} \cdot \sigma_{VM}$$

A análise da integridade da biela foi efetuada utilizando esta tensão equivalente, analisando os elemento mais solicitados. É interessante notar que as tensões resultantes são fruto da soma das tensões de inércia e compressão por explosão dos gases. Como a explosão provoca apenas tensões de compressão, as tensões locais de tração são oriundas da inércia das partes alternativas e da própria biela. Com esta observação, chega-se à importante conclusão que para a análise segundo o critério de falha por fadiga devemos encontrar a condição de máxima tração, que certamente ocorrerá na mínima pressão, isto é, à 6500 rpm.

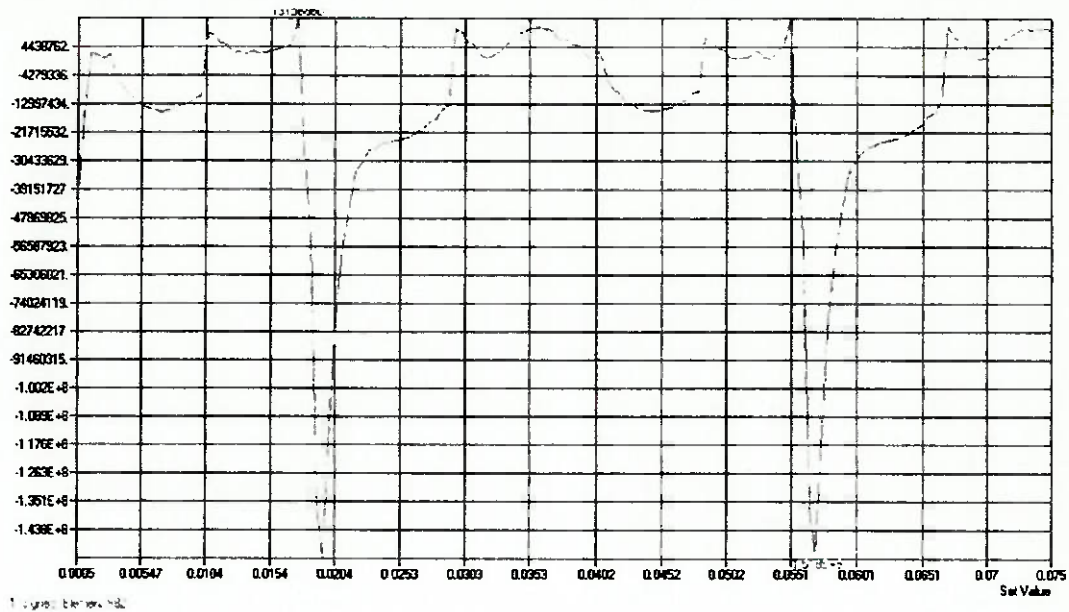
Abaixo, foram plotadas as tensões Signed Von Misses (em Pa) para os elementos críticos nas duas rotações ao longo do tempo (em seg.):

a. 3200 rpm

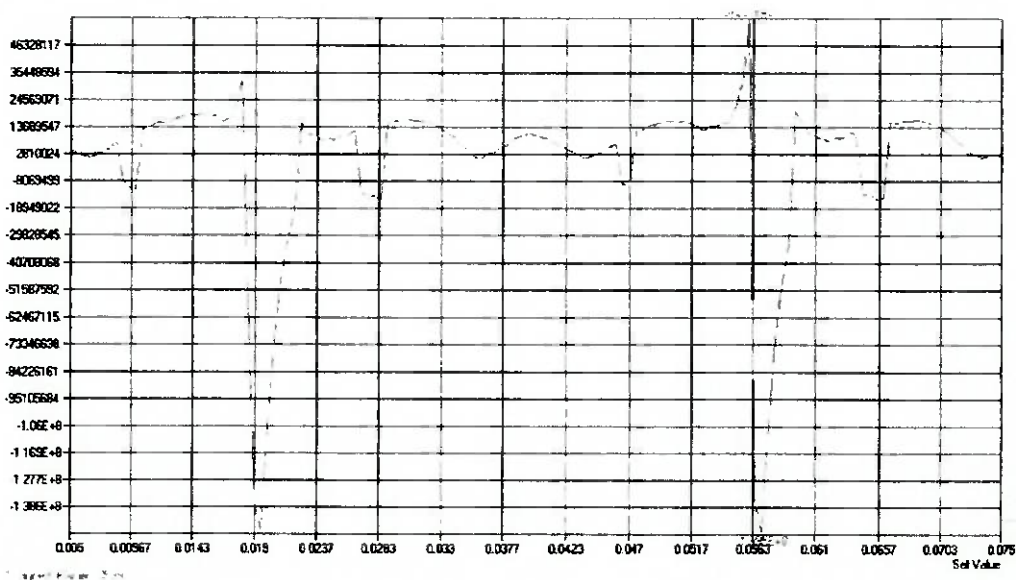
a.1 – Elemento 1300



a.2 – Elemento 882

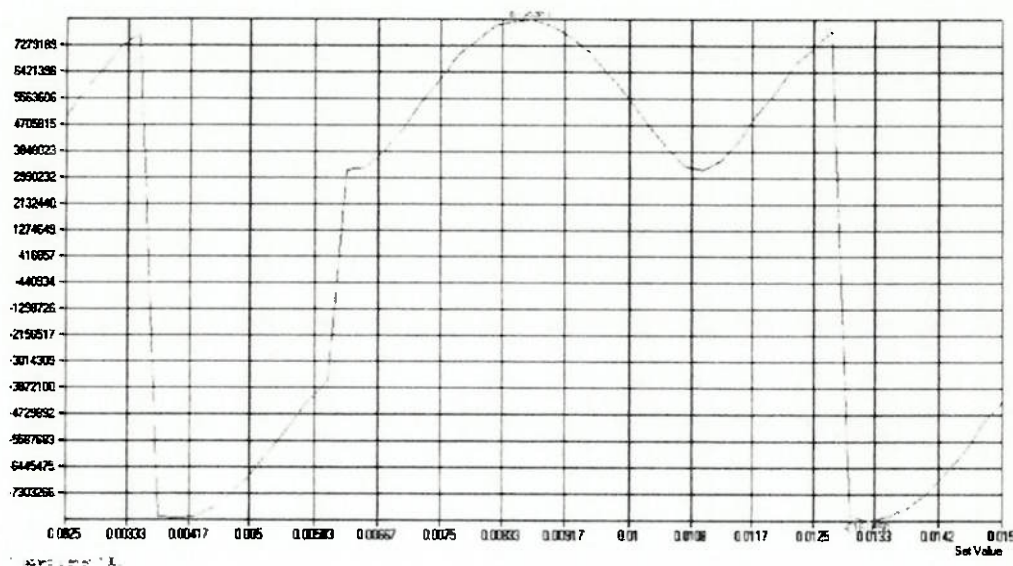


a.3 – Elemento 3539

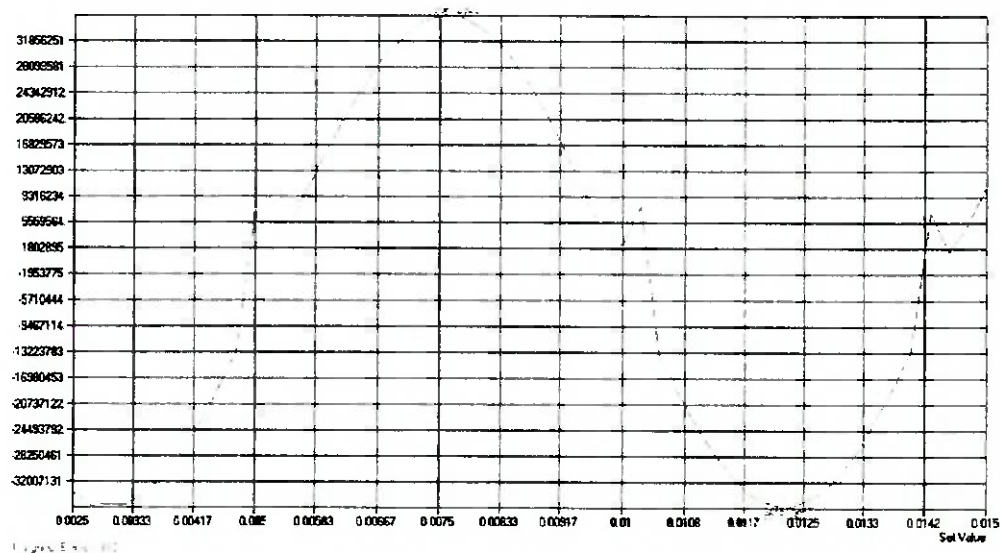


b. 6500 rpm

b.1 – Elemento 1300



b.2 – Elemento 882



b.3 – Elemento 3539



Uma observação importante a ser feita é que existem nestes gráficos certas descontinuidades que devem ser desconsideradas. Estas mudanças abruptas nas curvas mostram que a tensão máxima principal se encontrava próxima à zero, e que por horas era positiva e por horas, negativa, porém em valores muito baixos. Portanto, nestes estados de tensão o elemento possuía alta tensão de Von Misses por estar com tensão mínima principal de valor elevado, mas embora a tensão signed Von Misses seja positiva o estado de tensão poderia ser de compressão. Deve-se no entanto tomar certo cuidado para não confundir estas descontinuidades com picos de tensão de compressão devido ao carregamento de explosão, de curta duração.

Como sabemos já de antemão que as tensões estarão muito aquém do limite de resistência, desprezaremos este efeito das descontinuidades, e utilizaremos o critério de signed Von Misses sem alterar sua metodologia.

As tabelas a seguir apresentam os resultados importantes:

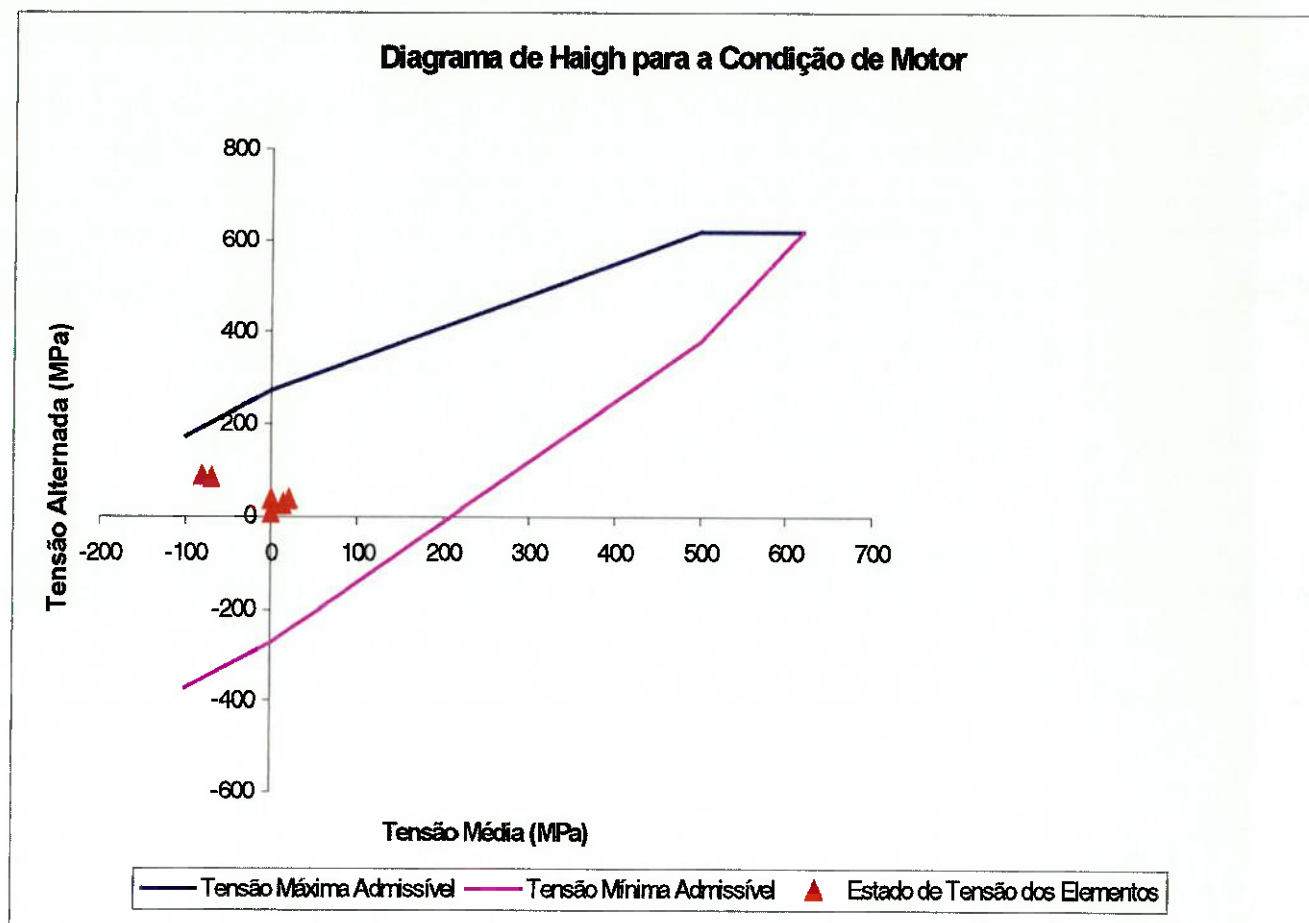
a. 3200 rpm:

ELEMENTO	3539	1300	882
Tensão Máxima (MPa)	57,2	5,7	13,1
Tensão Mínima (MPa)	-15,1	-167,0	-151,8
Tensão Média (MPa)	21,05	-80,65	-69,3
Tensão Alternada (MPa)	36,15	86,35	82,5

b. 6500 rpm:

ELEMENTO	3539	1300	882
Tensão Máxima (MPa)	39,3	8,1	35,6
Tensão Mínima (MPa)	-11,3	-8,1	-35,8
Tensão Média (MPa)	14,0	0,0	-0,1
Tensão Alternada (MPa)	25,3	8,1	35,7

Estas tensões foram plotadas num diagrama de Haig para o material, mostrado abaixo:



Segundo o diagrama, existe uma ampla margem de segurança para a otimização. Mesmo as tensões mais altas se encontram bastante longe da tensão limite de fadiga, mesmo se considerando o efeito da tensão média. Deste modo, partimos então à otimização do peso, tentando atingir uma redução do volume da peça e portanto aumentando estes níveis de tensão até um valor admitido como máximo permissível.

7.5 – Modelo de otimização

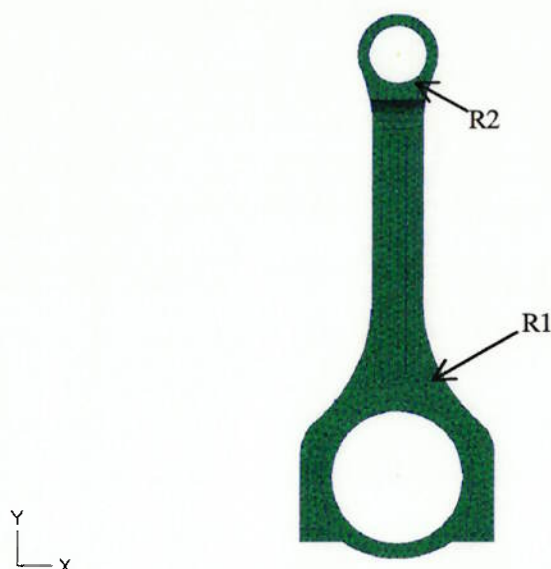
Tendo a geometria otimizada para o processo, partiu-se para a otimização de peso dentro dos requisitos estruturais já discutidos. Basicamente o que se fez foi alterar através do MSC/ARIES a geometria da biela para que o peso fosse reduzido, sem no entanto comprometer a integridade da peça.

Para realizar a otimização fez-se uso da carga compressiva máxima apresentada nos itens anteriores. Embora a carga de inércia da biela seja importante na consideração da falha por fadiga, por estarmos limitados à análise linear no otimizador, utilizaremos apenas as cargas axiais, verificando posteriormente a geometria quanto à falha por fadiga.

O critério utilizado portanto foi restringir a tensão de Von Misses a um valor máximo. Este valor foi estimado como sendo a tensão limite de fadiga, pois embora a tensão equivalente seja sempre negativa, o que poderia nos trazer problemas de parada do algoritmo em condições de compressão acima do limite de fadiga mas abaixo do limite para a flambagem, cremos que as limitações maiores não sejam em relação aos níveis de tensão, e sim aos parâmetros do processo que devemos manter dentro de certas fronteiras.

Em outras palavras, os parâmetros variados foram muito limitados devido aos requisitos aqui impostos pelo processo e pela montagem. Desta forma, poucas foram as variáveis e estas pouco puderam variar, reduzindo no final do processo o peso de modo bastante reduzido. Fica porém a metodologia descrita, de modo a apresentar os potenciais da técnica.

Os parâmetros geométricos variáveis foram os raios de curvatura do perfil da biela e a espessura da seção. A figura abaixo ilustra os raios referidos.



Foram na verdade executadas três otimizações, cada qual mudando o valor de apenas uma das variáveis. Todas porém tinham em comum o mesmo modelo de elementos finitos inicial, o mesmo objetivo e as mesmas condições de parada.

O modelo de elementos finitos para a otimização se assemelha com o utilizado para as análises anteriores, porém foi construído com elementos menores, e portanto possui mais elementos, como mostra a figura apresentada acima.

A razão de ter-se utilizado elementos menores se encontra em evitar que ao alterar a malha pelas alterações da geometria, o software se depare com elementos degenerados, de alta razão de aspecto. A malha tetraédrica foi usada ao invés da hexaédrica, mais precisa, pois para realizar a otimização através do MSC/ARIES a malha precisa ser associada à geometria, o que neste caso significa ser feita automaticamente.

Os raios foram otimizados com a geometria apresentada, porém a espessura teve um modelo especialmente construído para sua otimização, que será exposto posteriormente.

A seguir, são apresentados alguns detalhes sobre o modelo de otimização utilizado para os raios :

a. Objetivo: O objetivo da otimização é a minimização de peso. O peso é avaliado como proporcional ao volume, calculado pelo MSC/ARIES.

b. Variáveis: Como já dito, as variáveis da otimização se constituíram dos raios de curvatura do perfil da biela. A parametrização dos raios de curvatura foi feita simplesmente associando o raio de curvatura das curvas que geraram o sólido (ver no início do projeto o processo de criação da geometria).

Os raios variaram nas seguintes faixas, limitadas pela construção geométrica do perfil da biela:

$$55 > R1 > 37,5 \text{ (mm)}$$

$$45 > R2 > 30 \text{ (mm)}$$

c. Restrições: Como restrição colocou-se a tensão limite de fadiga, a ser comparada com a tensão equivalente de Von Misses. Neste caso:

$$\sigma_{VM} < \sigma_f = 290 \text{ MPa}$$

d. Condição de convergência

Foi estabelecido que a para da ocorrerá quando a redução de peso entre dois ciclos consecutivos for menor que 1% do peso da peça, ou se esta redução for inferior a 1 grama.

Como resultado destas otimizações obteve-se:

a. Variação de R1:

VALOR DO RAI0 (mm)	55	38,9	37,5
PESO (N)	3,709	3,661	3,656

O peso final representa uma redução de ~1.5%, sendo que a parada se deu por atingir o limite mínimo especificado para redução de peso, sem ter nem tentado atingir ciclos ótimos. A tensão máxima no segundo caso é ainda violada, e por ser demasiadamente pequena a redução de peso, o otimizador não continua as interações. Isto leva a conclusão que a alternativa de se alterar este raio não é adequada, pois que, mesmo violando a tensão máxima (atingiu-se uma tensão equivalente de 380 Mpa), não se obtém uma redução de peso satisfatória.

b. Variação de R2:

VALOR DO RAI0 (mm)	45	30
PESO (N)	3,709	3,699

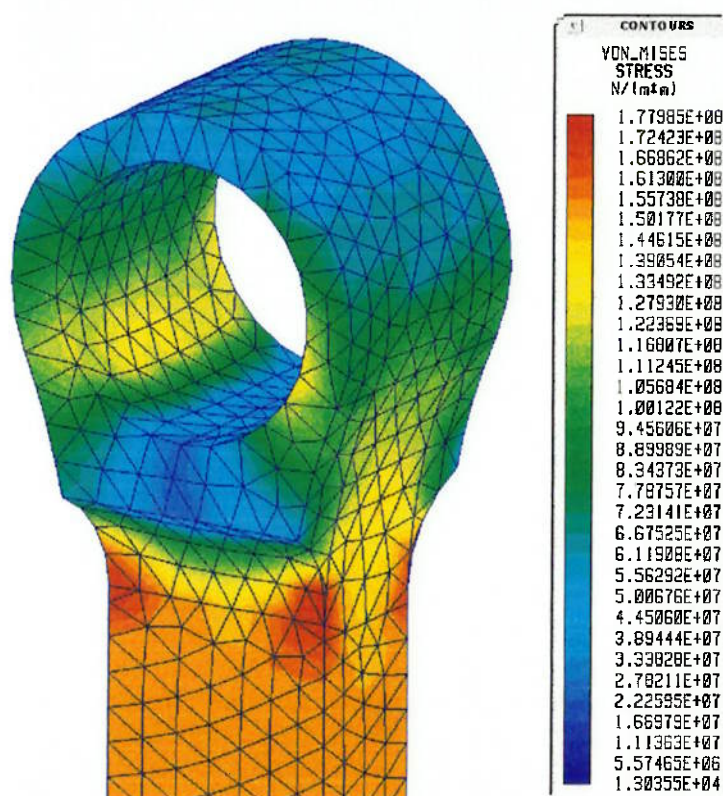
A variação de peso neste caso foi ainda menor (~1%), sendo a parada dada pelo mesmo motivo, violação de condições de parada. A tensão também ultrapassa a máxima admissível, ficando em 392 MPa, mostrando que a variação deste raio também não é aconselhável, pois que a sensibilidade das tensões é alta, e do peso, baixa.

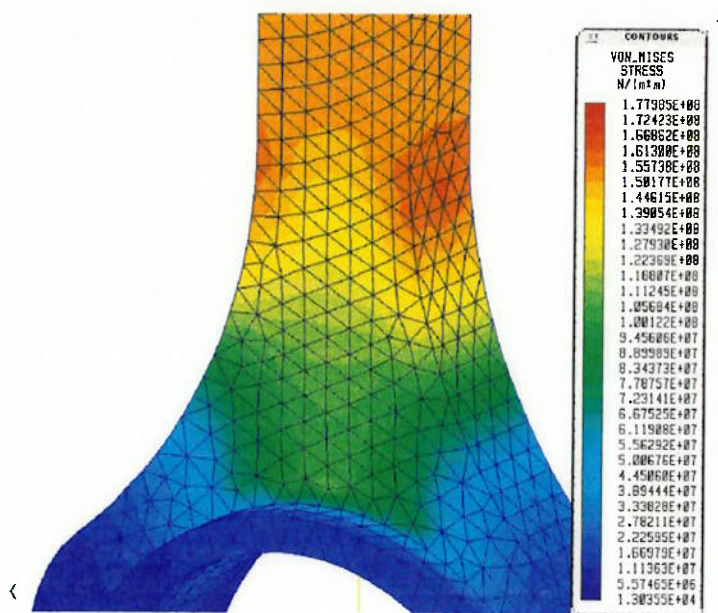
A otimização da espessura da biela se limita à região da perna da mesma, uma vez que a área destinada a resistir aos esforços provenientes da interação dos parafusos com a estrutura deve ser preservada, segundo os requisitos anteriormente expostos. A perna da biela atualmente é dotada de um furo de alívio de peso, que segundo o entender deste projeto faz-se desnecessária. A utilização deste alívio proporciona à biela uma seção média em forma de viga "I", destinada a resistir aos esforços de flexão. Uma vez que o esforço modelado se restringe à tração / compressão, admitiu-se a ineficiência deste furo. Sua retirada da geometria, embora nada convencional, possibilitou a otimização da espessura, uma vez que se suprimiu o furo onde se concentravam tensões na base do raio de curvatura do pé da biela.

A geometria da nova configuração é apresentada abaixo:



Esta geometria foi analisada em quatro diferentes situações, até um limite de espessura de 6 mm. É bom lembrar que pelo critério de flambagem o limite mínimo de espessura é de 5,84 mm (uma margem de apenas 2,7% de segurança). Existem, como já comentado, dois locais de concentração de tensões: O final do raio de curvatura do pé da biela e a base da cabeça. Para a configuração inicial foram plotados os contornos de tensão nestes dois pontos, ilustrando para esta geometria a distribuição de tensões:



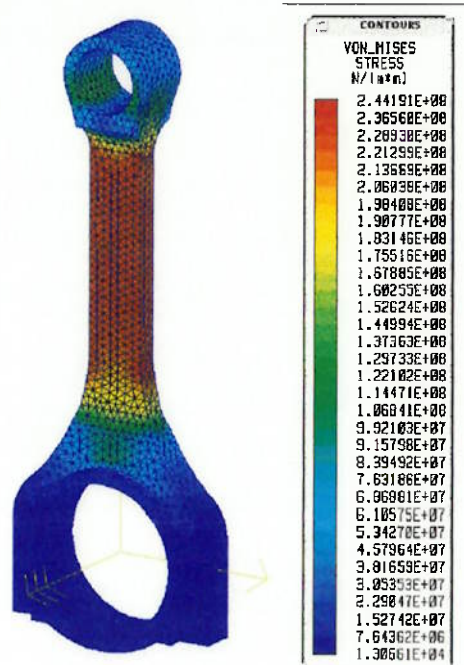


Os resultados da otimização da espessura são apresentados na tabela abaixo:

Espessura (mm)	Massa (Kg)	Redução de Massa (%)	Máxima Tensão de Von Misses (MPa)	Coeficiente de Segurança
10,5 (inicial)	0,3882	0	177,98	1,53
10,0	0,3823	1,5	179,45	1,52
8,0	0,3579	7,8	223,42	1,22
7,0	0,3454	11,0	244,20	1,12
6,0	0,3327	14,3	282,53	0,97

Conforme pode ser visto, a espessura de 6 mm é demasiadamente reduzida para resistir à falha por fadiga. Deste modo, para obter-se um bom coeficiente de

segurança recomenda-se o uso da espessura de 7,0 mm. A figura abaixo mostra o contorno das tensões de Von Mises para a configuração obtida:



Como conclusão das otimizações realizadas, temos que a melhor opção seria a otimização da espessura da perna da biela para o valor de 7 mm, reduzindo em cerca de 11%, aproximadamente 43 gramas, a massa da biela. Esta configuração no entanto se mostra bastante incomum, e sua utilização deve ser condicionada à execução de testes preliminares.

A análise dinâmica desta configuração não foi simulada, prática extremamente recomendada ao se cogitar utilizá-la. Embora acredite-se que na condição de operação do motor não vá haver problemas, a mudança brusca de espessura pode introduzir um alto coeficiente concentrador de tensão.

Neste projeto no entanto as mudanças propostas não foram levadas em conta, devido às cargas de teste que, como veremos a seguir, sobrecarregam a estrutura, ocasionando inclusive a necessidade de aumento da espessura.

7. OTIMIZAÇÃO PARA AS CONDIÇÕES DE TESTE

Para que componentes automotivos sejam aceitos pelas montadoras, geralmente é necessário aprová-los em testes de bancada que simulam uma condição de carga muito mais severa que a de motor. Com a biela em estudo não é diferente, e para tornar o projeto interessante do ponto de vista comercial, é necessário adequá-lo à este teste.

Neste capítulo realizaremos a análise da biela proposta para a otimização apenas do processo com vistas a verificar seu comportamento estrutural mediante a aplicação das cargas de teste de uma montadora, obtidas junto à Metal Leve Ind. e Com. Ltda.

Como dito, a condição de carga imposta em teste é muito superior à de operação, o que provavelmente não permite o uso da geometria de peso otimizado. Este aumento na carga é justificado devido a necessidade de tratar-se estatisticamente os dados do ensaio, garantindo um intervalo de confiança adequado.

Não nos cabe neste projeto analisar o critério utilizado pela montadora, uma vez que este já está estabelecido e não podemos alterá-lo. Porém, uma vez que este critério existe precisamos respeitá-lo se desejamos que a biela seja comercialmente aceita. Desta forma, neste capítulo trataremos de aplicar as cargas de teste em nosso modelo otimizado para o processo, prevendo até que ponto podemos reduzir o peso. Como as cargas se apresentam bastante superiores às anteriores, será ainda menor a redução do peso, e faz-se pensar se

não é o caso de aumentar o peso, adicionando material em regiões potencialmente propensas à falha.

8.1 – Descrição dos Testes

Os testes a serem efetuados consistem de ensaios de fadiga com carregamento puro de tração/compressão. Observando este carregamento para os testes, notamos realmente que nossa hipótese de considerar apenas o carregamento de explosão e inércia das partes alternativas não era demasiadamente otimista, uma vez que é exatamente isso que a montadora usa para simular o efeito de carga do motor.

Para aplicar este teste é utilizada uma máquina de ensaio de fadiga axial, montada com um suporte onde se fixa um pino idêntico ao do pistão e outro onde se fixam casquilhos num moente semelhante ao do virabrequim.

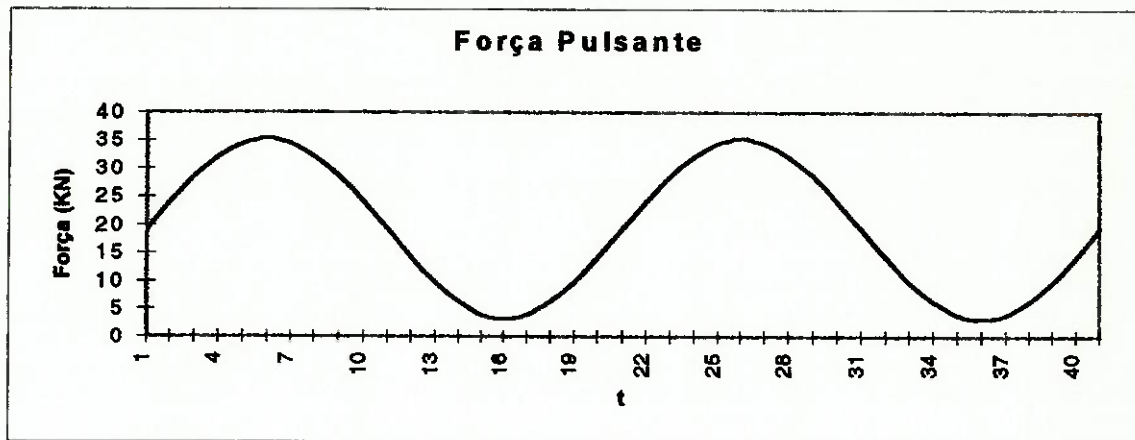
As condições de teste são descritas a seguir, e embora o uso de métodos estatísticos permita certa margem de peças falhas, o projeto será realizado com o requisito de vida infinita.

a. Teste de força pulsante

Neste teste a força aplicada é sempre de tração, sendo portanto alta a tensão média e relativamente baixa a alternada. A força é dada por:

$$F = 1,2.A + A.\text{sen}\alpha$$

, onde para esta biela $A=16$ KN e a frequência de aplicação de 25 Hz.



Para esta carga, é tida como aprovada a peça que resistir a mais que 15 milhões de ciclos.

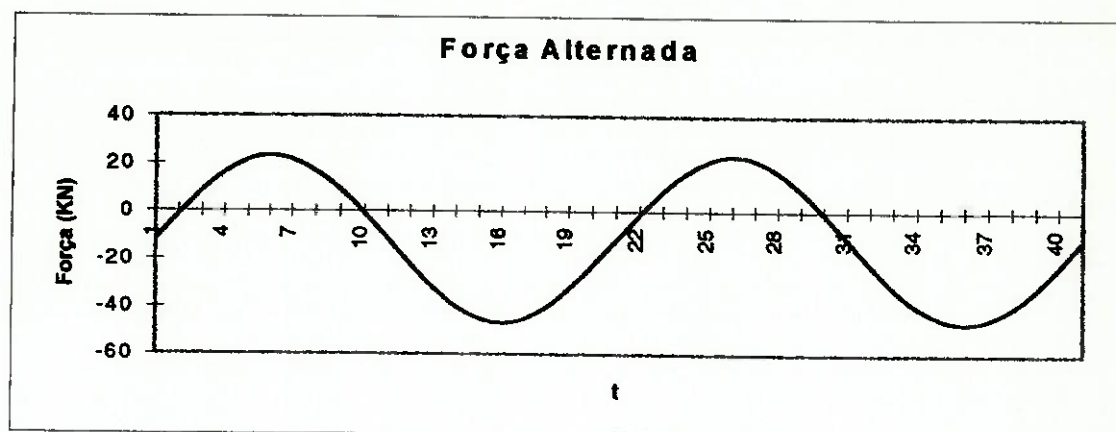
b. Teste de força alternada

Neste segundo teste a força aplicada possui pequena parcela média e alta parcela alternada. Mesmo comparando os valores com o teste anterior, existe uma grande diferença, talvez devido à necessidade de cobrir a redução do efeito da tensão média sobre o material, que sabe-se reduz sua capacidade resistiva consideravelmente. A equação do esforço é:

$$F = -A/3 + A \cdot \sin \alpha$$

, onde agora $A=35$ KN.

Graficamente:



8.2 – Análises do modelo pelo MEF

Por ser o carregamento demasiadamente simples, fez-se uso de um artifício buscando a economia de tempo e evitando a análise dinâmica. Como estamos trabalhando com um material linear estático e a carga tem direção constante no tempo, mudando apenas de sentido e intensidade, podemos dizer que há uma relação de proporcionalidade entre a força aplicada e a tensão equivalente em determinado ponto. Sendo assim, realizou-se apenas uma análise linear estática, tendo como carga atuante uma força de 1KN. O resultado de tensão para qualquer caso no tempo é obtido mediante a multiplicação da tensão no ponto fornecida por esta análise pelo valor do esforço, em KN.

Os contornos de tensão para o carregamento de 1KN encontram-se abaixo:

V2
G1



O elemento mais solicitado neste caso é o elemento nº 1300, já presente nas listas anteriores como um dos elementos críticos. Sua localização, mostrada anteriormente, se faz no centro do raio de arredondamento do furo de alívio próximo ao furo do pino do pistão, região de altos gradientes de tensão. O valor de sua tensão para a força de 1 KN é :

$$\sigma_{VM} = 7,21 \text{ MPa}$$

Este elemento será utilizado como base para os cálculos seguintes.

8.3 – Critérios de falha

a. Flambagem

Utilizando o mesmo modelo anteriormente apresentado, segundo a teoria de Euler, temos para a carga máxima um limite de espessura:

$$P_{\text{máx}}=46,67 \text{ KN}$$

$$I>478 \text{ mm}^4, b=17 \text{ mm}$$

$$\therefore \boxed{h> 6,96 \text{ mm}}$$

b. Escoamento

Para a mesma tensão de escoamento anterior ($\sigma_y = 620 \text{ Mpa}$):

$$P_{\text{máx}}=46,67 \text{ KN}$$

$$A = 178,5 \text{ mm}^2, h=17 \text{ mm}$$

$$\therefore \boxed{h> 4,43 \text{ mm}}$$

c. Fadiga

Para analisar a falha por fadiga escolheu-se trabalhar com o elemento mais solicitado, utilizando a máxima tensão equivalente da biela portanto, multiplicando sua tensão a 1 KN pelo valor da forças no tempo, dando origem a uma curva de tensão equivalente naquele elemento ao longo do tempo.

Os valores encontrados de tensão máxima, mínima e média foram utilizados para avaliar sua integridade em vida infinita, utilizando a tensão limite fornecida e com o coeficiente de segurança aplicado e as correções devido ao efeito da tensão média.

c.1 – Para carga pulsante

$$F = 19,2 + 16.\text{sen}\alpha \text{ (KN)}$$

$$\sigma^2 = 7,21 \text{ Mpa}$$

$$\therefore \sigma = 138,6 + 115,5. \text{sen}\alpha \text{ (KN)}$$

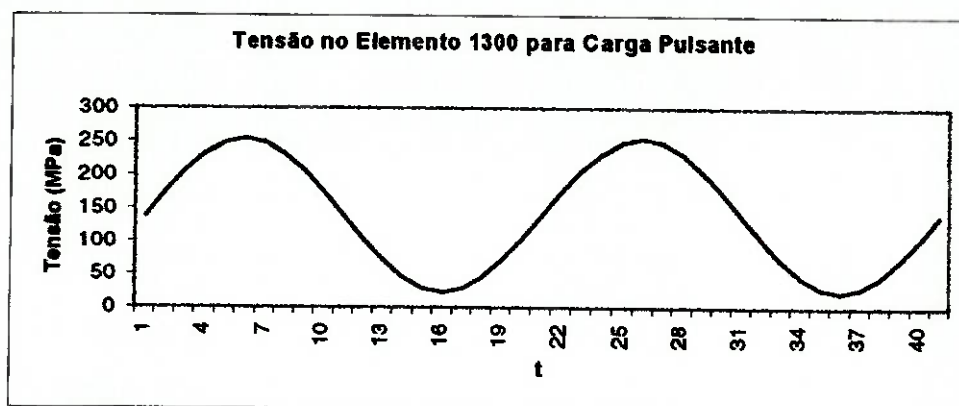
, o que fornece:

$$\sigma_{\text{máx}} = 254,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 23,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{méd}} = 138,55 \text{ MPa}$$

, ou graficamente,



c.2 – Para carga alternada

$$F = -11,67 + 35.\text{sen}\alpha \text{ (KN)}$$

$$\sigma^2 = 7,21 \text{ Mpa}$$

$$\therefore \sigma = -84,21 + 252,56. \text{sen}\alpha \text{ (KN)}$$

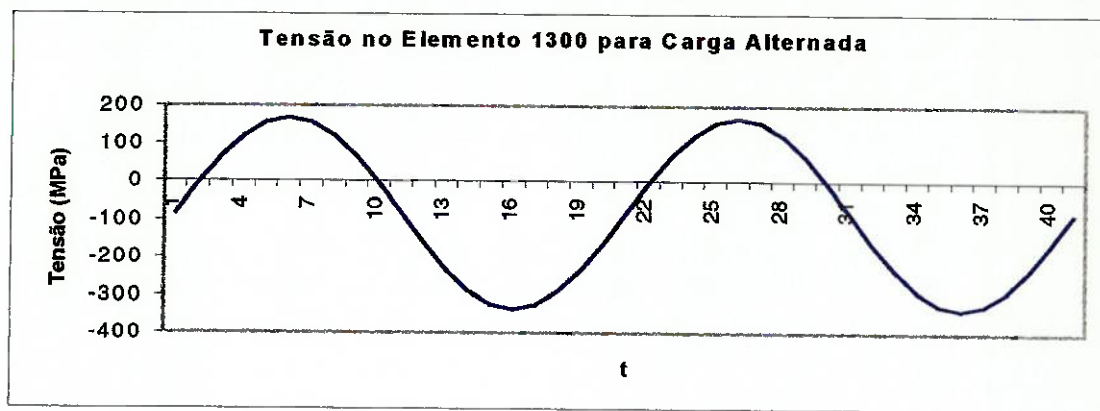
, o que fornece:

$$\sigma_{\max} = 168,35 \text{ MPa}$$

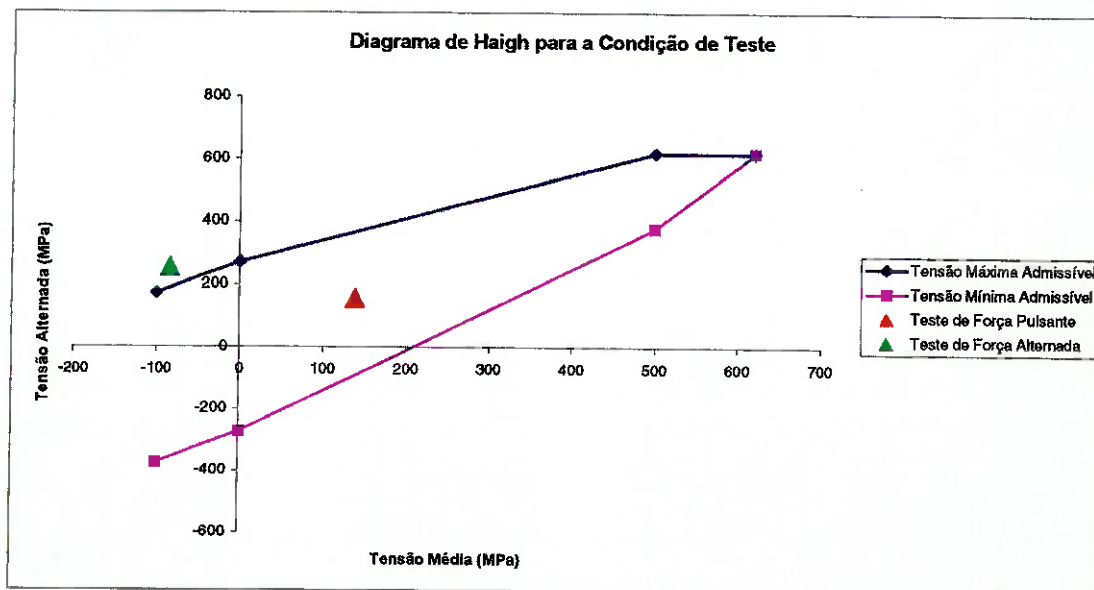
$$\sigma_{\min} = -336,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{méd}} = -84,21 \text{ MPa}$$

,ou graficamente,



Colocando estes pontos no diagrama de Haigh:



Observando o diagrama, percebe-se que para o teste de força pulsátil a geometria proposta se adequa convenientemente, mas para a força alternada, o estado de tensões se encontra fora do limite admissível, e segundo o critério S-N terá uma vida menor que a necessária para a aprovação no teste.

Neste caso faz-se necessário alterar a geometria de modo a reduzir a concentração de tensões na variação de espessuras entre o pé e a perna da biela. O modelo de otimização utilizado neste caso foi bastante simples, trabalhando apenas com uma variável, a espessura. Na verdade melhores designs podem ser obtidos se forem utilizados modelos de maior número de variáveis. Um bom exemplo é fornecido por YANG et alli [11], onde é efetuada uma otimização de pé de biela por meio do MSC/PATRAN e MSC/NASTRAN.

No citado trabalho, modela-se o pé da biela utilizando dois modelos diferentes. Os melhores resultados são obtidos usando como variáveis a espessura da perna, a profundidade do alívio, os raios de arredondamento entre pé e perna da biela, o raio do perfil do pé da biela, a largura do alívio e o arredondamento das arestas do alívio.

Neste projeto porém utilizou-se como uma primeira fase apenas a espessura da perna. O modelo utilizado é descrito a seguir.

8.4 – Otimização

Este caso se apresenta de modo bastante interessante como estudo de otimização, pois a geometria inicial apresenta violações das restrições, e portanto o que se buscará será um valor mínimo a partir do qual seja respeitado este limite. Para esta análise foi construído um modelo de um quarto do pé da biela, apresentado abaixo:



É importante salientar que este modelo possui elementos menores que um terço do caso anterior, e portanto tende a ser muito mais preciso. Além disso incluiu-se no modelo geométrico o raio de curvatura no final do alívio, junto ao pé da biela, que deve reduzir drasticamente as tensões naquele ponto.

Este modelo geométrico foi então discretizado em elementos finitos, e esta malha resultante foi vinculada seguindo os requisitos da simetria nos lados adequados e engastada posteriormente na face referente ao corte da perna da biela.

O carregamento utilizado foi o de máxima tração, por entender-se que este seria o crítico. Este carregamento (35,2 KN) foi dividido por quatro (é um quarto do pé da biela) e pela área do furo constante no modelo geométrico, para que fosse aplicada como força na face do furo. Seu valor portanto é:

$$F = \frac{1}{4} \cdot 35,2 = 8,8 \text{ KN}$$

$$A = \frac{1}{8} \cdot \pi \cdot D \cdot h$$

$$\therefore F/A = 5,6 \cdot 10^7 \text{ m}^2$$

e assim, tem-se o seguinte modelo:



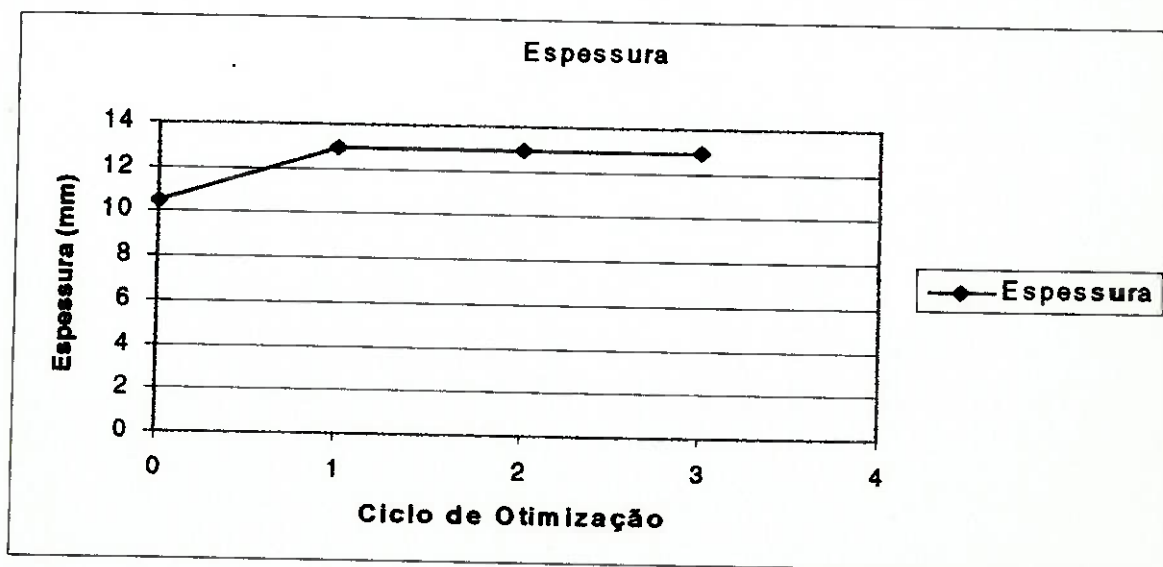
Para o modelo de otimização, parametrizou-se as curvas de modo a manter o alívio sempre idêntico, assim como o raio de curvatura entre o pé e a perna da biela.

Criou-se então a variável espessura, definida como a espessura total da perna da biela, da qual ainda subtrai-se o alívio. Esta variável varia de 8 mm (ligeiramente maior que a espessura mínima dada pelos critérios de falha anteriormente expostos) e 20mm, espessura do pé da biela.

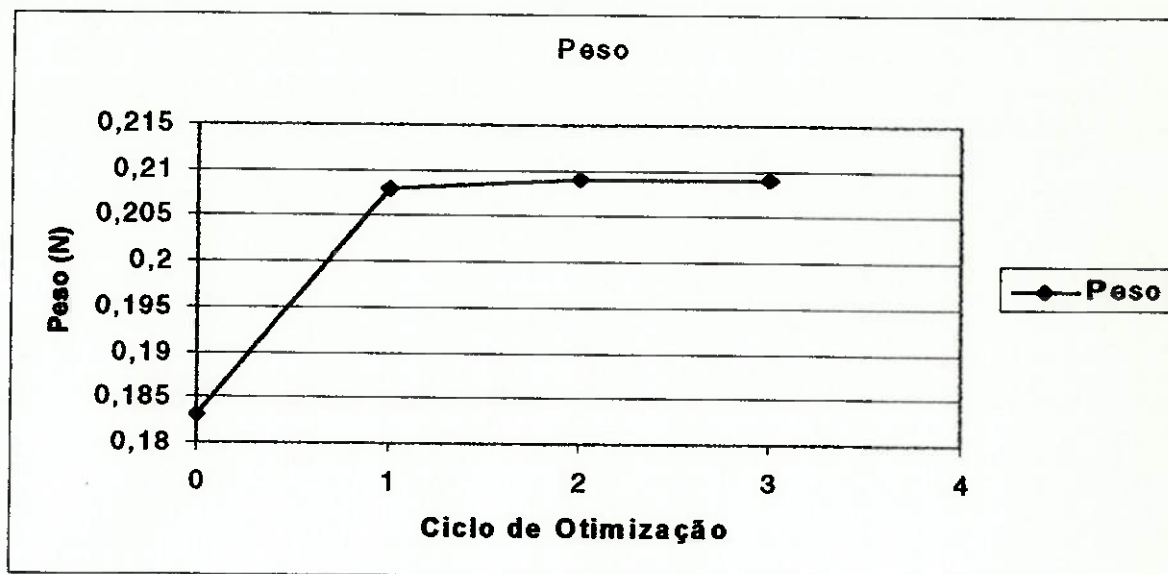
A restrição estabelecida foi a tensão equivalente de Von Misses, segundo o critério de Signed Von Misses. Este valor deve estar abaixo de 272 MPa, o limite anteriormente apresentado.

O modelo final atingiu satisfatoriamente o limite de 272 MPa de tensão máxima admissível com uma espessura de ^{12,94}~~10,94~~ mm. Os gráficos a seguir mostram a evolução da análise:

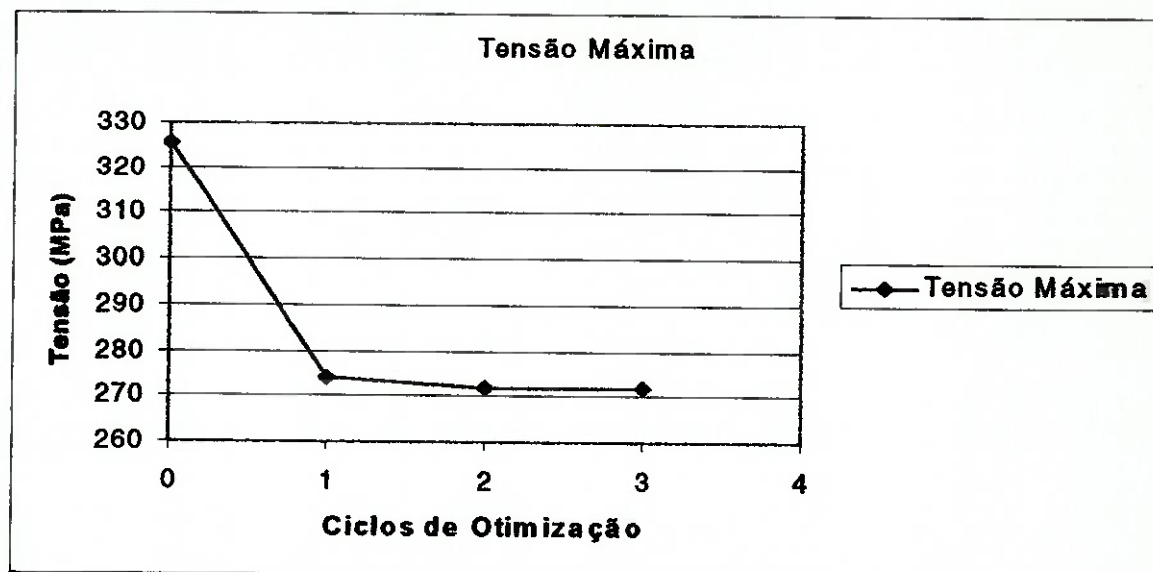
a. Variação da espessura:



b. Variação do peso do quarto do pé da biela:

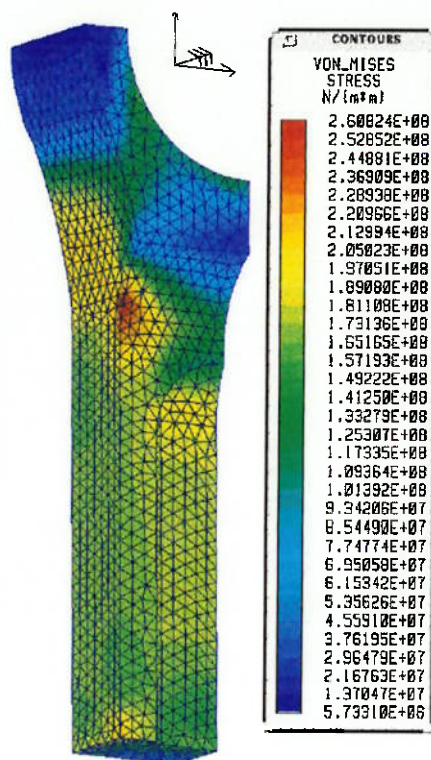


c. Variação da Tensão Máxima de Von Mises:



Deste modo, estabeleceu-se que a espessura a ser adotada seria de 13 mm.

Para este valor realizou-se uma análise estática na carga máxima de tração (35,2KN), apresentado abaixo:



Observando o gráfico, vemos que a otimização foi bem sucedida, uma vez que a máxima tensão é inferior a 272 MPa, o limite de pico.

Sendo assim, admite-se como adequada a espessura de 13 mm.

CONCLUSÃO

CONCLUSÕES

A elaboração deste trabalho propiciou, além da possibilidade de aplicar os conhecimentos adquiridos durante o curso de engenharia e o aprendizado de inúmeros outros tópicos, o estabelecimento de algumas conclusões. Mesmo sem ter tido acesso a comprovações experimentais da hipóteses admitidas e das simulações realizadas, tendo em mente que este se situa apenas como um projeto preliminar, pode-se afirmar que os resultados obtidos são bastante satisfatórios.

Como conclusão final, pode-se colocar:

- i. Os processos da metalurgia do pó mostram-se como alternativas aos processos de fabricação tradicionais, podendo aumentar a qualidade e reduzir os custos dependendo do componente em questão;
- ii. As bielas são peças extremamente adequadas à fabricação por estes processos, em especial pela sinter forja. A precisão dimensional e a qualidade da distribuição do peso possibilitam a eliminação de etapas posteriores da fabricação, além melhoria da qualidade da separação da capa do virabrequim do resto da biela, por *cracking*;
- iii. Devido à característica compressiva do carregamento, os motores de baixa rotação aceitam melhor as bielas sinter-forjadas;
- iv. A tensão devido à inércia da biela pode ser desprezada em baixas rotações, mas torna-se importante com o aumento desta;

- v. Modificações no *design* devem ser introduzidas para que a biela não apenas possa ser produzida, mas sim aproveite ao máximo as vantagens do processo;
- vi. Os raios de curvatura do perfil da biela são parâmetros para os quais o modelo de tensões é bastante sensível, ao contrário do modelo de peso. Não são portanto parâmetros recomendáveis para otimização;
- vii. O ponto crítico da otimização é o conjunto do raio de curvatura entre o pé e a perna da biela com a espessura da última. Para se estabelecer uma parametrização adequada deve se relacionar ambos, fazendo-os variar concomitantemente. Modificações no requisito de espessura do pé da biela poderiam reduzir este efeito, além de propiciar a redução de peso;
- viii. O processo limita bastante as modificações possíveis, estando a biela praticamente otimizada quando adaptada ao processo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CHIAVERINI,V. Metalurgia do Pó- Técnicas e Produtos, Associação Brasileira de Metais, São Paulo,1982.
- [2] MPIF. Powder Metallurgy Design Manual.Metal Powder Industry Federation,Princeton,1995.
- [3] ASM.METALS HANDBOOK Nineth Ed. V.7,American Society for Metals,1984.
- [4] CROUSE,W.M. e ANGLIN,D.L. Automotive Mechanics,10th ed., New York,1993.
- [5] SHIGLEY,J.E., Dinâmica das Máquinas.
- [6] GIACAGLIA,G.E.O., Mecânica Geral v.1,7ed, São Paulo,1977,Nobel.
- [7] KHOUVACK,M. Motor Vehicle Engines,MIR Publications,Moscow,1973.
- [8] BLAKELY,K. MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis,Los Angeles,1993,MSC.
- [9] MOORE,G.J. MSC/NASTRAN Design Sensitivity and Optimization, Los Angeles,1993,MSC.
- [10] The MacNeal Schwendler Corp.,MSC/FATIGUE User's Manual,Los Angeles,1996,MSC.
- [11] YANG,R.J. et all,Shape optimization of connecting rod pin end using a generic model, Finite Elements in Analysis and Design,11,1992, pp257-264.