

**JÉSSICA MARTINS ANGRA MACHADO**

**ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DE VIRABREQUIM**

Guaratinguetá

2013

JÉSSICA MARTINS ANGRA MACHADO

ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DE VIRABREQUIM

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Guaratinguetá

2013

|       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| M149a | <p>Machado, Jéssica Martins Angra</p> <p>Análise dinâmica e estrutural de virabrequim / Jéssica Martins Angra Machado – Guaratinguetá : [s.n], 2013.</p> <p>69 f : il.</p> <p>Bibliografia: f. 52-54</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini</p> <p>1. Motores de combustão interna 2. Teoria das estruturas I. Título</p> <p>CDU 621.43</p> |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

**ANÁLISE DINÂMICA E ESTRUTURAL DE VIRABREQUIM**

**JÉSSICA MARTINS ANGRA MACHADO**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

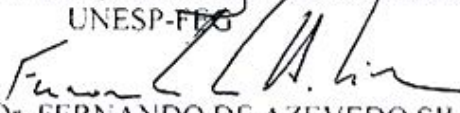
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA  
UNESP-FEG

## **DADOS CURRICULARES**

**JÉSSICA MARTINS ANGRA MACHADO**

|            |                                                                                                                                         |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| NASCIMENTO | 14.10.1989 – RIBEIRÃO PRETO / SP                                                                                                        |
| FILIAÇÃO   | Sérgio Angra Machado<br>Maria Cristina Martins Gevaerd                                                                                  |
| 2008/2013  | Curso de Graduação<br>Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia do<br>Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual<br>Paulista. |

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a Deus, por me guiar sempre para o melhor caminho.

Aos meus pais, Maria Cristina Martins Gevaerd e Sergio Angra Machado, pelo amor, apoio e educação, fundamentais para o meu crescimento e desenvolvimento em todas as etapas da minha vida.

Ao professor Dr. José Elias Tomazini pela orientação e pelo constante apoio durante esse trabalho.

A Thyssenkrupp Metalúrgica Campo Limpo, representada por Alex de Souza Rodrigues e Rafael Augusto de Lima e Silva, pelo apoio financeiro e pela oportunidade e colaboração técnica.

Ao meu namorado Felipe Bechert Fu, por todo amor, companheirismo e carinho demonstrado ao longo desta jornada.

A todos que colaboraram direta ou indiretamente na execução deste trabalho.

MACHADO, Jéssica Martins Angra. **Análise Dinâmica e Estrutural de Virabrequim**. 2013. 69f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

## **RESUMO**

Este trabalho trata de análise estática e dinâmica de tensão de um conjunto manivela-virabrequim, contidos dentro de um motor de combustão de 4 cilindros. Objetivou-se ilustrar procedimentos de análise auxiliada por computador tendo-se como meta a otimização de componentes segundo a necessidade que o mercado demanda. Assim, para atuar nas análises estáticas e dinâmicas foi resumida a teoria básica envolvida nos cálculos e análises necessários de atuação de forças e, realizou-se uma breve introdução sobre o processo de fabricação e forjamento. Posteriormente, aplicou-se com a utilização de softwares um estudo de caso para o virabrequim, obtendo-se seu desempenho estrutural e dinâmico. Observou-se um resultado conservador e pontos críticos no filete do mancal do virabrequim, assim como no furo do óleo para lubrificação. Concluiu-se que existem possibilidades de melhorias no processo de fabricação e otimização de seu design a fim de proporcionar menor criticidade e uma peça mais robusta.

**PALAVRAS-CHAVE:** Motores de combustão interna. Virabrequim. Manivela. Análise Estrutural. Análise dinâmica. Otimização.

MACHADO, Jessica Martins Angra. **Dynamics and Structural Analysis of Crankshaft**. 2013. 69f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

### **ABSTRACT**

This paper deals with static analysis and dynamic stress of an ensemble crank and crankshaft, contained within a combustion engine of 4 cylinders. Aimed to illustrate procedures for computer-aided analysis having as goal the optimization of components according to the need for the market demand. Thus, to work in static and dynamic analyzes were summarized the basic theory involved in the calculations and analyzes necessary actuation forces and held a brief introduction about the manufacturing process and forging. Subsequently, it was applied with the use of software in a case the crankshaft, to obtain the performance and structural dynamic thereof. There was a conservative result and critical points in the fillet of the crankshaft bearing, as well as for lubrication hole. It was concluded that there are possibilities for improvements in the manufacturing process and design optimization in order to provide lower criticality and a more robust part.

**KEYWORDS:** Internal combustion engines. Crankshaft. Crank. Structural Analysis. Dynamic analysis. Optimization.

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 - Virabrequim utilizado no motor ISB Cummins 4 Cilindros .....                                                              | 14 |
| Figura 2 – Virabrequim saindo do forno.....                                                                                          | 18 |
| Figura 3 – Esforços atuantes na árvore de manivelas .....                                                                            | 18 |
| Figura 4 – Gráfico da curva de pressão x ângulo instantâneo de acordo com o movimento do pistão .....                                | 20 |
| Figura 5 – Modelo do conjunto biela-manivela com as distâncias para o equacionamento de Kane .....                                   | 22 |
| Figura 6 - Fluxograma de estruturação do processo de análise do virabrequim...                                                       | 22 |
| Figura 7 – Curva de Pressão em função do ângulo do virabrequim utilizada para calcular as forças na superfície do êmbolo .....       | 23 |
| Figura 8 – Curva de Pressão em função do ângulo do virabrequim utilizada para a validação de cálculos do Matlab .....                | 24 |
| Figura 9 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local.....              | 25 |
| Figura 10 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local no Matlab .....  | 25 |
| Figura 11 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global .....           | 26 |
| Figura 12 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global no Matlab ..... | 27 |
| Figura 13 - Motor Cummins ISB .....                                                                                                  | 28 |
| Figura 14 - Modelo de virabrequim utilizado para análises.....                                                                       | 30 |
| Figura 15 – Throw utilizado para as análises dinâmicas e estruturais .....                                                           | 31 |

|                                                                                                                                                                     |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 16 – Exemplo da Manivela do virabrequim .....                                                                                                                | 32 |
| Figura 17 - Gráfico de pressão do motor ISB 4 Cilindros .....                                                                                                       | 33 |
| Figura 18 - Curva da Pressão do motor ISB 4 cilindros no Matlab .....                                                                                               | 34 |
| Figura 19 - Variação dos componentes de forças reais atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local no Matlab        | 35 |
| Figura 20 - Variação dos componentes de forças reais atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global no Matlab ..... | 35 |
| Figura 21 - Malha final aplicada no throw, vista lateral .....                                                                                                      | 36 |
| Figura 22 - Malha final aplicada no Throw, vista inferior .....                                                                                                     | 37 |
| Figura 23 – Condições de contorno no modelo dinâmico do virabrequim com carga na parte superior e restrições nos rolamentos.....                                    | 38 |
| Figura 24 - Condições de contorno e pressão aplicada no throw.....                                                                                                  | 38 |
| Figura 25 - Condições de contorno aplicada no throw para análise de torção.....                                                                                     | 40 |
| Figura 26 - Condições de contorno aplicada no throw para análise de torção.....                                                                                     | 40 |
| Figura 27 - Resposta Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 360 graus - Vista Geral .....                                                        | 42 |
| Figura 28 - Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 360 graus - Vista do filete do mancal.....                                                    | 43 |
| Figura 29 - Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 355 graus .....                                                                               | 43 |
| Figura 30 – Distribuição de von Mises de torção no throw – Vista Geral.....                                                                                         | 44 |
| Figura 31 - Distribuição de von Mises de torção no throw – Vista Filete .....                                                                                       | 45 |

|                                                                     |    |
|---------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 32 - Distribuição de von Mises - Vista furo do óleo.....     | 46 |
| Figura 33 - Deformação de von Mises no throw .....                  | 46 |
| Figura 34 - Tensão Principal Maxima no Throw .....                  | 47 |
| Figura 35 - Distribuição de Tensão Principal Maxima no throw.....   | 47 |
| Figura 36 - Deformação Total no Throw sob uma carga de Torção ..... | 48 |

|                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------|----|
| APÊNDICE A - Modelagem Método de Kane para determinação de Forças no Matlab..... | 55 |
|----------------------------------------------------------------------------------|----|

|                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|
| APÊNDICE B - Modelagem Método de Kane para gráfico de forças no Matlab..... | 61 |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|

## **LISTA DE TABELAS**

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Tabela de vantagens e desvantagens dos processos de fundição e forjamento ..... | 17 |
| Tabela 2 - Classificação do motor Cummins ISB 4.....                                       | 28 |
| Tabela 3 – Especificações do motor Cummins ISB.....                                        | 29 |
| Tabela 4 - Detalhes dos componentes do virabrequim .....                                   | 29 |
| Tabela 5 – Dados utilizados para o calculo das Forças de reação do virabrequim             | 32 |

## SUMÁRIO

|                                                                                                                                                      |           |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. INTRODUÇÃO.....</b>                                                                                                                            | <b>14</b> |
| <b>1.1. OBJETIVO .....</b>                                                                                                                           | <b>14</b> |
| <b>1.2. DELIMITAÇÃO .....</b>                                                                                                                        | <b>15</b> |
| <b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>                                                                                                                | <b>16</b> |
| <b>2.1. MÉTODO DE KANE .....</b>                                                                                                                     | <b>16</b> |
| <b>2.2. PROCESSOS DE FABRICAÇÃO .....</b>                                                                                                            | <b>17</b> |
| <b>2.3. ANÁLISE DINÂMICA.....</b>                                                                                                                    | <b>18</b> |
| <b>3. METODOLOGIA.....</b>                                                                                                                           | <b>21</b> |
| <b>3.1. APLICAÇÃO DO MÉTODO DE KANE AO SISTEMA PROPOSTO<br/>USANDO MATLAB .....</b>                                                                  | <b>21</b> |
| <b>3.2. VALIDAÇÃO DE RESULTADOS OBTIDOS PELA MODELAGEM<br/>DE KANE COM BASE NOS RESULTADOS ATINGIDOS POR FATEMI E<br/>MONTAZERSADGH (2007) .....</b> | <b>23</b> |
| <b>3.3. MODELAGEM DO VIRABREQUIM NO ANSYS .....</b>                                                                                                  | <b>27</b> |
| <b>3.3.1. MOTOR CUMMINS .....</b>                                                                                                                    | <b>27</b> |
| <b>3.3.2. VIRABREQUIM .....</b>                                                                                                                      | <b>29</b> |
| <b>3.3.3. THROW .....</b>                                                                                                                            | <b>30</b> |
| <b>3.4. APLICAÇÃO DE PRESSÃO REAL DO EQUACIONAMENTO<br/>DESENVOLVIDO NO MATLAB PARA O CÁLCULO DE REAÇÃO DE<br/>FORÇAS .....</b>                      | <b>32</b> |
| <b>3.5. MODELAGEM DE MALHA E AVALIAÇÃO DA MESMA.....</b>                                                                                             | <b>35</b> |
| <b>3.6. ANÁLISE ESTRUTURAL E DINÂMICA DO VIRABREQUIM EM<br/>OPERAÇÃO NO MOTOR; .....</b>                                                             | <b>37</b> |
| <b>3.7. ANÁLISE DE TORÇÃO.....</b>                                                                                                                   | <b>39</b> |
| <b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>                                                                                                               | <b>41</b> |

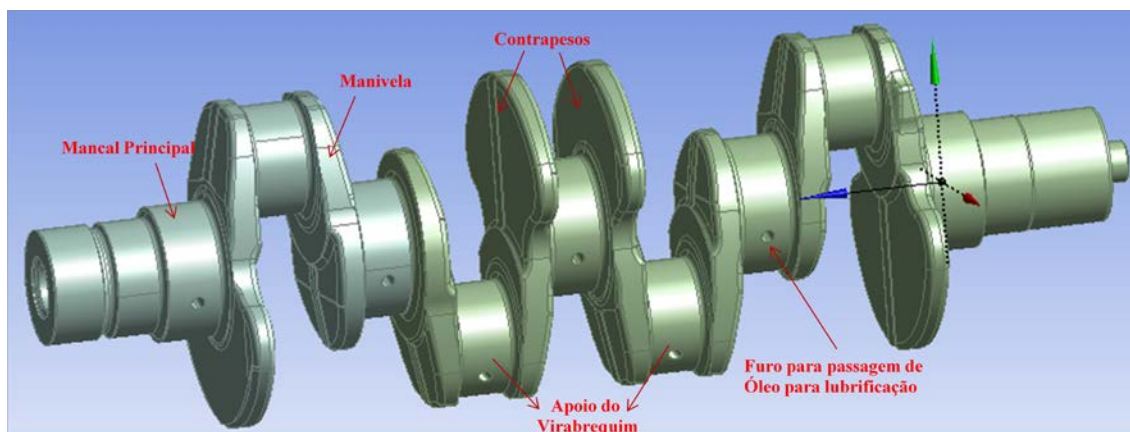
|                                           |           |
|-------------------------------------------|-----------|
| <b>4.1. ANÁLISE DINÂMICA.....</b>         | <b>41</b> |
| <b>4.2. ANÁLISE DE TORÇÃO.....</b>        | <b>44</b> |
| <b>5. CONCLUSÕES.....</b>                 | <b>50</b> |
| <b>6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS.....</b> | <b>52</b> |

## 1. INTRODUÇÃO

A observação de mecanismos de cinemática e dinâmica tem como objetivo a análise do movimento como posição, velocidade e aceleração dos pontos e corpos envolvidos, assim como dos esforços mecânicos atuantes nas suas articulações. Um dos mecanismos mais estudados é o pistão, biela e virabrequim, que são mecanismos para a transformação de um movimento alternado em rotação.

A indústria automotiva trabalha no sentido de aperfeiçoar o projeto de motores tendo em vista a demanda por redução de problemas ambientais, assim como para utilização de outras formas de energia limpa. Tendo isto em foco, um projeto otimizado dos componentes do sistema manivela-virabrequim vem ao encontro dos objetivos pretendidos pela indústria automotiva. Neste trabalho é apresentada a realização das análises deste mecanismo, determinando-se os esforços mecânicos (forças e torques) entre os diversos componentes, e também, verifica-se a resistência mecânica dos componentes, tanto sob carregamento estático quanto sob carregamento dinâmico. Na Figura 1 é apresentado o virabrequim que será estudado ao longo deste trabalho.

Figura 1 - Virabrequim utilizado no motor ISB Cummins 4 Cilindros



### 1.1. Objetivo

O presente trabalho visa elaborar um diagnóstico do virabrequim, desde a análise estática quanto dinâmica, para compreender a importância e a criticidade do componente dentro do bloco do motor.

Para alcançar este objetivo é necessário entender conceitos, como o método de Kane que será a base para uma resposta eficiente das forças aplicadas no virabrequim.

## **1.2. Delimitação**

A revisão teórica e o estudo de caso limitam-se a realidade encontrada pelos dados fornecidos pela empresa ThyssenKrupp, a qual promoveu a distribuição de arquivos de curva de motor e o dados do virabrequim.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Nesse capítulo, o método de Kane e processo de fabricação serão discutidos e uma breve revisão será apresentada relacionada a esses tópicos. Sendo esse estudo focado em análise estática, dinâmica e de elementos finitos, artigos e pesquisas serão também discutidas ao longo do capítulo.

O foco do estudo foi baseado em uma extensa revisão de literatura pelo FATEMI e MONTAZERSADGH (2007). Em sua pesquisa, foi revisada a comparação entre os processos de fabricação de virabrequim pela escolha de aço forjado ou fundido, assim como o foco no desempenho de avaliação de fadiga. Também está incluso em sua pesquisa a análise dinâmica do virabrequim e sua importância dentro do bloco do motor.

### **2.1. Método de Kane**

Tomazini (1997), descreve o método de Kane em aplicações a modelos rígidos e flexíveis. O modelo utilizou o método para realizar equações expressas em velocidade generalizadas, o qual se refere às coordenadas generalizadas do sistema. Também utilizou outros conceitos, como o de velocidade parcial, um fator que é de grande importância no desenvolvimento do método. A escolha pela utilização de Kane deve-se pelo fato de que as forças de reação, que unem os corpos, não estão presentes nas equações resultantes do movimento.

Huston (1990), explica o método de uma forma sistêmica. O sistema necessário para o cálculo de velocidades e acelerações pode ser obtido através da utilização de base vetorial, assim como com a utilização de forças generalizadas, e dessa forma, a necessidade de utilizar forças de vínculo é suprimida. Assim, o método de Kane oferece um meio simplificado para desenvolver equações dinâmicas de sistemas multicorpos.

Kane e Levinson (1985) desenvolveram uma técnica a fim de aperfeiçoar os métodos anteriormente utilizados para análise dinâmica de corpos. As equações de Newton-Euler requerem que todas as forças e momentos do sistema sejam resolvidos, assim como forças intermediárias, portanto o método se torna eficaz para certas aplicações. As equações de Lagrange, no entanto, fornece um método que suprime as forças interativas e de restrição. Porém, existe a necessidade de caracterizar as funções de energia, o qual

torna o método problemático para sistemas multicorpos grandes. Portanto, o método de Kane vem ao encontro para oferecer um método eficiente.

## 2.2. Processos de Fabricação

Atualmente os processos de fabricação de virabrequim mais utilizados são os de ferro fundido e aço forjado (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007). O processo de forjamento tende a ser mais restrito em aplicações onde as propriedades dos materiais são mais específicas. Para a fundição, o processo de manufatura é introduzido em um molde, que permite a confecção de peças complexas como pode ser visualizado na Tabela 1. Nos dois casos, elevados custos são embutidos nos processos, e não há vantagem econômica sobre nenhum dos dois processos.

Tabela 1 – Tabela de vantagens e desvantagens dos processos de fundição e forjamento

|                     | <b>Fundição</b>                                                                                                                       | <b>Forjamento</b>                                                                                                                                              |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Vantagens</b>    | Alta taxa de produção<br><br>Viabilidade de peças grandes e complexas<br><br>Flexibilidade de projeto                                 | Melhores propriedades mecânicas<br><br>Confiabilidade<br><br>Não necessita de tratamento do metal líquido                                                      |
| <b>Desvantagens</b> | Trincas, soldas frias, falhas de enchimento<br><br>Inclusões<br><br>Porosidade devido ao encolhimento<br><br>Requer maior controle de | Defeitos de dobra, falha de enchimento, quebra da matriz<br><br>Forma limitada quando seções ocas são requeridas<br><br>Custo superior<br><br>Múltiplos passos |

|  |          |             |
|--|----------|-------------|
|  | processo | necessários |
|--|----------|-------------|

No contexto atual, o virabrequim utilizado é de aço forjado, pela sua complexidade e assimetria. A Figura 2 mostra o virabrequim saindo do forjamento, com grande parte em rebarba que é posteriormente eliminada. Devido ao fato de que o forjamento não agrega uniformidade da microestrutura, um tratamento térmico é necessário.

Figura 2 – Virabrequim saindo do forno

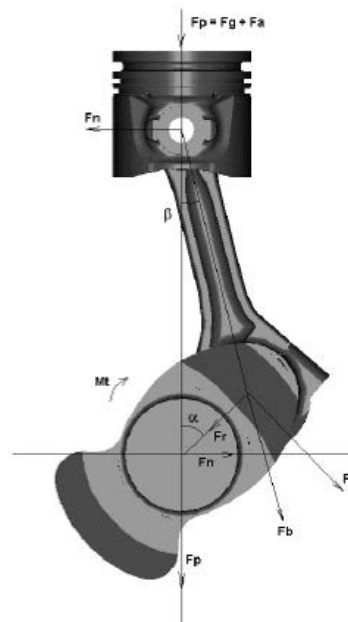


Fonte: (ThyssenKrupp, 2013).

### 2.3. Análise Dinâmica

De acordo com Mendes, Gomez e Raminelli (2003), uma árvore de manivelas está sujeita a muitos esforços dinâmicos, que devem ser quantificados para a integridade do componente. Dentre esses esforços estão contemplados as forças de combustão, que é a força gerada pelos gases durante o processo de combustão. Essa força gera uma pressão interna que a partir dela, é possível o cálculo de forças de reação no virabrequim. Outro esforço é o de inércia, que possui movimento rotativo e também alternativo mostrado na Figura 3.

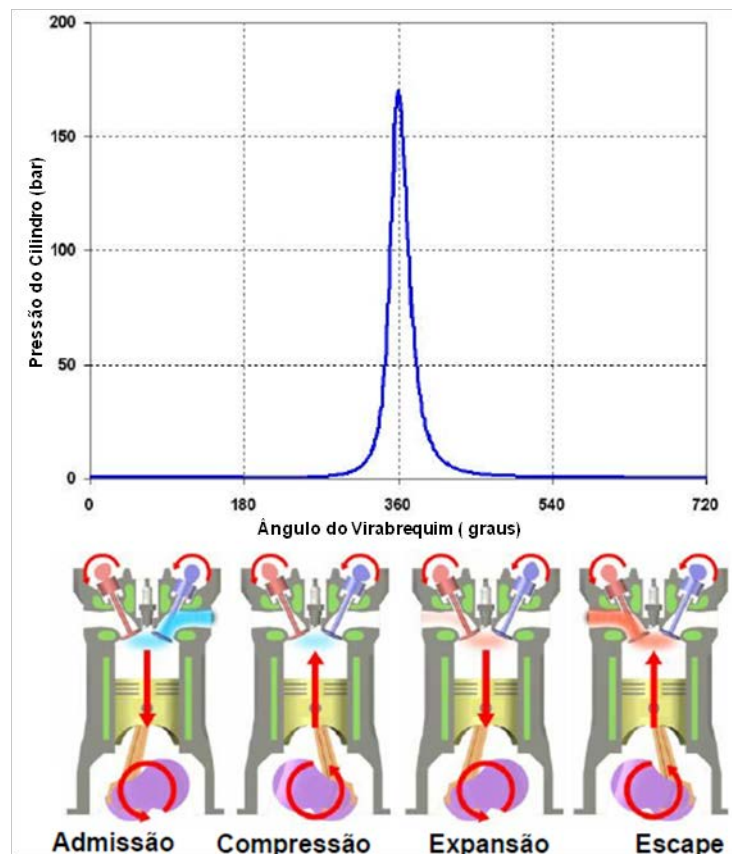
Figura 3 – Esforços atuantes na árvore de manivelas



Fonte: (MWM, 2013).

Ferreira (2008) desenvolve sua pesquisa a partir do método Newtoniano. É também apresentada a importância da curva de pressão do gás no interior do cilindro em função da sua rotação. Os pontos de pressão são adquiridos empregando um transdutor de pressão no cabeçote do motor e um sensor de rotação para obter os ângulos instantâneos da manivela. A Figura 4 traz um exemplo teórico da curva mencionada.

Figura 4 – Gráfico da curva de pressão x ângulo instantâneo de acordo com o movimento do pistão



Fonte: (FERREIRA, 2008).

Souza Neves (2010) descreve suas análises por meio das equações de Newton-Euler. Em seu estudo, foi formulado todo o embasamento teórico no MATLAB. Também foi discutido que as partes mais críticas de pico de tensão ocorrem geralmente em regiões de raios de concordância e orifício de óleo.

Shenoy (2004), desenvolveu uma análise de carregamento quase-dinâmico sujeitando a biela pelo método de elementos finitos (MEF). Nele, as análises de tensão, flexão e estado axial de tensões foram avaliadas. Por esse método, pôde ser verificado que a análise quase-dinâmica fornece ótimos resultados em comparação à análises de fadiga.

Nesse presente trabalho, será avaliado somente um orifício onde tende a ter concentração de tensão.

### 3. METODOLOGIA

Neste capítulo é estruturado o estudo de como foi realizada a análise de virabrequim. Para atingir os objetivos propostos, foram realizados os passos que se seguem:

1. Treinamento e aprendizagem no Matlab;
2. Estudos dos carregamentos dinâmicos até o mancal do virabrequim;
3. Aplicação do Método de Kane ao sistema proposto usando Matlab;
4. Validação de resultados obtidos pela modelagem de Kane com base nos resultados encontrado por Fatemi e Montazersadgh (2007);
5. Modelagem do virabrequim no Ansys;
6. Aplicação de pressão real do equacionamento desenvolvido no Matlab para o cálculo de reação de forças;
7. Modelagem de malha e avaliação da mesma;
8. Análise estrutural e dinâmica do virabrequim em operação no motor;
9. Análise de torção.

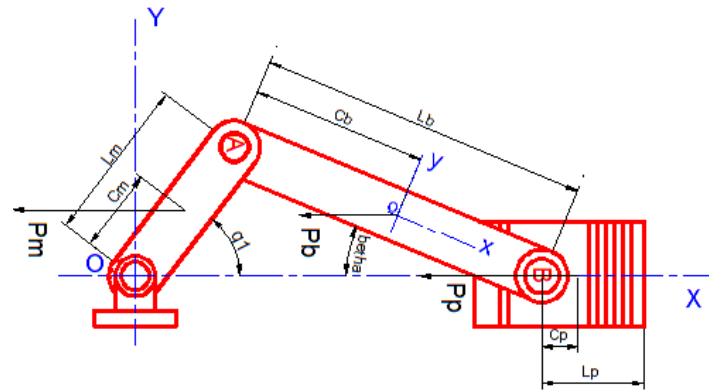
A seguir é apresentado o detalhamento dos passos acima descritos.

#### 3.1. Aplicação do Método de Kane ao sistema proposto usando Matlab

O método de Kane foi utilizado a fim de facilitar o processo de equacionamento de forças aplicadas do virabrequim. Ele permite trabalhar com coordenadas e velocidades generalizadas dentro de um sistema não-holonômico, onde as forças locais na junção A (mostrada na Figura 5) são forçadas a zero, enquanto que no equacionamento de Newton-Euler, essas forças estão presentes. Outro ponto a colocar do método é em relação às forças ativas generalizadas e forças de inércia generalizadas.

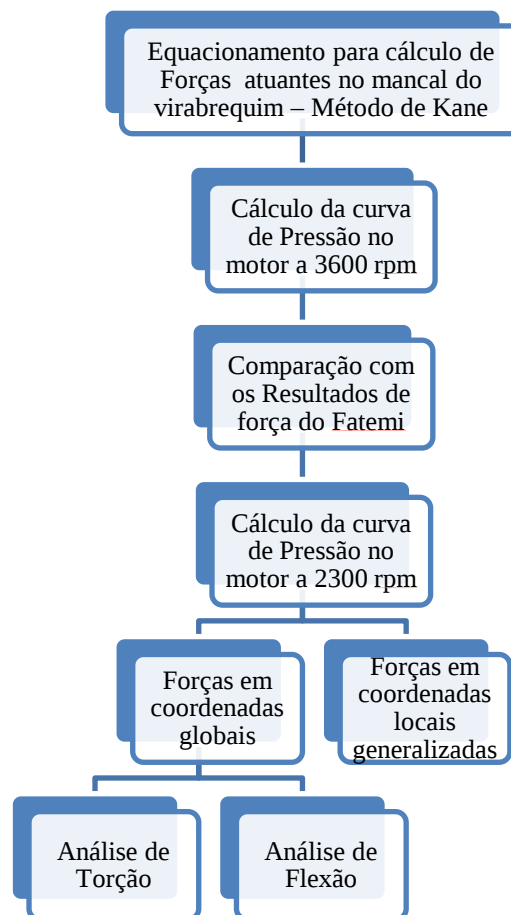
Assim, a partir das forças generalizadas, o cálculo das equações de Kane dar-se-ão pela soma de todas as forças ativas com as de inércia e igualando a zero. A vantagem desse método também consiste que as forças de vínculo não entram nas equações de movimento.

Figura 5 – Modelo do conjunto biela-manivela com as distâncias para o equacionamento de Kane



A Figura 6 mostra como foi realizada a estrutura de análise durante o estudo a partir de um fluxograma.

Figura 6 - Fluxograma de estruturação do processo de análise do virabrequim

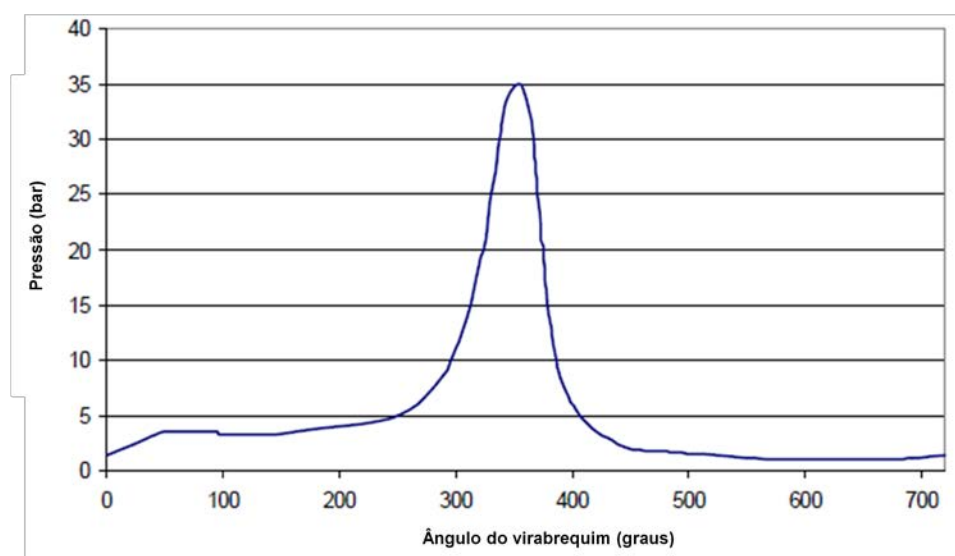


Para a leitura e solução do equacionamento de Kane, foi utilizado o programa Matlab a fim de facilitar e otimizar o tempo de processo. Com o Matlab, a reestruturação das equações e de emprego de funções é muito dinâmica e de fácil aplicação para resultados muito prósperos.

### 3.2. Validação de resultados obtidos pela modelagem de Kane com base nos resultados atingidos por Fatemi e Montazersadgh (2007)

Com o equacionamento estabelecido, foi primeiramente realizada uma validação dos resultados usando como parâmetro as discussões e análises atingidas por Fatemi e Montazersadgh (2007). Em sua pesquisa, foi apresentada a curva de pressão interna pelo ângulo do virabrequim, Figura 7, a qual foi utilizada para o cálculo de força aplicada sobre o pistão durante a análise dinâmica.

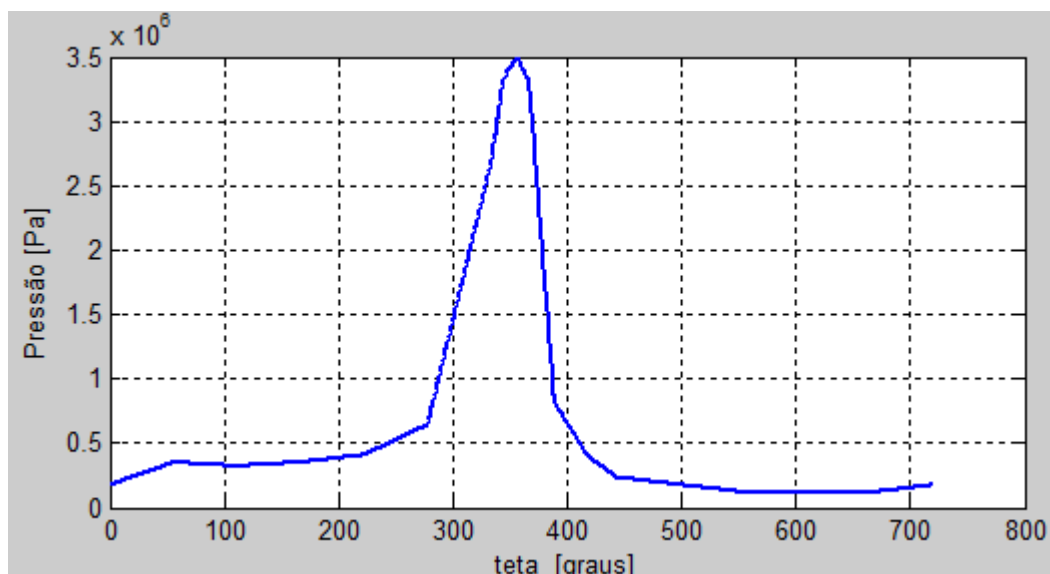
Figura 7 – Curva de Pressão em função do ângulo do virabrequim utilizada para calcular as forças na superfície do êmbolo



Fonte: (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007).

Para a validação dos estudos, foi realizada uma coleta de valores da Figura 7, para que o Matlab pudesse interpolar os mesmos valores e gerar uma curva semelhante como mostrado na Figura 8 abaixo.

Figura 8 – Curva de Pressão em função do ângulo do virabrequim utilizada para a validação de cálculos do Matlab



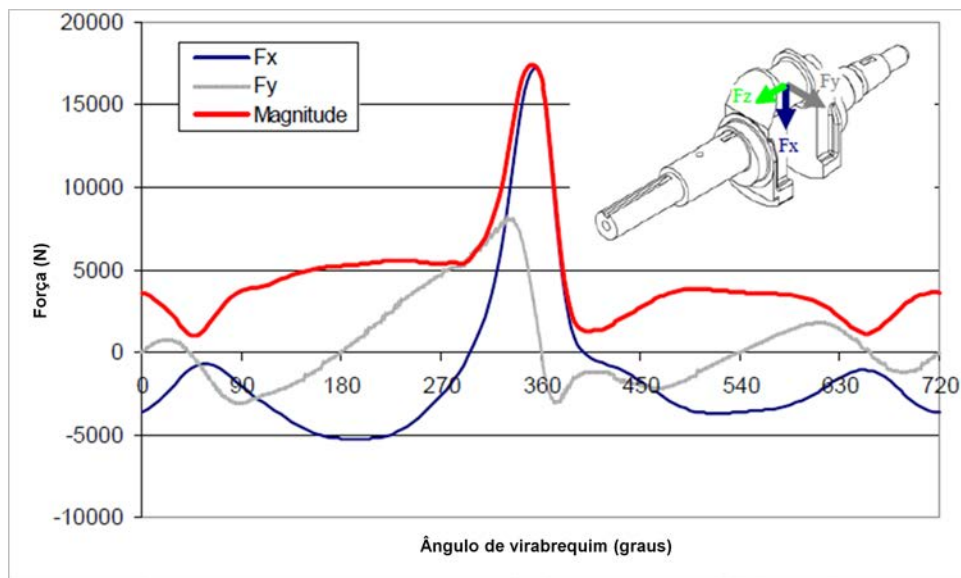
É possível verificar uma grande semelhança de resultados, no qual pôde validar a confiabilidade da curva de pressão, e assim, possibilitar a geração dos gráficos de forças também apresentados pelo Fatemi e Montazersadgh (2007) para comparação.

Deve ser observado que a pressão sofre um pico por volta de 360 graus que é o momento que se dá a combustão. Como mencionado anteriormente, existem duas cargas no bloco do motor, a de inércia e de combustão, e que a máxima pressão no cilindro não varia quando a velocidade do motor varia. Dessa forma, no momento de pressão máxima durante a combustão, a força não muda. Esse fato é explicado devido à força de flexão, que passa no centro do raio da manivela e não tem atuação e a força causada pela ação da inércia varia proporcionalmente com a velocidade do motor. Portanto, a força produzida pela combustão é de sentido oposto e maior que a de inércia. Em suma, com o aumento da velocidade do motor, a magnitude da força de inércia também aumenta e esse valor amortece o valor total da força de magnitude.

Dentro da pesquisa de Fatemi e Montazersadgh (2007), foram apresentadas diversas curvas do motor para variadas rotações (Figura 9). Nesse trabalho é comparado o resultado da força a 3600 rpm para a validação do equacionamento. A Figura 9, mostra o gráfico teórico utilizado para a validação do resultado obtido no Matlab, que é apresentado em seguida na Figura 10, ambos definidos em coordenadas locais. Nos

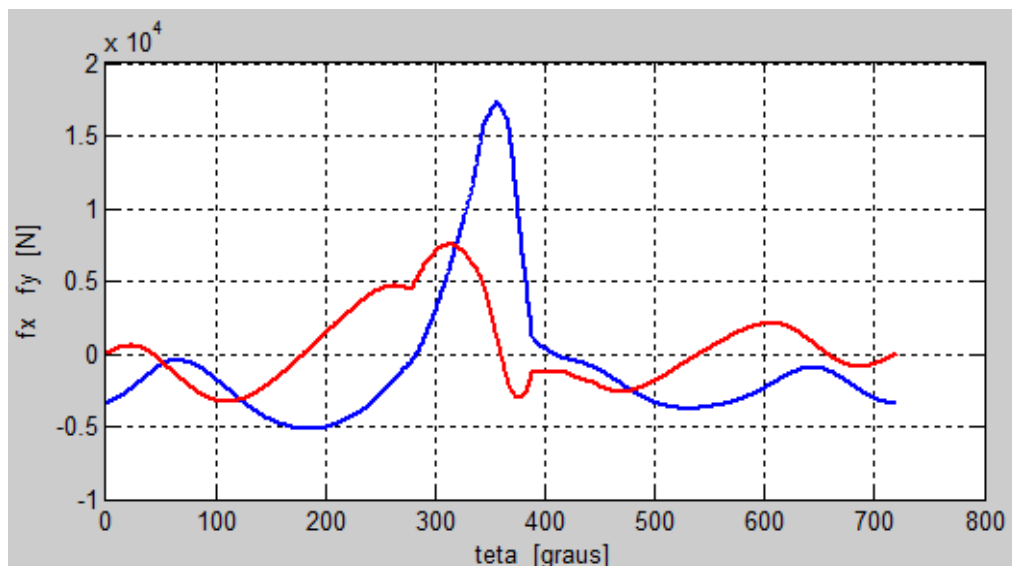
gráficos abaixo, são apresentadas as forças atuantes nas coordenadas  $F_x$  e  $F_y$ , ao longo de um ciclo completo.  $F_x$  é a força atuante resultado da flexão, enquanto que o  $F_y$  é a força atuante na torção dentro da vida do virabrequim. Como pode ser visto nas Figura 9 e Figura 10, a força máxima ocorre no ângulo de  $360^\circ$ , quando ocorre a combustão.

Figura 9 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local



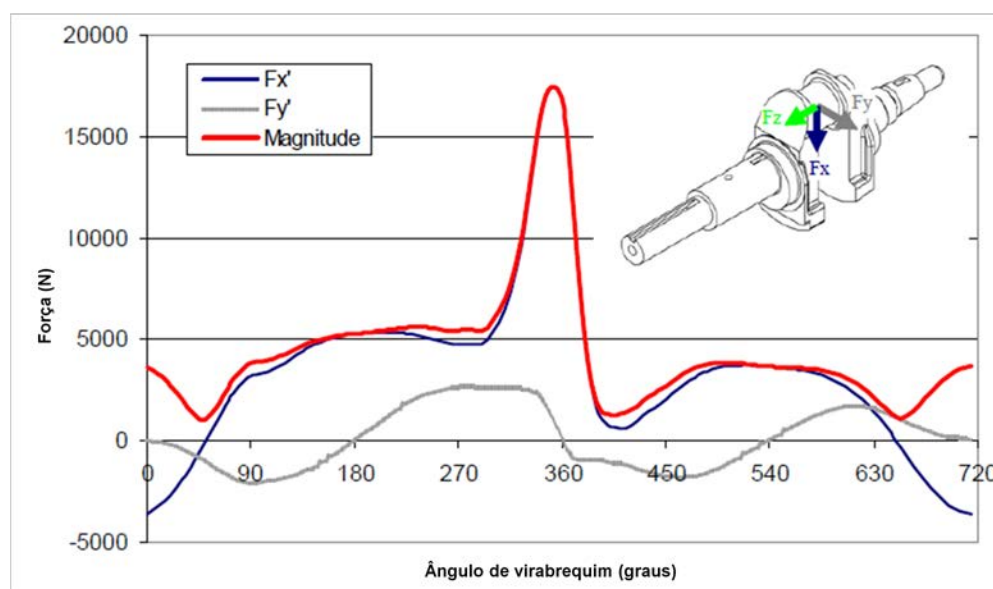
Fonte: (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007).

Figura 10 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local no Matlab



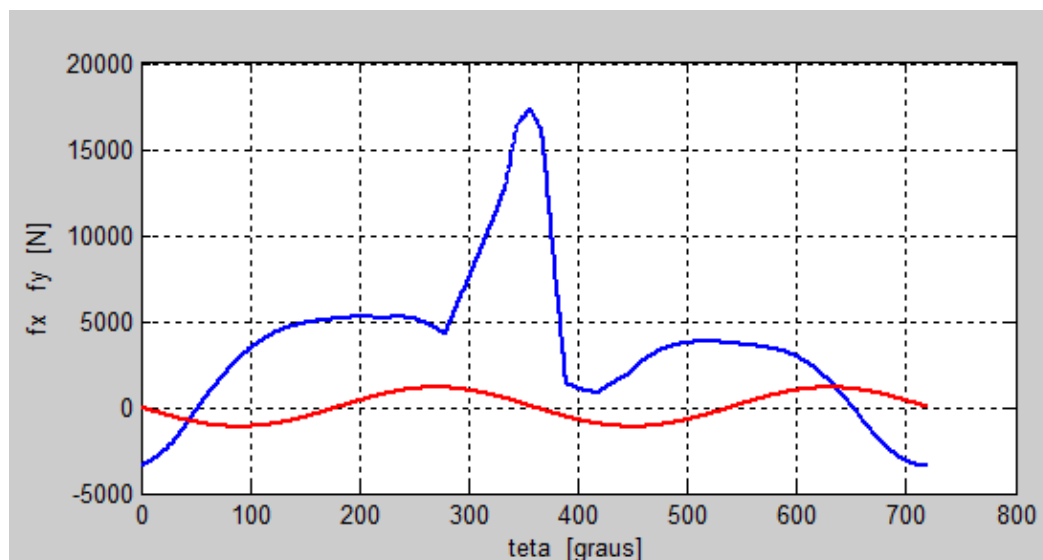
Para as Figura 11 e 12, é mostrado novamente o resultado das forças  $F_x$  e  $F_y$ , porém no sistema de coordenadas de referência global. Portanto, em questão de magnitude, seus valores são idênticos, pois independem da coordenada (local ou global). A Figura 11 mostra o resultado teórico obtido pelo Fatemi e Montazersadgh (2007), enquanto que na Figura 12, apresenta o resultado obtido pelo equacionamento no Matlab. Os resultados com coordenadas globais serão utilizados para os cálculos estruturais que serão discutidos mais adiante.

Figura 11 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global



Fonte: (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007).

Figura 12 - Variação dos componentes de força ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global no Matlab

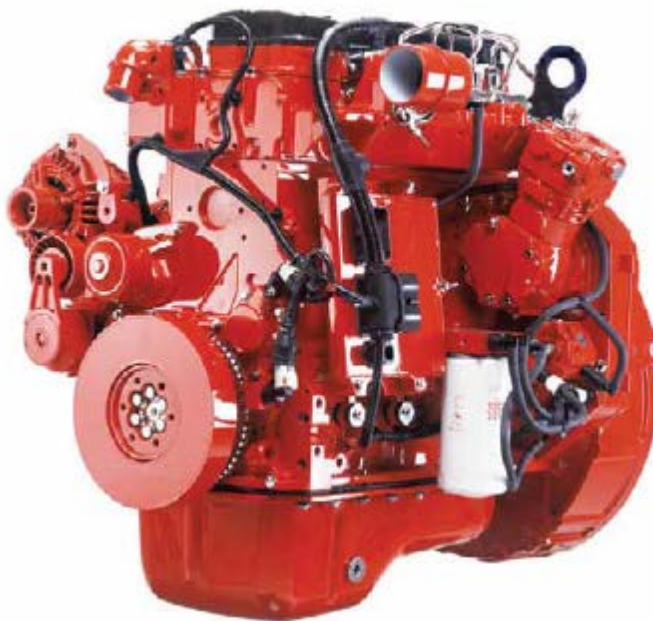


### 3.3. Modelagem do virabrequim no Ansys

#### 3.3.1. Motor Cummins

Para iniciar as análises do virabrequim é necessário um modelo, assim como a escolha de um software. No primeiro quesito, foi fornecido um modelo de virabrequim pela ThyssenKrupp, do motor Cummins ISB, mostrado na Figura 13. No segundo quesito, o software Ansys foi escolhido para as análises dinâmicas e estruturais, por ser um software em que a universidade possui licença.

Figura 13 - Motor Cummins ISB



Fonte: (CUMMINS ENGINES, 2013).

Para a utilização desse trabalho, será utilizado o motor de 4 cilindros, 4,5L Euro 5. Segue n a Tabela 2 a classificação do motor em sua faixa de potência e torque seguindo as normas de emissão europeia e a Tabela 3 com as suas respectivas especificações. O motor em questão é usado em alguns caminhões no Brasil, tais como o Ford Cargo 1319 e o Ford Cargo 81.

Tabela 2 - Classificação do motor Cummins ISB 4

| <b>Emissões</b> | <b>Faixa de Potência<br/>PS (kW)</b> | <b>Torque<br/>Nm (lb-pé)</b> |
|-----------------|--------------------------------------|------------------------------|
| Euro 3          | 140-185 (103-136)                    | 650 (479)                    |
| Euro 4          | 140-207 (103-152)                    | 760 (560)                    |
| Euro 5          | 140-207 (103-152)                    | 760 (560)                    |

Fonte: Cilindros (CUMMINS ENGINES, 2013).

Tabela 3 – Especificações do motor Cummins ISB

|                                              | Ônibus<br>4 Cil. | Caminhão<br>4 Cil. | Ônibus<br>6 Cil. | Caminhão<br>6 Cil. |
|----------------------------------------------|------------------|--------------------|------------------|--------------------|
| Potência (CV)                                | 185              | 207                | 300              | 300                |
| Torque (Nm)                                  | 700              | 760                | 1100             | 1100               |
| Velocidade (rpm)                             | 2300             | 2500               | 2300             | 2500               |
| Número de Cilindros                          | 4                | 4                  | 6                | 6                  |
| Cilindradas (Litros)                         | 4.5              | 4.5                | 6.7              | 6.7                |
| Capacidade do<br>Sistema de Óleo<br>(Litros) | 11               | 11                 | 17.5             | 17.5               |
| Peso seco (kg)                               | 366              | 366                | 485              | 485                |

Fonte: (CUMMINS ENGINES, 2013).

### 3.3.2. Virabrequim

O modelo de virabrequim utilizado suporta um motor de 4 cilindros. A peça foi fornecida em formato .step, que pode ser considerada um dos melhores tipos de importação para carregar para outro software a informação do arquivo. A Tabela 4 apresenta alguns detalhes do virabrequim e seus componentes.

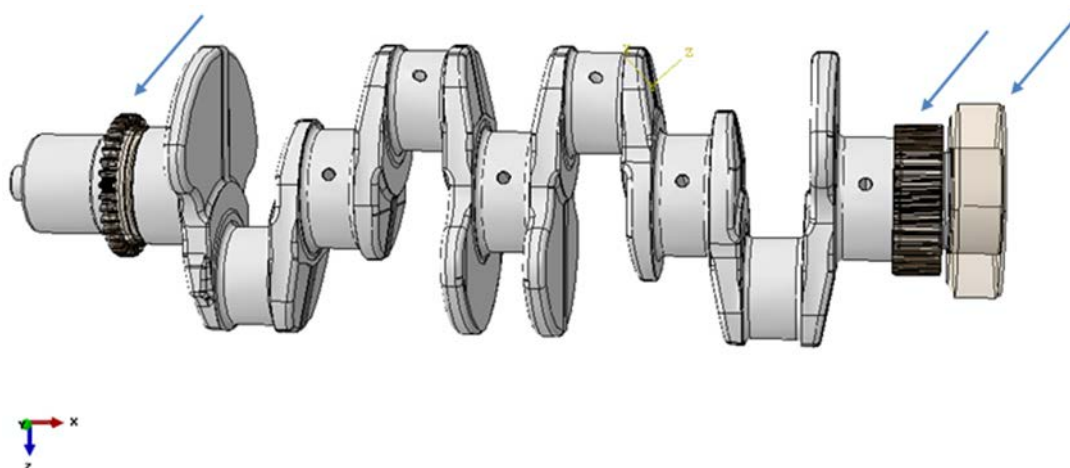
Tabela 4 - Detalhes dos componentes do virabrequim

| Componente                 | Sub-componentes               | Material    | Comentários                                                                                                                                                                                                              |
|----------------------------|-------------------------------|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Virabrequim Montado</b> | Virabrequim forjado e usinado | Aço SAE1548 | <ul style="list-style-type: none"> <li>Furos de montagem suprimidos;</li> <li>Modelo sem furos de balanceamento residual;</li> <li>Os mancais recebem tratamento térmico para atingir dureza mínima de 50HRC.</li> </ul> |

|                          |             |                                                                                                                            |
|--------------------------|-------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Engrenagem traseira      | Aço         | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Sem informações.</li> </ul>                                                       |
| Flange forjada e usinada | Aço SAE4140 | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Furos de montagem suprimidos;</li> <li>• Tratamento térmico min 30HRC.</li> </ul> |
| Engrenagem dianteira     | Aço         | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Sem informações.</li> </ul>                                                       |

O modelo que segue na Figura 14, é o modelo que foi disponibilizado pela empresa ThyssenKrupp, o qual carrega juntamente um mancal e suas engrenagens. Para efeito de análise, tanto o mancal quanto as engrenagens serão suprimidas, pois não interferem em seu resultado final.

Figura 14 - Modelo de virabrequim utilizado para análises



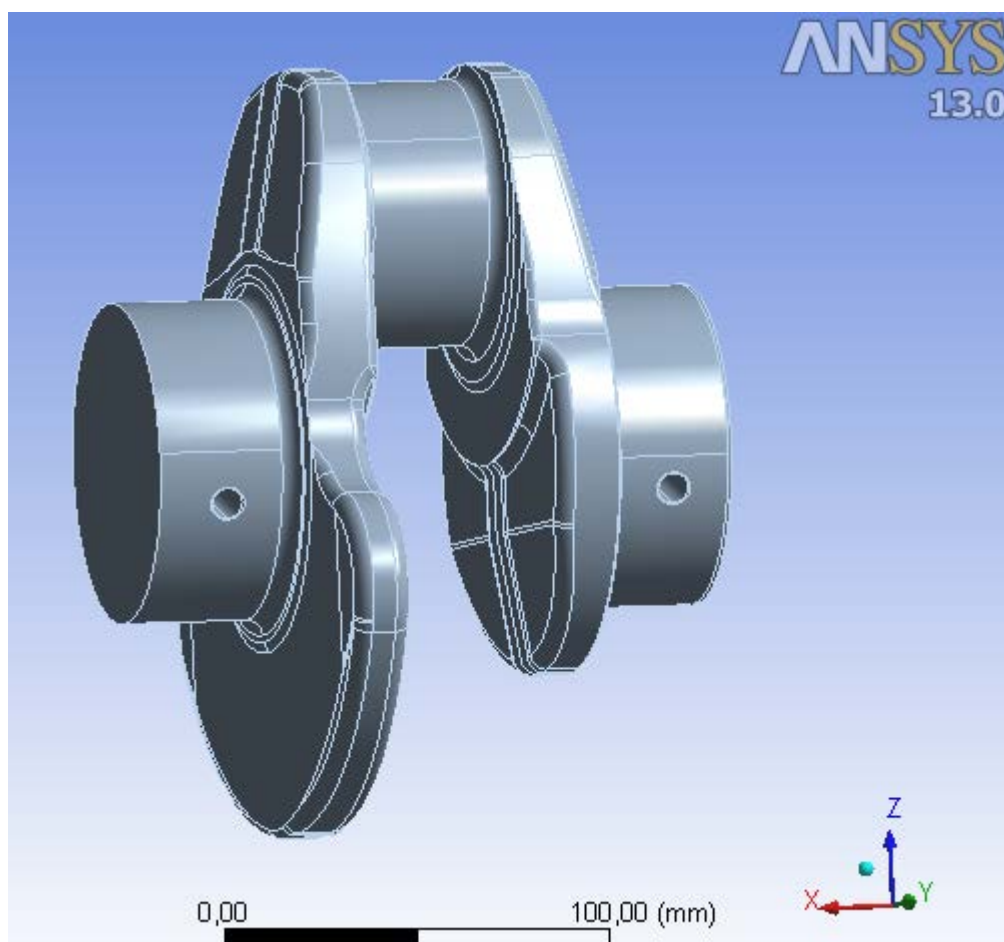
### 3.3.3. Throw

A grande dificuldade de se trabalhar com um eixo tal como o virabrequim, é sua assimetria e sua inúmera quantidade de filetes. Por se tratar de um material forjado, muitas rebarbas e imperfeições aparecem no modelo. Dessa forma, foi realizado um estudo considerando as possibilidades que facilitariam a análise dinâmica do virabrequim. De acordo com Mendes, Gomez e Raminelli (2003) realizam suas análises com apenas um *throw* para a obtenção de valores de inércia e torção com excelente

precisão, assim como Piraner, Pflueger e Bouthier (2002) que consideram os cálculos com um *throw*, por ser um modelo mais simples e conservativo, para obter forças de flexão no braço, que permite verificar a concentração de forças nos filetes e obter forças de torção para obtenção de tensão em torno no furo do óleo.

Fatemi e Montazersadgh (2007) também apresentam suas análises com a utilização de um *throw*. Eles descrevem o resultado de análise comparável a de um único cilindro sendo muito similar com o de um virabrequim. Também enfatiza que a única diferença desse tipo de análise, consiste no número de forças aplicadas no mecanismo, que poderia ser projetada em um plano rotacional se tratando do virabrequim. Para um virabrequim, o efeito da combustão dos cilindros em outro cilindro resulta em altas forças de torção, que devem ser inclusas nas análises. Porém se tratando de um *throw*, essa análise não necessita ser considerada. Portanto a análise que será realizada irá ocorrer sem considerar forças torcionais.

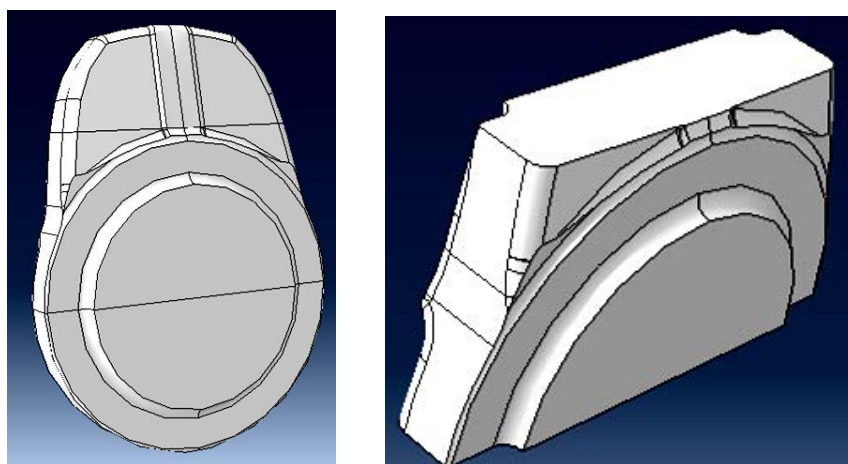
Figura 15 – Throw utilizado para as análises dinâmicas e estruturais



Com base nos fatos descritos acima, fazer análises com um throw parece uma forma viável e eficaz. Com a utilização do Ansys, o virabrequim foi cortado e a Figura 15 mostra o throw que será utilizado nesse trabalho.

Em suma, as partes utilizadas em um throw, consistem em 2 rolamentos, 2 braços de manivela e uma manivela. Para o parâmetro de peso o virabrequim pesa aproximadamente 40 kg, enquanto que o throw pesa 11,2 kg, utilizando a densidade de um aço estrutural (densidade =  $7,85 \text{ e-6 kg }^{-1}\text{mm}^3$ , e volume do throw =  $1,43 \text{ e-3 m}^3$ ). Para o cálculo de forças, a massa da manivela é necessária. Dessa forma, para a obtenção de seu volume, foi cortada somente a manivela como mostrada na Figura 16 abaixo. Como resultado obtém-se um volume de  $0.150\text{e-3m}^3$ , que gera um peso de 1,5 kg.

Figura 16 – Exemplo da Manivela do virabrequim



### 3.4. Aplicação de pressão real do equacionamento desenvolvido no Matlab para o cálculo de reação de forças

Para o cálculo de forças, alguns dados são essenciais para serem inseridos no equacionamento do Matlab. A Tabela 5, apresenta os dados necessários para esse equacionamento.

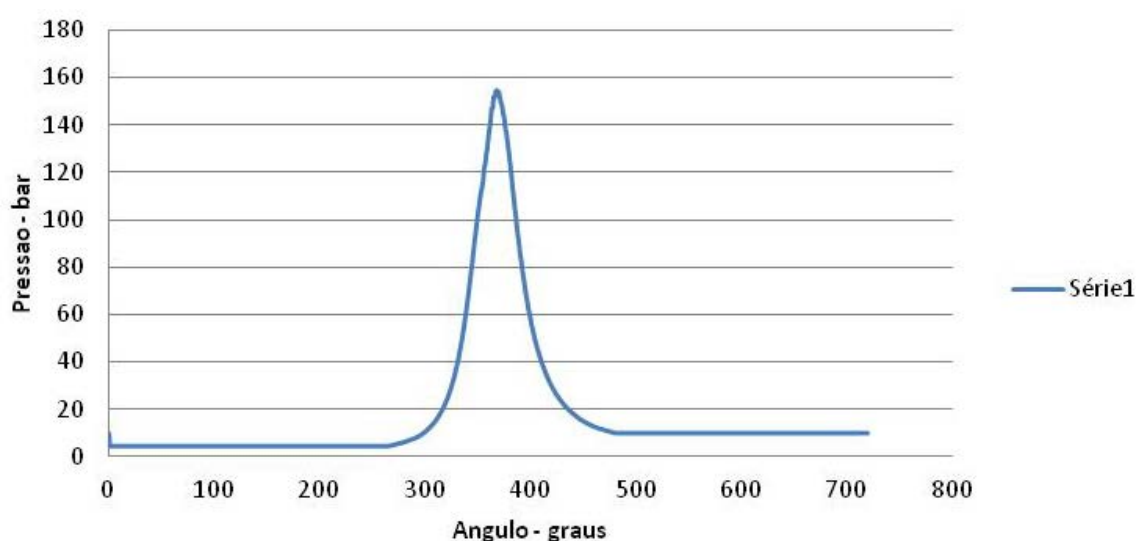
Tabela 5 – Dados utilizados para o calculo das Forças de reação do virabrequim

|          |        |   |                 |       |    |
|----------|--------|---|-----------------|-------|----|
| Diâmetro | 0.1070 | m | Massa do Pistão | 1.328 | kg |
|----------|--------|---|-----------------|-------|----|

|                         |        |    |                            |       |    |
|-------------------------|--------|----|----------------------------|-------|----|
| Curso                   | 0.1240 | m  | Massa Anéis Pistão         | 0     | kg |
| Comprimento da Biela    | 0.1920 | m  | Massa Pino Pistão          | 0.693 | kg |
| CG da Biela             | 0.0656 |    | Massa do conjunto da biela | 1.93  | kg |
| Massa da Manivela       | 1.5    | kg | Massa do Rolamento         | 0.108 | kg |
| Comprimento da Manivela | 0.062  | m  |                            |       |    |

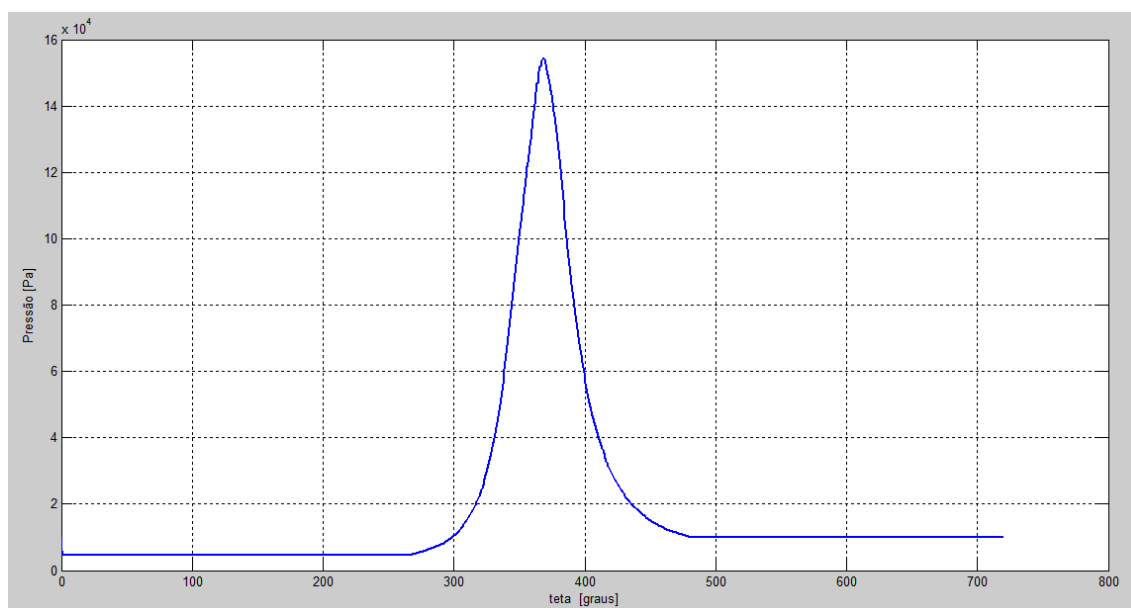
Como já visto em capítulos anteriores, o equacionamento no Matlab se mostrou confiável e válido. Para os próximos passos, é implementado dados do motor ISB 4 cilindros de 2300 rpm, fornecido pela ThyssenKrupp metarlúgica dentro dos cálculos do Matlab. A curva fornecida variava de -120 a 120 graus, portanto foi realizada uma extrapolação para fazer com que o gráfico contenha valores de 0 a 720 graus para condizer com a necessidade do problema. A curva foi retirada do excel e é mostrada na Figura 17.

Figura 17 - Gráfico de pressão do motor ISB 4 Cilindros



A Figura 18 é mostrado a curva do Matlab com os valores obtidos da Figura 17, porém em Pascal que é o sistema utilizado para os resultados finais.

Figura 18 - Curva da Pressão do motor ISB 4 cilindros no Matlab



Pode-se tirar do gráfico que a pressão máxima é a situação de carga crítica e que ela não se altera com a mudança de velocidades do motor. Portanto para qualquer velocidade impressa no motor, a curva será a mesma.

Com o valor de pressão real, pode-se realizar os cálculos de forças locais e globais que ocorrerão no virabrequim ao longo do ciclo completo de 720 graus.

Os gráficos retratam a situação real de reação de forças na combustão do virabrequim. A Figura 19 representa as forças nas componentes X e Y em coordenadas locais, enquanto que a Figura 20 apresenta as forças atuantes em coordenadas globais newtonianas.

Figura 19 - Variação dos componentes de forças reais atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada local no Matlab

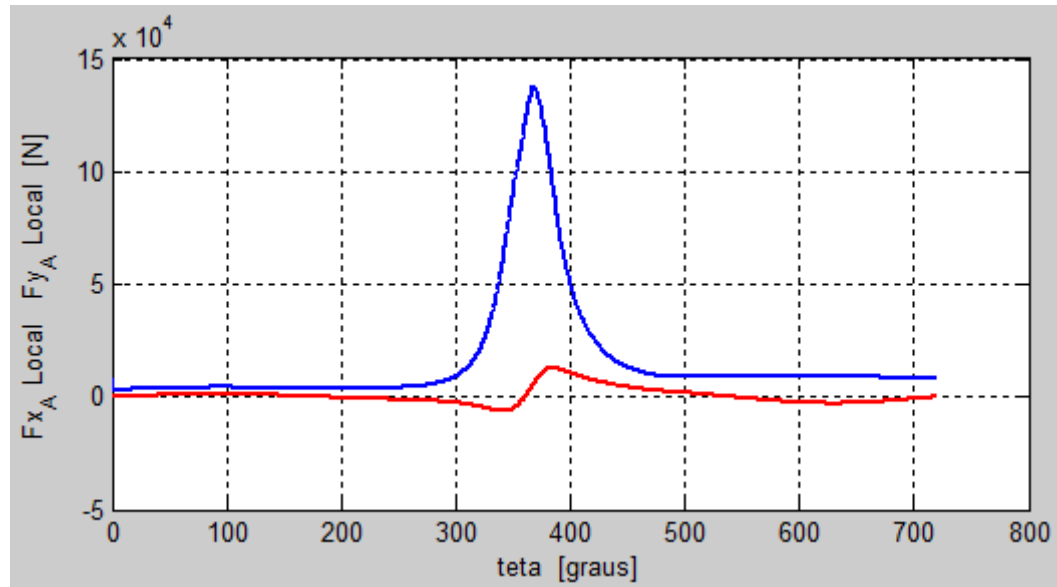
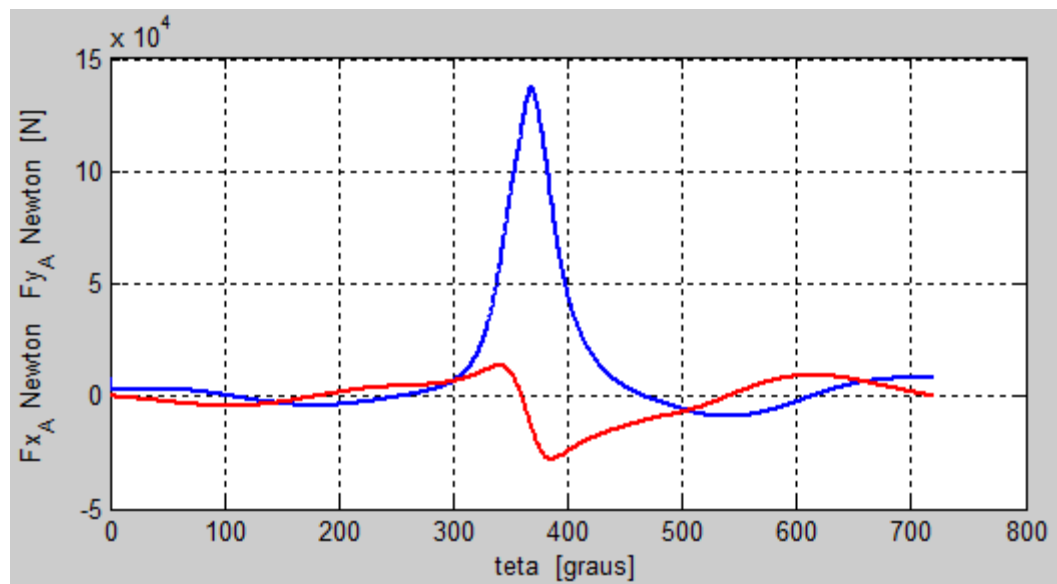


Figura 20 - Variação dos componentes de forças reais atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo completo definida no sistema de coordenada global no Matlab



### 3.5. Modelagem de malha e avaliação da mesma

A modelagem da malha no throw foi realizada de modo a homogeneizar ao máximo o modelo a fim de ter-se ao final uma malha bem distribuída. Foi utilizada uma transição suave e malha do tipo hexa-dominante e tamanho de elemento de 5 mm. Esse tamanho foi escolhido pelo fato de ter sido feito várias tentativas com diversos tamanhos de

malha, e com 5 mm foi obtido uma boa convergência no resultado. Na Figura 21 e 22 é possível visualizar a forma final da malha no throw.

Figura 21 - Malha final aplicada no throw, vista lateral

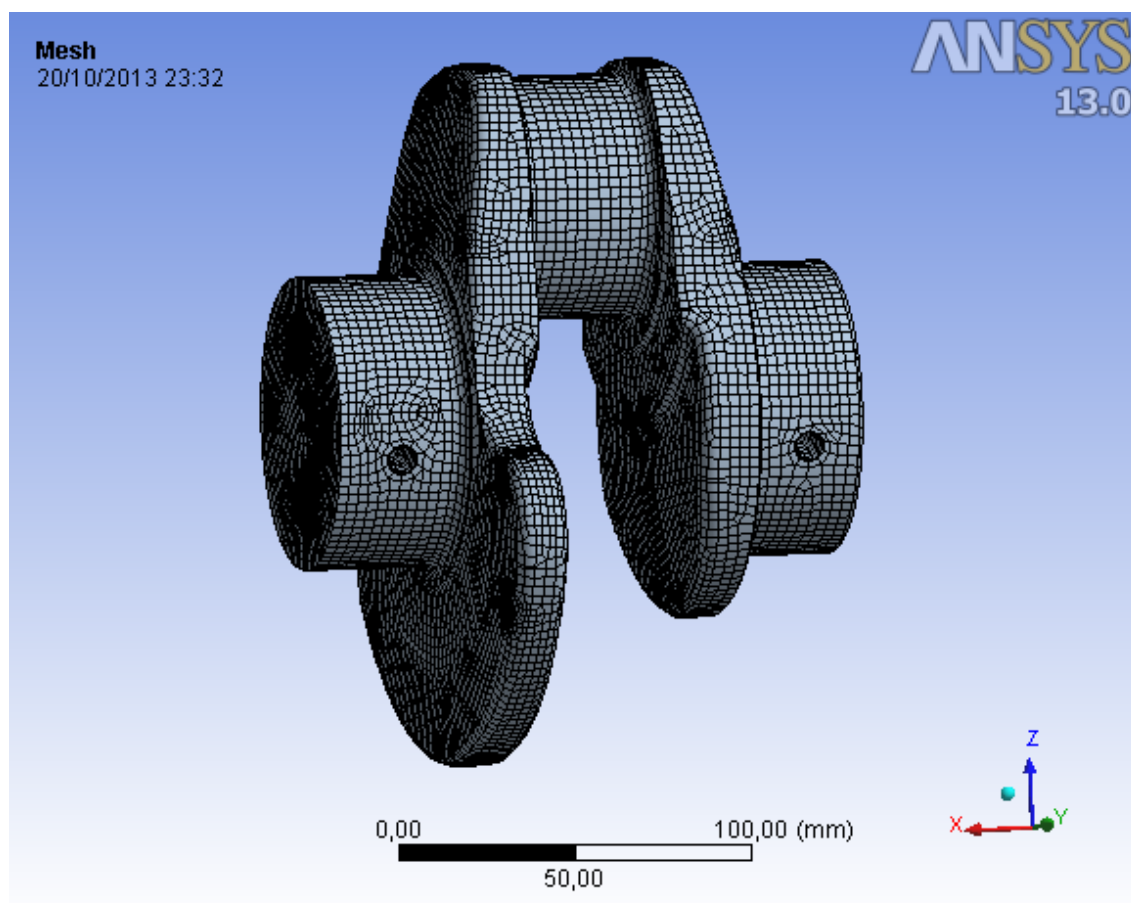
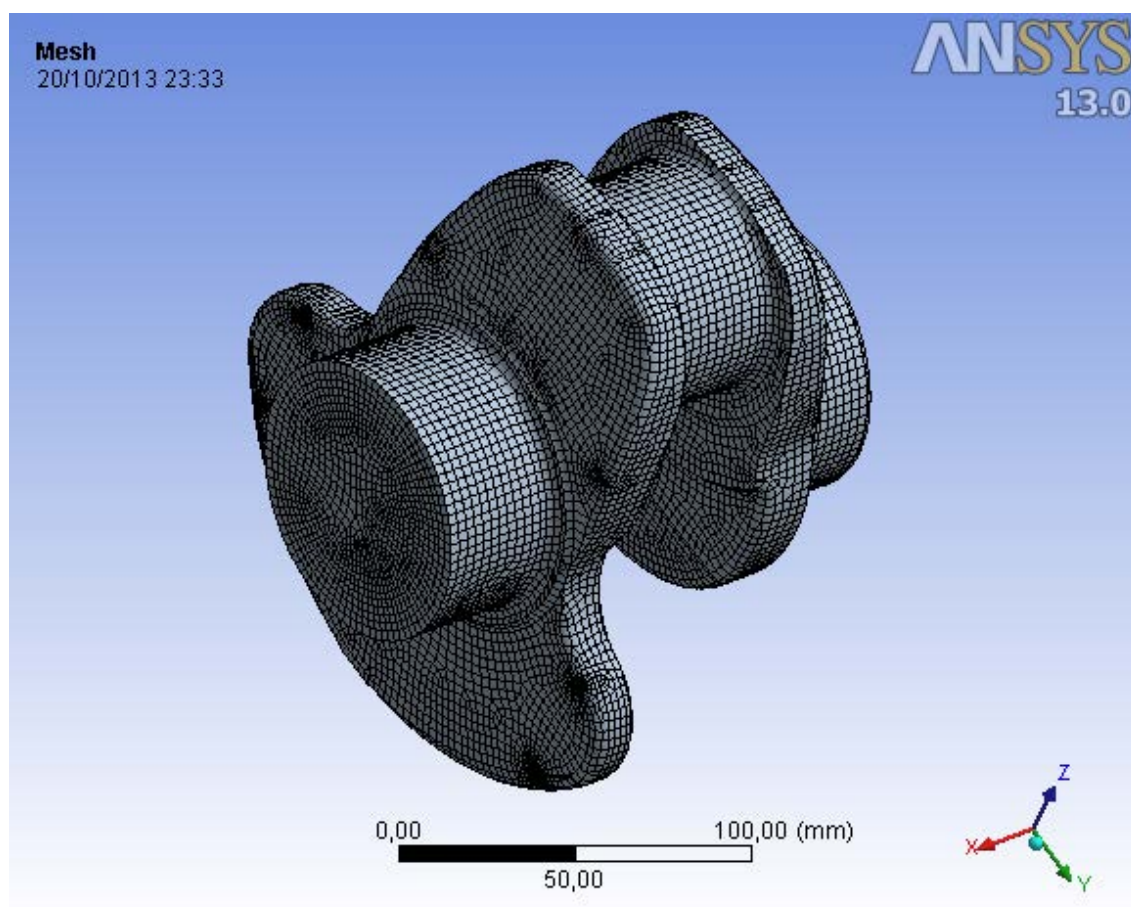


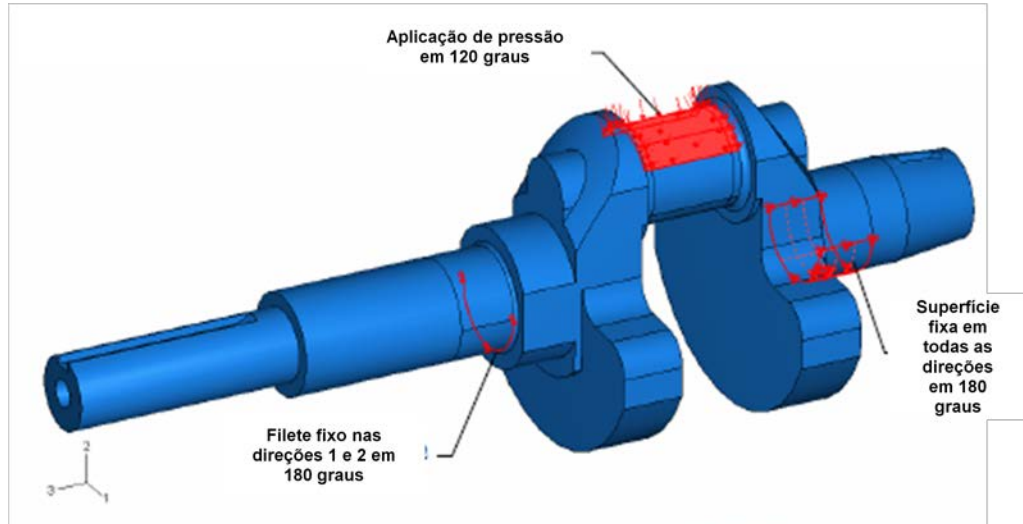
Figura 22 - Malha final aplicada no Throw, vista inferior



### 3.6. Análise estrutural e dinâmica do virabrequim em operação no motor;

De acordo com Fatemi (2007), existe a necessidade de realizar análises dinâmicas do throw onde a manivela é pressionada e os mancais do motor estão apoiados. Essa análise pode ser verificada pela Figura 23, destacando as restrições realizadas pelo rolamento de esfera e pelo mancal. O rolamento de esferas é alocado no throw de modo que as condições de contorno do virabrequim sejam limitadas para que ele não tenha nenhum movimento do que sua própria rotação. A superfície do rolamento de esferas toca somente 180 graus no corpo do throw, portanto, a restrição foi definida como fixa. Para o lado do mancal, o throw tem movimento livre ao longo da direção axial e é fixa para as demais direções, sendo restrito em uma linha ao longo de 180 graus do corpo do throw.

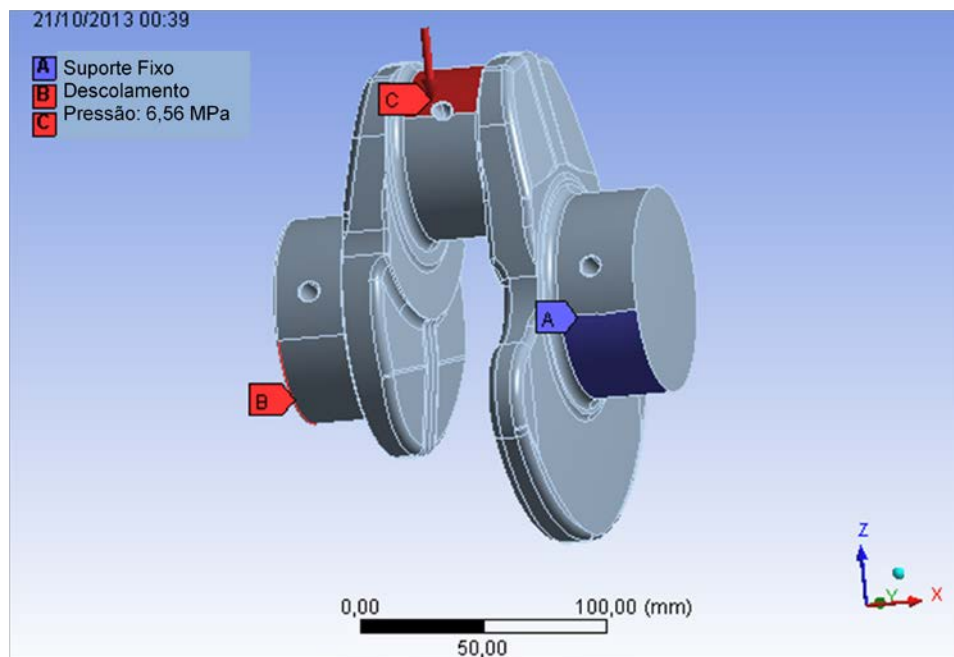
Figura 23 – Condições de contorno no modelo dinâmico do virabrequim com carga na parte superior e restrições nos rolamentos



Fonte: (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007).

A Figura 24 abaixo mostra as condições de contorno aplicadas no throw para ser simulado. As restrições são de acordo com a explicação anterior realizada para a Figura 23. Para a pressão utilizada na superfície do mancal, utilizou-se a força na direção radial máxima e a área de contato que a biela atua em 120 graus.

Figura 24 - Condições de contorno e pressão aplicada no throw



### 3.7. Análise de torção

A necessidade de realizar uma análise de torção deve-se ao fato de que o virabrequim sofre esse tipo de carregamento constantemente, e é um esforço que pode diminuir a vida em fadiga.

Porém deve-se denotar que a torção não tem efeito no resultado da tensão de von Mises em pontos críticos. Isso é explicado pelo fato de que o valor máximo de torção e o valor máximo da força de flexão ocorrem em tempos diferentes durante o ciclo do motor, assim, quando o valor de flexão é máximo, a magnitude do esforço de torção é zero.

Para o cálculo realizado nesse trabalho, foi utilizada a força aplicada na combustão a 360 graus, onde se encontra a tensão de pico no virabrequim. Dessa forma, foi restringido um lado do throw em todas as direções, enquanto que do lado oposto é aplicado um momento de acordo com a força mostrada na Figura 19 de 143750 N.

Na Figura 25 denota-se as condições de contorno aplicadas em torno do throw. O momento aplicado como já dito anteriormente é aplicado do extremo direito da face com a força da direção axial. Pode-se imprimir da Figura 26, extraída de uma literatura da Thyssenkrupp as condições de contorno para aplicação de análise de torção como realizada nesse trabalho.

Figura 25 - Condições de contorno aplicada no throw para análise de torção

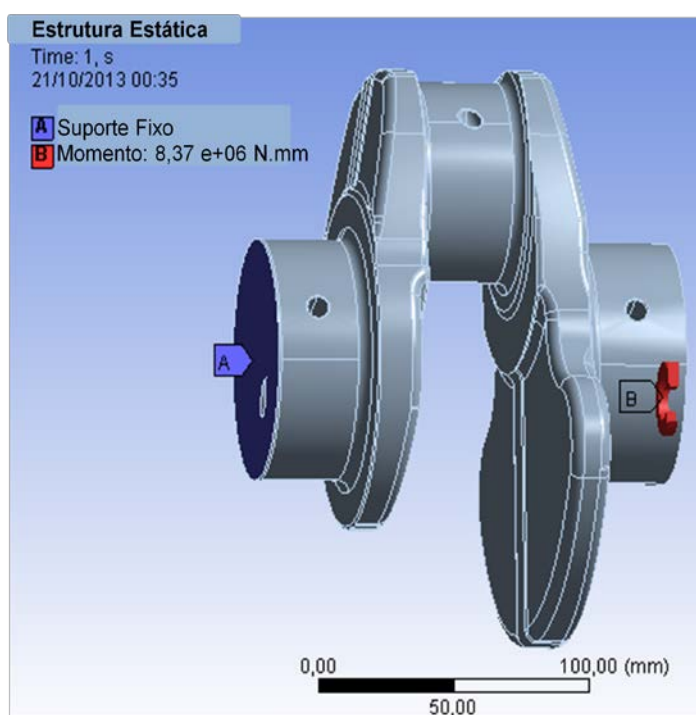
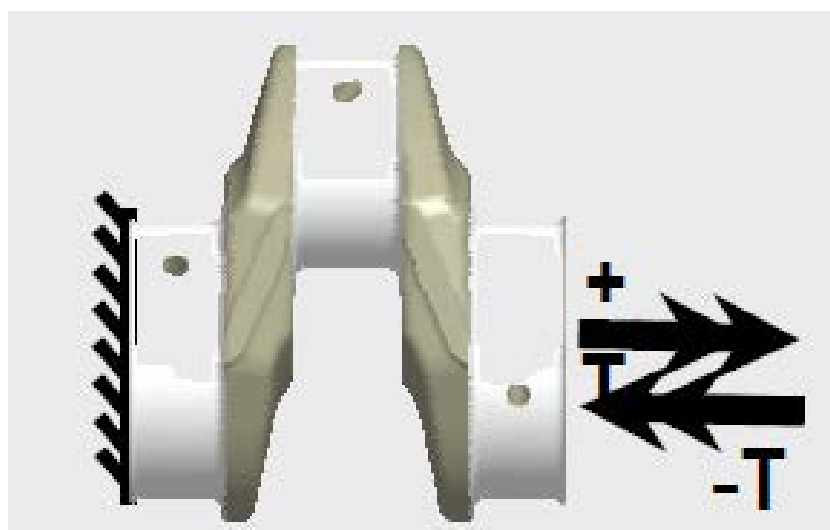


Figura 26 - Condições de contorno aplicada no throw para análise de torção



Fonte: (THYSSENKRUPP FORGING GROUP, 2010).

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

Nessa seção é discutido cada resultado obtido, apresentando os pontos críticos encontrados e como melhorá-los.

### **4.1. Análise dinâmica**

A Figura 27 mostra a resposta dada a pressão submetida no mancal do throw. Uma comparação é realizada com a distribuição de von Mises obtida pelo Fatemi & Montazersadgh, F. H. (2007) mostrada na Figura 29. As respostas são similares, visto que o modelo aqui trabalhado possui menos mancais para suporte quando comparado ao modelo da Figura 29. As tensões para essa análise são altas, sendo a de maior valor no apoio do mancal do motor a 333 MPa. Para o filete no apoio do virabrequim mostrado na Figura 28, existe uma região crítica que necessita ser sempre cuidadosamente analisada, pois é a região de todo o virabrequim que tem maior incidência de falhas e início de trincas.

Quanto às altas tensões nos suportes, deve-se entender que são fictícias e não estão presentes na realidade. Porém foi necessário aplicar restrições no suporte a fim de conseguir avaliar a pressão aplicada no mancal. Portanto, as altas tensões mostradas nas figuras abaixo nos suportes não devem ser consideradas e avaliadas.

Figura 27 - Resposta Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 360 graus - Vista Geral

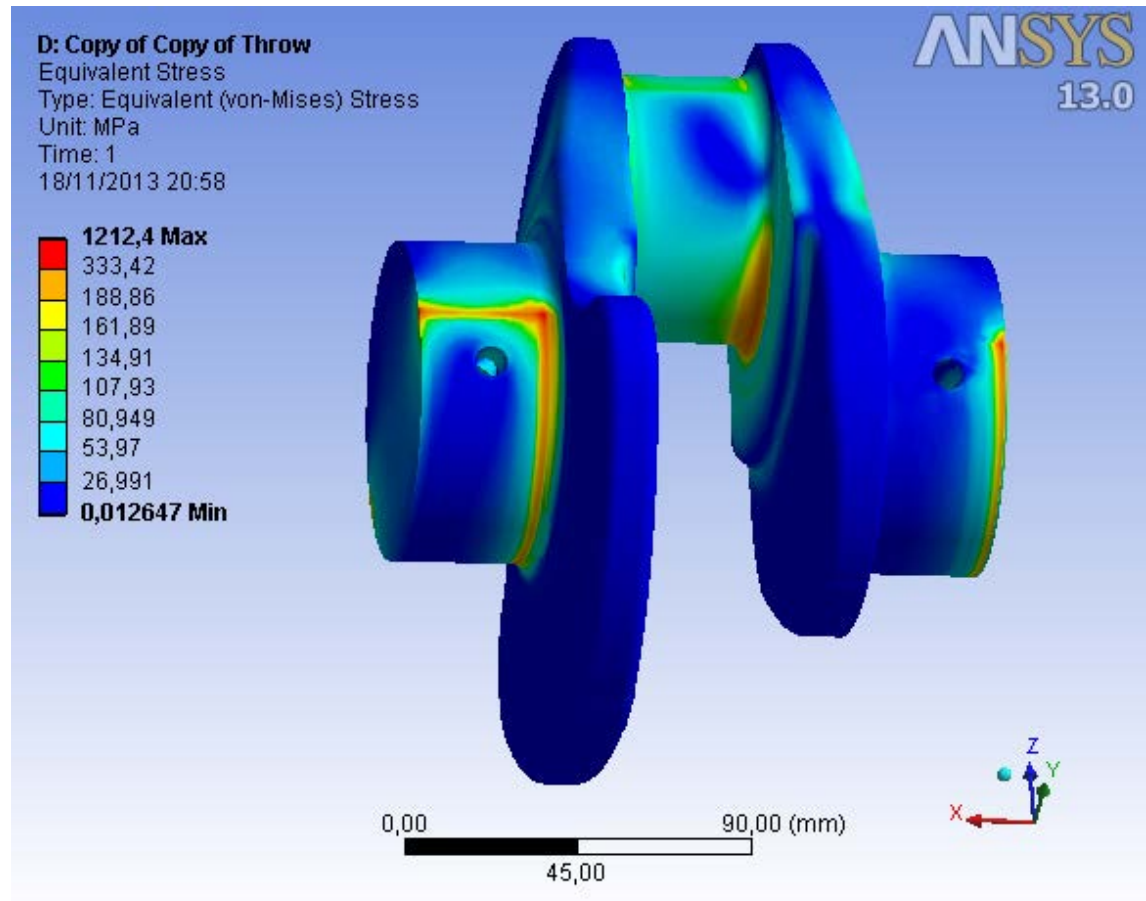


Figura 28 - Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 360 graus -  
Vista do filete do mancal

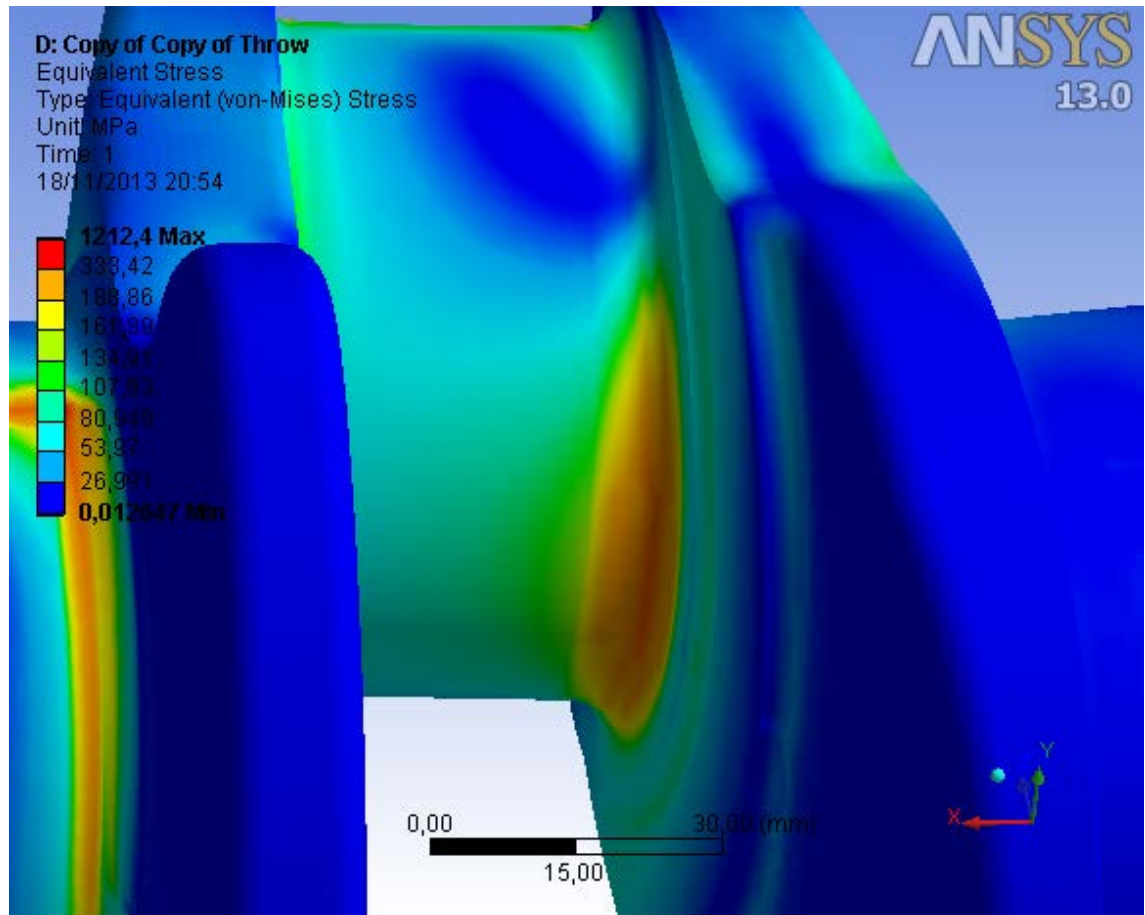
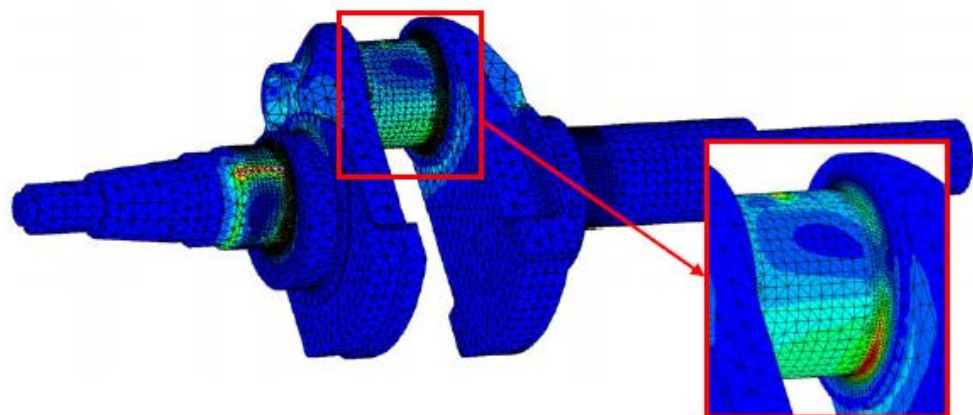


Figura 29 - Distribuição de von Mises sob carregamento a um ângulo de 355 graus



Fonte: (FATEMI e MONTAZERSADGH, 2007).

## 4.2. Análise de Torção

Na Figura 30 é mostrada a resposta da análise estática de torção aplicada no throw do virabrequim. Para entender melhor a resposta dessa análise, foi realizada uma comparação com a Figura 33 e Figura 35 que apresenta a tensão máxima de von Mises para um virabrequim real.

Figura 30 – Distribuição de von Mises de torção no throw – Vista Geral

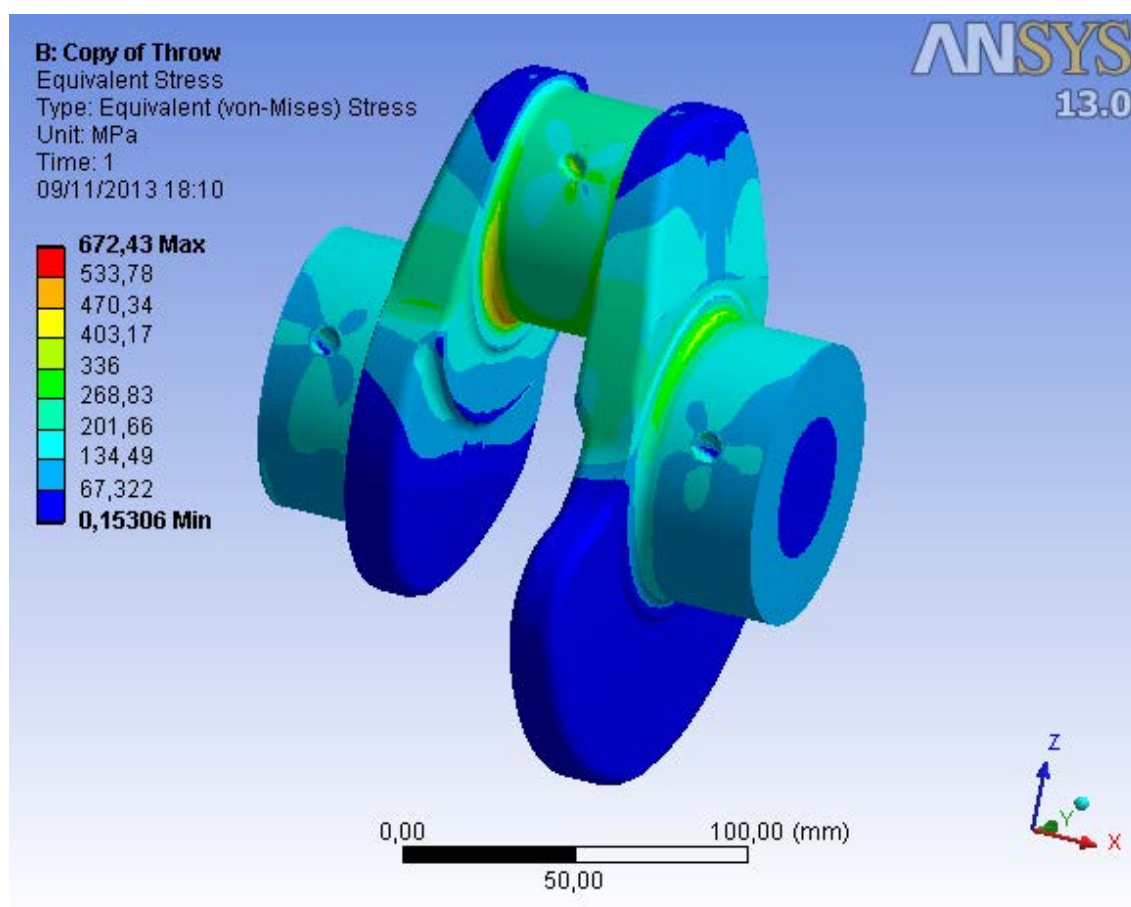


Figura 31 - Distribuição de von Mises de torção no throw – Vista Filete

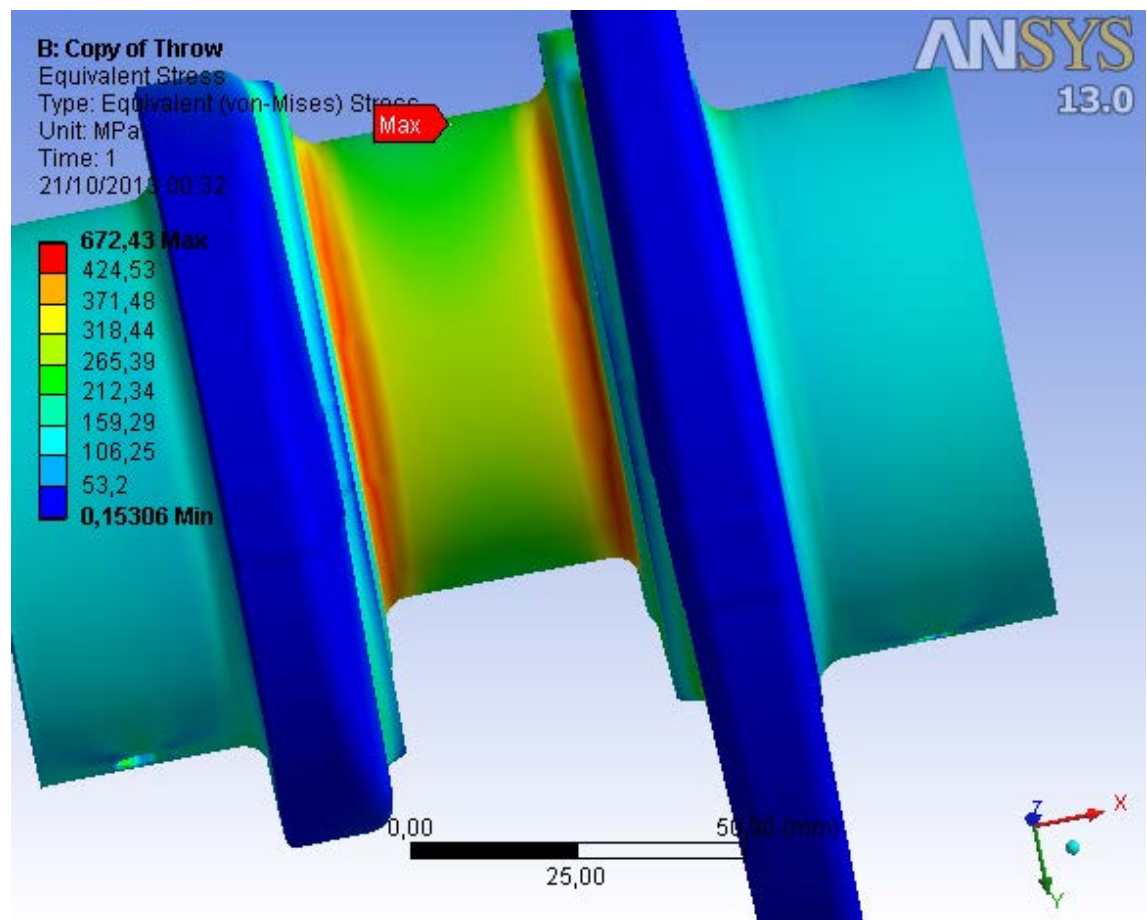


Figura 32 - Distribuição de von Mises - Vista furo do óleo

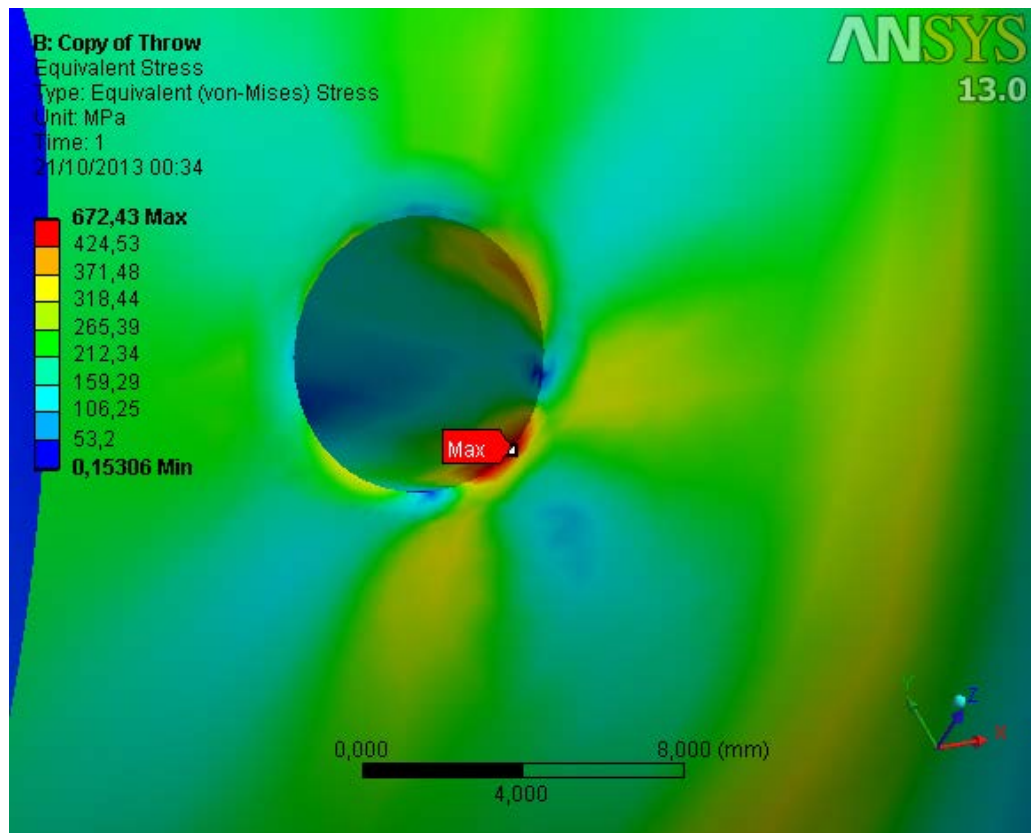
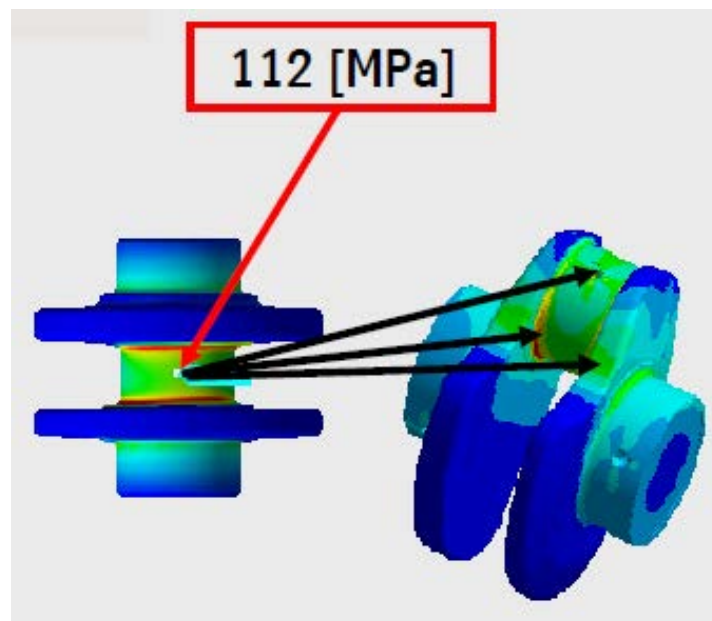


Figura 33 - Deformação de von Mises no throw



Fonte: (THYSSENKRUPP FORGING GROUP, 2010).

Figura 34 - Tensão Principal Maxima no Throw

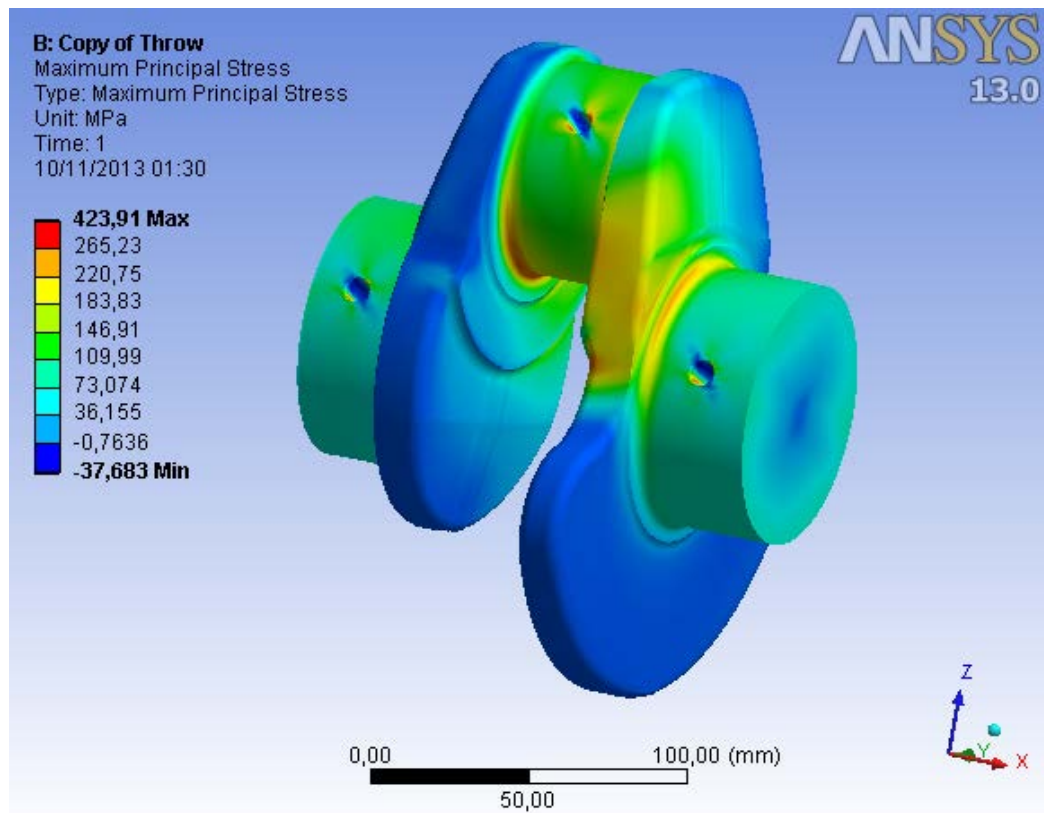
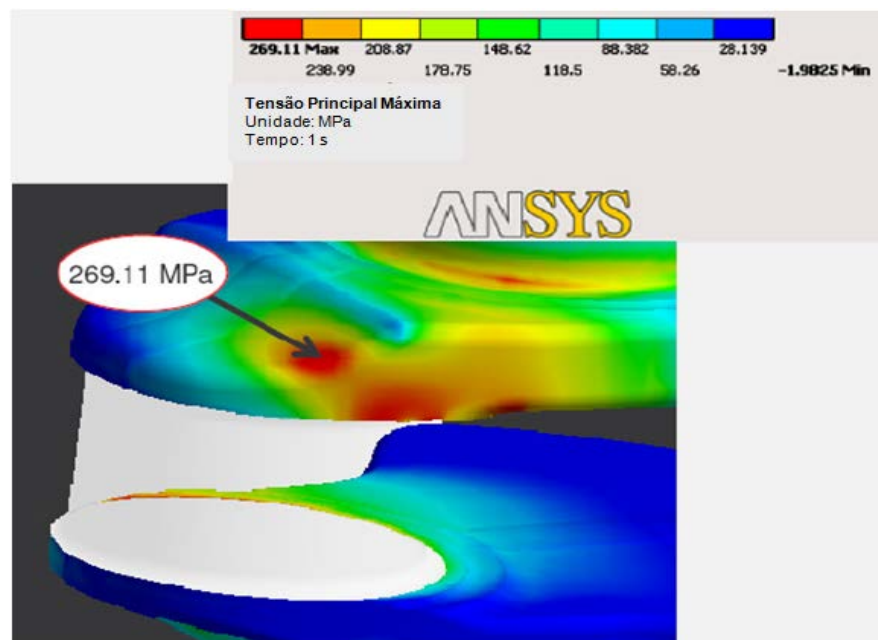


Figura 35 - Distribuição de Tensão Principal Maxima no throw

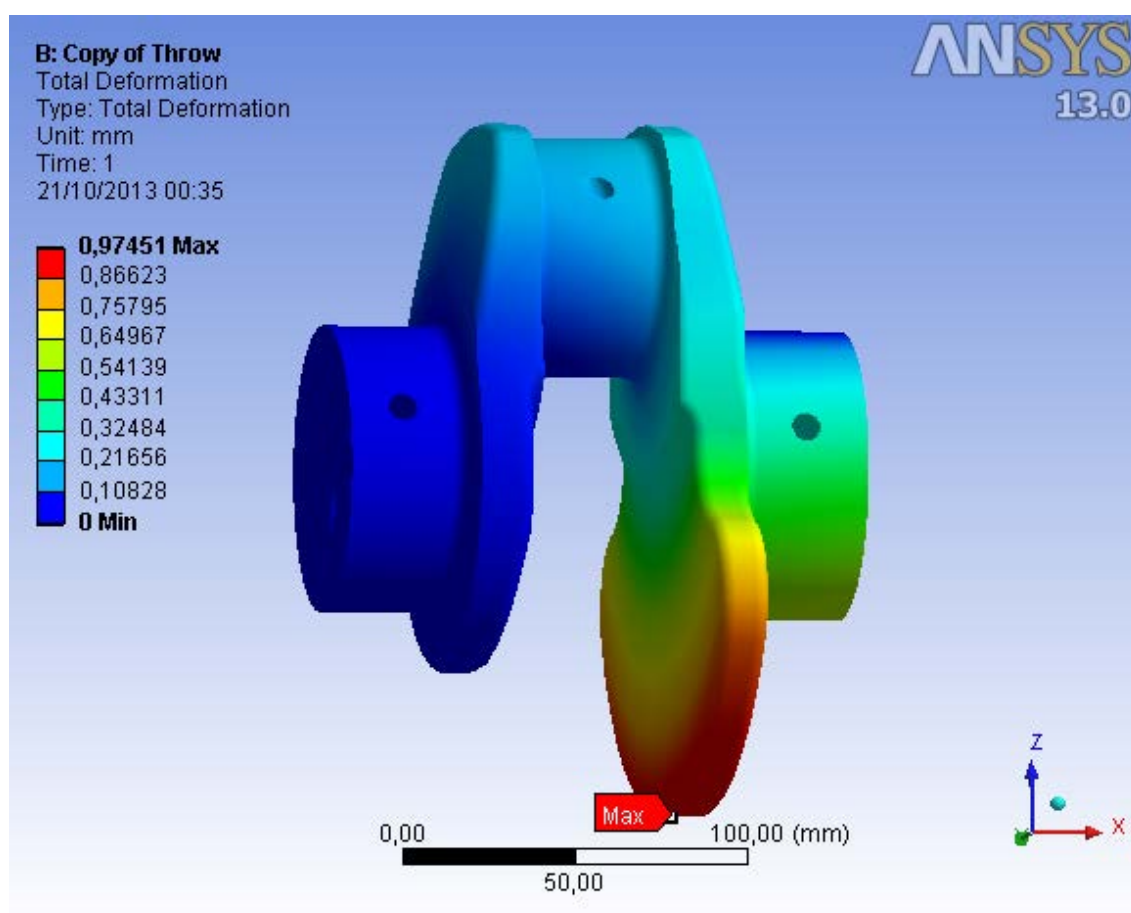


Fonte: (THYSSENKRUPP FORGING GROUP, 2010).

Como pode ser visualizado acima, as camadas de deformação de von Mises ocorrem no mesmo grau que o do modelo atual analisado (visualizado nas Figura 30 e Figura 33). Quanto à análise de tensão máxima visualizado na Figura 35, pelo modelo real fornecido pela ThyssenKrupp que o modelo teórico analisado nesse estudo está condizente quanto à sua deformação.

Por último, é visualizado a sua deformação total para ter noção do quanto o virabrequim é deformado sob uma carga torcional, como demonstrado na Figura 36.

Figura 36 - Deformação Total no Throw sob uma carga de Torção



Com todos os resultados expostos nesse trabalho, é possível realizar uma análise sucinta sobre todos eles. Quanto à primeira análise realizada de tensão de von Mises, pode-se relatar que suas maiores tensões se situam no filete do mancal da manivela, e no duto de óleo na média de 600 MPa. Quanto à distribuição de tensão máxima principal, nota-se que há picos de tensão no filete do mancal da manivela, em volta do duto de óleo como já visto em von Mises, porém também são encontradas altas tensões na própria

manivela como pode ser visualizado na Figura 34. Pela Figura 35 pode-se inferir que o pico de tensão gerado no throw real é de 269 MPa, enquanto que em nossas análises encontra-se um valor de 220 MPa. Quanto a deformação para o caso de torção, encontra-se no contrapeso uma deformação máxima de 1 mm, um valor muito pequeno para ser levado a uma análise crítica. Para essa carga, encontra-se vida em fadiga infinita.

## 5. CONCLUSÕES

O estudo sobre o desenvolvimento e otimização de motores vem se intensificando muito nos últimos anos. A tecnologia empregada para o desenvolvimento de seus componentes tem evoluído de forma intensa, e assim, é necessário empregar o maior número de informações para tal tecnologia a fim de atender a crescente demanda em novos produtos no mercado.

Nesse trabalho procurou-se mostrar a importância do sistema manivela-virabrequim dentro do bloco do motor, assim como apresentar análises do componente do virabrequim e seus pontos críticos para serem otimizados. Para tal, foram utilizadas ferramentas que a engenharia trouxe de forma estruturada acelerando o projeto de componentes, tornando os mesmos mais competitivos e eficientes. A capacidade de simular partes do motor permite um maior entendimento e controle dos mesmos, possibilitando melhorias de projeto em relação à condição de operação e modelagem do produto. Tudo isso deve-se ao fato de que os componentes aqui trabalhados apresentam deformações que influenciam no comportamento dinâmico e cinemático do motor.

Os casos aqui trabalhados exemplificam algumas aplicações do virabrequim dentro do motor, onde foi realizado um estudo de caso em que um virabrequim utilizado no motor de 4 cilindros é cortado e feita a análise somente sobre o throw. Ao longo do capítulo 4 dentro de Análise dinâmica e Análise de Torção, é discutido os resultados numéricos. Cabe mencionar aqui que a análise de falha por fadiga retornou com vida infinita sob as condições de contorno aqui trabalhadas, e por isso, não foi realizada nenhum tipo de discussão sobre tal. Isso demonstra que as análises foram conservadoras, e dessa forma, viabiliza uma potencial redução sob o ponto de vista de otimização estrutural do componente. Por outra perspectiva, a análise de vibração não foi realizada e deve-se também ser levada em conta para a operação do motor.

Todo o estudo aqui realizado é interligado, portanto, para qualquer alteração que o componente irá sofrer, deve-se verificar potenciais efeitos em outros parâmetros aqui discutidos.

Por fim, pode ser sintetizado que nesse trabalho foi realizado um estudo robusto com aplicação do Matlab para facilitar o equacionamento das forças atuantes no virabrequim,

feito um estudo de viabilidade de atuar somente com um throw nas análises, assim como realizar uma malha robusta e eficiente para o resultado final adequado de tensão de torção e pressão no throw.

Como sugestão para um próximo trabalho, pode ser desenvolvido um estudo de tratamento térmico superficial dentro do furo do óleo e no mancal da manivela simulando o bloco do motor atuando no virabrequim, assim como apresentar uma melhoria nas malhas para trabalhar em sua maioria com malhas hexagonais, e por fim, atuar com um coeficiente de segurança mínimo para visualizar pontos críticos a serem otimizados.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

CUMMINS ENGINES. **EVERY ADVANTAGE ISB**, 2013. Disponível em: <<http://cumminsengines.com/uploads/docs/4104003.pdf>>. Acesso em: 21 jul. 2013.

FATEMI, A.; MONTAZERSADGH, F. H. **Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Dynamic Loading**, Toledo, Agosto 2007.

FERREIRA, P. H. R. **Projeto e Otimização de árvores de manivelas**, São Paulo, 2008. 144.

HUSTON, R. L. **Multibody Dynamics**, Boston, 1990.

KANE, T. R.; LEVINSON, D. A. **DynamicsÇ Theory and Applications**, New York, 1985.

LIU, F. et al. **An Experimental Study on Engine Dynamics Model Based In-Cylinder Pressure Estimation**, April 2012. 19.

MENDES, A. S.; GOMEZ, M. P.; RAMINELLI, L. F. **Dimensionamento Estrutural de Árvore de Manivelas de um Motor Diesel de Alta Potencia**, 2003. 15.

MWM. **MWM Motores Diesel Ltda**, 2013. Disponível em: <<http://www.mwm.com.br/>>. Acesso em: 04 Novembro 2013.

PIRANER, I.; PFLUEGER, C.; BOUTHIER, O. **Cummins Crankshaft and Bearing Analysis Process**, North American MDI User Conference, 2002. 13.

SHENOY, P. S. **Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod**, Toledo, Maio 2004. 190.

SOLANKI, A.; TAMBOLI, K.; ZINJUWADIA, M. J. **Design de Virabrequim e Otimização** - Uma Revisão, Gujarat, 2011. 5.

SOUZA NEVES, G. F. G. **Análise Cinemática, Dinâmica, de Vibração em Motores de Combustão Interna com Virabrequim e Bielas Flexíveis**, Campinas, 2010. 192.

THYSSENKRUPP. Produtos e Serviços. **ThyssenKrupp Brasil**, 2013. Disponível em: <<http://www.thyssenkrupp-brazil.com/cl/index.php?sprache=cl>>. Acesso em: 16 out. 2013.

THYSSENKRUPP FORGING GROUP. Expo Engine. **Crankshaft Analysis**, 22 June 2010. 18.

TOMAZINI, J. E. **O modelo multicorpo aplicado a um manipulador: modelo rígido e flexível.**, São Carlos, 1997. 126.

**TOMAZINI, J. E. O método de Kane aplicado a um modelo de corpo humano para obtenção da pressão intradiscal da coluna lombar, Guaratinguetá, 2009. 121.**

## APÊNDICE A – Modelagem Método de Kane para determinação de Forças no Matlab

% Programa PROJETO.M

% Este programa utiliza o metodo de Kane para determinar as forcas no mecanismo biela manivela

% Jéssica Martins Angra Machado - 22/04/2013

%

%

\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*

clear all

clc

% Entrada de dados

syms m1 m2 mp ine\_z l1 l2 comp\_cg\_b g w u1 u2 u3 aceleracao\_beta ap teta beta s fx  
fy fp real

% m1 = massa do corpo a

% m2 = massa do corpo b

% mp = massa do pistão

% l1 = comprimento da manivela

% l2 = comprimento da biela

% comp\_cg\_b = comprimento do ponto p2 (ligacao biela-manivela)

ao cg da biela

% g = aceleração da gravidade

% w = rotação do virabrequim

ine\_a=[0 0 0;0 0 0;0 0 0]; % matriz de inercia do corpo a relativo ao sistema local a

ine\_b=[0 0 0;0 0 0;0 0 ine\_z]; % matriz de inercia do corpo b relativo ao sistema local b

ine\_c=[0 0 0;0 0 0;0 0 0]; % matriz de inercia do corpo c relativo ao sistema local c

```

%
*****

*****

% vetor velocidade generalizada

q=[u1 u2 u3]';
% u1 = velocidade angular da manivela (u1= teta')
% u2 = velocidade auxiliar do ponto p2 na direção n1
% u3 = velocidade auxiliar do ponto p2 na direção n2


%
*****

*****

% transformação entre sistemas de referencias


ref_a_newton=rotacao(teta,3);
ref_b_newton=rotacao(-beta,3);
ref_c_newton=rotacao(0,3);


%
*****

*****

% vetores-posicao

vet_a=[l1 0 0]';
vet_b=[l2 0 0]';
vet_star_b=[comp_cg_b 0 0]';
vet_star_c=[l1*cos(teta)+l2*cos(beta) 0 0]';

```

```

vet_a_n=ref_a_newton*vet_a;
vet_b_n=ref_b_newton*vet_b;
vet_b_star_n=ref_b_newton*vet_star_b;
vet_c_star_n=vet_star_c;

%
*****
*****

% velocidades angulares dos corpos e lineares de pontos

vel_ang_an=[0 0 u1]';
vel_ang_bn=[0 0 -(l1*cos(teta)/(l2*cos(beta)))*u1 - u3/l2]';
vel_ang_cn=[0 0 0]';

vet_gen=[0 0 0]';
vel_a_star_n=vet_gen;
vel_p1_n=vel_p2(vet_gen, vet_a_n, vel_ang_an);
vel_p2_p1_n=[u2 u3 0]';
vel_p2_n=vel_p1_n+vel_p2_p1_n;
vel_p3_n=vel_p2(vel_p2_n, vet_b_n, vel_ang_bn);
vel_b_star_n=vel_p2(vel_p2_n, vet_b_star_n, vel_ang_bn);
vel_c_star_n=[-l1*u1*(sin(teta)+cos(teta)*tan(beta))+u2 u3 0]';

%
*****
*****

% velocidades parciais angulares dos corpos e velocidades parciais lineares de pontos

vel_ang_parcial_a=vel_parcial(vel_ang_an,q);
vel_ang_parcial_b=vel_parcial(vel_ang_bn,q);

```

```
vel_ang_parcial_c=zeros(3,3);
```

```
vel_par_p1=vel_parcial(vel_p1_n,q); %biela
```

```
vel_par_p2=vel_parcial(vel_p2_n,q); %manivela
```

```
vel_par_a_star=zeros(3,3);
```

```
vel_par_b_star=vel_parcial(vel_b_star_n,q);
```

```
vel_par_c_star=vel_parcial(vel_c_star_n,q);
```

```
%
```

```
*****
```

```
*****
```

```
% acelerações angulares dos corpos e acelerações lineares dos centros de massa
```

```
alfan=[0 0 0]';
```

```
alfbn=[0 0 -aceleracao_beta]';
```

```
alfcn=[0 0 0]';
```

```
ace_on=[0 0 0]';
```

```
ace_astarn=ace_on;
```

```
ace_p1n=ace_p2(ace_on,vet_a_n,vel_ang_an,alfan);
```

```
ace_bstarn=ace_p2(ace_p1n,vet_b_star_n,vel_ang_bn,alfbn);
```

```
ace_cstarn=[ap 0 0]';
```

```
%
```

```
*****
```

```
*****
```

```
% esforços
```

```

esf_p1p2_b=[fx fy 0]';
esf_p2p1_b=[-fx -fy 0]';
esf_a_star_n= [0 -m1*g 0]';
esf_b_star_n= [0 -m2*g 0]';
esf_c_star_n= [-fp -mp*g 0]';

esf_p1p2_n=rotacao(-beta,3)*esf_p1p2_b;
esf_p2p1_n=rotacao(-beta,3)*esf_p2p1_b;

%
*****

*****

% forcas ativas generalizadas

for_at_gen_p1=for_at_gen(esf_p2p1_n,vel_par_p1,[0 0 0]',vel_ang_parcial_a);
for_at_gen_p2=for_at_gen(esf_p1p2_n,vel_par_p2,[0 0 0]',vel_ang_parcial_b);
for_at_gen_bstar=for_at_gen(esf_b_star_n,vel_par_b_star,[0 0 0]',vel_ang_parcial_b);
for_at_gen_cstar=for_at_gen(esf_c_star_n,vel_par_c_star,[0 0 0]',vel_ang_parcial_c);

k= for_at_gen_p1+for_at_gen_p2+for_at_gen_bstar+for_at_gen_cstar;

%
*****

*****

% forcas de inercia generalizadas

for_ine_a_n=ref_a_newton*ine_a*ref_a_newton';
for_ine_b_n=ref_b_newton*ine_b*ref_b_newton';
for_ine_c_n=ref_c_newton*ine_c*ref_c_newton';

```

```

for_ine_gen_astar=for_ine_gen(m1,ace_astarn,vel_par_a_star,for_ine_a_n,vel_ang_an,
alfan,vel_ang_parcial_a);
for_ine_gen_bstar=for_ine_gen(m2,ace_bstarn,vel_par_b_star,for_ine_b_n,vel_ang_bn,
alfbn,vel_ang_parcial_b);
for_ine_gen_cstar=for_ine_gen(mp,ace_cstarn,vel_par_c_star,for_ine_c_n,vel_ang_cn,
alfcn,vel_ang_parcial_c);

ks= for_ine_gen_astar+for_ine_gen_bstar+for_ine_gen_cstar;

fx_n=esf_p1p2_n(1,1);
fy_n=esf_p1p2_n(2,1);

%
*****

*****

% equações do movimento

eq_mov=kane(k,ks);
[fx fy]=solve(eq_mov(2),eq_mov(3),fx,fy);
fx=simplify(fx);
fy=simplify(fy);
fx_n=simplify(fx_n);
fy_n=simplify(fy_n);
for_ine_c_n=simplify(for_ine_c_n);

%esf_p1p2_b=ref_b_newton'*esf_p1p2_n;

```

## APÊNDICE B – Modelagem Método de Kane para gráfico de forças no Matlab

```

n=2300;
m1=1.1775;      % massa da crank
m2=0.93;        % massa da rod+bolts
mp=0.021;       % massa do piston + pin
l1=0.062;       % comprimento manivela
l2=0.1920;      % comprimento biela
comp_cg_b=0.0656; % distancia do CG ao ponto B da biela
g=9.81;
ine_z=1.556634e-9; %%% % momento de inercia em Z 1556634.61g*mm^4
dp=0.1070;
w=2*pi*n/60;
tmax=4*pi/w;
t=linspace(0,tmax,1000);
teta=w*t;
%teta_ref=[0 56 111 167 222 278 333 345 356 367 389 417 444 500 556 611 667
720]*pi/180;
%pressao_ref=1000*[175 350 321 350 408 642 2654 3350 3500 3300 817 408 233 175
117 117 117 175];
teta_ref=[0 1  2  3  4  5  6  7  8  9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45
46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68
69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91
92 93 94 95 96 97 98 99 100 101 102 103 104 105 106 107 108 109 110 111 112
113 114 115 116 117 118 119 120 121 122 123 124 125 126 127 128 129 130 131 132
133 134 135 136 137 138 139 140 141 142 143 144 145 146 147 148 149 150 151 152
153 154 155 156 157 158 159 160 161 162 163 164 165 166 167 168 169 170 171 172
173 174 175 176 177 178 179 180 181 182 183 184 185 186 187 188 189 190 191 192
193 194 195 196 197 198 199 200 201 202 203 204 205 206 207 208 209 210 211 212
213 214 215 216 217 218 219 220 221 222 223 224 225 226 227 228 229 230 231 232
233 234 235 236 237 238 239 240 241 242 243 244 245 246 247 248 249 250 251 252
253 254 255 256 257 258 259 260 261 262 263 264 265 266 267 268 269 270 271 272

```

[illegible]



```

10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10
10 10];

```

```

pressao=interp1(teta_ref,pressao_ref,teta,'linear');

```

```

% calculo da area de uma circunferencia

```

```

area=pi*dp^2/4;

```

```

fp=pressao*area;

```

```

% calculo do angulo beta, velocidade angular, aceleracao angular

```

```

beta=asin(l1*sin(teta)/l2);

```

```

velocidade_beta=w*(cos(teta)./cos(beta))*(l1/l2); %derivada da primeira de beta

```

```

aceleracao_beta=1./(l2*cos(beta)).*(l2*sin(beta).*velocidade_beta.*velocidade_beta -
l1*w^2*sin(teta)); %derivada da segunda de beta

```

```

% calculo do espaco

```

```

s=cos(beta)*l2+cos(teta)*l1;

```

```

% velocidade linear

```

```

vel_p=-l2*sin(beta).*velocidade_beta-l1*sin(teta)*w;

```

```

% aceleracao linear

```

```

ace_p=-l2*velocidade_beta.*velocidade_beta.*cos(beta)-l2*aceleracao_beta.*sin(beta)-
cos(teta)*l1*w*w;

```

```

teta_g=teta*180/pi;

```

```

%variacao das componentes das forcas depois de um ciclo completo na

```

```

%coordenada global a uma rotacao de 3600 rpm

```

```

%
```

```

fy=((3*g*m2)/2 + (3*g*mp)/2 + fp.*sin(2*beta) + (fp.*sin(4*beta))/2 +
2*g*m2.*cos(2*beta) + (g*m2.*cos(4*beta))/2 + 2*g*mp.*cos(2*beta) +
(g*mp.*cos(4*beta))/2 + ace_p*mp.*sin(2*beta) + (ace_p*mp.*sin(4*beta))/2 -
(3*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(2*beta + teta))/2 -
(l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(4*beta + teta))/2 -
3.*aceleracao_beta.*comp_cg_b*m2.*cos(beta) +
(l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(2*beta - teta))/2 -
aceleracao_beta.*comp_cg_b*m2.*cos(3*beta) -
(3*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(teta))/2./(cos(3*beta) + 3*cos(beta)) +
(l2*((3*aceleracao_beta.*ine_z)/2 + 2*aceleracao_beta.*ine_z.*cos(2*beta) +
(aceleracao_beta.*ine_z.*cos(4*beta))/2 + (3*aceleracao_beta.*comp_cg_b^2*m2)/2 +
2*aceleracao_beta.*comp_cg_b^2*m2.*cos(2*beta) +
(aceleracao_beta.*comp_cg_b^2*m2.*cos(4*beta))/2 -
(5*comp_cg_b*g*m2*cos(beta))/2 - (5*comp_cg_b*g*m2.*cos(3*beta))/4 -
(comp_cg_b*g*m2.*cos(5*beta))/4 +
(3*comp_cg_b*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(beta + teta))/2 -
comp_cg_b*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(beta - teta) +
comp_cg_b*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(3*beta + teta) +
(comp_cg_b*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(5*beta + teta))/4 -
(comp_cg_b*l1*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(3*beta - teta))/4 +
(comp_cg_b*l1^2*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(2*teta - beta))/4 +
(comp_cg_b*l1^2*m2.*velocidade_beta.^2.*sin(beta - 2*teta))/4)./(l2^2.*(cos(3*beta)
+ 3*cos(beta)));
%
fx=(- 8*fp*l2^2.*cos(2.*beta) - 2*fp*l2^2.*cos(4.*beta) - 6*ace_p*l2^2*mp -
8*ace_p*l2^2*mp.*cos(2.*beta) - 2*ace_p*l2^2*mp.*cos(4.*beta) - 6*fp*l2^2 +
4*g*l2^2*m2.*sin(2.*beta) + 2*g*l2^2*m2.*sin(4.*beta) + 4*g*l2^2*mp.*sin(2.*beta)
+ 2*g*l2^2*mp.*sin(4.*beta) + 4*aceleracao_beta.*ine_z*l2.*sin(2.*beta) +
2*aceleracao_beta.*ine_z*l2.*sin(4.*beta)+(2*l1*l2^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(2.
*beta - teta)) - 3*comp_cg_b*g*l2*m2.*sin(3.*beta) -
comp_cg_b*g*l2*m2.*sin(5.*beta) +
4*aceleracao_beta.*comp_cg_b^2*l2*m2.*sin(2.*beta) +
2*aceleracao_beta.*comp_cg_b^2*l2*m2.*sin(4.*beta) +

```

```

8*comp_cg_b*l1^1*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(beta)      +
6*l1*l2^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(teta)              +
4*comp_cg_b*l1^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(beta      -      2.*teta)      +
4*comp_cg_b*l1^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(beta      +      2.*teta)      +
6*l1*l2^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(2.*beta          +      teta)          +
2*l1*l2^2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(4.*beta          +      teta)          -
2*comp_cg_b*g*l2*m2*sin(beta)                            +
comp_cg_b*l1*l2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(3.*beta    -      teta)    -
comp_cg_b*l1*l2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(beta      -      teta)    +
3*comp_cg_b*l1*l2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(teta    -      beta)    -
2*comp_cg_b*l1*l2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(3.*beta  +      teta)    -
comp_cg_b*l1*l2*m2.*velocidade_beta.^2.*cos(5.*beta    +
teta))./(4*l2^2.*(cos(3.*beta) + 3*cos(beta)));
%
subplot(2,2,1)
plot(teta_g,fx,'b',teta_g,fy,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('Fx_A
Local Fy_A Local [N]');
%variacao das componentes das forcas depois de um ciclo completo na
%coordenada newtoniana a uma rotacao de 2300 rpm
fx_a = fx.*cos(teta) + fy.*sin(teta);
fy_a = fy.*cos(teta) - fx.*sin(teta);

subplot(2,2,2)
plot(teta_g,fx_a,'b',teta_g,fy_a,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta
[graus]'),ylabel('Fx_A Newton Fy_A Newton [N]');

%plot(teta_g,s,'b','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('deslocamento do
pistão [[m]]');
%subplot(2,2,3)
%plot(teta_g,vel_p,'b','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('velocidade
do pistão [m/s]');
%subplot(2,2,4)

```

```
%plot(teta_g,pressao,'b','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('Pressão [Pa]');  
%Pressao  
%plot(teta_g,fx,'b',teta_g,fy,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('aceleração do pistão [m/s^2]');
```