

**Ricardo Gandolfi**

**Análise estática-equivalente de um girabrequim  
de um motor de combustão interna, utilizando o  
método dos elementos finitos.**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica para conclusão do curso de  
graduação .

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica

Professor orientador: Marcelo  
Massarani

São Paulo  
2000

6,0  
Mazzarini

Ricardo Gandolfi

Análise estática-equivalente de um girabrequim  
de um motor de combustão interna, utilizando o  
método dos elementos finitos.

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica para conclusão do curso de  
graduação .

São Paulo  
2000

**DEDALUS - Acervo - EPMN**



31600005964

À minha família que sempre me  
incentivou durante todos esses anos.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Marcelo Massarani por ter coordenado este trabalho e à Mahle Metal Leve e sua equipe de simulação numérica por ter dado condições técnicas para que o mesmo fosse realizado.

## SUMÁRIO

Lista de tabelas	
Lista de figuras	
Lista de símbolos	
Resumo	
“Abstract”	
1 Introdução	1
2 Objetivo	2
3 Revisão Bibliográfica	3
4 Cálculo do carregamento nos mancais	4
4.1 Cálculo das forças na bronzina de biela	4
4.2 Cálculo das forças nas bronzinas centrais	7
4.3 Ângulos de aplicação das forças	11
4.4 Gráficos de carregamentos	12
5 Primeiro modelo de girabrequim	18
5.1 Geometria do modelo	19
5.2 Tipo de elemento usado	20
5.3 Condições de contorno e carregamentos	22
5.4 Tipo de disciplina considerada	23
5.5 Resultados da primeira simulação	24
6 Segundo modelo de girabrequim	30
6.1 Tipos de elementos usados	31
6.2 Materiais utilizados no modelo	32
6.3 Condições de contorno	33
6.4 Simulação	35
6.4.1 Primeira tentativa	35
6.4.2 Segunda tentativa	37

6.4.3	Terceira tentativa	39
6.4.4	Quarta tentativa	42
7	Conclusões finais e recomendações	43
	Anexo	46
	Referências Bibliográficas	53
	Apêndice	55

## Lista de tabelas

## Lista de figuras

Figura 2.1- Exemplo de flexão sofrido por girabrequim.	2
Figura 4.1 – Modelo das forças atuantes na bronzina de biela.	5
Figura 4.2 – Forças atuantes no girabrequim.	7
Figura 4.3 – Distâncias entre centros de massa de cada contrapeso e mancais centrais.	8
Figura 4.4 – Viga entre mancais.	9
Figura 4.5 – Sistema de referência angular na bronzina.	11
Figura 4.6 – Resultante na bronzina de biela.	12
Figura 4.7 – Resultante na bronzina central 1.	13
Figura 4.8 – Resultante na bronzina central 2.	13
Figura 4.9 – Resultante na bronzina central 3.	14
Figura 4.10 – Resultante na bronzina central 4.	14
Figura 4.11 – Resultante na bronzina central 5.	15
Figura 4.12 – Ângulo de aplicação da força na bronzina de biela.	15
Figura 4.13 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 1.	16
Figura 4.14 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 2.	16
Figura 4.15 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 3.	17
Figura 4.16 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 4.	17
Figura 4.17 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 5.	18
Figura 5.1 - Elementos do modelo.	20
Figura 5.2 - O elemento Beam4.	21
Figura 5.3 - Vínculos e carregamentos aplicados ao modelo.	23

Figura 5.4 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 1).	25
Figura 5.5 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 3).	25
Figura 5.6 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 4).	26
Figura 5.7 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 2).	26
Figura 5.8 - Deslocamentos dos nós no eixo X (máxima pressão do cilindro 1).	27
Figura 5.9 - Deslocamentos dos nós no eixo Z (máxima pressão do cilindro 1).	28
Figura 5.10 - Rotação dos nós em torno de X (máxima pressão do cilindro 1 – valores em graus).	28
Figura 5.11 - Rotação dos nós em torno de Y (máxima pressão do cilindro 1).	29
Figura 5.12 - Rotação dos nós em torno de Z (máxima pressão do cilindro 1).	29
Figura 6.1 - Geometria do segundo modelo.	30
Figura 6.2 - O elemento Solid45.	31
Figura 6.3 - O elemento Link8.	32
Figura 6.4 - Carregamentos na bronzina de biela.	33
Figura 6.5 - Visualização dos elementos, forças e vínculos.	34
Figura 6.6 - Detalhe do elemento Link8.	35
Figura 6.7 - Mensagem de erro 1.	36
Figura 6.8 - Elemento 101587.	37
Figura 6.9 - Mensagem de erro 2.	38
Figura 6.10 - Detalhe mancal com malha mais esparsa.	39
Figura 6.11 - Elementos dispostos a sessenta graus.	40
Figura 6.12: Nós afastados do modelo.	41
Figura 6.13: Mensagem de erro 3.	41

Figura 6.14: Vínculos em apenas um nó do modelo.

42

Figura 6.15: Mensagem de erro 4.

43

## Lista de símbolos

$n$  – rotação do motor

$m_a$  – massa alternativa

$m_r$  – massa rotativa

$a_{c_{m_a}}$  – aceleração da massa alternativa

$D$  – diâmetro do pistão

$S$  – curso do pistão

$L$  – comprimento da biela

$P_g$  – pressão do gás

$F_g$  – força do gás

$F_{i_{m_a}}$  – força de inércia da massa alternativa

$F_{l_{m_a}}$  – força lateral atuante na massa alternativa

$F_{cp(y)_{m_r}}$  – componente vertical da força centrípeta da massa rotativa

$F_{cp(x)_{m_r}}$  – componente horizontal da força centrípeta da massa rotativa

$F_{cp_{m_r}}$  – força centrípeta da massa rotativa

$F_{bb(y)}$  – força resultante vertical na bronzina de biela

$F_{bb(x)}$  – força resultante horizontal na bronzina de biela

$F_{bb}$  – força resultante na bronzina de biela

$F_{cp(y)_{cw1,2,...}}$  – componente vertical da força centrípeta do contrapeso 1,2,...

$F_{cp(x)_{cw1,2,...}}$  – componente horizontal da força centrípeta do contrapeso 1,2,...

$F_{cp_{cw1,2,...}}$  – força centrípeta do contrapeso 1,2,...

$F_{bb(y)1,2,...}$  – força resultante vertical na bronzina de biela 1,2,...

$F_{bb(x)1,2,\dots}$  – força resultante horizontal na bronzina de biela 1,2,...

$F_{bc(y)1,2,\dots}$  – força resultante vertical na bronzina central 1,2,...

$F_{bc(x)1,2,\dots}$  – força resultante horizontal na bronzina central 1,2,...

$F_{bc1,2,\dots}$  – força resultante na bronzina central 1,2,...

$D_{1,2,\dots}$  – distâncias entre mancais centrais e contrapesos

$M_{1,2,\dots}$  – massas dos contrapesos

$R_{1,2,\dots}$  – raios dos centróides dos contrapesos

$\alpha_{1,2,\dots}$  – ângulos dos centróides dos contrapesos

$\theta$  – ângulo do virabrequim

$\beta$  – ângulo entre a biela e o eixo vertical

$\gamma_{bb,bc1,bc2,\dots}$  – ângulo de aplicação da força resultante na bronzina de biela, bronzina central 1,2,...

## Resumo

O objetivo do trabalho é obter através do método dos elementos finitos os desalinhamentos sofridos por um girabrequim na região dos mancais centrais durante o ciclo de um motor de combustão interna de quatro tempos. Duas simulações estática-equivalentes foram realizadas com dois modelos de girabrequim de complexidades distintas. Na primeira simulação, fez-se um modelamento da peça por elementos de barras, os mancais centrais foram modelados como vínculos e aplicou-se as forças provenientes da combustão nos nós referentes aos colos de biela para o ciclo completo do motor (720 graus do ângulo de girabrequim). Na segunda etapa tomou-se um modelo sólido de outro girabrequim (referente a outro motor) analisando apenas a parte referente à um colo de biela. Os mancais centrais foram modelados por elementos de mola simulando a força elasto-hidrodinâmica de sustentação.

## Abstract

The objective of this dissertation is to obtain using finite element analysis the torcional and bending movements of a four stroke internal combustion engine crankshaft analyzing the main bearings regions. Two static analysis considering dynamic forces and with different complexities were performed. In the first one, the crankshaft was modeled by beam elements, main bearings were modeled by simple translation constraints and the dynamic forces from combustion were calculated for the four strokes and applied at the conrod bearings regions. The next simulation considered a part of a solid model of another crankshaft and another engine, modeled by solid elements. In this case, main bearings were modeled by spring elements in order to simulate hydrodynamic forces.

## 1 Introdução

Atualmente, devido ao avanço tecnológico no ramo da informática estão sendo desenvolvidos processadores mais velozes com preços mais acessíveis. Por essas e outras razões, as análises numéricas computacionais estão se tornando cada vez mais utilizadas porque auxiliam no projeto e na fabricação de componentes, diminuindo gastos e tempo com protótipos. A simulação numérica de mancais de deslizamento não foge à regra e vem sendo desenvolvida e aperfeiçoada ao longo das décadas. Através dessa, torna-se possível estimar pressões e espessuras do filme de óleo que faz a sustentação hidrodinâmica do eixo no mancal, auxiliando assim na seleção de materiais do mesmo.

Numa primeira etapa, a simulação de mancais era realizada considerando como principal simplificação o mancal totalmente rígido, ou seja, sem sofrer deformações. Entretanto, este tipo de simplificação leva à obtenção de valores de pressão de sustentação hidrodinâmica altos, muito acima da tensão de escoamento dos materiais. Uma evolução nesse tipo de simulação deu-se com a introdução da teoria de Lubrificação Elástica Hidrodinâmica (EHL – Elasto Hydrodynamic Lubrication) que considera a rigidez do mancal e do eixo. Devido à consideração de deformações na análise, os valores obtidos de pressão de sustentação hidrodinâmica são menores e não se observa grandes variações na pressão com o aumento do carregamento no mancal, o que era observado anteriormente. Além disso, os programas que fazem esse tipo de simulação podem levar em consideração os desalinhamentos axiais entre a linha de centro do mancal e a linha de centro do eixo, realizando assim uma análise mais refinada.

## 2 Objetivo

Este trabalho visa o estudo do comportamento estático-equivalente de um girabrequim de um motor de combustão interna de quatro tempos identificando os desalinhamentos axiais e as rotações que o eixo sofre em cada mancal central (bronzinas centrais) e também nos mancais do colo da biela (bronzinas de biela) ao longo do ciclo do motor. Para realização desse estudo será utilizado o Método de Elementos Finitos através de dois modelos com complexidades diferentes e os resultados servirão de entrada para uma simulação de sustentação hidrodinâmica, a qual levará em consideração os movimentos citados anteriormente.

Os desalinhamentos que o eixo sofre em relação ao eixo dos mancais (representados por vínculos em nós do modelo) são basicamente rotações com relação aos eixos perpendiculares ao eixo dos mancais. Estes movimentos podem ser classificados como flexão.

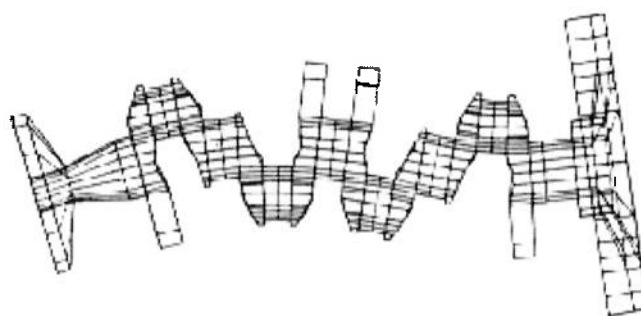


Fig. 12 FEM model

Figura 2.1- Exemplo de flexão sofrido por girabrequim.

O outro tipo de movimento é classificado como torção que sofrem os elementos com relação ao próprio eixo dos mancais (axial ao girabrequim).

### 3 Revisão bibliográfica

Esta parte do trabalho tem como objetivo citar as referências mais relevantes ao tema e o que cada uma delas contribuiu para o desenvolvimento do trabalho. A princípio foram relacionados trabalhos que de alguma forma tem ligações com o trabalho aqui proposto.

Para o cálculo dos carregamentos na bronzina de biela pode-se citar HEYWOOD (pág 44) mostrando o mecanismo biela-manivela da posição do pistão em função do ângulo do girabrequim. Com isto tem-se condições de calcular a aceleração instantânea do pistão e fazer o balanço de forças junto a força aplicada pelo gás.

Com relação a SPYRAKOS (1994), o livro serviu de base como entendimento do método dos elementos finitos, servindo basicamente de introdução ao tema.

ROTHBART serviu como referência para obtenção das fórmulas de propriedades de seção transversal de figuras geométricas usadas para cálculo das constantes reais dos elementos na simulação 1.

Os artigos técnicos mais relevantes ao tema foram aqueles escritos por OKAMURA, SHINNO, YAMANAKA, SUZUKI e SOGABE analisando movimentos de torção e flexão de um girabrequim com cálculos e valores medidos. NELSON e MCVAUGH mostraram valores relativos à rigidez de mancais hidrodinâmicos que foram usados durante o trabalho. GREEN apresentou técnicas de modelamento de girabrequim por discretização paramétrica das diversas partes mas que não foram usadas no trabalho devido ao modelo sólido já estar construído. SMAILI e MAHAVEER apresentam um trabalho com muita formulação mas com um modelamento do girabrequim através de elementos de barras servindo como base para a simulação 1 realizada.

## 4 Cálculo do carregamento nos mancais

Nesta etapa são apresentados os cálculos do carregamento nas bronzinas de biela e bronzinas centrais do motor de combustão interna a quatro tempos a ser analisado, durante todo o ciclo do mesmo. Para tanto, foi desenvolvida uma planilha em formato Excel 97 para efetuar os cálculos.

### 4.1 Cálculo das forças na bronzina de biela

O cálculo da força resultante na bronzina de biela leva em consideração a força do gás, a força lateral que é aplicada à massa alternativa, a força de inércia da massa alternativa e a força centrípeta da massa rotativa. As massas alternativa e rotativa são definidas por:

$$m_a = m_{\text{pistão}} + m_{\text{anéis}} + m_{\text{pino}} + \frac{1}{3} m_{\text{biela}} \quad \text{Eq. - 4.1}$$

$$m_r = m_{\text{bronzina}} + \frac{2}{3} m_{\text{biela}} \quad \text{Eq. - 4.2}$$

O modelo das forças atuantes pode ser visualizado a seguir junto com o equacionamento.

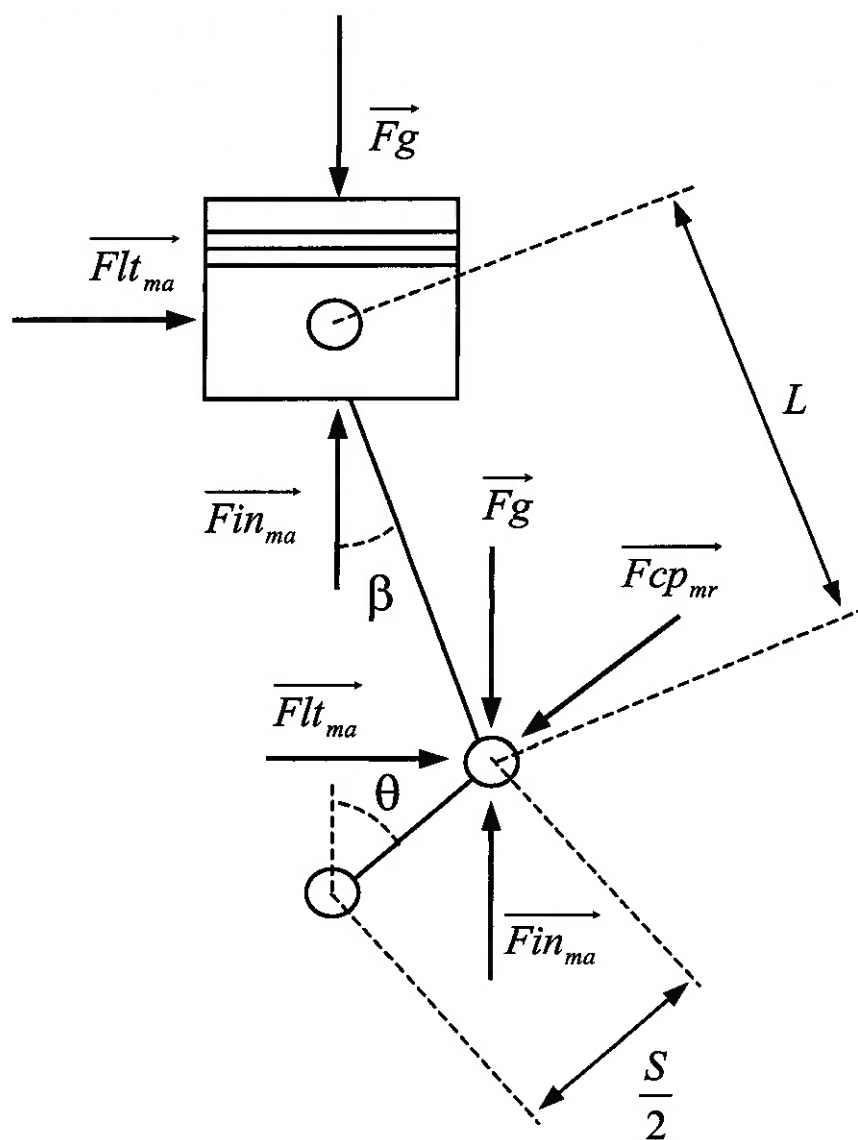


Figura 4.1 – Modelo das forças atuantes na bronzina de biela.

As forças atuantes na massa alternativa são:

-Força do gás:

$$F_g = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot P_g}{4}$$

Eq. - 4.3

-Força de inércia:

$$F_{in_{ma}} = m \cdot a \cdot c_{ma}$$

Eq. - 4.4

com aceleração descrita por

$$ac_{ma} = 2.\pi^2.n^2.S \left[ \cos\theta + \frac{R^2.\cos 2\theta + \text{sen}^4\theta}{(R^2 - \text{sen}^2\theta)^{\frac{3}{2}}} \right], \text{ sendo } R = \frac{2.L}{S}, \text{ Eq. - 4.5}$$

-Força lateral:

$$\boxed{Flt_{ma} = (Fg + Fin_{ma}).\tan\beta}, \text{ sendo } \beta = \arcsen\left(\frac{1}{R}.\text{sen}\theta\right) \quad \text{Eq. - 4.6}$$

Na massa rotativa é atuante a força centrípeta dada por:

$$\boxed{Fcp_{mr} = mr.n^2.\frac{S}{2}} \quad \text{Eq. - 4.7}$$

Com componente vertical:  $Fcp_{ymr} = mr.n^2.\frac{S}{2}.\cos\theta$  Eq. - 4.8

E componente horizontal:  $Fcp_{xmr} = mr.n^2.\frac{S}{2}.\text{sen}\theta$  Eq. - 4.9

Portanto, a resultante das forças na bronzina de biela é dada pela soma das componentes verticais e horizontais das forças atuantes na mesma:

Resultante vertical:  $\overrightarrow{Fbb}_y = \overrightarrow{Fg} + \overrightarrow{Fin}_{ma} + \overrightarrow{Fcp}_{ymr}$  Eq. - 4.10

Resultante horizontal:  $\overrightarrow{Fbb}_x = \overrightarrow{Flt}_{ma} + \overrightarrow{Fcp}_{xmr}$  Eq. - 4.11

Resultante:  $\vec{Fbb} = \vec{Fbb}_x + \vec{Fbb}_y$  ou Eq. -

4.12

$$Fbb = \sqrt{(Fbb_x)^2 + (Fbb_y)^2} \quad \text{Eq. - 4.13}$$

## 4.2 Cálculo das forças nas bronzinas centrais

As forças nas bronzinas centrais foram calculadas considerando um girabrequim com 4 cilindros em linha e com três contrapesos entre mancais centrais. O modelo para cálculo das forças pode ser visto a seguir:

-Forças envolvidas:

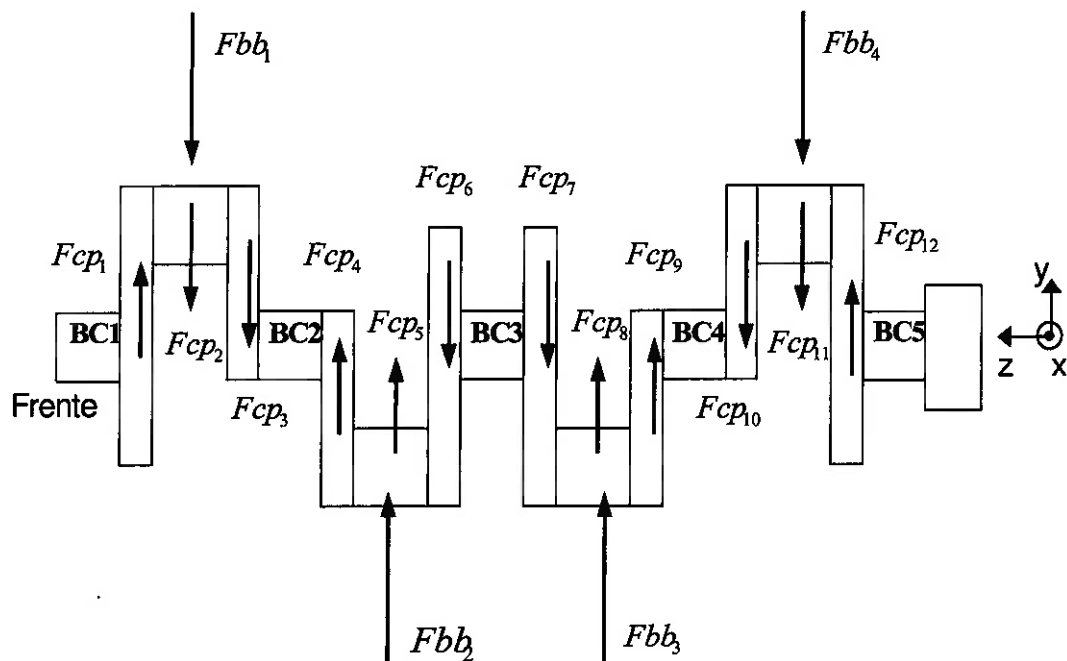


Figura 4.2 – Forças atuantes no girabrequim.

Sendo,  $Fcp_{ycw1,2,3,\dots} = Fcp_{cw1,2,3,\dots} \cdot \cos(\theta + \alpha_{1,2,3,\dots})$  Eq. - 4.14

$$F_{cp_{xcw1,2,3,\dots}} = F_{cp_{cw1,2,3,\dots}} \cdot \text{sen}(\theta + \alpha_{1,2,3,\dots}) \quad \text{Eq. - 4.15}$$

-Discretização do girabrequim:

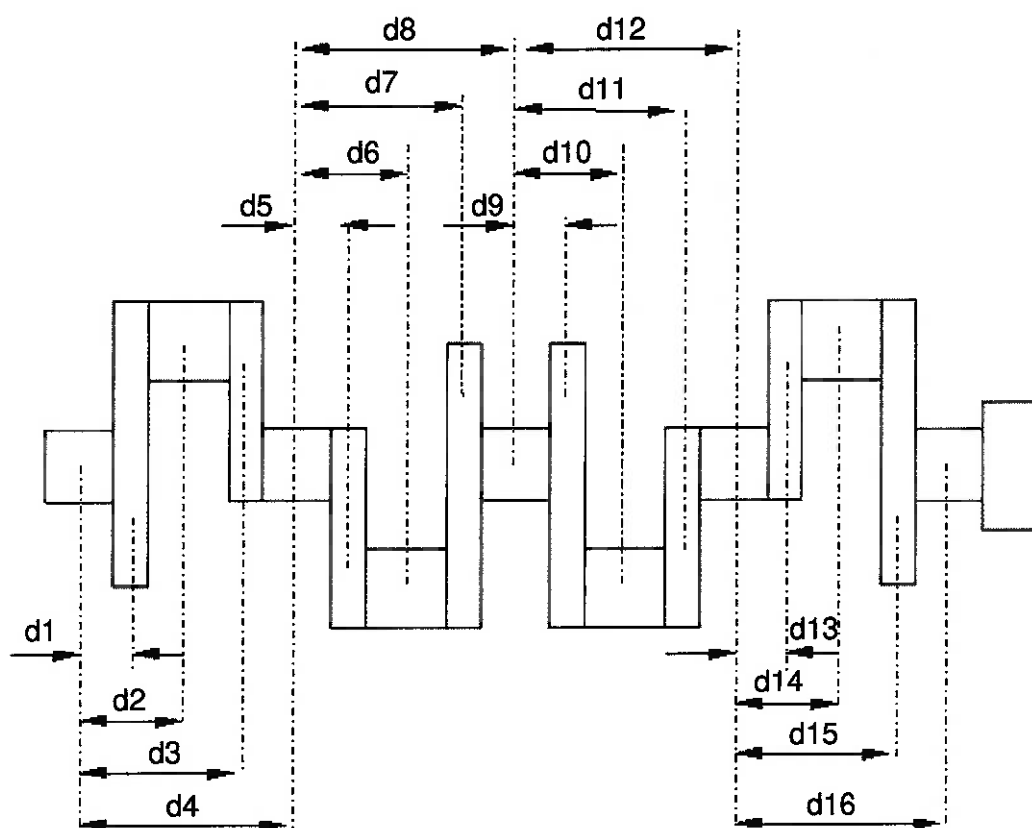


Figura 4.3 – Distâncias entre centros de massa de cada contrapeso e mancais centrais.

Para o cálculo das forças nas bronzinas centrais são consideradas as forças centrípetas de cada contrapeso (12 no total) além das forças nas bronzinas de biela 1,2,3 e 4 que são obtidas a partir do cálculo do item 3.1) deste relatório. Entretanto, estas forças devem seguir a ordem de ignição dos cilindros que nesse caso é 1-3-4-2, ou seja, ao iniciar o ciclo de 720 graus do girabrequim, o cilindro 1 é o primeiro a sofrer a ignição da mistura ar-combustível. Durante a ignição do cilindro 1, o cilindro 2 está na fase de exaustão dos gases, o cilindro 3 na compressão e o cilindro 4 na admissão. Sendo assim, a força que cada bronzina de biela aplica ao girabrequim é obtida através

da curva de carregamento atrasada ou adiantada do instante de ignição em múltiplos de 180 graus.

O equacionamento segue o mesmo princípio de resolução de um problema de força aplicada em uma viga entre mancais:

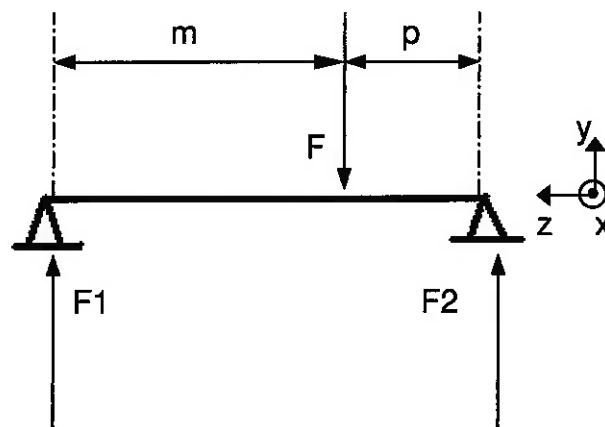


Figura 4.4 – Viga entre mancais.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F = F_1 + F_2 \quad \text{Eq. - 4.16}$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow F_2 \cdot (m + p) - F \cdot m = 0 \quad \text{Eq. - 4.17}$$

, as forças ficam:

$$F_1 = \frac{F \cdot p}{(m + p)} \quad \text{Eq. - 4.18}$$

$$F_2 = \frac{F \cdot m}{(m + p)} \quad \text{Eq. - 4.19}$$

Portanto, o equacionamento para o girabrequim estudado as forças centrípetas atuantes em cada contrapeso e as forças nas bronzinas de biela foram decompostas em duas direções: vertical (eixo y) e horizontal (eixo x). As equações estão listadas abaixo:

$$Fbc_{(y,x)1} = Fcp_{(y,x)cw1} \cdot \frac{(d4-d1)}{d4} + Fcp_{(y,x)cw2} \cdot \frac{(d4-d2)}{d4} + Fcp_{(y,x)cw3} \cdot \frac{(d4-d3)}{d4} + Fbb_{(y,x)1} \cdot \frac{(d4-d2)}{d4}$$

Eq. - 4.20

$$Fbc_{(y,x)2} = Fcp_{(y,x)cw1} \cdot \frac{d1}{d4} + Fcp_{(y,x)cw2} \cdot \frac{d2}{d4} + Fcp_{(y,x)cw3} \cdot \frac{d3}{d4} + Fbb_{(y,x)1} \cdot \frac{d2}{d4} + Fcp_{(y,x)cw4} \cdot \frac{(d8-d5)}{d8} + Fcp_{(y,x)cw5} \cdot \frac{(d8-d6)}{d8} + Fcp_{(y,x)cw6} \cdot \frac{(d8-d7)}{d8} + Fbb_{(y,x)2} \cdot \frac{(d8-d6)}{d8}$$

Eq. - 4.21

$$Fbc_{(y,x)3} = Fcp_{(y,x)cw4} \cdot \frac{d5}{d8} + Fcp_{(y,x)cw5} \cdot \frac{d6}{d8} + Fcp_{(y,x)cw6} \cdot \frac{d7}{d8} + Fbb_{(y,x)2} \cdot \frac{d6}{d8} + Fcp_{(y,x)cw7} \cdot \frac{(d12-d9)}{d12} + Fcp_{(y,x)cw8} \cdot \frac{(d12-d10)}{d12} + Fcp_{(y,x)cw9} \cdot \frac{(d12-d11)}{d12} + Fbb_{(y,x)3} \cdot \frac{(d12-d10)}{d12}$$

Eq. - 4.22

$$Fbc_{(y,x)4} = Fcp_{(y,x)cw7} \cdot \frac{d9}{d12} + Fcp_{(y,x)cw8} \cdot \frac{d10}{d12} + Fcp_{(y,x)cw9} \cdot \frac{d11}{d12} + Fbb_{(y,x)3} \cdot \frac{d10}{d12} + Fcp_{(y,x)cw10} \cdot \frac{(d16-d13)}{d16} + Fcp_{(y,x)cw11} \cdot \frac{(d16-d14)}{d16} + Fcp_{(y,x)cw12} \cdot \frac{(d16-d15)}{d16} + Fbb_{(y,x)4} \cdot \frac{(d16-d14)}{d16}$$

Eq. - 4.23

$$Fbc_{(y,x)5} = Fcp_{(y,x)cw10} \cdot \frac{d13}{d16} + Fcp_{(y,x)cw11} \cdot \frac{d14}{d16} + Fcp_{(y,x)cw12} \cdot \frac{d15}{d16} + Fbb_{(y,x)5} \cdot \frac{d14}{d16}$$

Eq. - 4.24

### 4.3 Ângulos de aplicação das forças

A cada grau de ângulo de giro do girabrequim as resultantes das forças na bronzina de biela e em cada bronzina central são calculadas como visto anteriormente. Sendo assim, nesta parte será mostrado como foram calculados o ângulos de aplicação das forças nas bronzinas e como obteve-se o sentido dessas forças.

Primeiramente, é necessário adotar um sistema de referência na bronzina para identificação do ângulo.

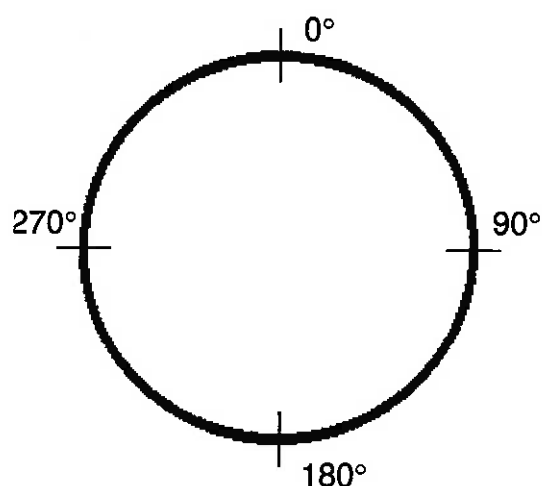


Figura 4.5 – Sistema de referência angular na bronzina.

A direção de aplicação das forças é dada pela função arcotangente entre a componente vertical e a componente horizontal da resultante.

$$\gamma_{bb} = \arctan\left(\frac{Fbb_{(y)}}{Fbb_{(x)}}\right) \quad \text{Eq. - 4.25}$$

$$\gamma_{bc1,2,\dots} = \arctan\left(\frac{Fbc_{(y)1,2,\dots}}{Fbc_{(x)1,2,\dots}}\right) \quad \text{Eq. - 4.26}$$

#### 4.4 Gráficos de carregamentos

Figuras 4.6 a 4.17 – Carregamentos a ângulos de aplicação das forças relativos ao motor da simulação 1 deste trabalho.

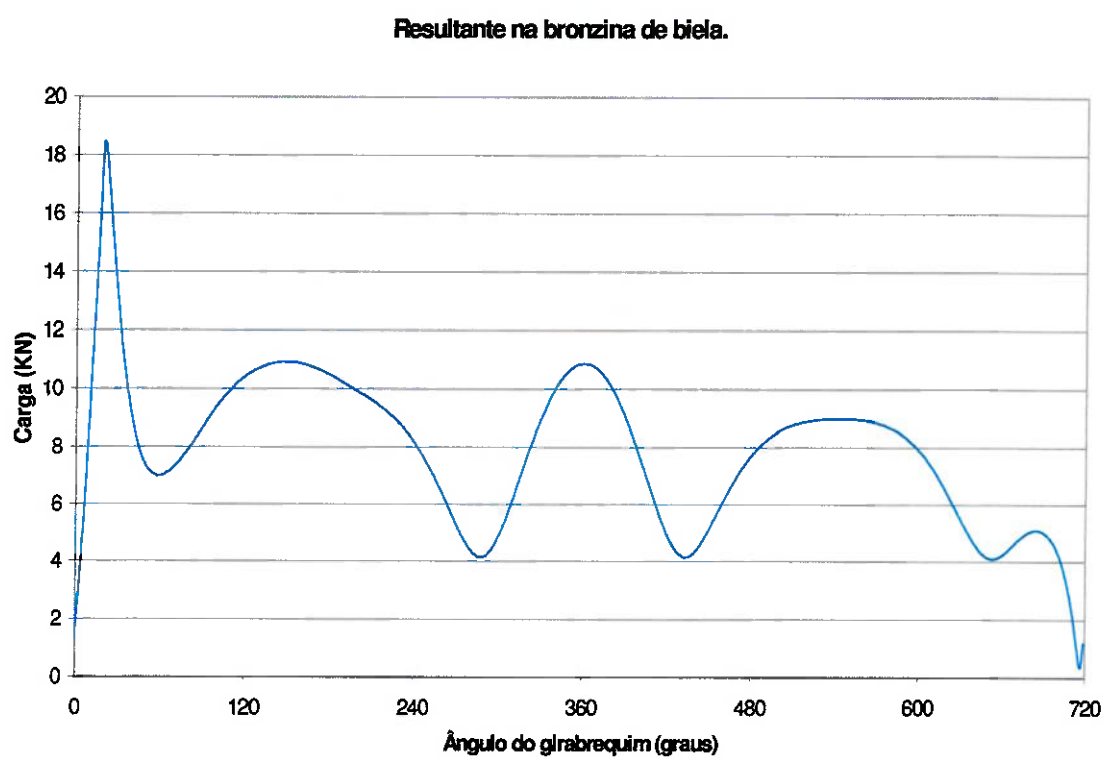


Figura 4.6 – Resultante na bronzina de biela.

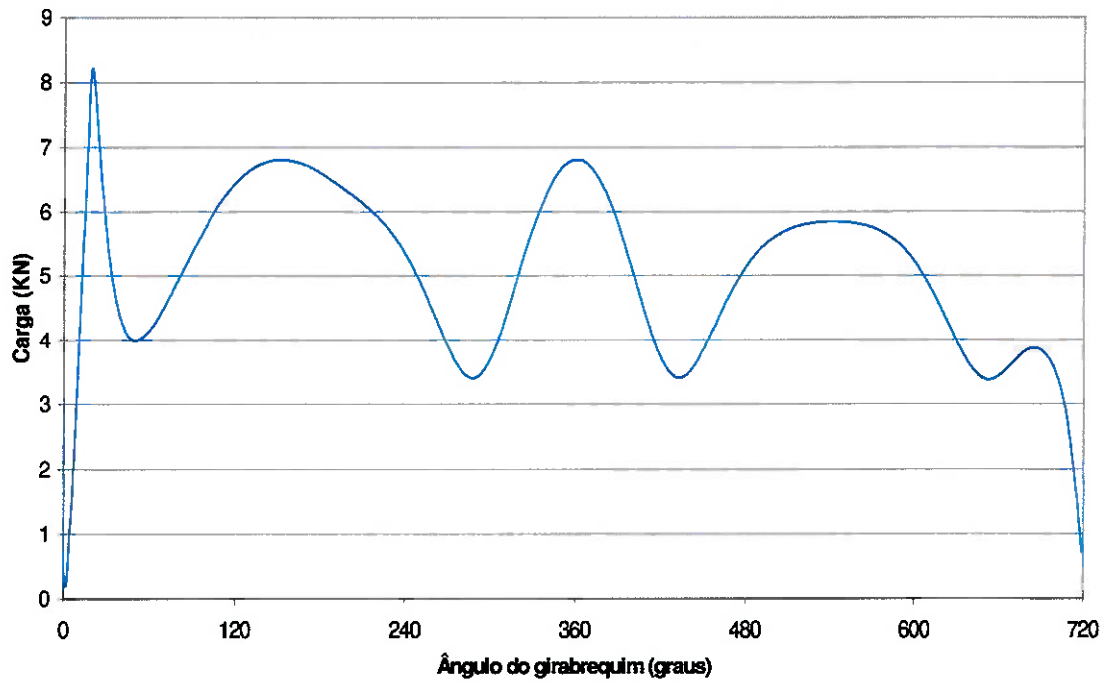
**Resultante na bronzina central 1.**

Figura 4.7 – Resultante na bronzina central 1.

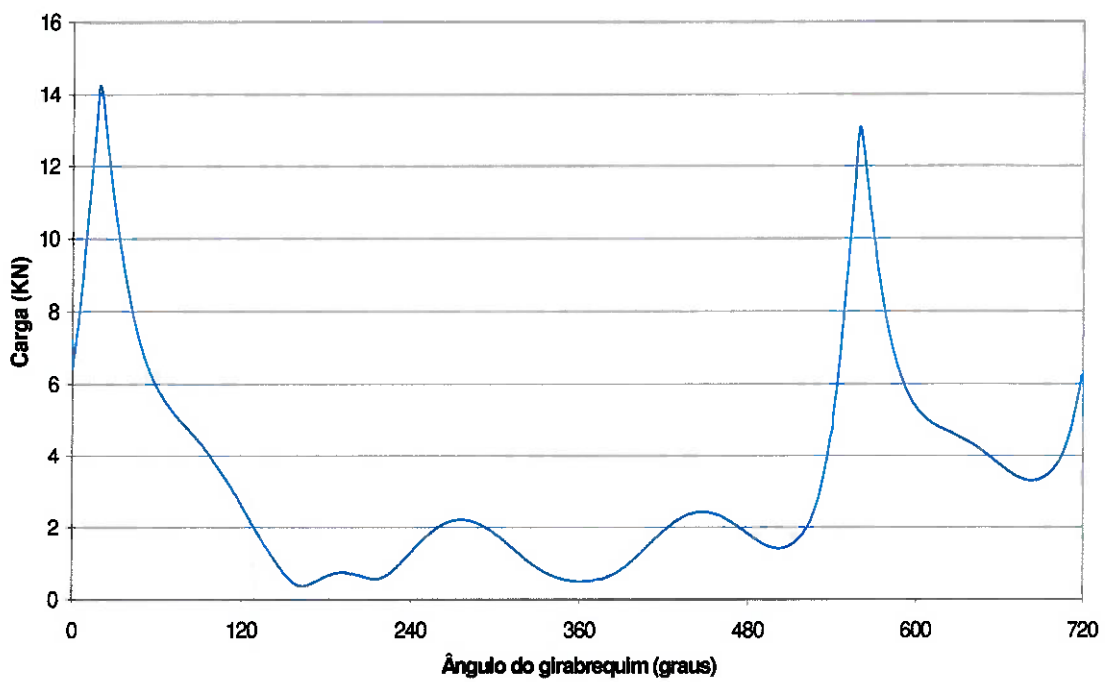
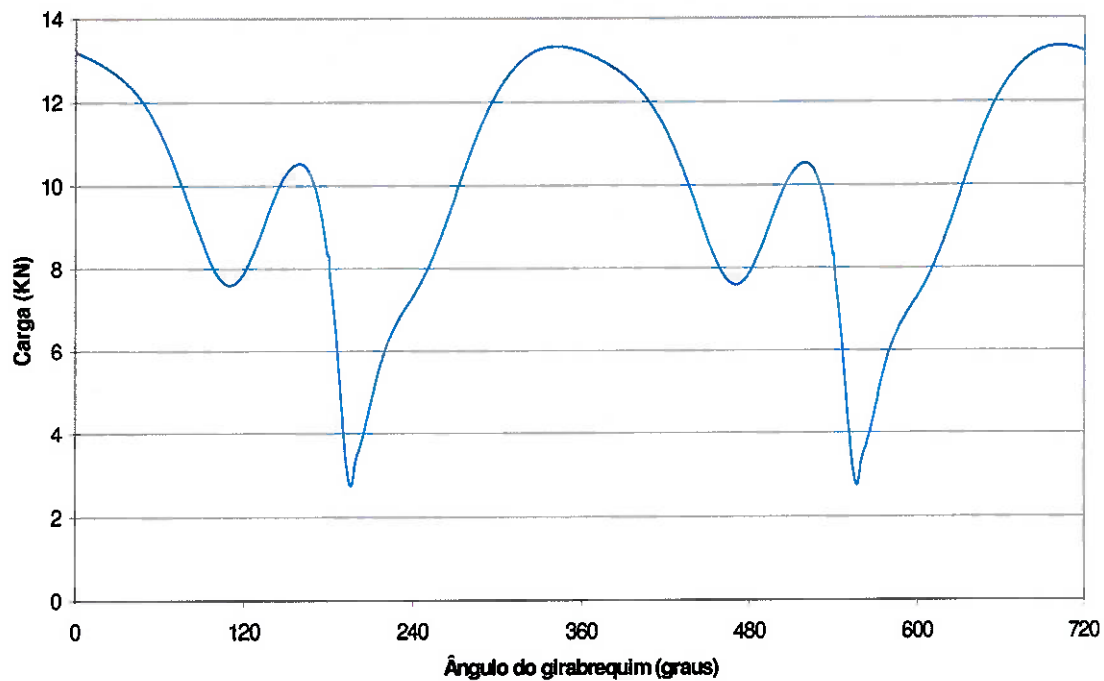
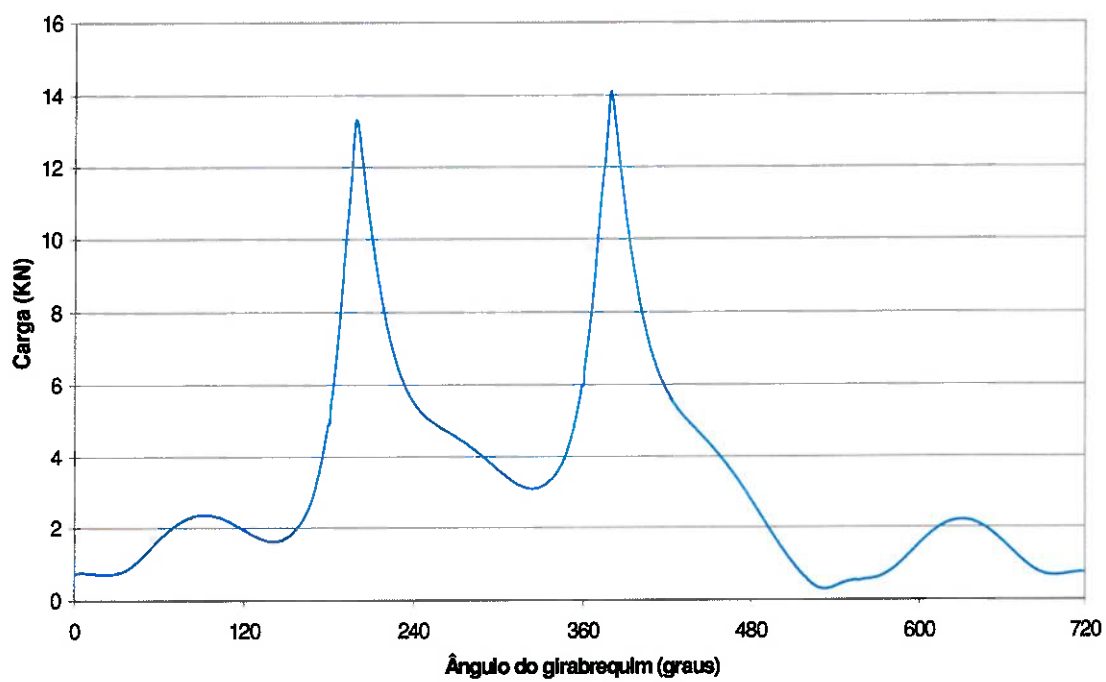
**Resultante na bronzina central 2.**

Figura 4.8 – Resultante na bronzina central 2.

**Resultante na bronzina central 3.****Figura 4.9 – Resultante na bronzina central 3.****Resultante na bronzina central 4.****Figura 4.10 – Resultante na bronzina central 4.**

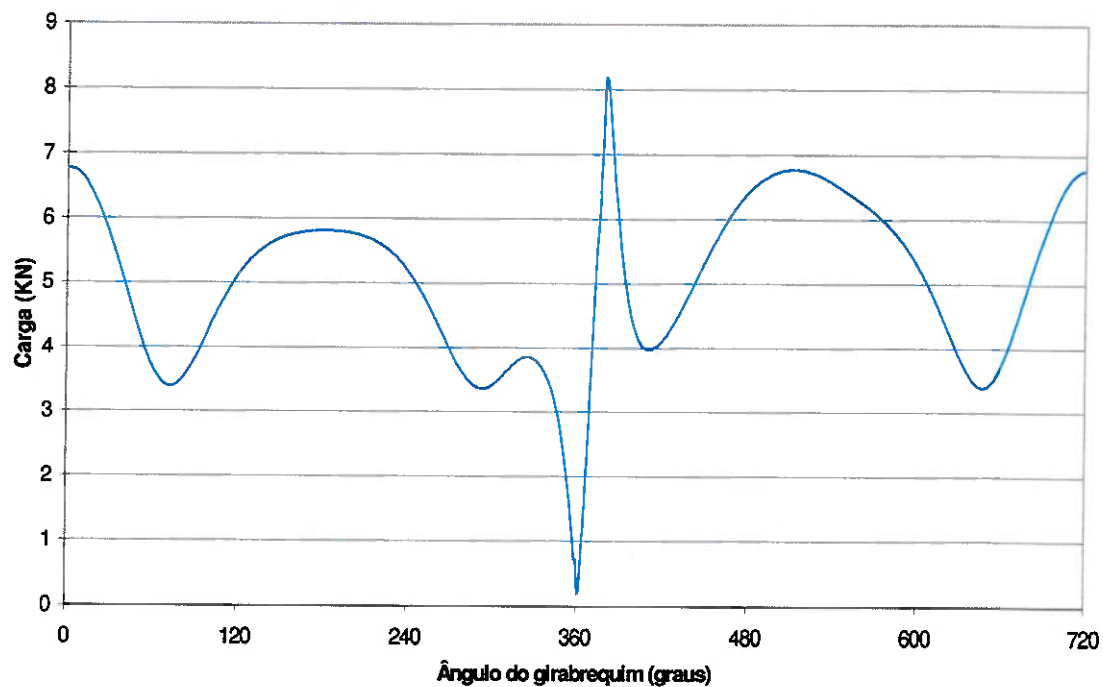
**Resultante na bronzina central 5.**

Figura 4.11 – Resultante na bronzina central 5.

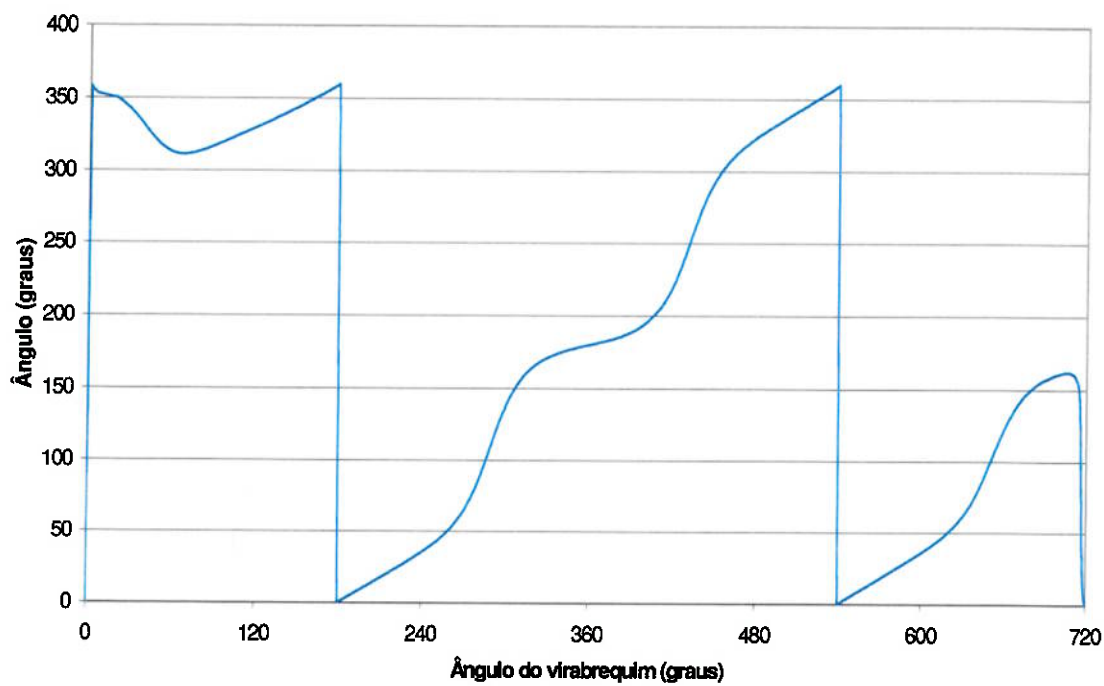
**Ângulo de aplicação da força na bronzina de biela.**

Figura 4.12 – Ângulo de aplicação da força na bronzina de biela.

**Ângulo de aplicação da força na bronzina central 1.**

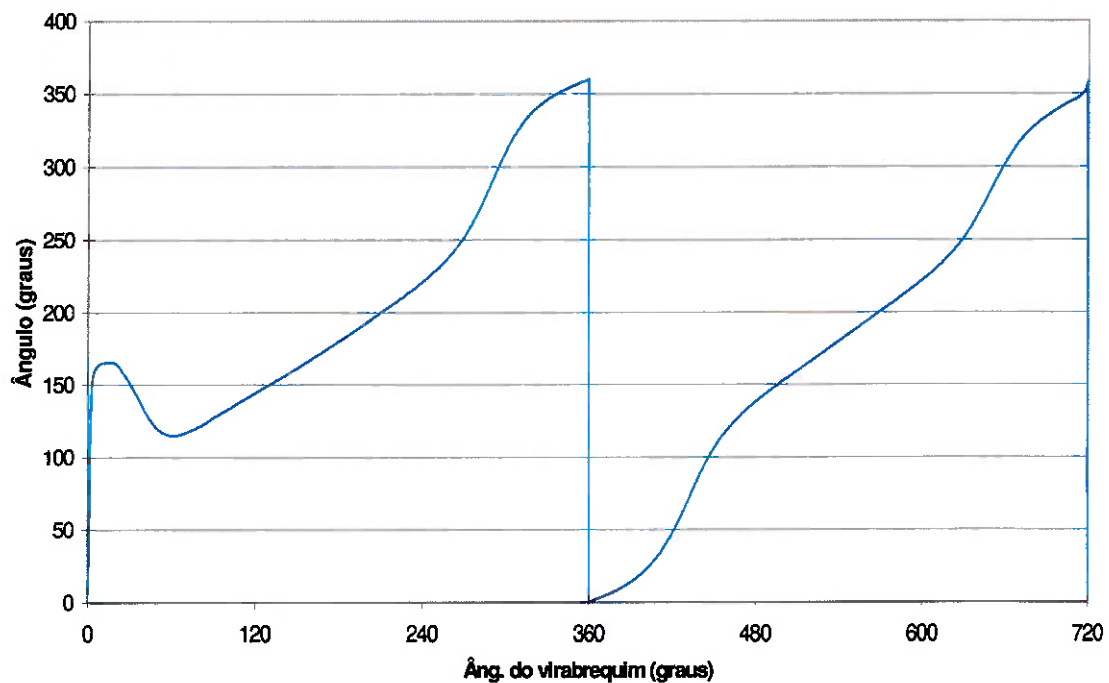


Figura 4.13 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 1.

**Ângulo de aplicação da força na bronzina central 2.**

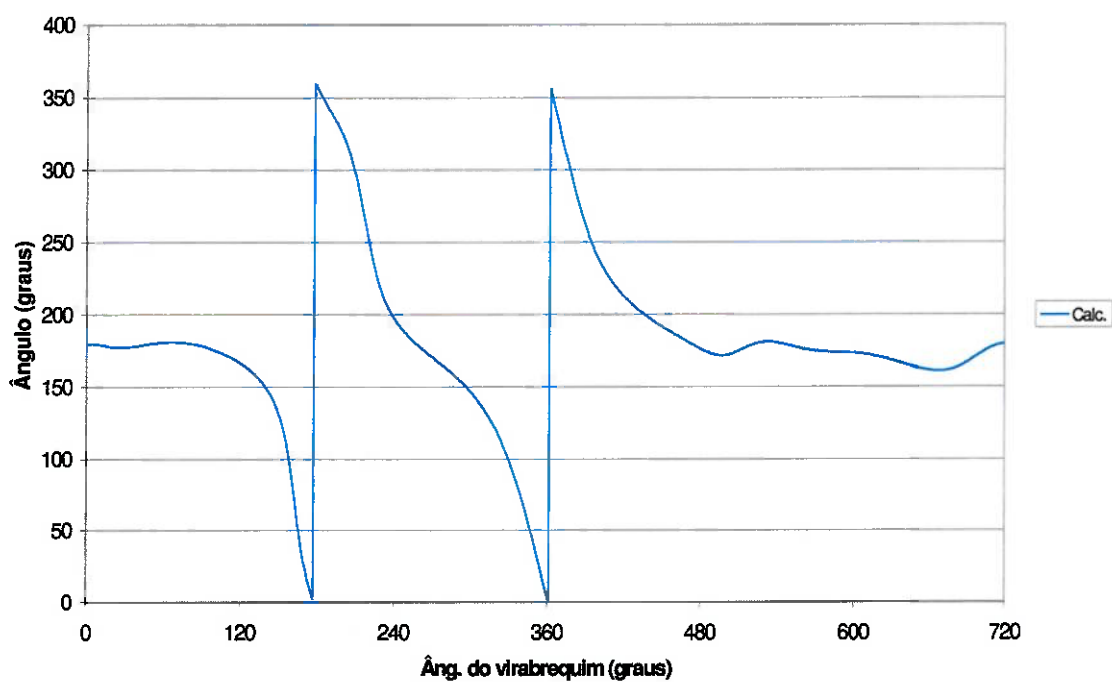


Figura 4.14 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 2.

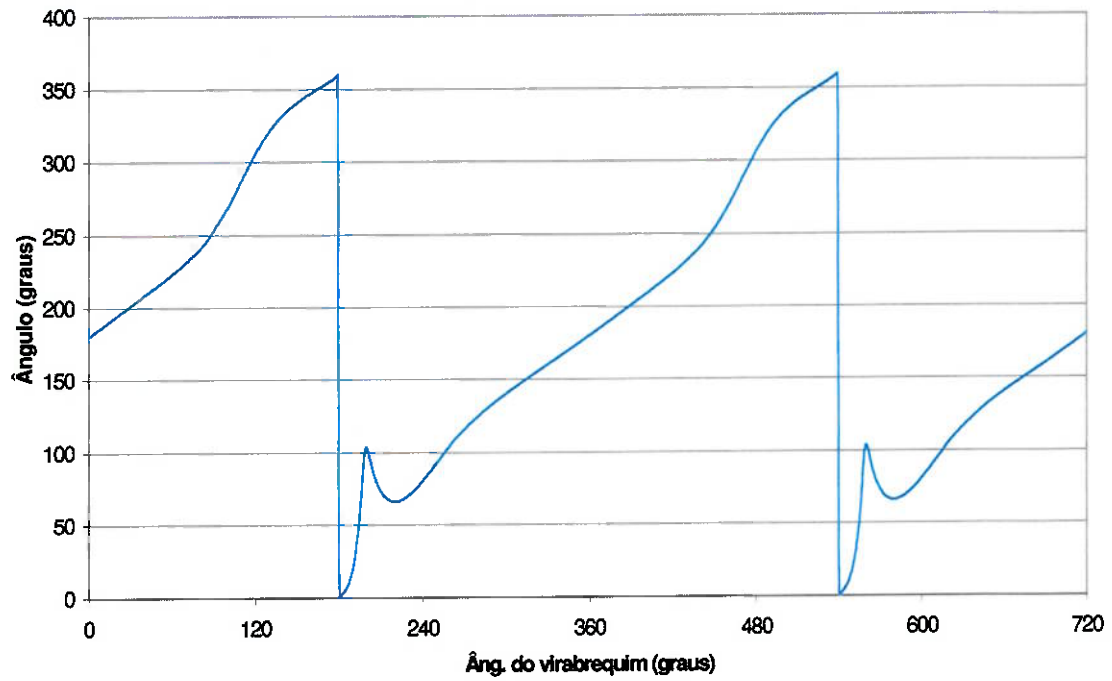
**Ângulo de aplicação da força na bronzina central 3.**

Figura 4.15 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 3.

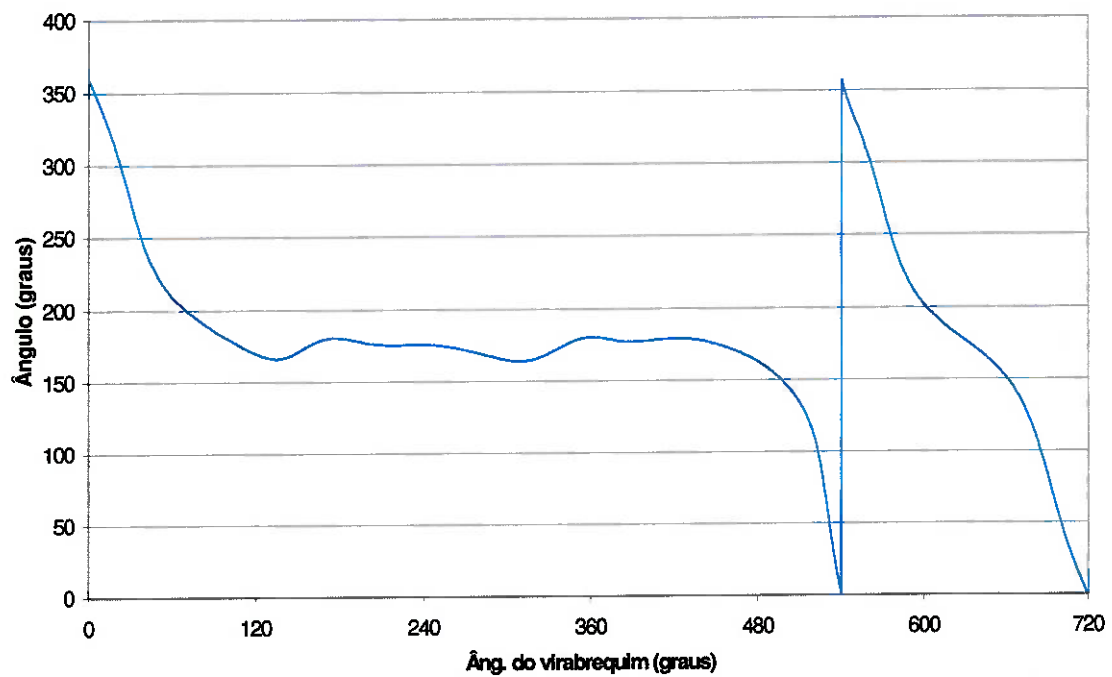
**Ângulo de aplicação da força na bronzina central 4.**

Figura 4.16 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 4.

**Ângulo de aplicação da força na bronzina central 5.**

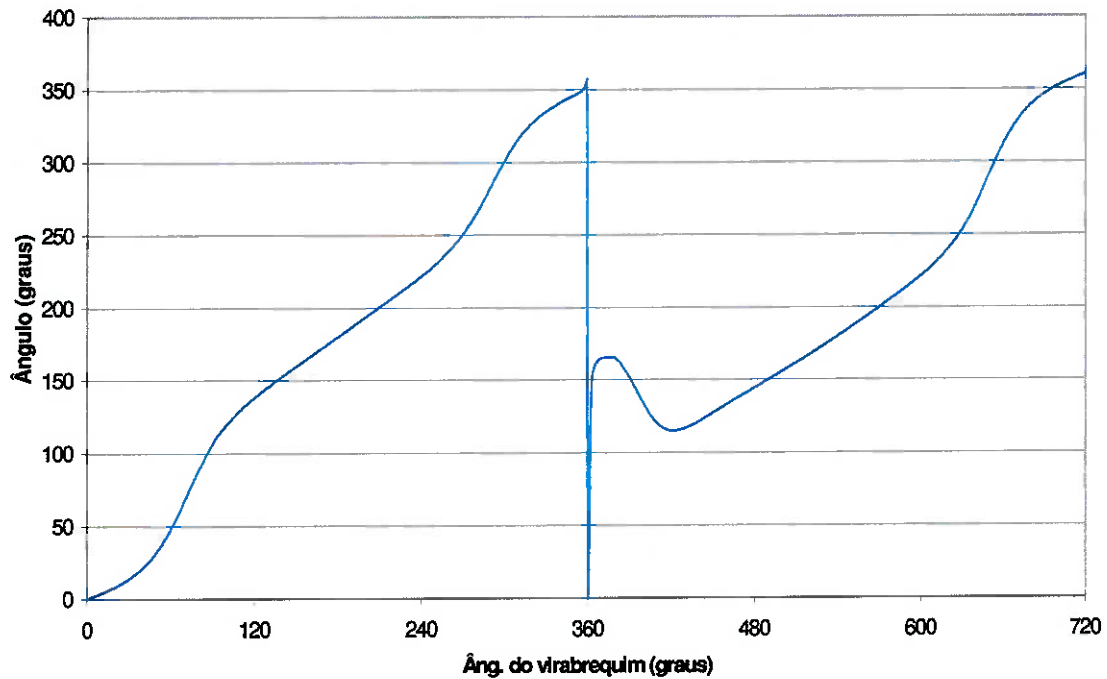


Figura 4.17 – Ângulo de aplicação da força na bronzina central 5.

## 5 Primeiro modelo de girabrequim

Para realização de uma simulação de um componente mecânico em elementos finitos, é necessário criar um modelo que tenha um comportamento que tente simular o que ocorre no "mundo real". Sendo assim, deve-se partir no início de modelos mais simples que representem de alguma forma o comportamento real do sistema. Com os resultados obtidos e o entendimento do comportamento do sistema pode-se partir para modelos mais refinados ou criar alterações no modelo com o objetivo de obter resultados mais precisos. Os principais fatores que influenciam na resposta obtida com a simulação estão apresentados a seguir :

## 5.1 Geometria do modelo

A simulação de uma peça envolve o modelamento da mesma no computador discretizando larguras, raios, alturas, ou seja, toda sua geometria que é observada no "mundo real". Entretanto, nem sempre isso acontece ou é possível de ser realizado pois a geometria da peça pode ser de tal complexidade que aproximações devem ser feitas no modelo e, devido à esta complexidade geométrica, torna-se difícil a geração de uma malha que acompanhe perfeitamente o perfil da peça. Para tanto, deve-se utilizar de elementos às vezes mais robustos mas que se adequam melhor à geometria do que elementos que a princípio dariam melhores resultados.

Como uma primeira aproximação, o modelo utilizado para simular o girabrequim é um modelo de barras que visualmente é muito pouco parecido com um girabrequim sólido real, mas a princípio servirá para compreender o comportamento do girabrequim. A geometria (observada na figura 19) é formada por linhas médias obtidas através do desenho 1 que se encontra no Apêndice neste relatório. Estas linhas representam os mancais e contrapesos do girabrequim.

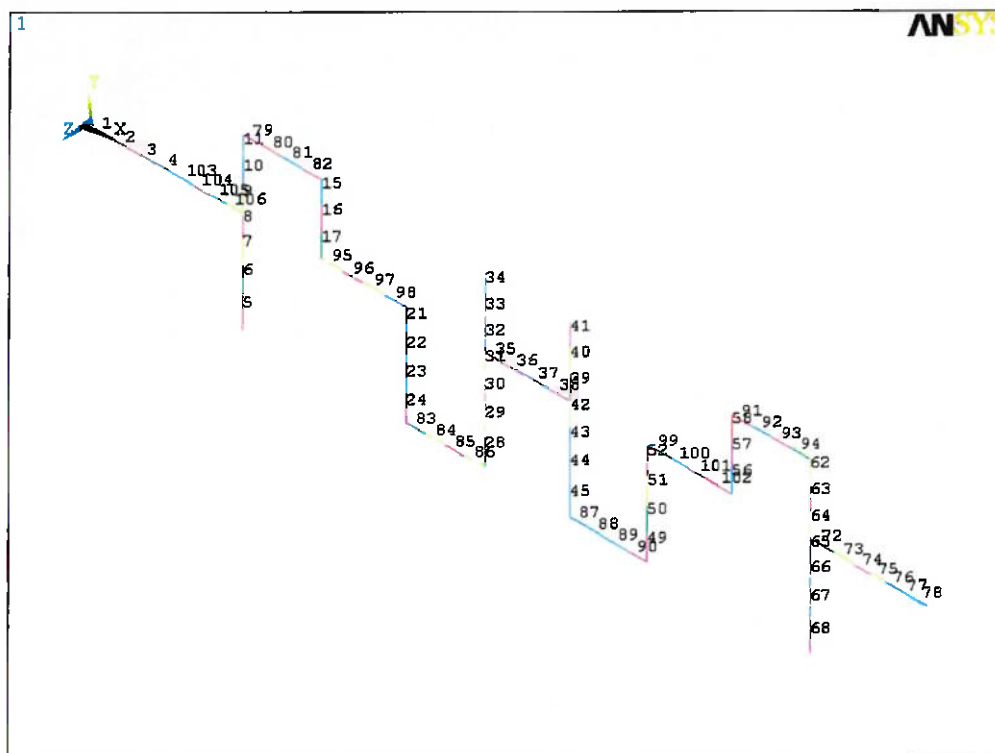
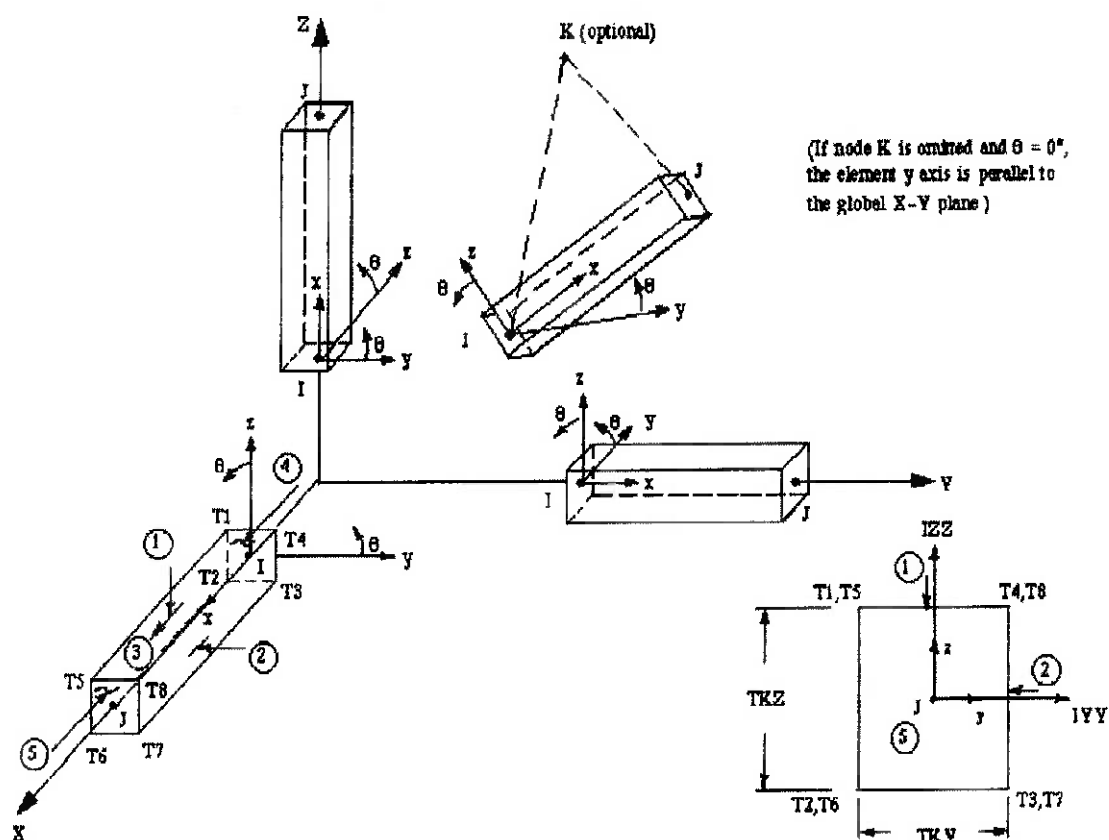


Figura 5.1 - Elementos do modelo.

## 5.2 Tipo de elemento usado

O segundo fator que determina a precisão do modelo é o tipo de elemento utilizado. Dependendo da análise a ser feita é necessário escolher um elemento adequado para a simulação. Nesta simulação foi escolhido o elemento Beam 4 que pode ser visualizado na figura 20. A escolha deste elemento está baseada em suas principais características: o elemento possui oito nós pois é um elemento de barra sólido (3D) sendo que cada nó possui seis graus de liberdade (três deslocamentos e três rotações ao longo dos eixos X, Y e Z). Devido às forças envolvidas na análise serem aplicadas perpendicularmente ao eixo do girabrequim (plano YZ) os movimentos esperados dos elementos são de natureza espacial e variam a cada novo carregamento (ou seja, a cada grau dos 720

graus que o eixo percorre durante o ciclo do motor). Portanto, para observar os desalinhamentos que ocorrem nos mancais centrais definidos como flexão e torção durante o ciclo do motor é necessário um elemento que tenha essas capacidades de movimentação espacial, como é o caso do elemento escolhido.



ANSYS Elements Reference . 001004 . Tenth Edition . SAS IP, Inc.®

Figura 5.2 - O elemento Beam4.

Para a utilização do elemento Beam4 é necessário definir as "constantes reais" de cada elemento do modelo. Entende-se como constantes reais as propriedades da seção do elemento como área, momento de inércia em relação aos eixos Z e Y (ver figura 5.2) e momento torçor de inércia da seção ( $I_t$ ). Com o objetivo de obter um

modelo que melhor se aproxime da peça, as constantes reais dos elementos do modelo foram definidas conforme a geometria da peça. Os elementos que representam a região dos mancais centrais e os elementos que representam a região dos mancais do colo de biela possuem as constantes reais definidas para uma seção circular, com as dimensões reais. Por outro lado, os elementos que representam os contrapesos possuem as constantes reais definidas para uma seção retangular, sendo que essas propriedades variam para cada elemento de acordo com a geometria da peça, ou seja, esses elementos possuem alturas da seção diferentes uns dos outros (observar o desenho do girabrequim no Apêndice ao final deste relatório).

O momento torçor de inércia de uma seção retangular com  $2a$  e  $2b$  de lados sendo  $a < b$  :

$$I_t = ab^3 \left[ \frac{16}{3} - 3,36 \frac{b}{a} \left( 1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right] \quad \text{Eq. - 5.1}$$

Para uma seção circular, o momento torçor é definido como sendo o momento polar de inércia:

$$I_t = I_p = I_{yy} + I_{zz} = \frac{\pi R^4}{2} \quad \text{Eq. - 5.2}$$

### 5.3 Condições de contorno e carregamentos

A próxima etapa da análise envolve aplicação de vínculos em determinados nós restringindo a movimentação dos mesmos e também a aplicação dos carregamentos na peça (calculados na seção 4 deste trabalho).

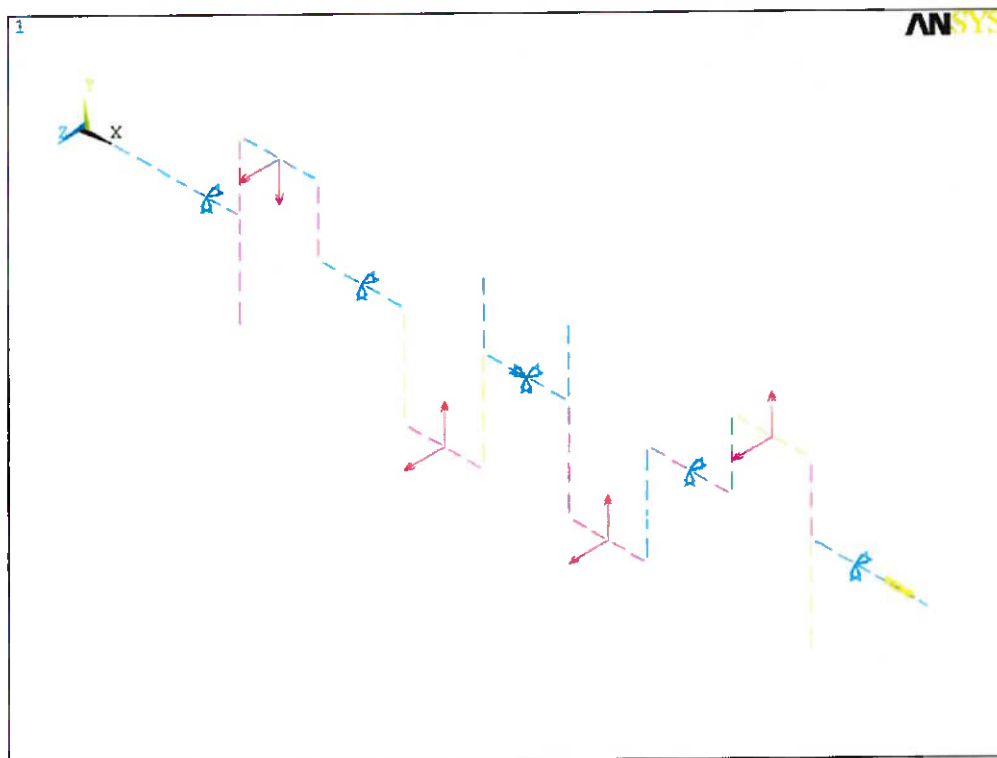


Figura 5.3 - Vínculos e carregamentos aplicados ao modelo.

De acordo com a figura anterior, notam-se que os nós centrais dos mancais centrais foram restringidos de movimentação nos eixos Y e Z, exceto o mancal central 3 que possui arruela de encosto e também deve-se travar os movimentos no eixo X. Além disso, os nós dos elementos referentes à região de acoplamento ao volante foram restringidos de rotação no eixo X pois é nesta região que se faz a transmissão do torque.

#### 5.4 Tipo de disciplina considerada

Uma análise em elementos finitos deve considerar disciplinas a serem utilizadas para sua realização, como por exemplo: resistência dos materiais (análise mecânica estrutural), transferência de calor (análise térmica), vibrações (análise modal), mecânica

dos fluidos (escoamento em dutos). A análise realizada foi mecânica estrutural estática, pois cada nova situação de carregamento é resolvida considerando aplicação estática.

Com relação às propriedades de material, foi considerado propriedades de material isotrópico com coeficiente de Poisson 0,3 e módulo de elasticidade  $E = 210000$  Mpa,

## 5.5 Resultados da primeira simulação

Nesta parte serão apresentados alguns dos resultados da primeira simulação referentes às quatro situações críticas de carregamento, que são os picos de pressão que ocorrem após cada explosão dos cilindros. A pressão atinge o máximo valor na câmara de combustão após 20 graus que o pistão atinge o ponto morto superior (PMS), conseqüentemente, a força aplicada ao colo da biela também será máxima.

As figuras 5.4 a 5.7 mostram os deslocamentos que os nós sofrem ao longo do eixo Y durante os quatro picos de pressão, do cilindro 1 ao cilindro 4. A ordem de ignição dos cilindros é 1-3-4-2, portanto aos 20 graus do girabrequim o cilindro 1 atinge a máxima pressão, aos 200 graus do girabrequim o cilindro 3 atinge o pico de pressão, aos 380 graus o cilindro 4 atinge o pico e aos 560 graus o cilindro 2 atinge a máxima pressão. Os cilindros estão numerados da esquerda para a direita como 1-2-3-4, apesar de não aparecerem nas figuras. A unidade dos valores de deslocamento é milímetro e apresenta-se uma escala à direita de acordo com o grau de deslocamento sofrido por cada nó.

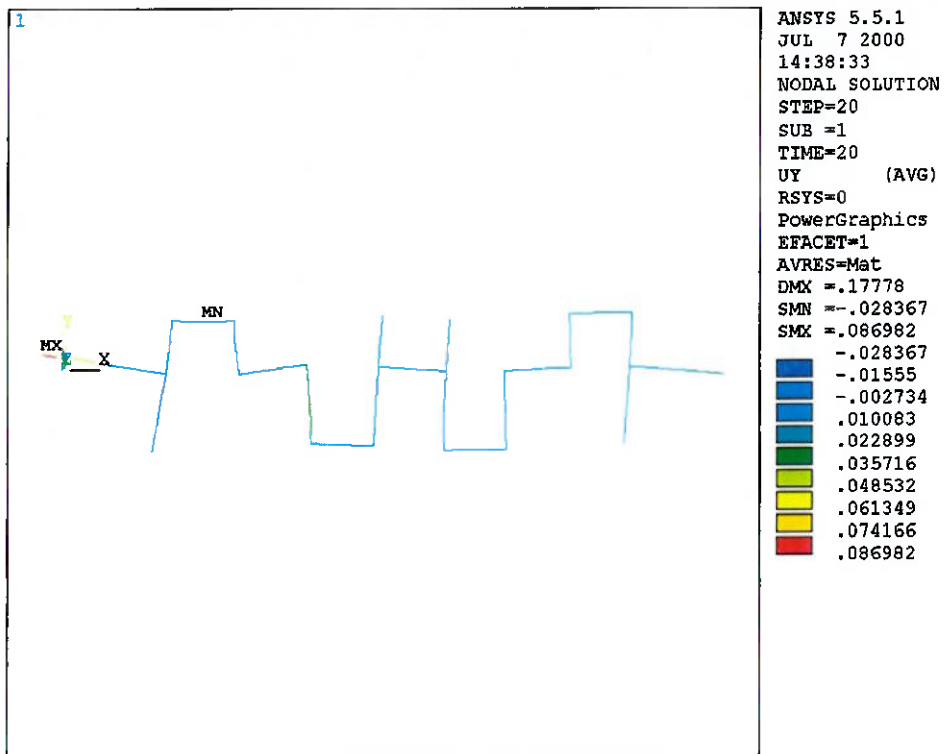


Figura 5.4 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 1).

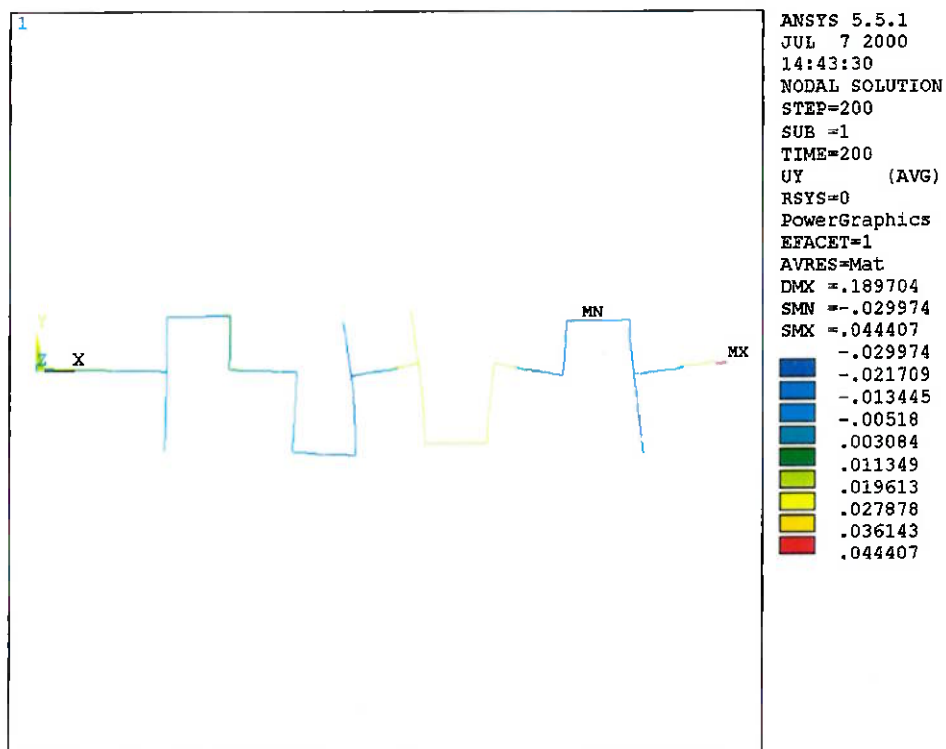


Figura 5.5 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 3).

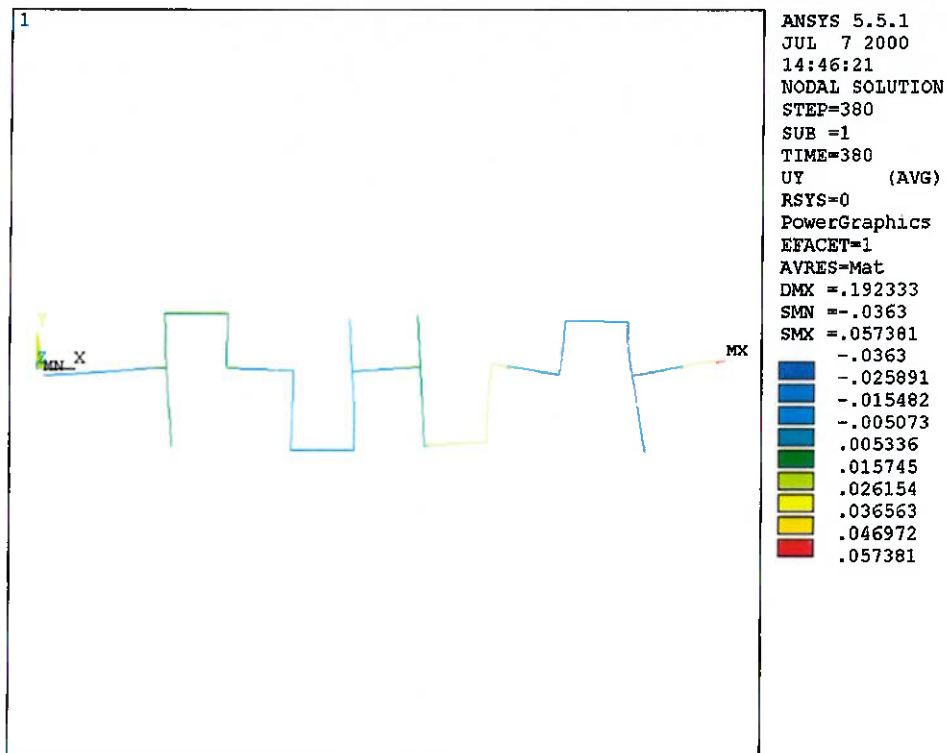


Figura 5.6 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 4).

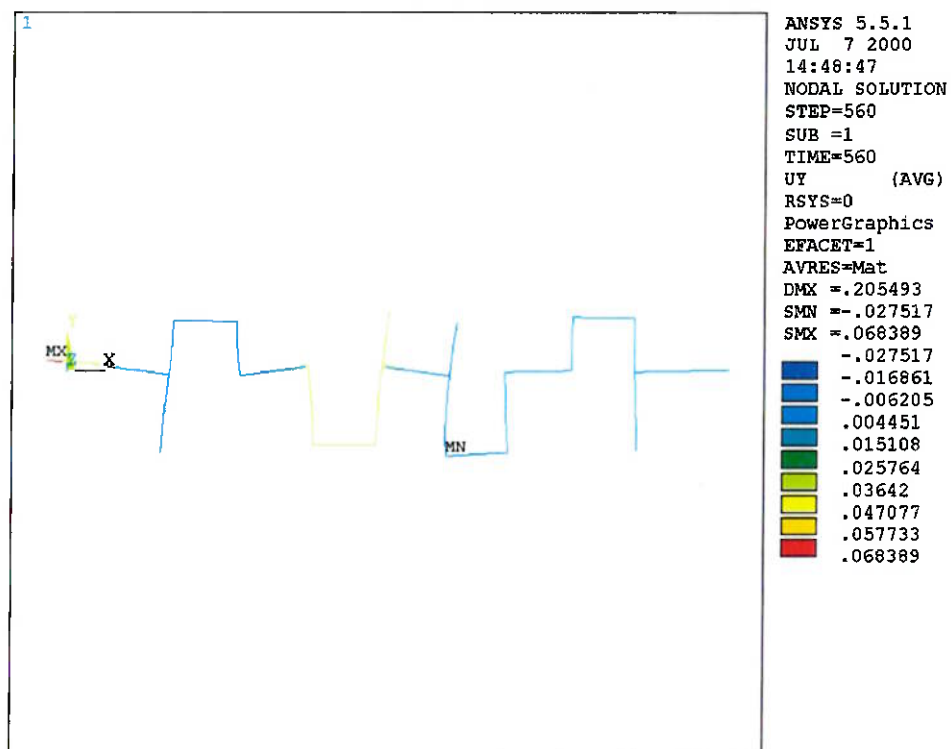


Figura 5.7 - Deslocamentos dos nós no eixo Y (máxima pressão no cilindro 2).

A partir das figuras anteriores pode-se concluir que o comportamento do girabrequim ao ocorrer os máximos carregamentos no colos de biela está dentro do esperado, pois os maiores deslocamentos dos nós no eixo Y são visualizados em cada respectivo mancal de biela e mancais centrais adjacentes para cada situação de máximo carregamento. Com relação à magnitude dos valores observados (da ordem de micron), os números são aceitáveis pois as folgas envolvidas na montagem do conjunto girabrequim - bronzinas são dessa mesma ordem de grandeza. Isso significa que o eixo em cada mancal está se movendo dentro dos limites estabelecidos na montagem. As figuras seguintes mostram os outros movimentos dos nós para máxima pressão no cilindro 1.

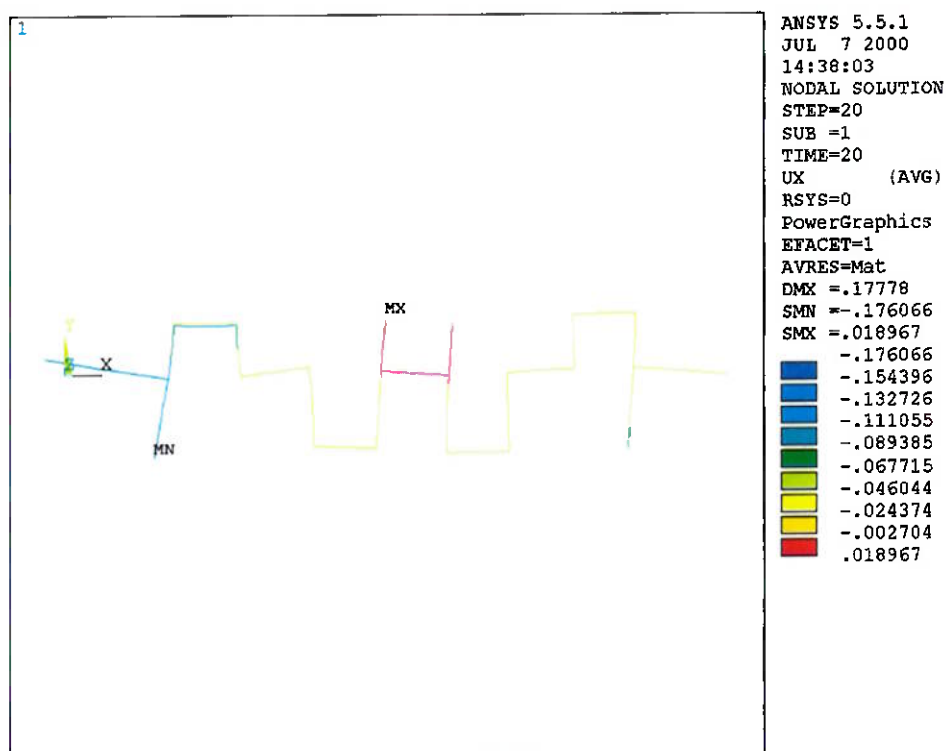


Figura 5.8 - Deslocamentos dos nós no eixo X (máxima pressão do cilindro 1).

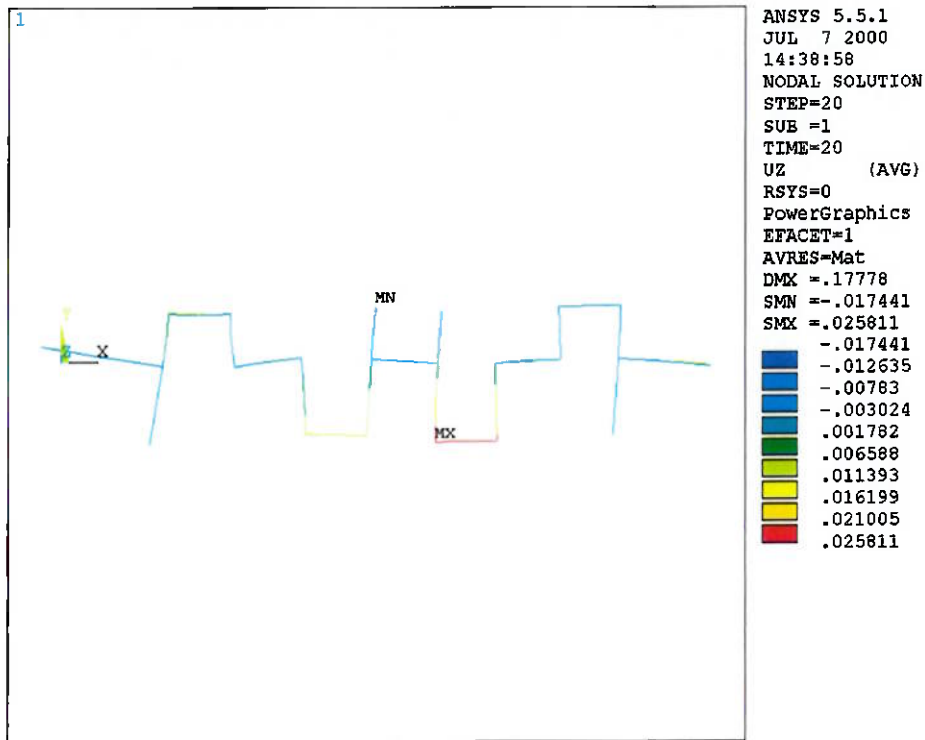


Figura 5.9 - Deslocamentos dos nós no eixo Z (máxima pressão do cilindro 1).

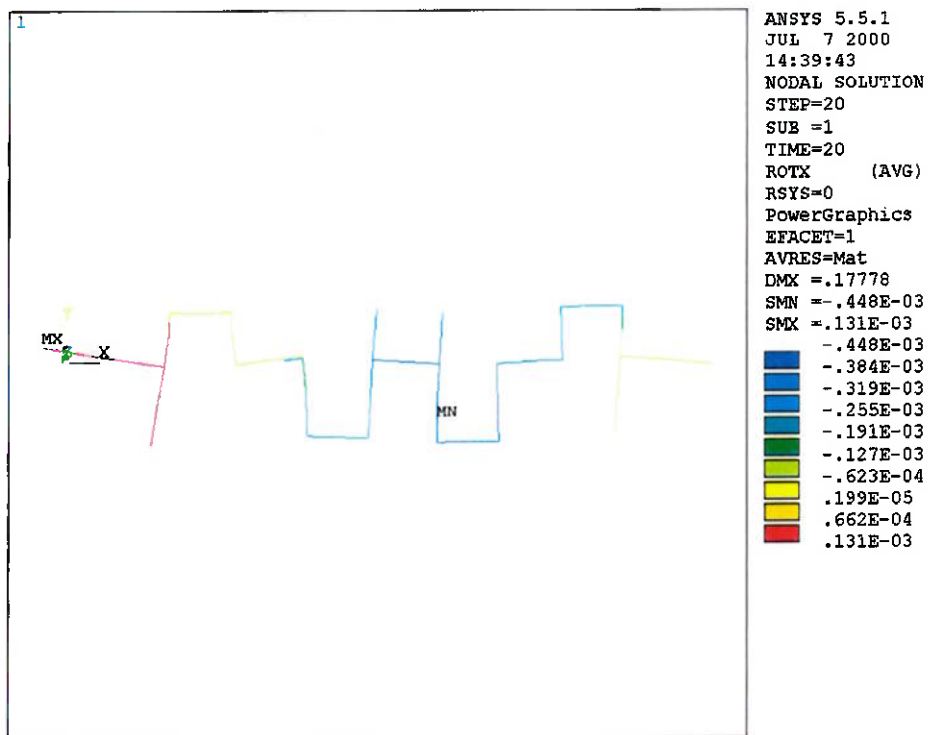


Figura 5.10 - Rotação dos nós em torno de X (máxima pressão do cilindro 1 - valores em graus).

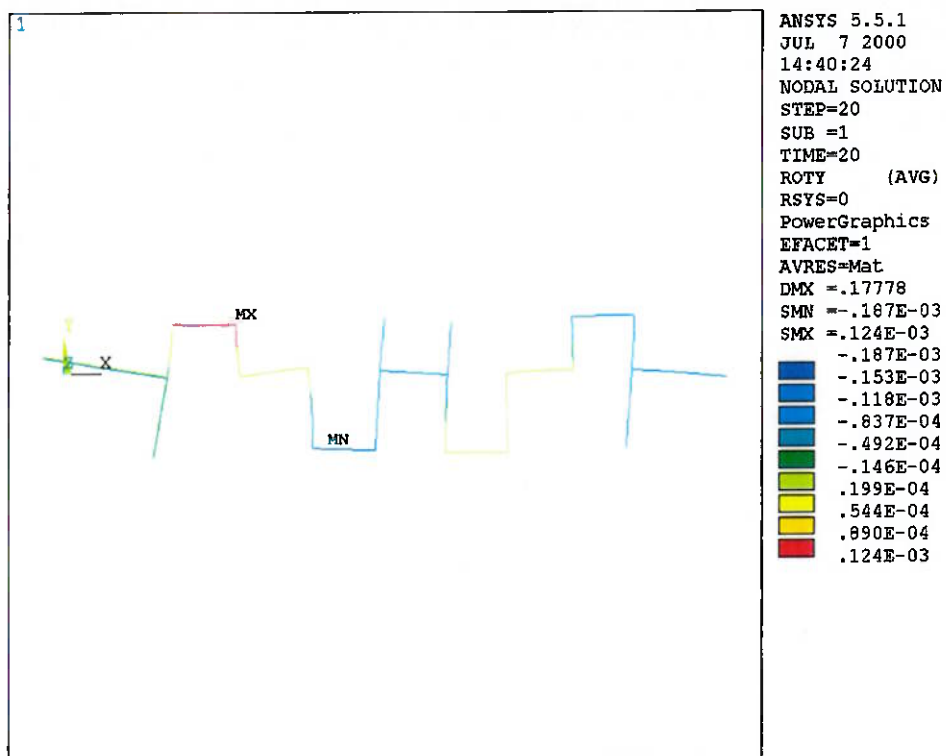


Figura 5.11 - Rotação dos nós em torno de Y (máxima pressão do cilindro 1).

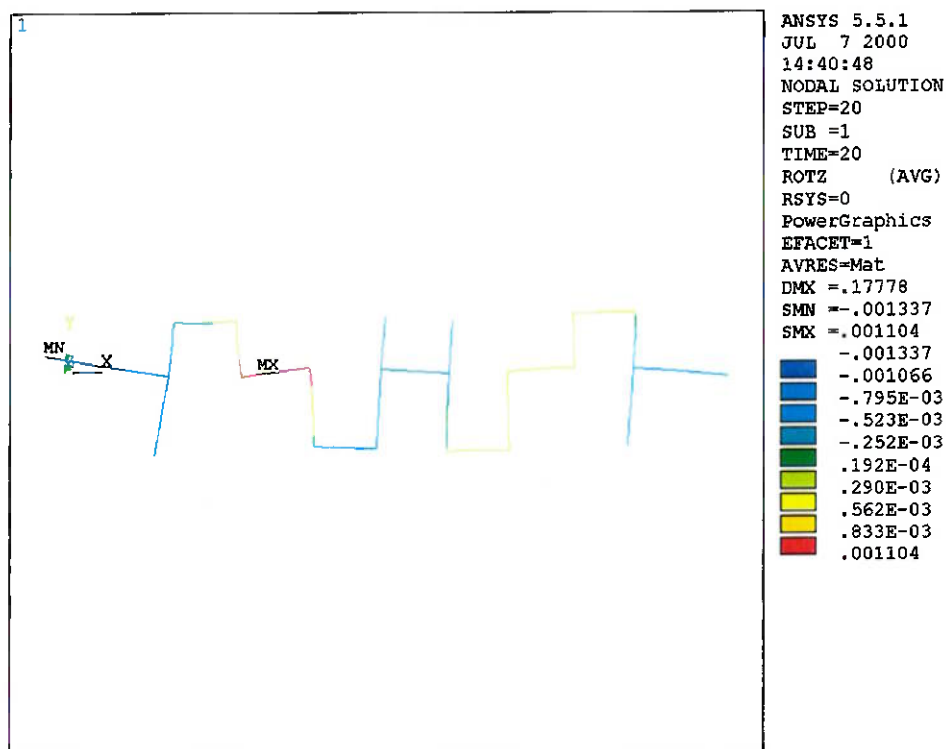


Figura 5.12 - Rotação dos nós em torno de Z (máxima pressão do cilindro 1).

Obs.: Em anexo encontra-se uma listagem dos valores de deslocamentos sofridos por cada nó do modelo no caso de máxima pressão do cilindro1.

## 6 Segundo modelo de girabrequim

Dando continuidade a simulação do girabrequim, nesta etapa analisou-se o comportamento de um modelo de complexidade maior, modelado como sólido. Seria muito interessante que o modelo agora utilizado fosse do mesmo motor do primeiro modelo, ou seja, fosse referente ao mesmo girabrequim utilizado na primeira simulação. Entretanto, isso não foi possível devido à não existência do modelo sólido do girabrequim anterior. Sendo assim, tomou-se outro girabrequim (desenho 2 do Apêndice) para a realização desta etapa.

Para simplificação da análise e obtenção de menores tempos de processamento, tomou-se apenas um colo de biela que é mostrado na figura seguinte.

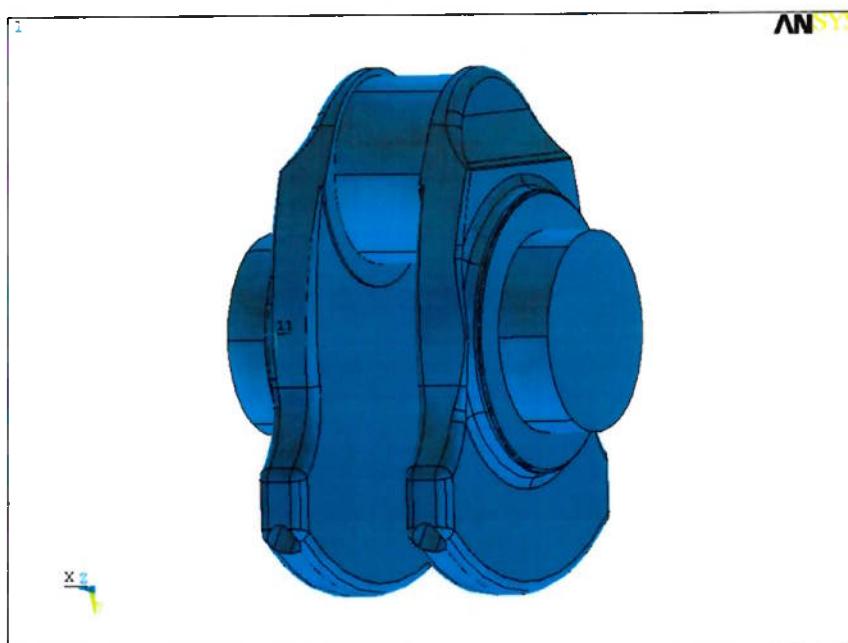


Figura 6.1 - Geometria do segundo modelo.

## 6.1 Tipos de elementos usados

Para a discretização da peça usou-se o elemento Solid45 (ver figura 6.2) que é usualmente usado para o modelamento 3D de estruturas sólidas. O elemento é definido por oito nós que possuem três graus de liberdade cada um: translações nos eixos x, y e z. Possui plasticidade, capacidade de deflexão e deformação. Neste caso foi utilizada a opção tetraédrica do elemento. O elemento Solid45 não possui constantes reais que devem ser definidas.

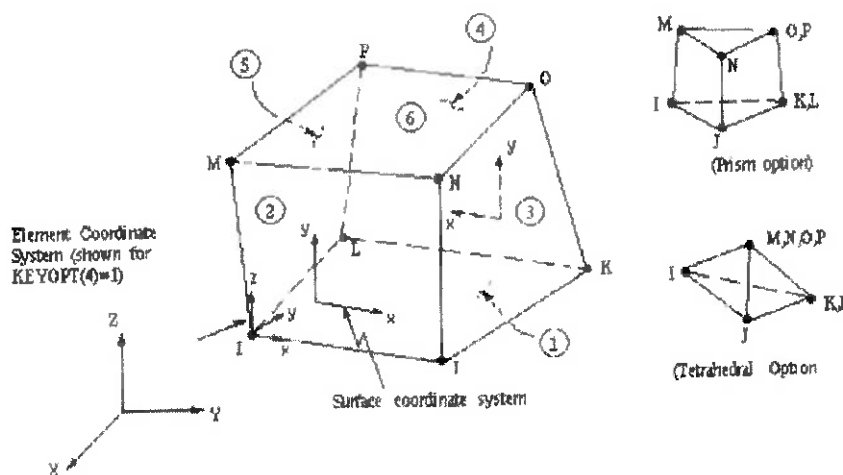


Figura 6.2 - O elemento Solid45.

Para o modelamento dos mancais centrais, ou seja, o sustentamento hidrodinâmico proporcionado pelo lubrificante entre bronzina e eixo foi modelado por "molas" com certo grau de rigidez (encontrado na referência [7] NELSON). Para tanto, usou-se o elemento Link8 que é formado por dois nós com três graus de liberdade cada um (translação em x, y e z), transmite apenas tração/compressão uniaxialmente sem considerar flexão. As constantes reais para esse elemento são: área da seção transversal (considerada  $1 \text{ mm}^2$ ) e deformação inicial do elemento (considerada zero).

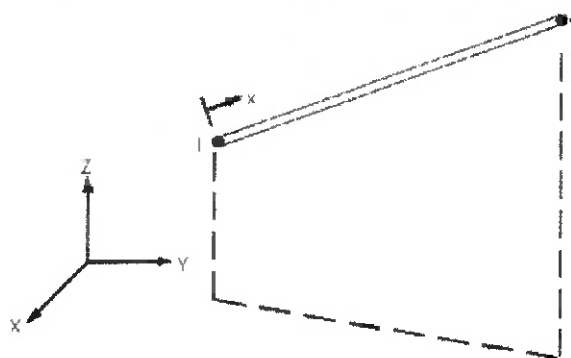


Figura 6.3 - O elemento Link8.

Com relação à malha, não houve mapeamento mas limitou-se o tamanho dos elementos em 10mm (ver figura 6.5). Isto gerou 453 elementos dos 22964 (2% do total) que violaram limites de tamanho (elementos mal gerados) mas esse número pouco compromete na precisão dos resultados. Esses elementos foram gerados dessa maneira devido a complexidade geométrica da peça e exige uma geração de malha bem mais elaborada dependendo da análise a ser realizada.

## 6.2 Materiais utilizados no modelo

A peça foi modelada por material isotrópico com módulo de elasticidade  $E = 210000\text{MPa}$ , coeficiente de Poisson = 0,3 e densidade =  $7.85\text{e-}6\text{ Kg/mm}^3$  (propriedades referentes ao aço). Com relação ao elemento Link8, inicialmente o módulo de elasticidade foi considerado 10 vezes superior ao do aço. O objetivo seria fazer um estudo do comportamento da peça, ou seja, deslocamentos dos nós com a variação do módulo de elasticidade do elemento de mola do mancal. Entretanto, isso não foi possível devido a diversos fatores que posteriormente são citados.

### 6.3 Condições de contorno

Os carregamentos na bronzina de biela foram recalculados (para o regime de torque máximo - situação mais crítica) pois o girabrequim é referente a outro motor distinto da primeira simulação.

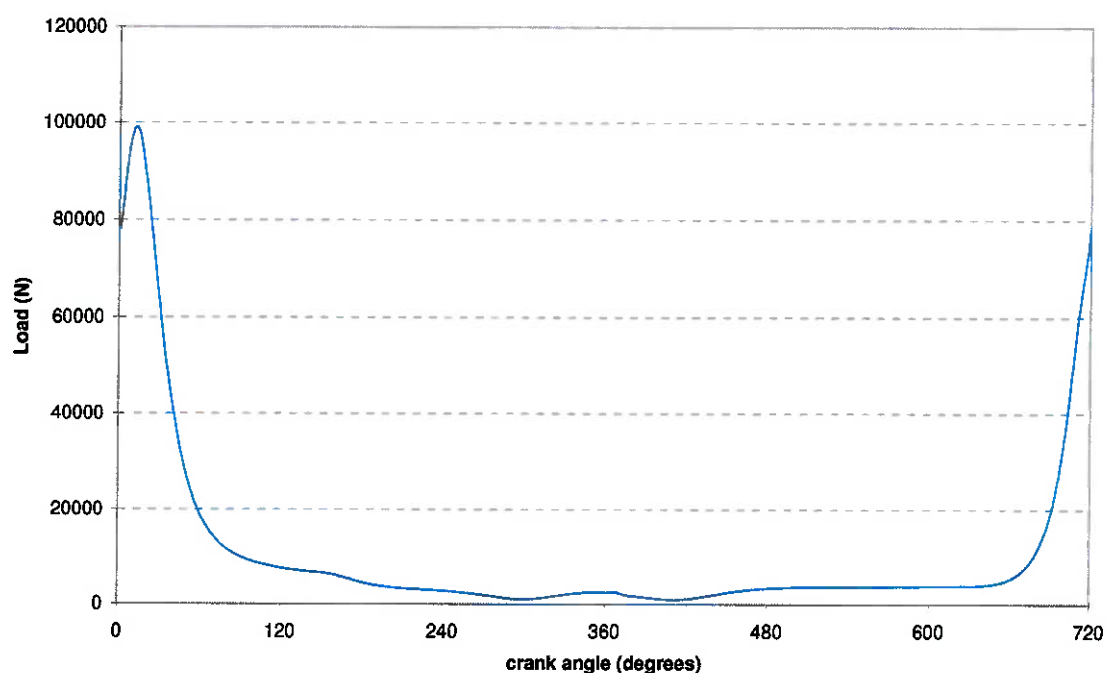


Figura 6.4 - Carregamentos na bronzina de biela.

Através da figura anterior, tomou-se o valor de pico da curva (98000 N) e aplicou-se a força no centro do mancal de biela. Deve-se salientar que este tipo de procedimento gera tensões localizadas muito altas refletindo pouco o que realmente acontece na realidade (a força é aplicada através de um campo de pressão hidrodinâmica ao longo da superfície do colo da biela). Por outro lado, o objetivo do trabalho é analisar o comportamento do eixo (deslocamentos do nós) nos mancais centrais e tal procedimento não influencia de maneira significativa no resultado final.

Na região dos mancais centrais, foram criados nós radialmente espaçados de 55um dos nós da superfície da peça (folga radial entre eixo e bronzina) e gerados elementos de mola entre os mesmos. Os nós radialmente criados ao redor das superfícies foram vinculados nas direções Y e Z impedindo a movimentação dos mesmos.

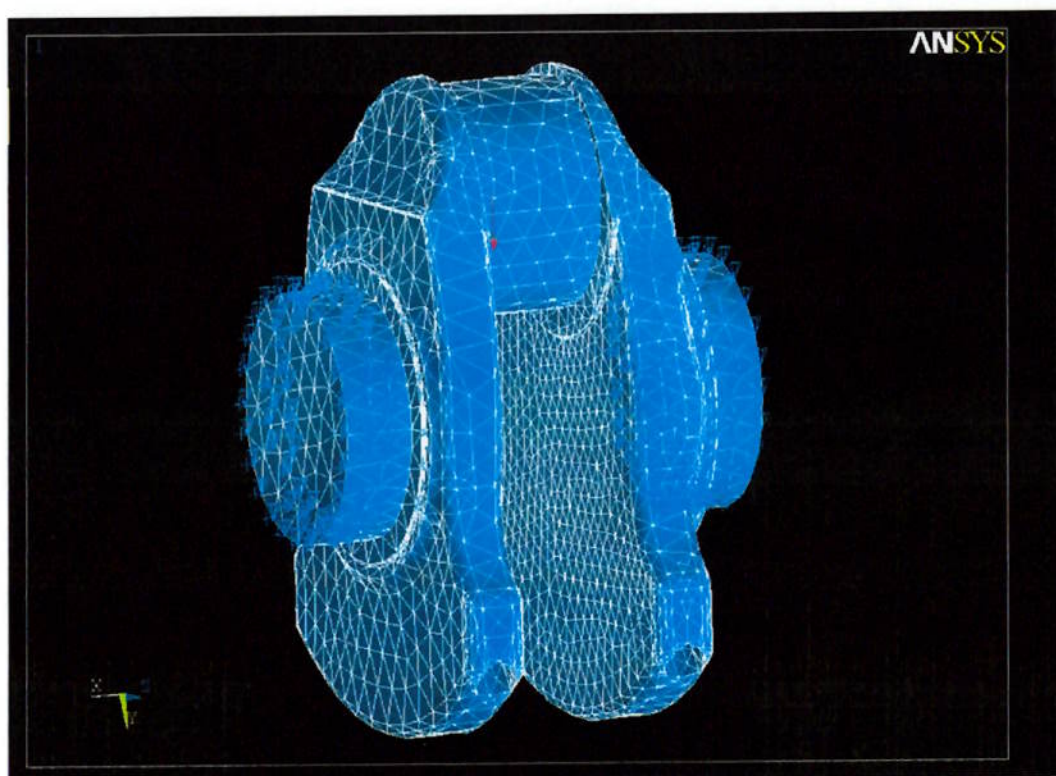


Figura 6.5 - Visualização dos elementos, forças e vínculos.

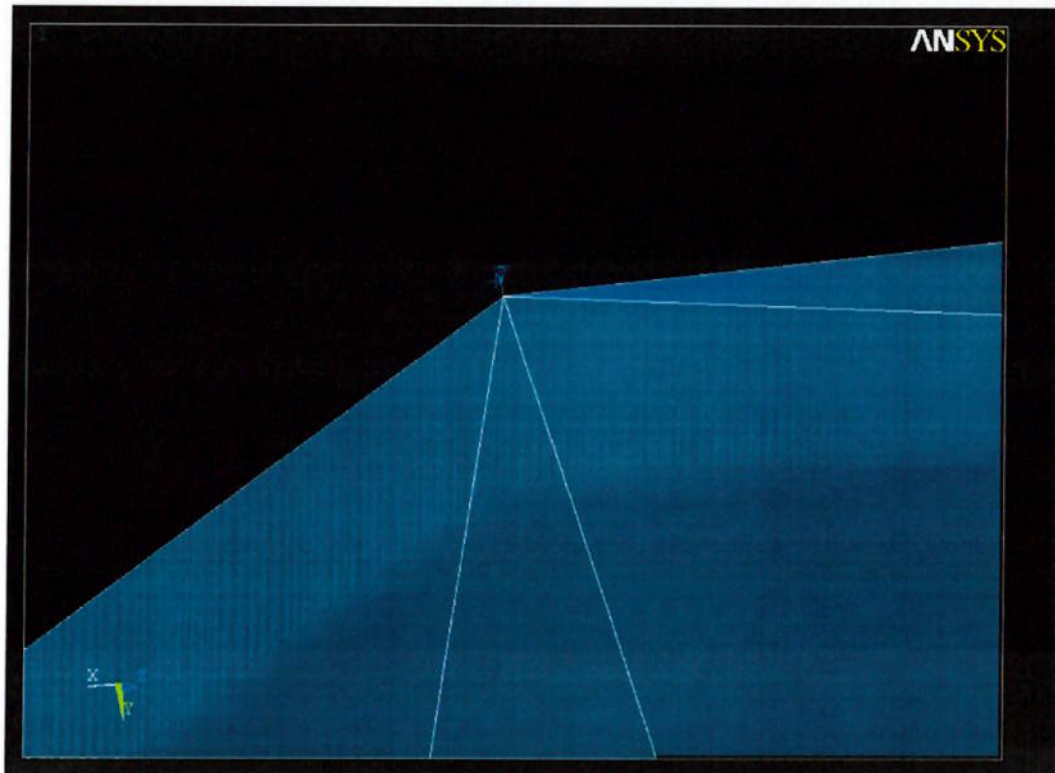


Figura 6.6 - Detalhe do elemento Link8.

## 6.4 Simulação

O programa usado gerou erros para o modelo apresentado anteriormente. Os erros foram sendo interpretados e corrigidos e a cada nova tentativa de solução foram surgindo outros erros e assim sucessivamente. Não foi possível rodar o modelo mas as razões para tanto são apresentadas a seguir.

### 6.4.1 Primeira tentativa

O modelo da figura 6.5 foi rodado e obteve-se a seguinte mensagem de erro:

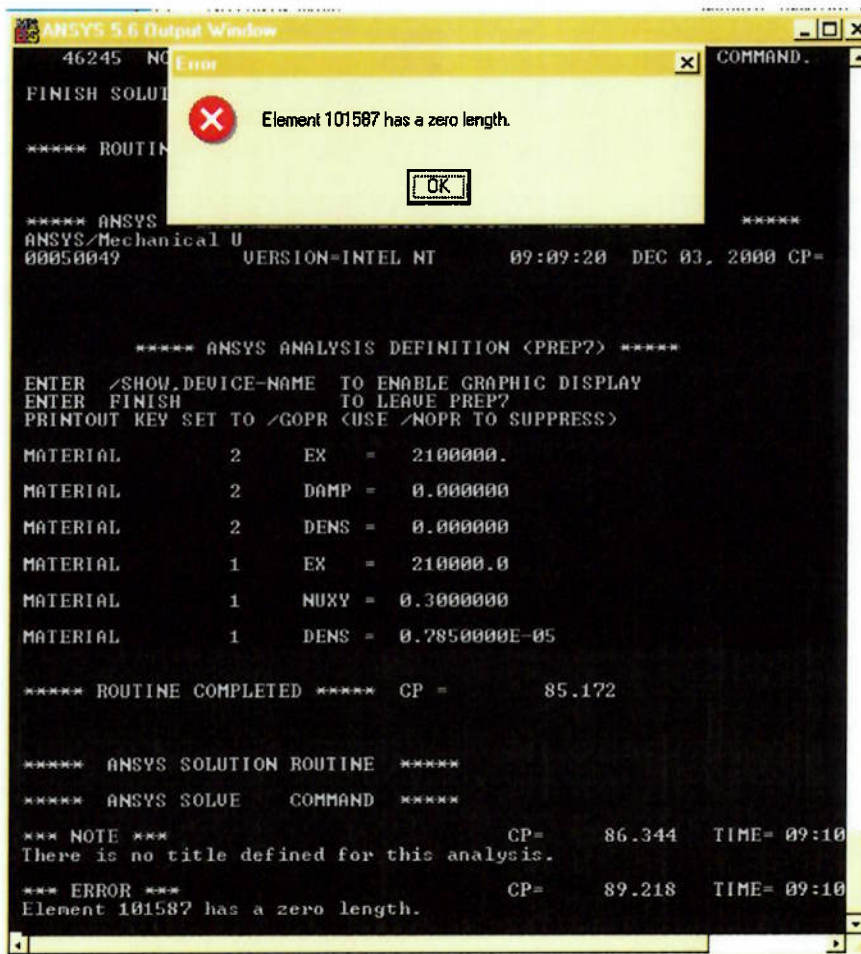


Figura 6.7 - Mensagem de erro 1.

A mensagem indica que o elemento 101587 possui comprimento zero.

Analisando o elemento, nota-se que ele é um elemento do tipo Link8 e faz parte do conjunto de molas ao longo dos mancais (figura 6.8). Através desta mensagem conclui-se que o programa não consegue identificar o elemento devido a diferença de tamanho entre elementos Link8 e Solid45, sendo esses últimos quase duzentos vezes maiores. Isto gera erros de truncamento pois o programa considera os elementos Link8 não significativos devido ao reduzido tamanho imposto à eles. Como solução aumentou-se o tamanho dos mesmos para 1.5mm.

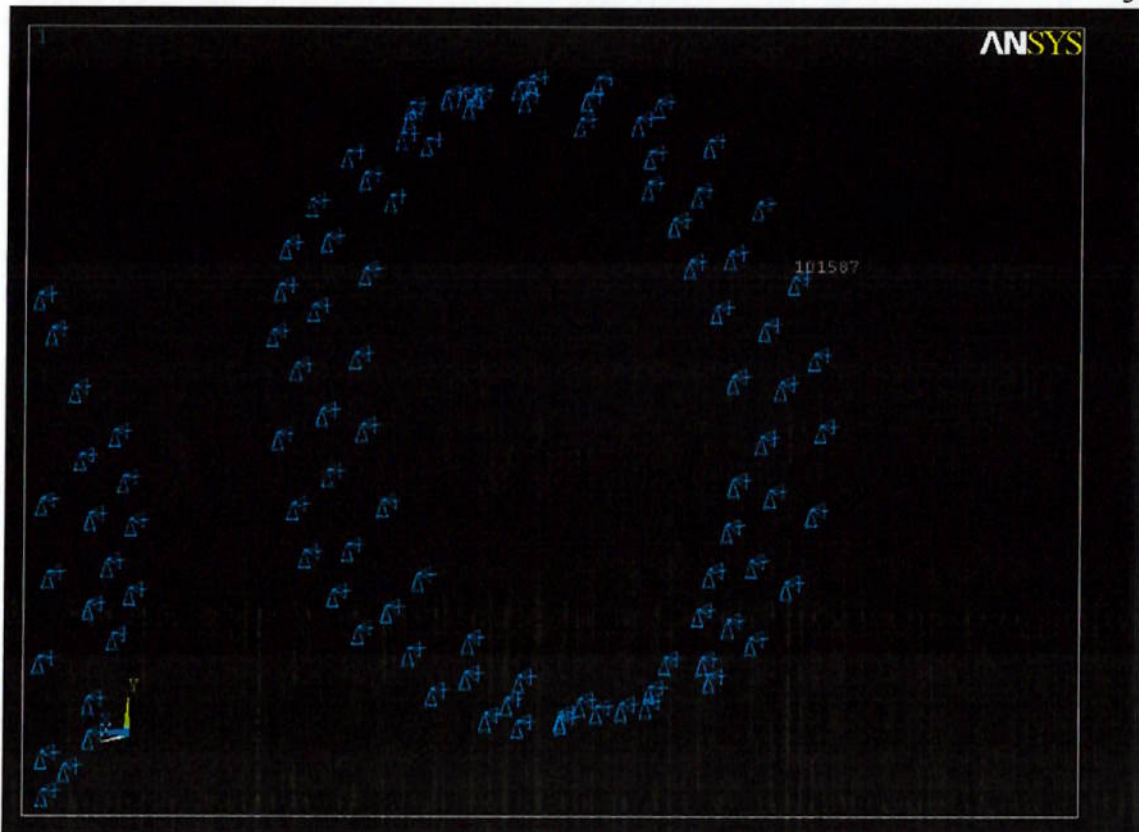


Figura 6.8 - Elemento 101587.

#### 6.4.2 Segunda tentativa

Na segunda tentativa surgiu outra mensagem de erro agora relativa aos graus de liberdade, indicando que o limite de vínculos impostos foi excedido.

```

ANSYS 5.6 Output Window
TYPE  NUMBER  ENAME  TOTAL CP  AVE CP
   1    20030  SOLID45   24.896   0.001243
   3     60    LINK8    0.010   0.000167
Time at end of element matrix formulation CP= 85.6631775.
Solution Preparation Element= 13000 Cum. Iter.= 1 CP= 91.391
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Estimated number of active DOF= 15555.
Maximum wavefront= 853.

Equation Solution Element= 3810 Cum. Iter.= 1 CP= 101.726
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Small pivot at node 10549 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 10549 UZ. Check for unconstrained model.
Equation Solution Element= 10900 Cum. Iter.= 1 CP= 112.642
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Small pivot at node 6313 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6331 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6314 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6361 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6376 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 7045 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 7045 UZ. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 595 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 594 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 594 UZ. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UY. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UZ. Check for unconstrained model.
Time at end of matrix triangularization CP= 119.421722.
Equation solver maximum pivot= 3.624325396E+09 at node 7725 UX.
Equation solver minimum pivot= -8.775328752E-06 at node 594 UZ.

      R E S T A R T   I N F O R M A T I O N
REASON FOR TERMINATION. . . . .DOF LIMIT EXCEEDED
RESTART BY RE-RUNNING THE ANALYSIS
ALL CURRENT ANSYS DATA WRITTEN TO FILE NAME= modelo_solido.db
FOR POSSIBLE RESUME FROM THIS POINT

```

Figura 6.9 - Mensagem de erro 2.

Para solucionar o problema gerou-se uma malha mais esparsa com menos nós e elementos maiores. Neste caso limitou-se o tamanho dos elementos em 12mm. Isto gerou 547 elementos dos 17962 novos que violaram limites de tamanho (3% do total). A nova configuração pode ser visualizada na figura seguinte:

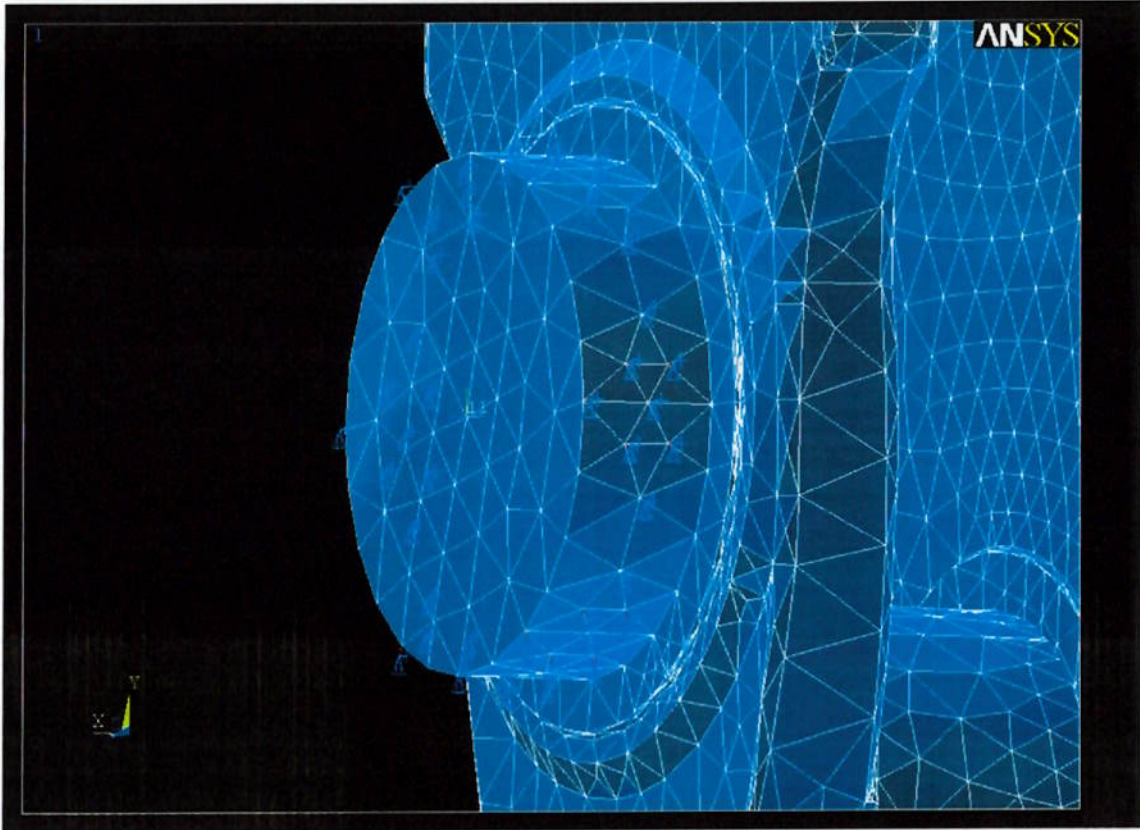


Figura 6.10 - Detalhe mancal com malha mais esparsa.

### 6.4.3 Terceira tentativa

A terceira tentativa gerou o mesmo erro anterior indicado que o limite dos graus de liberdade impostos (vínculos) foi excedido. Para solucionar retirou-se alguns elementos de mola deixando os restantes espaçados a cada sessenta graus.

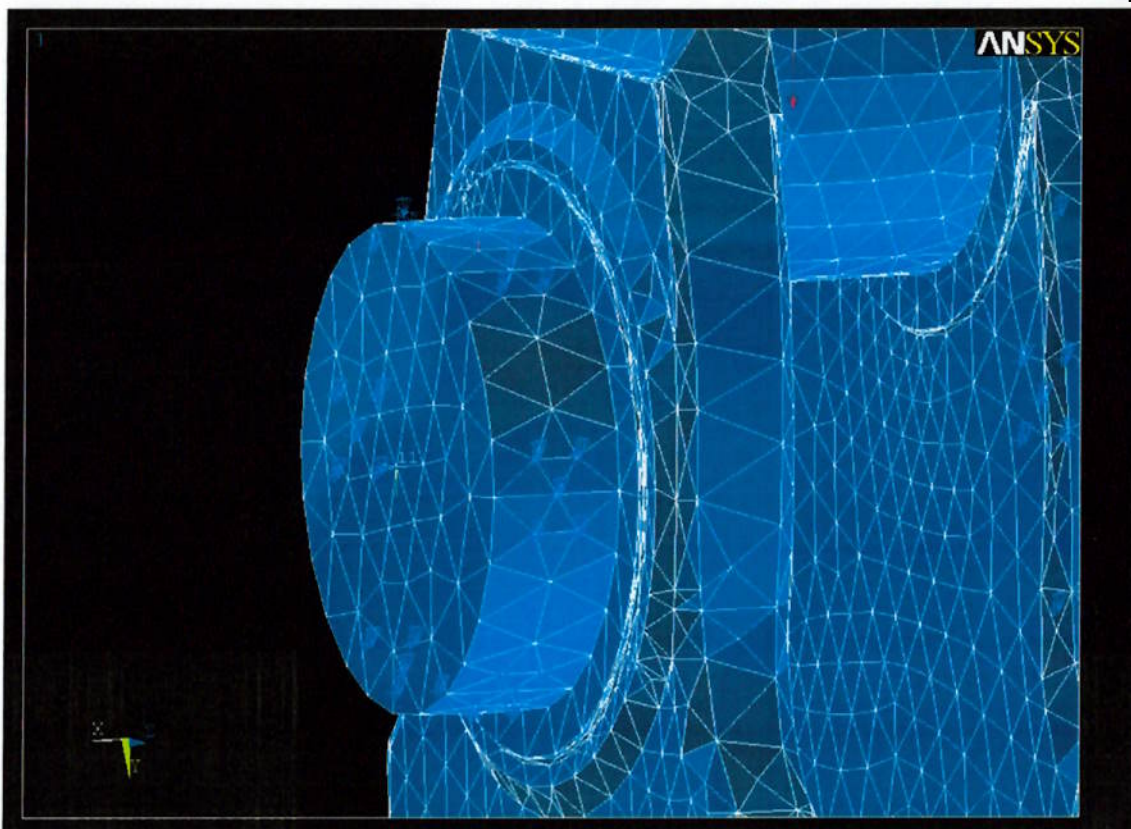


Figura 6.11 - Elementos dispostos a sessenta graus.

Além disso, notou-se que alguns nós estavam relativamente afastados da peça e não havia motivo aparente para estarem naquela posição (Figura 6.12 - foi plotada a numeração de cada nó para melhor identificação, por isso o aspecto da figura). Tentativas de apagar os nós foram realizadas mas sem sucesso pois o programa interpretava que os mesmos estavam vinculados a elementos. Descobriu-se em seguida que não havia elementos próximos daquela região e que provavelmente este erro foi gerado devido à importação do modelo com extensão de arquivo IGS. Mesmo com estes nós afastados da peça tentou-se rodar a simulação. Entretanto nova mensagem de erro apareceu relativa a número de graus de liberdade.

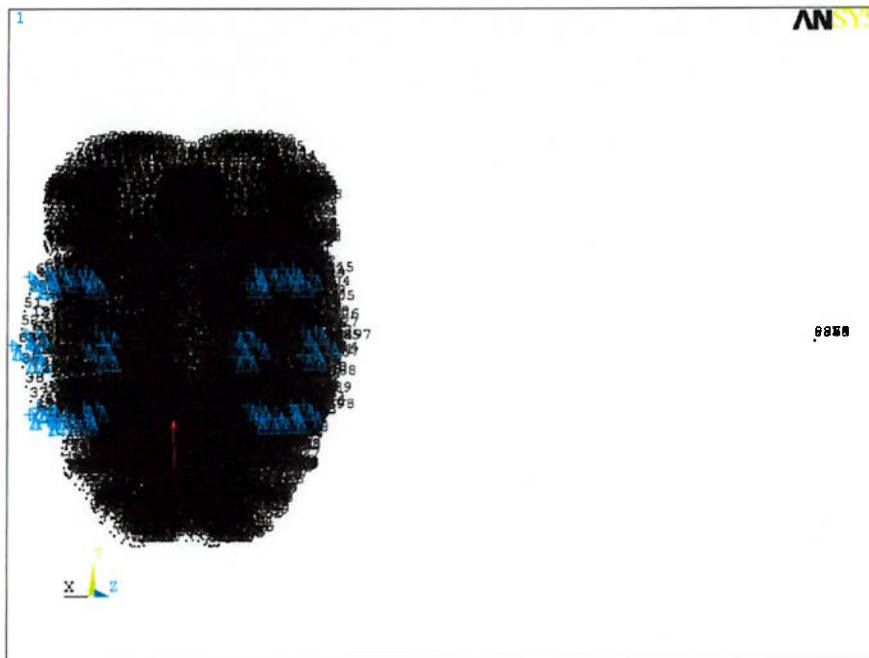


Figura 6.12: Nós afastados do modelo.

```

ANSYS 5.6 Output Window
1  20030 SOLID45      26.308  0.001313
3   60 LINK8         0.010  0.000167
Time at end of element matrix formulation CP= 375.580048.
Solution Preparation Element= 5000 Cum. Iter.= 1 CP= 377.823
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Estimated number of active DOF= 15555.
Maximum wavefront= 853.

Equation Solution Element= 2180 Cum. Iter.= 1 CP= 387.417
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Equation Solution Element= 6000 Cum. Iter.= 1 CP= 398.413
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Small pivot at node 10549 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 10549 UZ. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6313 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6331 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6314 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6361 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 6376 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 7045 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 7045 UZ. Check for unconstrained model.
Equation Solution Element= 19820 Cum. Iter.= 1 CP= 409.299
Time= 1.0000 Load Step= 1 Substep= 1 Equilibrium Iteration= 1.
Small pivot at node 595 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 594 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 594 UZ. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UX. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UY. Check for unconstrained model.
Small pivot at node 638 UZ. Check for unconstrained model.
Time at end of matrix triangularization CP= 409.388672.
Equation solver maximum pivot= 3.624325396E+09 at node 7725 UX.
Equation solver minimum pivot= -8.775328752E-06 at node 594 UZ.

RESTART INFORMATION
REASON FOR TERMINATION. . . . .DOF LIMIT EXCEEDED
RESTART BY RE-RUNNING THE ANALYSIS
ALL CURRENT ANSYS DATA WRITTEN TO FILE NAME= modelo_solido.db
FOR POSSIBLE RESUME FROM THIS POINT
  
```

Figura 6.13: Mensagem de erro 3.

#### 6.4.4 Quarta tentativa

Para tentar erradicar o problema de excessivo número de vínculos e ao mesmo tempo testar o programa, colocou-se apenas dois vínculos em cada lado do modelo (figura 6.14). A mensagem de erro anteriormente vista não retornou mas apareceu outra (figura 6.15) indicando erro de temperatura referente às propriedades do material usado no modelo. A análise foi definida estrutural-estática ao programa, sendo tal erro incompreensível.

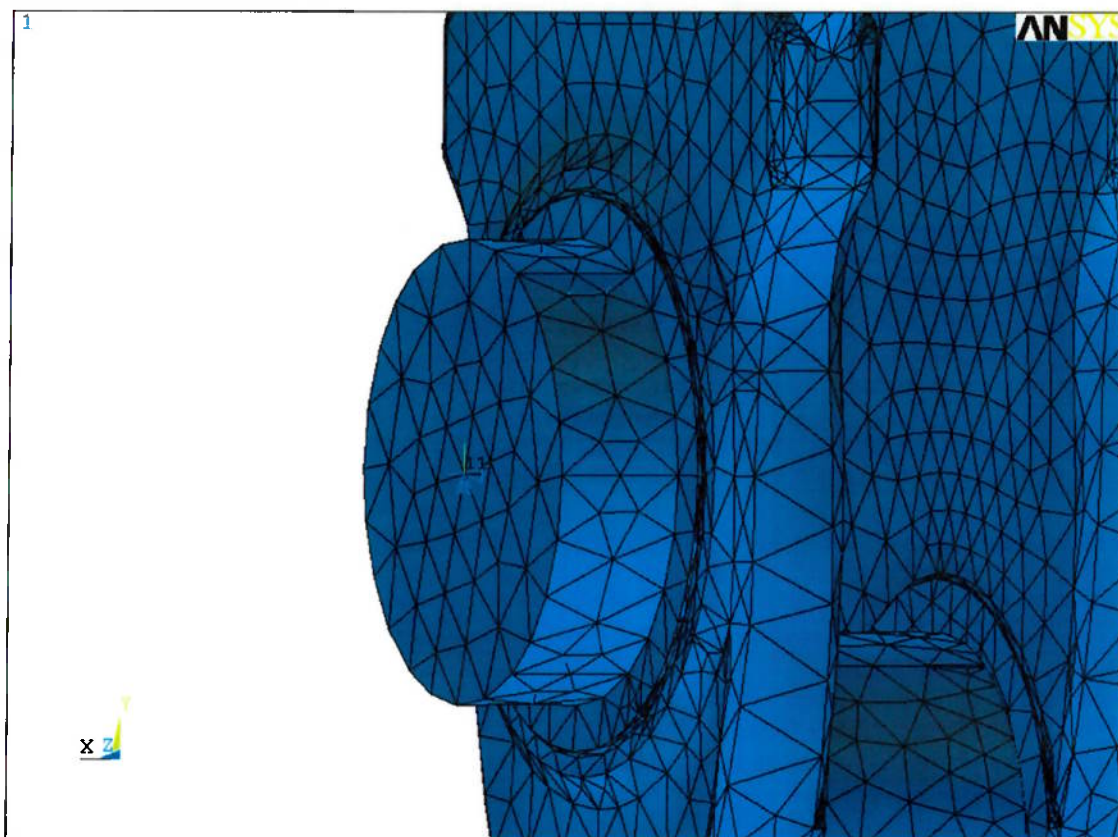


Figura 6.14: Vínculos em apenas um nó do modelo.

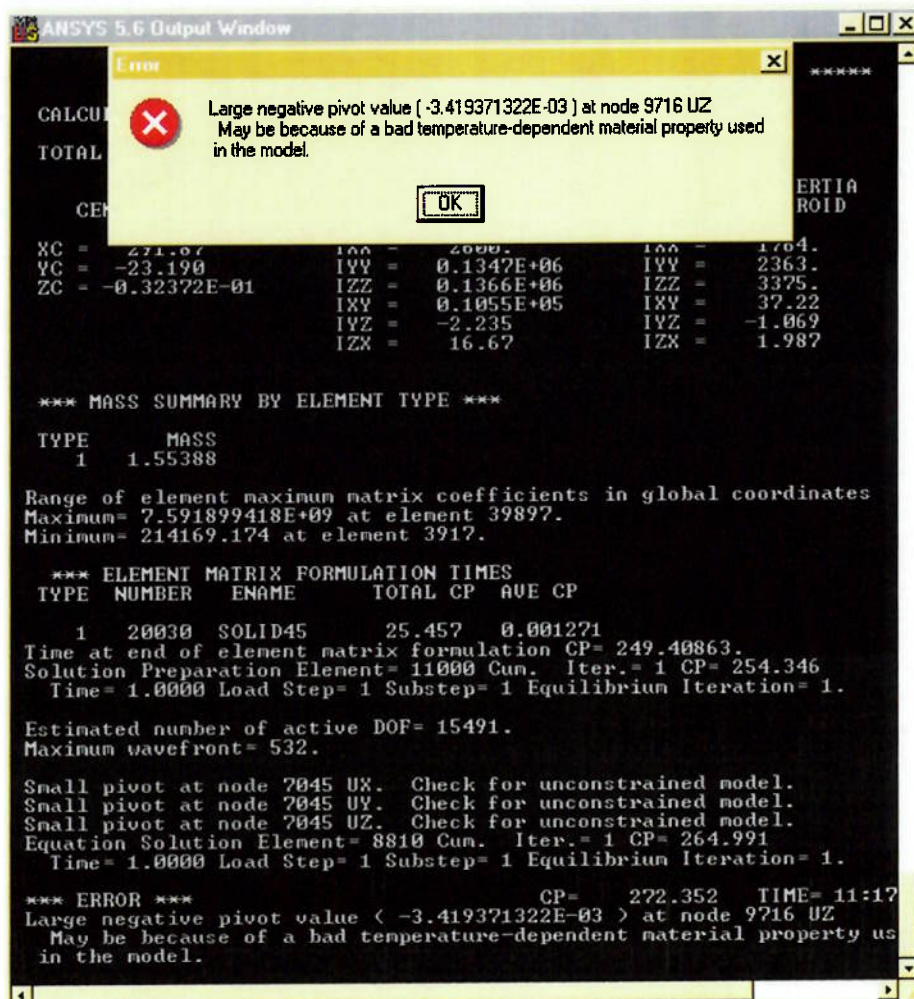


Figura 6.15: Mensagem de erro 4.

## 7 Conclusões finais e recomendações

O método dos elementos finitos começou a ser implementado na metade dos anos 50 com o desenvolvimento da computação digital, entretanto, a idéia de dividir o meio contínuo em um número discreto de pequenas sub-regiões foi sugerido em 1943 por Courant com seu trabalho “Variational Methods for the Solution of Problems of Equilibrium and Vibration” (ASTLEY - pág 1). Desde então o assunto começou a ganhar cada vez mais importância e a ser desenvolvido paralelamente à computação. O

método é usado nos mais diversos tipos de análises algumas anteriormente citadas (seção 5.4). Além disso, com o avanço tecnológico dos processadores e da microinformática em geral, o tempo de processamento está diminuindo o que possibilita a resolução de modelos mais complexos que possuem milhares de elementos.

Neste trabalho analisou-se o comportamento de um girabrequim durante o ciclo do motor (720 graus de ângulo de manivela do girabrequim) com o objetivo de identificar os desalinhamentos axiais e as rotações que o eixo sofre em cada mancal central e também nos mancais do colo da biela. Para tanto foram desenvolvidos dois modelos com grau de dificuldade de análise diferentes.

Com relação à primeira simulação, pode-se concluir que o modelo respondeu de maneira esperada ao carregamento aplicado e os nós do modelo apresentaram deslocamentos (seção 5.5) da mesma ordem de grandeza das folgas envolvidas entre eixo e bronzina durante o funcionamento do motor. O modelo desenvolvido nesta simulação apresentou um comportamento promissor quanto à um comportamento real de girabrequim. Para a segunda simulação pode-se concluir que os erros finais que apareceram foram provavelmente causados devido a problemas de importação do modelo sólido entre softwares (software de modelagem e elementos finitos). Este tipo de erro é comum e neste caso resta ao engenheiro arrumar o modelo no programa de elementos finitos. O modelo de girabrequim importado para a segunda simulação não apresentou erros aparentes no modelamento geométrico, mas apresentava problemas na geração da malha.

Este trabalho mostrou como é feita uma simulação em elementos finitos e serviu de exemplo de como um problema pode ser analisado de maneiras diferentes com grau de dificuldades distintos. É importante lembrar que uma modelagem de um problema bem

feita gera melhores resultados e que em primeiro momento devem ser analisados qualitativamente e, posteriormente, quantitativamente. A análise quantitativa é feita comparando os resultados com medições em ensaios e serve para calibração do modelo para que o mesmo possa ser simulado em outros regimes de funcionamento.

Finalizando, é importante destacar que a busca por um modelo que represente de maneira satisfatória a “realidade” é um processo iterativo entre resultados de simulação e dados medidos. Alterações feitas no modelo deixando-o com complexidade maior podem gerar resultados mais precisos ou apenas aumentar o tempo de processamento e não contribuir em uma melhoria significativa do resultado final. Por isso, é importante que simulação numérica e ensaios de bancada caminhem juntos para que se economize tempo e dinheiro no projeto de componentes.

## Anexo

Listagem dos deslocamentos sofridos pelos nós do modelo na simulação 1 para a  
máxima pressão do cilindro 1:

PRINT DOF NODAL SOLUTION PER NODE

\*\*\*\*\* POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING \*\*\*\*\*

LOAD STEP= 20 SUBSTEP= 1

TIME= 20.000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL  
COORDINATES

NODE	UX	UY	UZ	ROTX	ROTY	ROTZ
1	-0.10418	0.86982E-01	-0.27321E-02	0.13051E-03	-0.42000E-04	-0.13372E-02
2	-0.10418	0.23868E-01	-0.74969E-03	0.13051E-03	-0.42000E-04	-0.13372E-02
3	-0.10418	0.68937E-01	-0.21653E-02	0.13051E-03	-0.42000E-04	-0.13372E-02
4	-0.10418	0.52496E-01	-0.16489E-02	0.13051E-03	-0.42000E-04	-0.13372E-02
5	-0.10418	0.37517E-01	-0.11784E-02	0.13051E-03	-0.42000E-04	-0.13372E-02
6	-0.17607	-0.23789E-01	-0.63454E-02	0.13051E-03	-0.40555E-04	-0.13238E-02
7	-0.10418	-0.23789E-01	0.74110E-03	0.13051E-03	-0.40555E-04	-0.13238E-02
8	-0.15417	-0.23789E-01	-0.41870E-02	0.13051E-03	-0.40555E-04	-0.13238E-02
9	-0.13513	-0.23789E-01	-0.23101E-02	0.13051E-03	-0.40555E-04	-0.13238E-02
10	-0.11858	-0.23789E-01	-0.67802E-03	0.13051E-03	-0.40555E-04	-0.13238E-02
11	-0.74072E-01	-0.25604E-01	0.44722E-02	0.61187E-04	0.95931E-04	-0.20643E-03
12	-0.90942E-01	-0.24324E-01	0.23194E-02	0.12934E-03	-0.13491E-05	-0.85920E-03

13 -0.80551E-01-0.24896E-01 0.36148E-02 0.73973E-04 0.41073E-04-  
0.82157E-03

14 -0.74072E-01-0.27051E-01-0.30944E-03-0.25085E-05 0.12351E-03 0.13444E-  
03

17 -0.50046E-01-0.25187E-01 0.11745E-02-0.76557E-04 0.54588E-04 0.10948E-  
02

18 -0.70108E-01-0.26329E-01-0.13098E-03-0.28885E-04 0.95538E-04 0.50657E-  
03

19 -0.61895E-01-0.25717E-01 0.37270E-03-0.54109E-04 0.73190E-04 0.82163E-  
03

20 -0.50046E-01 0.24946E-01-0.92974E-03-0.14501E-03 0.36494E-04 0.10797E-  
02

23 -0.23412E-01 0.25586E-01 0.97441E-02-0.24517E-03-0.18156E-03-0.17993E-  
03

24 -0.36798E-01 0.25089E-01 0.13067E-02-0.17116E-03-0.97821E-05 0.79887E-  
03

25 -0.27881E-01 0.25241E-01 0.38487E-02-0.19750E-03-0.60556E-04 0.49851E-  
03

26 -0.23375E-01 0.25406E-01 0.66750E-02-0.22293E-03-0.11715E-03 0.17425E-  
03

27 -0.23412E-01 0.13818E-01 0.17566E-01-0.29659E-03-0.18073E-03-0.35036E-  
03

30 0.19914E-15 0.11574E-01-0.22606E-02-0.40918E-03-0.99571E-04-0.51123E-  
03

31 -0.17868E-01 0.13116E-01 0.13172E-01-0.31029E-03-0.15443E-03-  
0.41555E-03

32 -0.12082E-01 0.12562E-01 0.82434E-02-0.39965E-03-0.13459E-03-0.41945E-  
03

33 -0.62066E-02 0.12057E-01 0.29075E-02-0.40474E-03-0.11670E-03-0.46634E-  
03

34 0.18967E-01 0.11574E-01-0.17441E-01-0.40918E-03-0.99571E-04-0.51123E-  
03

35 0.63222E-02 0.11574E-01-0.73208E-02-0.40918E-03-0.99571E-04-0.51123E-  
03

36 0.12644E-01 0.11574E-01-0.12381E-01-0.40918E-03-0.99571E-04-0.51123E-  
03

37 0.52331E-18-0.11020E-01 0.22323E-02-0.42043E-03-0.96617E-04-0.47302E-  
03

38 0.99572E-16 0.57422E-02-0.11270E-02-0.41199E-03-0.98898E-04-0.50809E-  
03

39 0.0000 0.0000 0.0000 -0.41481E-03-0.98423E-04-0.49553E-03

40 -0.34157E-18-0.55742E-02 0.11213E-02-0.41762E-03-0.97783E-04-0.48127E-  
03

41 0.17549E-01-0.11020E-01-0.13366E-01-0.42043E-03-0.96617E-04-0.47302E-  
03

42 0.58497E-02-0.11020E-01-0.29670E-02-0.42043E-03-0.96617E-04-0.47302E-  
03

43 0.11699E-01-0.11020E-01-0.81662E-02-0.42043E-03-0.96617E-04-  
0.47302E-03

44 -0.11197E-01-0.95875E-02 0.25811E-01-0.44781E-03 0.53764E-04 0.63099E-  
04

45 -0.50567E-02-0.10711E-01 0.75954E-02-0.42408E-03-0.64879E-04-0.32343E-  
03

46 -0.83106E-02-0.10389E-01 0.13240E-01-0.42668E-03-0.31723E-04-0.16715E-  
03

47 -0.10537E-01-0.10036E-01 0.19323E-01-0.44784E-03 0.50418E-05-0.15418E-  
03

48 -0.11197E-01-0.70493E-02 0.23069E-01-0.44217E-03 0.71211E-04 0.52753E-  
04

51 -0.22700E-01-0.81866E-02 0.21371E-03-0.39146E-03 0.11259E-04 0.35168E-  
03

52 -0.12434E-01-0.73691E-02 0.17330E-01-0.43537E-03 0.53502E-04 0.13680E-  
03

53 -0.14782E-01-0.76618E-02 0.11572E-01-0.42296E-03 0.37942E-04 0.21375E-  
03

54 -0.18210E-01-0.79330E-02 0.58558E-02-0.40782E-03 0.23982E-04 0.28503E-  
03

55 -0.22700E-01 0.85911E-02-0.64611E-04-0.34739E-03 0.61493E-07 0.37839E-  
03

58 -0.33515E-01 0.98674E-02-0.11929E-01-0.28480E-03-0.11094E-03 0.19183E-  
03

59 -0.27051E-01 0.89541E-02-0.42639E-02-0.33212E-03-0.29899E-04  
0.32532E-03

60 -0.30696E-01 0.93728E-02-0.82439E-02-0.31211E-03-0.65892E-04 0.26412E-  
03

61 -0.33515E-01 0.15009E-01-0.69935E-02-0.20172E-03-0.11813E-03 0.37301E-  
04

64 -0.44615E-01 0.14254E-01-0.29106E-02-0.25081E-04-0.12124E-03-0.58719E-  
03

65 -0.35144E-01 0.14719E-01-0.46209E-02-0.18197E-03-0.11936E-03-0.30075E-  
03

66 -0.38994E-01 0.14481E-01-0.32803E-02-0.34717E-04-0.12033E-03-0.32183E-  
03

67 -0.76499E-01 0.14254E-01-0.15487E-02-0.25081E-04-0.12124E-03-0.58719E-  
03

68 -0.51138E-01 0.14254E-01-0.26319E-02-0.25081E-04-0.12124E-03-0.58719E-  
03

69 -0.58544E-01 0.14254E-01-0.23156E-02-0.25081E-04-0.12124E-03-0.58719E-  
03

70 -0.66952E-01 0.14254E-01-0.19564E-02-0.25081E-04-0.12124E-03-0.58719E-  
03

73 -0.44615E-01-0.10391E-01 0.21103E-02-0.11688E-05-0.12128E-03-0.59722E-  
03

74 -0.44615E-01 0.65840E-02-0.13386E-02-0.17594E-04-0.12127E-03-0.59510E-  
03

75 -0.44615E-01 0.0000 0.0000 -0.11218E-04-0.12128E-03-0.59722E-03  
76 -0.44615E-01-0.56125E-02 0.11398E-02-0.57905E-05-0.12128E-03-0.59722E-  
03  
77 -0.44615E-01-0.24068E-01 0.48877E-02 0.0000 -0.12128E-03-0.59722E-03  
78 -0.44615E-01-0.14950E-01 0.30361E-02 0.0000 -0.12128E-03-0.59722E-03  
79 -0.44615E-01-0.19509E-01 0.39619E-02 0.0000 -0.12128E-03-0.59722E-03  
80 -0.74072E-01-0.27443E-01 0.34204E-02 0.45263E-04 0.10357E-03-0.13597E-  
03  
81 -0.74072E-01-0.28367E-01 0.22694E-02 0.29339E-04 0.11470E-03-0.33312E-  
04  
82 -0.74072E-01-0.28152E-01 0.10033E-02 0.13415E-04 0.12334E-03 0.68009E-  
04  
83 -0.23412E-01 0.23435E-01 0.11700E-01-0.25803E-03-0.18731E-03-0.22821E-  
03  
84 -0.23412E-01 0.20730E-01 0.13684E-01-0.27088E-03-0.18681E-03-0.28472E-  
03  
85 -0.23412E-01 0.17448E-01 0.15641E-01-0.28373E-03-0.18348E-03-0.33144E-  
03  
86 -0.11197E-01-0.88631E-02 0.25215E-01-0.44640E-03 0.59098E-04 0.70944E-  
04  
87 -0.11197E-01-0.81496E-02 0.24555E-01-0.44499E-03 0.65985E-04 0.61044E-  
04  
88 -0.11197E-01-0.75776E-02 0.23826E-01-0.44358E-03 0.71124E-04 0.49585E-  
04

89 -0.33515E-01 0.11804E-01-0.10727E-01-0.26403E-03-0.11592E-03  
0.17037E-03  
90 -0.33515E-01 0.13387E-01-0.94883E-02-0.24326E-03-0.11775E-03 0.12503E-  
03  
91 -0.33515E-01 0.14430E-01-0.82419E-02-0.22249E-03-0.11797E-03 0.74458E-  
04  
92 -0.50046E-01-0.12614E-01 0.56354E-03-0.93671E-04 0.51877E-04 0.11042E-  
02  
93 -0.50046E-01 0.0000 0.0000 -0.11079E-03 0.46295E-04 0.11019E-02  
94 -0.50046E-01 0.12536E-01-0.49286E-03-0.12790E-03 0.40336E-04 0.10922E-  
02  
95 -0.22700E-01-0.41404E-02 0.92706E-04-0.38045E-03 0.96381E-05 0.35745E-  
03  
96 -0.22700E-01 0.0000 0.0000 -0.36943E-03 0.63052E-05 0.36817E-03  
97 -0.22700E-01 0.42664E-02-0.50139E-04-0.35841E-03 0.26498E-05 0.37733E-  
03  
98 -0.10418 0.11934E-01-0.37485E-03 0.13051E-03-0.42000E-04-0.13372E-02  
99 -0.10418 0.0000 0.0000 0.13051E-03-0.42000E-04-0.13372E-02  
100 -0.10418 -0.11924E-01 0.37377E-03 0.13051E-03-0.41638E-04-0.13338E-02

#### MAXIMUM ABSOLUTE VALUES

NODE	6	1	44	47	83	98
VALUE	-0.17607	0.86982E-01	0.25811E-01	-0.44784E-03	-0.18731E-03-	0.13372E-02

### Referências Bibliográficas

Os artigos técnicos encontrados relacionados ao tema estão listados a seguir:

- [1] OKAMURA H., SHINNO A., YAMANAKA T., SUZUKI A., SOGABE K.;  
*Simple modeling and analysis for a crankshaft three-dimensional vibrations, part 1: background and application to free vibrations* ; Journal of Vibration and Acoustics, v 117, n 1, Jan 1995, p 70-79;
- [2] OKAMURA H., SHINNO A., YAMANAKA T., SUZUKI A., SOGABE K.;  
*Simple modeling and analysis for a crankshaft three-dimensional vibrations, part 2: application to an operating engine crankshaft* ; Journal of Vibration and Acoustics, v 117, n 1, Jan 1995, p 80-86;
- [3] SMAILI Ahmad A., KHAETAWAT Mahaveer P.; *Dynamic modeling of automotive engine cranksahfts* ; Mechanism and Machine Theory, v 29, n 7, Oct 1994, p 995-1006;
- [4] GREEN Gerald W., *Desing of Crankshafts by the Finite Element Method* ; International Congress and Exposition Detriot, Michigan, February 23-27, 1987;
- [5] OKAMURA Hideo, SHINNO Akio, YAMANAKA Tetsuo, SUZUKI Akio, SOGABE Kiyoshi ; *Dynamic stiffness matrix approach to the analysis of three-dimensional vibrations of automobile engine crankshafts. Part 1. Background and application to free vibrations* ; Vehicle Noise American Society of Mechanical Engineers, Noise Control and Acoustics Division (Publication) NCA, v 9, Publ by ASME, New York, N Y, USA, p 47-58;
- [6] NEHME H., CHALHOUB N.G., HENEIN N.; *Development of a dynamic model for predicting the rigid and flexible motions of the crank slider mechanism* ; Journal

of Engineering for Gas Turbines and Power Transactions of the ASME , 120: (3)  
678-686, Jul 1998;

- [7] NELSON H. D., MCVAUGH J. M.; *The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements* ; Journal of Engineering for Industry, 593-600, May 1976.

Os livros usados relacionados ao tema são:

- [8] HEYWOOD John B.; *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, 1988;
- [9] ROTHBART Harold A.; *Mechanical Design Handbook*, McGraw-Hill, 1996;
- [10] SPYRAKOS Constantine C.; *Finite Element Modelling in Engineering Practice*, Algor Publishing Division, Pittsburgh, PA, 1994.
- [11] ASTLEY R. J.; *Finite Element in Solids and Structures*, Chapman & Hall, 1992.

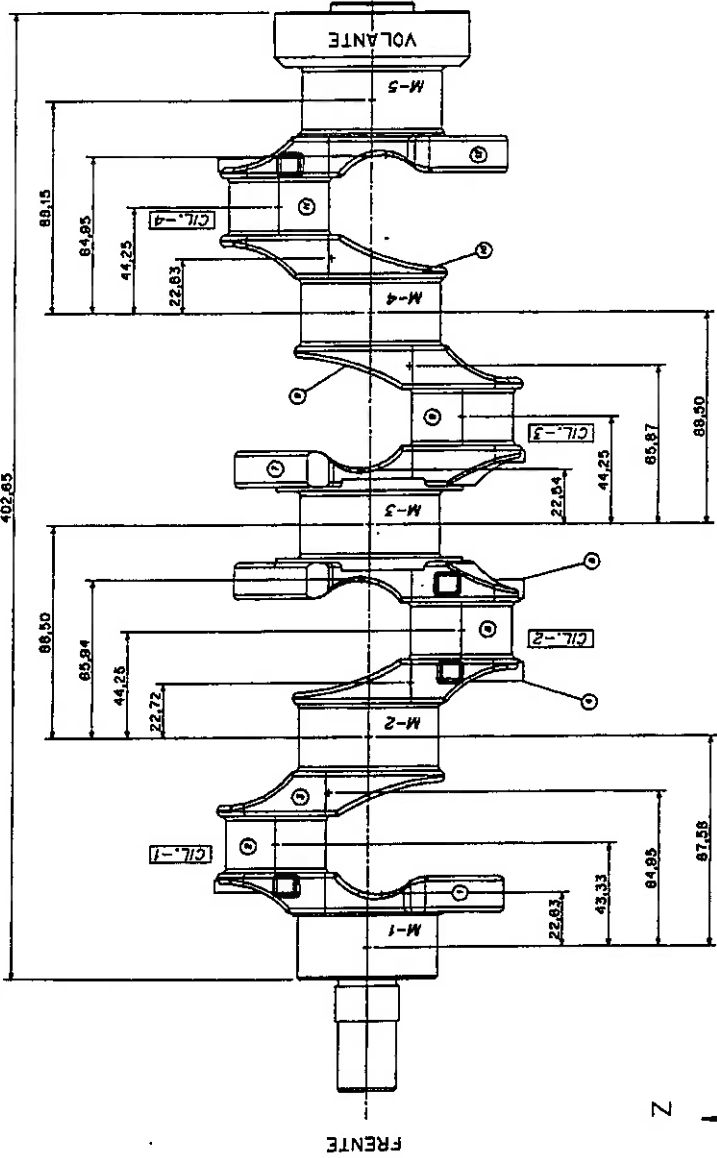
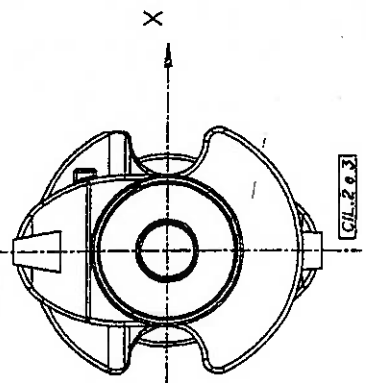
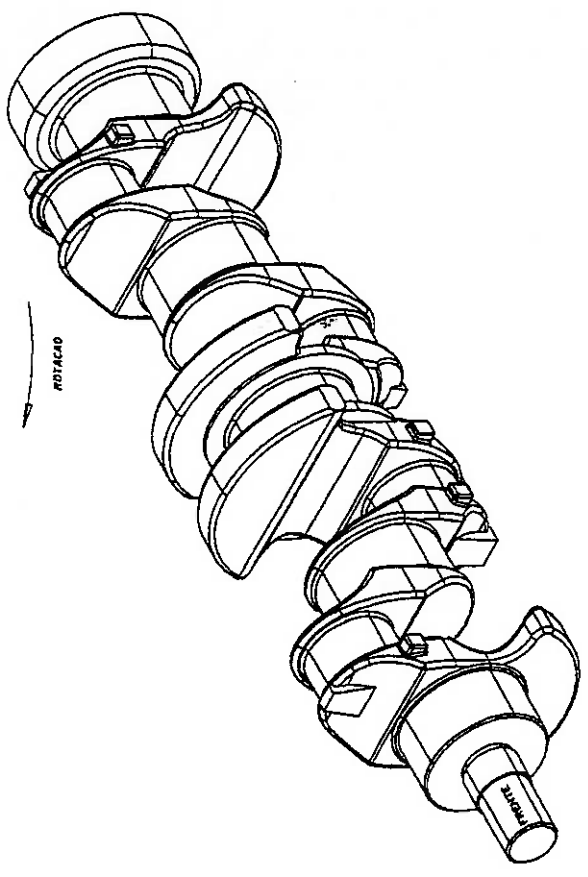




METAL LEVE

NOME: **Marcio** DATA: **04/04/95**  
 DEPT.: **MARCA** HORARIO: **12**  
 CANT.: **16/4/95**  
 EXAM.: **1º Modelo**  
 TITULO DE DESENHO: **1º Modelo**  
 ESCALA: **0,70:1** SUBSTITUINDO POR: **0,70:1** EM SUBST. DE: **0,70:1**  
 Nº de DESENHO: **0,70:1**

FOLHA 1 DE 1



CONTRAPESOS		CENTRO DE GRAVIDADE						MASSA
ENTRE BANCAS	NUMEROS	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	RAIO R=√X²+Y²	ANGULO	MASSA (g)	
CIL.1	1	0,10	VER	-5,727	5,728	178,899	749,683	
	2	0,000	DESENHO	37,740	37,740	0,000	246,129	
CIL.2	3	0,000	VER	16,139	16,139	0,000	435,182	
	4	0,189	DESENHO	-17,138	17,139	179,368	448,412	
CIL.3	5	0,000	VER	-37,740	37,740	180,000	246,129	
	6	0,038	DESENHO	3,196	3,196	0,681	850,884	
CIL.4	7	-0,132	VER	3,535	3,537	357,861	843,415	
	8	0,000	DESENHO	-37,740	37,740	180,000	246,129	
CIL.5	9	0,000	VER	-16,139	16,139	180,000	435,182	
	10	0,000	DESENHO	16,139	16,139	0,000	435,182	
	11	0,000	VER	37,740	37,740	0,000	246,129	
	12	0,110	DESENHO	-5,727	5,727	178,899	749,683	

HORARIO

