

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS YOO SHIMOSAKA

**ESTUDO DINÂMICO COMPARATIVO ENTRE MECANISMOS BIELA-MANIVELA
E GARFO ESCOCÊS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2016

MATHEUS YOO SHIMOSAKA

**ESTUDO DINÂMICO COMPARATIVO ENTRE MECANISMOS BIELA-MANIVELA
E GARFO ESCOCÊS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica, do Departamento
Acadêmico de Mecânica, da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Rodrigo
Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2016

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO DINÂMICO COMPARATIVO ENTRE MECANISMOS BIELA-MANIVELA E GARFO ESCOCÊS

Matheus Yoo Shimosaka

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 01/12/2016 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Rogerio Novak
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meus pais, pelo seu esforço para que este momento em minha vida fosse possível.

AGRADECIMENTOS

Aproveito este espaço para agradecer, primeiramente aos meus pais, os quais sempre me educaram, apoiaram e me deram suporte para que eu pudesse chegar aqui. Sem dúvida alguma, essa conquista também é deles. Também gostaria de agradecer aos meus demais familiares, pelo seu apoio quando necessário.

Agradeço ao meu orientador, Professor Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues, pelo seu acompanhamento e dicas para que este trabalho pudesse ser realizado. Agradeço a todos os professores que tive em minha graduação, não somente pelo conhecimento passado em sala de aula, mas também por muitas experiências passadas que com certeza contribuíram para a minha formação.

Agradeço aos meus colegas que de alguma forma tiveram participação nessa minha trajetória, com toda certeza aprendi muito com eles, tanto em conhecimento teórico como conhecimento para a vida. Enfim, agradeço a todos que de alguma maneira contribuíram para a realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

Force is meaningless without skill.
(SIN, Lee, 2011)

RESUMO

SHIMOSAKA, Matheus Yoo. Estudo dinâmico comparativo entre mecanismos biela-manivela e garfo escocês. 2016. 80 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016.

Este estudo procura realizar uma análise comparativa dinâmica em dois mecanismos de transformação de movimento, a biela-manivela e o garfo escocês. Pelo fato de existir pouca pesquisa quanto a dinâmica do garfo escocês, decidiu-se fazer um comparativo com a biela-manivela para avaliar melhor o desempenho em geral do garfo escocês. Para a realização das simulações, fez-se necessário a utilização de um software CAD 3D, o Autodesk Inventor®, no qual é possível modelar, montar e simular um mecanismo sob diversas condições e obter, dentre diversas informações, a análise dinâmica do mecanismo. Três casos de dimensões para os dois mecanismos foram testados sob diversas condições iniciais de velocidade e aceleração, a fim de se obter uma gama maior de informações para realizar a comparação entre eles. Através das simulações, foi possível verificar que, em geral, a biela-manivela desenvolve maiores forças em suas juntas, porém também trabalha sobre maiores tensões, quando comparada ao garfo escocês.

Palavras-chave: Biela-manivela. Garfo Escocês. Comparativa. Dinâmica. Mecanismos.

ABSTRACT

SHIMOSAKA, Matheus Yoo. Comparative dynamic study between crank rod and scotch yoke mechanisms. 2016. 80 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Federal Technology University - Paraná. Pato Branco, 2016.

This paper seeks to perform a dynamic comparative analysis on two mechanisms of motion transformation, a crank rod and a scotch yoke. Because there is little research on the dynamics of the scotch yoke, it has been decided to make a comparison with the crank rod to better evaluate the overall performance of the scotch yoke. In order to perform the simulations, it was necessary to use 3D CAD software, Autodesk Inventor®, in which it is possible to model, assemble and simulate a mechanism under various conditions and obtain, among several information, the dynamic analysis of the mechanism. Three dimensions cases for the two mechanisms were tested under various initial conditions of velocity and acceleration, in order to obtain a greater range of information to make the comparison between them. After the simulations, it was possible to verify that, in general, the crank rod develops greater forces in its joints, but also works on greater tensions, when compared to the scotch yoke.

Keywords: Crank Rod. Scotch Yoke. Comparative. Dynamic. Mechanism.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema básico do mecanismo biela-manivela	15
Figura 2 - Mecanismo de quatro barras biela-manivela	16
Figura 3 - Mecanismo de quatro barras biela-manivela	18
Figura 4 - Diagrama de corpo livre do elo 2	18
Figura 5 - Diagrama de corpo livre do elo 3	19
Figura 6 - Diagrama de corpo livre do elo 4	20
Figura 7 - Mecanismo biela-manivela em um motor de combustão interna	22
Figura 8 - Motor Stirling Beta.....	23
Figura 9 - Garfo escocês	25
Figura 10 - Esquema de desenho de um garfo escocês convencional	25
Figura 11 - Compressor quadro-flex.....	27
Figura 12 - Medidas da manivela do primeiro caso	30
Figura 13 - Vista isométrica da manivela do primeiro caso	30
Figura 14 - Medidas da biela do primeiro caso.....	30
Figura 15 - Vista isométrica da biela do primeiro caso.....	31
Figura 16 - Vista isométrica do pistão com medidas do primeiro caso.....	31
Figura 17 - Medidas da "manivela" do garfo escocês	32
Figura 18 - Vista isométrica da "manivela" do garfo escocês.....	32
Figura 19 - Medidas do deslizante do garfo escocês	33
Figura 20 - Vista isométrica do deslizante do garfo escocês	33
Figura 21 - Base para simulação dos mecanismos.....	35
Figura 22 - Mecanismo biela-manivela montado e pronto para simulação	36
Figura 23 - Mecanismo garfo escocês montado e pronto para simulação	37
Figura 24 - Tensão de Von Mises na manivela do caso 1.....	60
Figura 25 - Deslocamento na manivela do caso 1	60
Figura 26 - Tensão de Von Mises na biela do caso 1	61
Figura 27 - Deslocamento na biela do caso 1	61
Figura 28 - Tensão de Von Mises no pistão (biela-manivela) do caso 1	62
Figura 29 - Deslocamento no pistão (biela-manivela) do caso 1	62
Figura 30 - Tensão de Von Mises no elemento rotativo do caso 1.....	63
Figura 31 - Deslocamento no elemento rotativo do caso 1	63
Figura 32 - Tensão de Von Mises no deslizante do caso 1	64
Figura 33 - Deslocamento no deslizante do caso 1.....	64
Figura 34 - Tensão de Von Mises no pistão (garfo escocês) do caso 1	65
Figura 35 - Deslocamento no pistão (garfo escocês) do caso 1.....	65
Gráfico 1 - Esforços na junta 1-2 da biela-manivela ao longo do tempo (aceleração constante).....	39

Gráfico 2 - Esforços na junta 1-2 da biela-manivela ao longo do tempo (velocidade constante).....	41
Gráfico 3 - Esforços na junta 1-2 do garfo escocês ao longo do tempo (aceleração constante).....	42
Gráfico 4 - Esforços na junta 1-2 do garfo escocês ao longo do tempo (velocidade constante).....	43
Gráfico 5 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo.....	46
Gráfico 6 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo.....	46
Gráfico 7 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo.....	47
Gráfico 8 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo.....	48
Gráfico 9 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo.....	48
Gráfico 10 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo.....	49
Gráfico 11 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo....	50
Gráfico 12 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo....	50
Gráfico 13 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo....	51
Gráfico 14 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo.....	52
Gráfico 15 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo.....	52
Gráfico 16 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo.....	53
Gráfico 17 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo....	54
Gráfico 18 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo....	54
Gráfico 19 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo....	55
Gráfico 20 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo.....	56
Gráfico 21 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo.....	56
Gráfico 22 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo.....	57
Gráfico 23 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso).....	67
Gráfico 24 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso).....	67
Gráfico 25 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso).....	68
Gráfico 26 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 (com força peso).....	69
Gráfico 27 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 (com força peso).....	69
Gráfico 28 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 (com força peso).....	70
Gráfico 29 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)	71
Gráfico 30 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)	71
Gráfico 31 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)	72
Gráfico 32 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)	73
Gráfico 33 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)	73
Gráfico 34 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões adotadas para cada caso estudado.....	34
Tabela 2 – Biela-manivela do caso 2	44
Tabela 3 - Garfo escocês do caso 2.....	44
Tabela 4 - Biela-manivela do caso 3	44
Tabela 5 - Garfo escocês do caso 3.....	44
Tabela 6 - Valores de força resultante para o caso 1	57
Tabela 7 - Valores de força resultante para o caso 2.....	58
Tabela 8 - Valores de força resultante para o caso 3.....	58
Tabela 9 - Forças para 10 rotações por minuto sem considerar a força peso	74
Tabela 10 - Forças para 10 rotações por minuto considerando a força peso	75
Tabela 11 - Forças para 60 rotações por minuto sem considerar a força peso	75
Tabela 12 - Forças para 60 rotações por minuto considerando a força peso	75

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO	13
1.1 JUSTIFICATIVA	13
1.2 OBJETIVOS GERAIS	14
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2 REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1 MECANISMO BIELA-MANIVELA	15
2.1.1 Análise Cinemática da Biela-Manivela	15
2.1.2 Método de Solução Newtoniana	17
2.1.3 Análise Dinâmica – Mecanismo Quatro Barras Biela-Manivela	17
2.1.4 Aplicações da Biela-Manivela	21
2.2 GARFO ESCOCÊS	24
2.2.1 Análise Cinemática do Garfo Escocês	25
2.2.2 Aplicações do Garfo Escocês	26
3 METODOLOGIA	29
3.1 DIMENSÕES MECANISMOS	29
3.2 CASOS A SEREM ESTUDADOS	29
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
4.1 ACELERAÇÃO VERSUS VELOCIDADE CONSTANTE	39
4.1.1 Biela-Manivela	39
4.1.2 Garfo Escocês	41
4.2 VELOCIDADE CONSTANTE	45
4.2.1 Primeiro Caso	45
4.2.2 Segundo Caso	49
4.2.3 Terceiro Caso	53
4.3 ANÁLISE DE TENSÃO	59
4.4 ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE	66
4.4.1 Biela-Manivela	66
4.4.2 Garfo Escocês	70
5 CONCLUSÕES	77
REFERÊNCIAS	79

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho possui o intuito de realizar um estudo comparativo da dinâmica dos mecanismos que possuem como função transformar movimento de translação (linear) em movimento de rotação e vice e versa. Os mecanismos comparados são a biela-manivela, que segundo Oliveira (2006), é um dos mecanismos mais utilizados quando se há essa necessidade de transformação de movimentos, e o garfo escocês (ou jugo escocês), que segundo Boit (2006), possui a mesma função, porém sua montagem é um pouco diferente, já que ao invés de utilizar uma biela, a manivela se movimenta sobre um controle deslizante, produzindo em sua saída um movimento harmônico linear.

O mecanismo de biela manivela possui, como o próprio nome já diz, uma manivela, a qual possui apenas movimentos rotativos, uma biela, a qual transforma o movimento rotativo da manivela em movimento linear (plano geral), um cursor, o qual é ligado à biela, e descreve o movimento de translação, e uma corredeira, que é onde o cursor irá deslizar. O garfo escocês é muito semelhante, porém a transformação do movimento rotativo para linear é realizado por um controle deslizante, no qual o seu elemento rotativo desliza, produzindo um movimento de saída senoidal.

1.1 JUSTIFICATIVA

Por possuir poucos estudos sobre a dinâmica do garfo escocês, pretende-se estabelecer condições de operações para ele e para a biela-manivela, para que, através de simulações, ambos possam ser comparados e avaliados sob diferentes aspectos. A comparação com a biela-manivela é feita pelo fato de ser muito utilizada nessa função de transformação de movimentos e possuir método de solução para análise dinâmica, ou seja, os resultados do garfo escocês poderão ser comparados com algo que já é comumente utilizado e muito conhecido. Portanto, o trabalho restringe-se à uma análise dinâmica dos dois mecanismos sob diversas condições.

1.2 OBJETIVOS GERAIS

A ideia central deste trabalho é comparar, dinamicamente, de maneira geral, os dois mecanismos de transformação de movimentos. Para que esta análise comparativa dinâmica possa ser executada, será necessária a utilização do software Inventor®, da Autodesk. O Autodesk Inventor® é um software CAD 3D para modelagem e simulação, o qual possui diversas opções de desenho e modelagem, de forma livre, paramétrica e direta, assim como ferramentas de automação de projeto e ferramentas avançadas de simulação e visualização, sendo esta última característica de fundamental importância para a realização deste trabalho.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Com a modelagem e simulação através do Inventor®, é possível obter todas as informações dos esforços desenvolvidos no mecanismo ao se impor algum tipo de condição inicial (velocidade, aceleração, torque). Serão impostas diversas condições iniciais aos dois mecanismos para que uma gama mais ampla de informações possa ser coletada, assim sendo possível uma comparação melhor e mais justa entre os dois mecanismos.

Além dos esforços dinâmicos, pretende-se analisar, de forma superficial, as tensões que tais esforços causam no mecanismo e, portanto, obter uma base de dados maior para a comparação entre os mecanismos. O próprio Inventor® possui uma ferramenta de análise por elementos finitos, o qual possibilita a realização de simulação para a obtenção das tensões geradas.

Além dos casos acima citados, pretende-se verificar a influência do peso do mecanismo em sua análise dinâmica. Muitas vezes a força peso não é incluída na análise dinâmica dos mecanismos (quando se considerada desprezível). Alguns testes serão realizados a fim de verificar em quais condições os pesos dos elementos do mecanismo podem ser considerados desprezíveis.

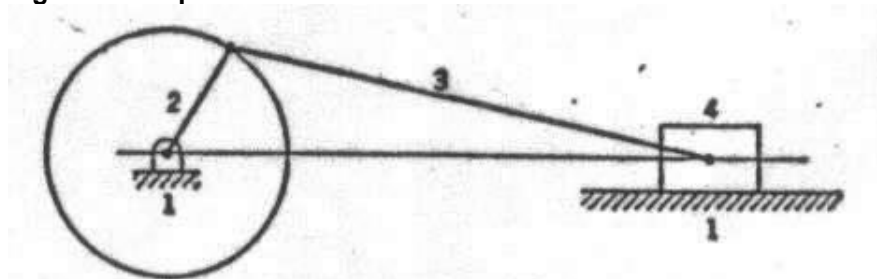
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 MECANISMO BIELA-MANIVELA

Segundo Oliveira (2006) o sistema de biela-manivela é um dos mecanismos mais utilizados quando há a necessidade de transformação de movimento linear (translação) em rotação (como, por exemplo, no motor a combustão) ou quando se quer transformar movimento rotacional em movimento linear (como no caso de um compressor alternativo). Sua grande utilização se dá ao fato de possuir versatilidade e simplicidade. A Figura 1 mostra um esquema básico do mecanismo biela-manivela.

É composto, basicamente, pela manivela, a qual descreve apenas o movimento de rotação, uma corrediça, que no caso de um motor a combustão, por exemplo, seria o pistão, o qual descreve apenas o movimento de translação, o cursor, que é onde a corrediça irá deslizar e fazer o movimento de vai-e-vem (no caso do motor, seria o cilindro), e a biela, a qual descreve um movimento plano geral (ou misto), que no caso envolve translação e rotação ao mesmo tempo.

Figura 1 - Esquema básico do mecanismo biela-manivela

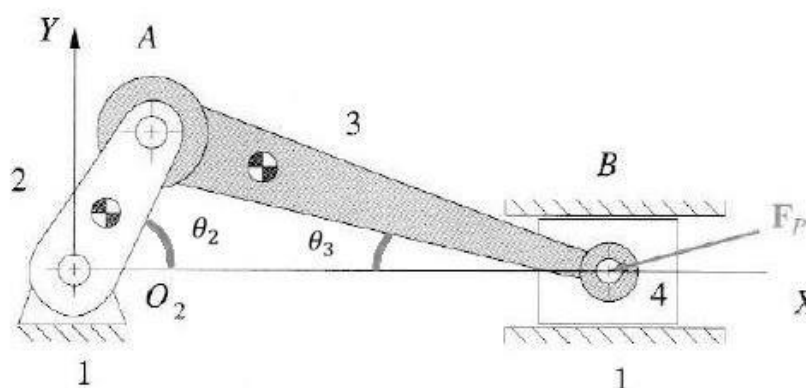


Fonte: Oliveira (2006)

2.1.1 Análise Cinemática da Biela-Manivela

Segundo Norton (2010) é possível determinar a posição do deslizante do mecanismo de biela-manivela possuindo o valor do comprimento da manivela e da biela, para uma determinada angulação da manivela. Observe a Figura 2. Para um comprimento de manivela (a), um comprimento de biela (b) e uma dada posição da manivela (θ_2), é possível determinar o ângulo da biela (θ_3).

Figura 2 - Mecanismo de quatro barras biela-manivela



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

Primeiramente, pela lei dos senos, é possível determinar o ângulo (θ_3):

$$\sin \theta_2 / b = \sin \theta_3 / a \quad (1)$$

$$\theta_3 = \text{arc sen}(a \sin \theta_2 / b) \quad (2)$$

Com a angulação da manivela e da biela definidas, é possível determinar a posição do deslizante.

$$d = a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 \quad (3)$$

É válido notar que a posição da manivela varia de 0 a 2π radianos, ou seja, para cada angulação da manivela, tem-se uma posição do deslizante. Outro fato importante que é bom ressaltar, é que o deslocamento do deslizante fica limitado a ser duas vezes o comprimento da manivela (NORTON, 2010, p. 205).

Para a determinação da velocidade, basta derivar em função do tempo (a (ω_2) é a velocidade angular da manivela e é conhecida) (NORTON, 2010, p. 323).

$$\omega_3 = (\text{arc cos } \theta_2 \omega_2) / (b \cos \theta_3) \quad (4)$$

$$\dot{d} = -a \omega_2 \sin \theta_2 - b \omega_3 \sin \theta_3 \quad (5)$$

O mesmo procedimento de derivação no tempo pode ser aplicado para a obtenção da aceleração. O (α_2) é a aceleração angular da manivela e é conhecida (NORTON, 2010, p. 363).

$$\alpha_3 = (a\alpha_2 \cos \theta_2 - a\omega_2^2 \sin \theta_2 + b\omega_3^2 \sin \theta_3) / (b \cos \theta_3) \quad (6)$$

$$\ddot{d} = -a\alpha_2 \sin \theta_2 - a\omega_2^2 \cos \theta_2 - b\alpha_3 \sin \theta_3 - b\omega_3^2 \cos \theta_3 \quad (7)$$

2.1.2 Método de Solução Newtoniana

Segundo Norton (2010) há diversas maneiras de se realizar uma análise dinâmica em um mecanismo. A que fornece maiores informações sobre as forças e torques internos requer apenas o uso das leis de Newton (deve-se utilizá-las como um somatório de todas as forças e torques do sistema):

$$\sum F = ma \quad (8)$$

$$\sum T = I_G \alpha \quad (9)$$

É necessário a separação do somatório de forças nas direções X e Y, conforme o sistema de coordenadas definidos por conveniência. Já os torques do sistema de duas dimensões são todos na direção Z. Com isso, as duas equações vetoriais transformam-se em três equações escalares:

$$\sum F_x = ma_x \quad (10)$$

$$\sum F_y = ma_y \quad (11)$$

$$\sum T = I_G \alpha \quad (12)$$

As três equações acima descritas devem ser utilizadas para cada elemento do mecanismo, o que resultará em um sistema de equações lineares. Este sistema de equações pode ser resolvido matricialmente simultaneamente.

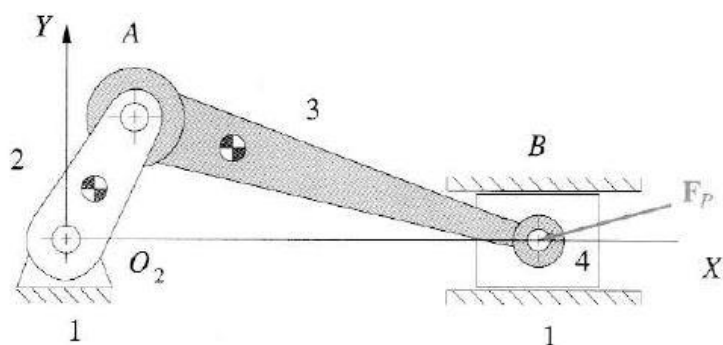
Vale notar que essas equações não levam em conta a força gravitacional, no caso, isso ocorre quando as velocidades e acelerações cinemáticas possuem valores muito (ou pelo menos consideravelmente) maiores que a aceleração gravitacional, o que acontece na maioria das vezes.

Já em casos que as partes da máquina são muito grandes ou possuem baixas velocidades e acelerações, é necessário a inclusão da força peso na análise. Este peso pode ser tratado como uma força externa agindo sobre o centro de gravidade (CG) com um ângulo constante.

2.1.3 Análise Dinâmica – Mecanismo Quatro Barras Biela-Manivela

A Figura 3 mostra um mecanismo biela-manivela com uma força externa na junta deslizante (no elo 4).

Figura 3 - Mecanismo de quatro barras biela-manivela

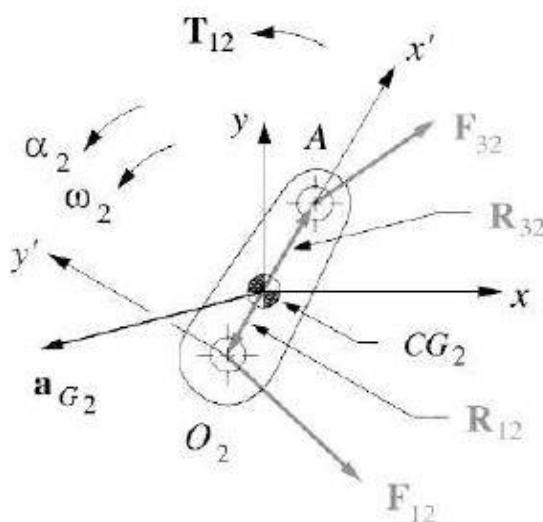


Fonte: Norton (2010)

A fim de determinar as forças nas juntas e o torque gerado na manivela, uma análise cinemática deve ser realizada primeiramente (descrita anteriormente), com a finalidade de obter todas as informações de posição, velocidade e aceleração para as posições que estão sendo analisadas.

A Figura 4 mostra o elo 2 (manivela) com todas as forças e torque nele agindo devido a força (F_P).

Figura 4 - Diagrama de corpo livre do elo 2



Fonte: Norton (2010)

Para todos os elos, as forças e torques conhecidos devem seguir seus sinais, já os desconhecidos (os que se deseja encontrar), podem ser todos assumidos como positivos, e seus verdadeiros sinais serão revelados no equacionamento. As equações (10), (11) e (12) para o elo 2 ficam, respectivamente:

$$F_{12_x} + F_{32_x} = m_2 a_{G_2_x} \quad (13)$$

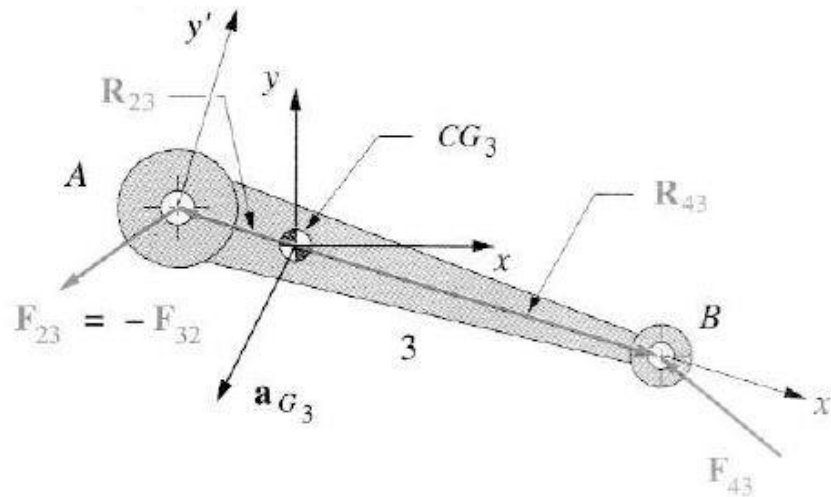
$$F_{12_y} + F_{32_y} = m_2 a_{G_2_y} \quad (14)$$

$$T_{12} + (R_{12_x} F_{12_y} - R_{12_y} F_{12_x}) + (R_{32_x} F_{32_y} - R_{32_y} F_{32_x}) = I_{G_2} \alpha_2 \quad (15)$$

Quando se diz (F_{12_x}) o sub índice indica a “força do elo 1 em 2” na direção x. Todos os demais sub índices nas três equações seguem a mesma ideia. O mesmo ocorre com (R_{12_x}) onde o sub índice indica a distância do centro de gravidade do elo 2 até a junta pinada do elo 1 na direção x.

A Figura 5 mostra o diagrama de corpo livre do elo 3 (biela). Seguindo a mesma metodologia adotada para o elo 2:

Figura 5 - Diagrama de corpo livre do elo 3



Fonte: Norton (2010)

$$F_{43_x} - F_{32_x} = m_3 a_{G_3_x} \quad (16)$$

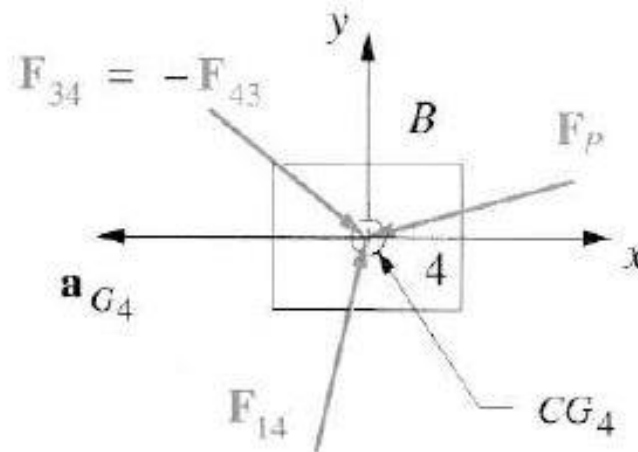
$$F_{43_y} - F_{32_y} = m_3 a_{G_3_y} \quad (17)$$

$$(R_{43_x} F_{43_y} - R_{43_y} F_{43_x}) - (R_{23_x} F_{32_y} - R_{23_y} F_{32_x}) = I_{G_3} \alpha_3 \quad (18)$$

É possível notar que para o elo 3, ao invés de utilizar (F_{23}) (força que o elo 2 faz em 3), utiliza-se a sua reação ($-F_{32}$) (a mesma força que aparece para o elo 2), proveniente da Terceira Lei de Newton, o que é mais conveniente, pois se não, com uma incógnita a mais, seria necessária uma equação adicional.

A Figura 6 mostra o diagrama de corpo livre do elo 4 (bloco guia). Seguindo a mesma metodologia apresentada anteriormente:

Figura 6 - Diagrama de corpo livre do elo 4



Fonte: Norton (2010)

$$F_{14x} - F_{43x} + F_{Px} = m_4 a_{G4x} \quad (19)$$

$$F_{14y} - F_{43y} + F_{Py} = m_4 a_{G4y} \quad (20)$$

$$(R_{14x} F_{14y} - R_{14y} F_{14x}) - (R_{34x} F_{43y} - R_{34y} F_{43x}) + (R_{Px} F_{Py} - R_{Py} F_{Px}) \quad (21)$$

$$= I_{G4} \alpha_4$$

Novamente, para não ser preciso encontrar uma equação adicional, ao invés de se utilizar (F_{34x}), faz-se o uso de sua reação ($-F_{43x}$), que também está presente no elo 2.

Como o bloco guia possui movimento de translação pura, não possui aceleração ou velocidade angular. Além disso, todas as forças nele aplicadas estão em seu centro de gravidade, fazendo com que todos os vetores de posição na equação do torque sejam iguais a zero. Ainda, como o bloco é limitado a deslocar apenas em uma direção (neste caso, na direção X), ele não possui aceleração linear na direção Y.

$$\alpha_4 = 0$$

$$a_{G4y} = 0$$

A força (F_{14x}) é a força de atrito entre os elos 1 e 4. Assumindo atrito de Coulomb, a componente x deve ser expressa em função da componente y. Essa relação pode ser feita através de um coeficiente. Os sinais de mais e menos são para “corrigir” a direção da força de atrito, já que essa deve ser sempre oposta ao sentido do movimento. O sinal do coeficiente sempre será oposto ao sinal da velocidade.

$$F_{14x} = \pm\mu F_{14y}$$

Portanto, as equações do elo 4 ficam:

$$\pm\mu F_{14y} - F_{43x} + F_{P_x} = m_4 a_{G_{4x}} \quad (19.1)$$

$$F_{14y} - F_{43y} + F_{P_y} = 0 \quad (20.1)$$

Assim como anteriormente, a substituição de (F_{14x}) por $(\pm\mu F_{14y})$ é conveniente para que não se aumente o número de incógnitas. Agora, com as oito equações, é possível resolvê-las simultaneamente através do método matricial.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \pm\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} \\ m_3 a_{G_{3y}} \\ I_{G_3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G_{4x}} - F_{P_x} \\ -F_{P_y} \end{bmatrix}$$

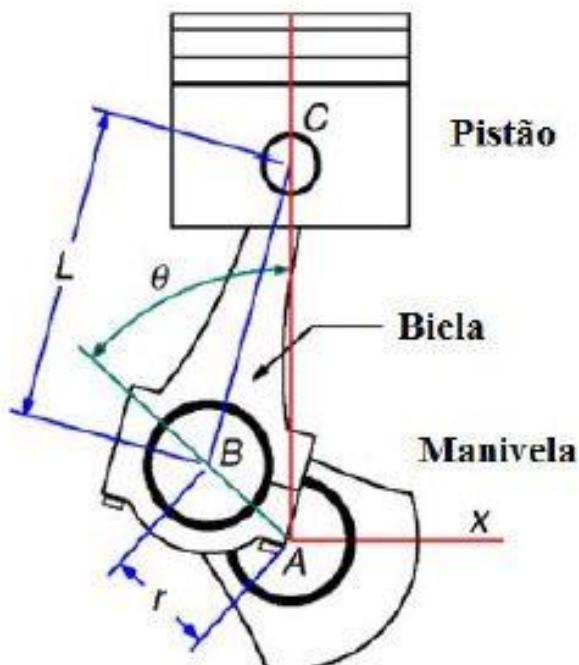
Ao resolver esse sistema, é possível obter todas as informações das forças dinâmicas para o mecanismo de quatro barras biela-manivela (NORTON, 2010, p. 582 a 584). Caso se queira encontrar apenas o torque de entrada para este mecanismo, o método de energia (trabalho virtual), pode vir a ser muito útil, porém este não fornece nenhum tipo de informação com relação às forças nas juntas (NORTON, 2010, p. 589 e 590).

2.1.4 Aplicações da Biela-Manivela

Segundo Silva (2013) uma das maiores aplicações do mecanismo de biela-manivela e mais conhecida é o motor de combustão interna. Composto basicamente

pelos pistões, bielas e árvore de manivelas (virabrequim), o motor descreve a transformação do movimento de translação em rotação. A Figura 7 ilustra a vista lateral de um mecanismo biela-manivela em um motor:

Figura 7 - Mecanismo biela-manivela em um motor de combustão interna



Fonte: Silva (2013)

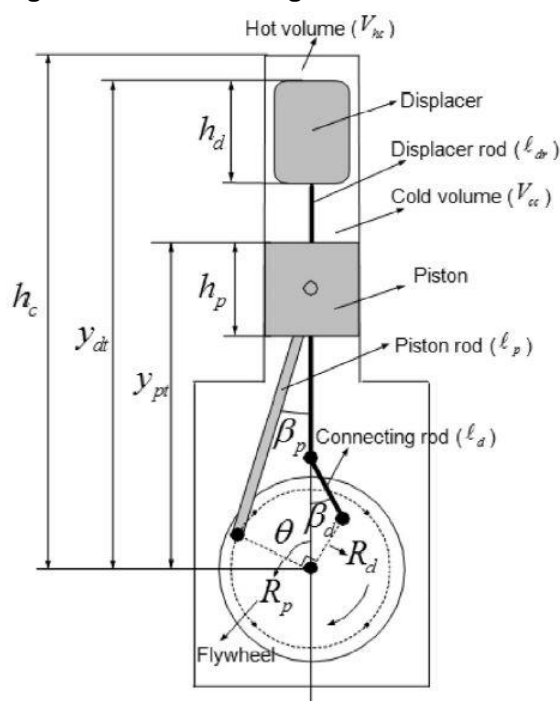
Segundo Loureiro (2009) o pistão (ou êmbolo) é uma peça de formato cilíndrico, o qual se move longitudinalmente (movimento de translação) no interior do cilindro, o qual realiza este movimento após receber energia da combustão (converte energia térmica em energia mecânica durante a fase de expansão).

Já a biela fica responsável pela transmissão do movimento do pistão para o eixo de manivelas (virabrequim). Em rotações mais elevadas do motor, a biela fica sujeita a forças compressivas (na expansão do cilindro) e trativas (na admissão) elevadas, ficando a biela responsável pela recepção das maiores solicitações em condições de plena carga.

O virabrequim tem como função converter o movimento de translação do pistão em movimento de rotação. Para que isso ocorra, as bielas são montadas em mancais excêntricos ao seu eixo principal, trazendo o movimento do pistão para o eixo de manivelas. Esse mecanismo, criado em 1206 por Al-Jazari's, nos motores alternativos produzidos atualmente, é o mais famoso, mesmo este possuindo uma fonte de diversas perdas por atrito do motor, já que faz o uso de diversos mancais.

Solmaz (2015) em uma abordagem termodinâmica na comparação de mecanismos, mostra que outro motor que utiliza o esquema da biela-manivela é o motor Stirling Beta, porém este possui uma montagem um pouco mais complexa. Ele funciona com um pistão e um pistão deslocador, os quais possuem ângulo de fase de 90° . É possível verificar na Figura 8 que o pistão deslocador liga sua biela à sua manivela através de uma biela conectiva. Já o pistão de trabalho conecta sua biela diretamente à manivela. A biela é conectada ao pistão através de um pino. O movimento oscilante da biela em torno deste pino gera uma força lateral no pistão, o que acarreta em um aumento na força de atrito.

Figura 8 - Motor Stirling Beta



Fonte: Solmaz (2015)

Sun (2016) realiza uma análise dinâmica do mecanismo de biela-manivela na prensa mecânica. A prensa mecânica é um sistema de fabricação muito eficiente, e que demanda, muitas vezes, elevadas velocidades e cargas (forças). Devido à essas características, há a necessidade da utilização de um mecanismo simples (biela-manivela), já que essas funções tendem a causar grandes desgastes e agitações nas conexões do mecanismo. Para que se obtenha um desempenho consistente, é fundamental estudar como será o comportamento dinâmico do mecanismo de biela-manivela na máquina de prensa, já que estamos tratando, em muitos casos, de forças

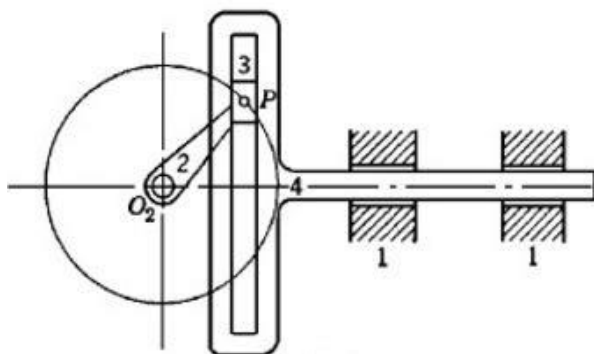
e velocidades elevadas no mecanismo, o que pode resultar em resultados indesejáveis.

Segundo Hassan (2014), este mecanismo é também muito utilizado na área da mecatrônica. Muitos processos de automação envolvem a simples tarefa de “pegar” em um lugar e “colocar” em outro. Com fins educacionais e de pesquisa, o projeto de um apanhador robótico foi desenvolvido, o qual é um sistema com apenas um grau de liberdade (GDL), que possui quatro dedos, os quais abrem e fecham simultaneamente, permitindo que a garra possa abrir e fechar. Um motor elétrico aciona um dedo condutor através de um mecanismo de quatro barras. O movimento para os outros três dedos é transmitido pelo dedo condutor através do mecanismo de biela-manivela. Os dedos são projetados para captar objetos de formas diversificadas. Para Kurfess (2005) a combinação destes dois mecanismos no intuito de realizar um apanhador espacial é a grande ideia desse tipo de projeto. É preferível ter quatro dedos espaciais aos comumente conhecidos dedos planares, pois garante uma maior estabilidade ao agarrar.

2.2 GARFO ESCOCÊS

Para Boit (2011) o mecanismo de garfo escocês possui função semelhante ao da biela-manivela, a qual é: transformar movimentos de rotação em movimentos de translação. Ele é capaz de gerar movimentos harmônicos simples (o movimento de saída linear é senoidal), ou seja, quando a manivela é movida por uma velocidade angular constante, ela irá mover o controle deslizante na armação, produzindo assim, na saída, um movimento harmônico simples. Observe a Figura 9:

Figura 9 - Garfo escocês



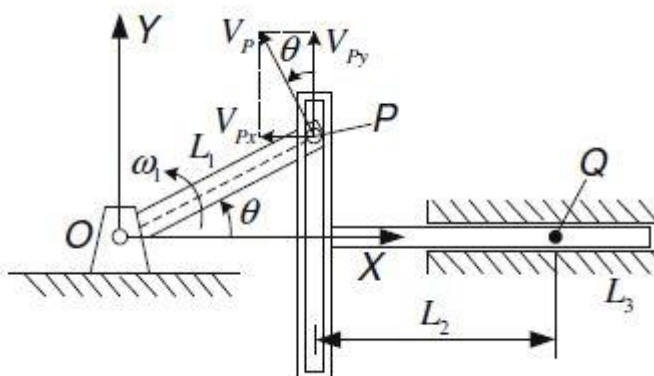
Fonte: Camargo (1995)

Como o contato entre os componentes no deslizamento no caso do garfo escocês é maior, o atrito gerado também é maior, resultando em uma eficiência mecânica menor quando comparado à biela-manivela. Este tipo de mecanismo, segundo Camargo (1995), antigamente, era aplicado em bombas de vapor e, hoje em dia, utiliza-se bastante como mecanismo de mesas vibradoras.

2.2.1 Análise Cinemática do Garfo Escocês

A Figura 10 representa o esquema de desenho de um garfo escocês convencional. Segundo Yu (2008) a posição do pino P que faz a ligação pode ser determinada por:

Figura 10 - Esquema de desenho de um garfo escocês convencional



Fonte: Junzhi (2008)

$$x_p = L_1 \cos \theta \quad (22)$$

$$y_p = L_1 \sin \theta \quad (23)$$

O vetor (v_p) perpendicular a (L_1) pode ser obtido através da derivação das equações de posição em relação ao tempo:

$$v_{p_x} = -\omega_1 L_1 \sin \theta \quad (24)$$

$$v_{p_y} = \omega_1 L_1 \cos \theta \quad (25)$$

A aceleração também pode ser encontrada ao se derivar as equações de velocidade em relação ao tempo:

$$a_{p_x} = -\alpha_1 L_1 \sin \theta + \omega_1^2 L_1 \cos \theta \quad (26)$$

$$a_{p_y} = \alpha_1 L_1 \cos \theta - \omega_1^2 L_1 \sin \theta \quad (27)$$

A posição do ponto Q pode ser determinada por:

$$x_Q = L_1 \cos \theta + L_2 \quad (28)$$

Derivando-se duas vezes, como feito anteriormente para o ponto P, também pode-se obter a velocidade e aceleração. É importante notar que a variação máxima da posição do ponto Q fica entre $x_{Qm\acute{a}x} = L_2 + L_1$ e $x_{Qm\grave{i}n} = L_2 - L_1$.

2.2.2 Aplicações do Garfo Escocês

Segundo Riegger (1990) compressores alternativos fazem o uso da transformação de um movimento rotativo em movimento linear. São utilizados em aquecedores e ar condicionados devido a sua grande gama de qualidades, sendo a principal delas a confiabilidade. Essa confiabilidade é alcançada mesmo sob taxas de compressões variadas.

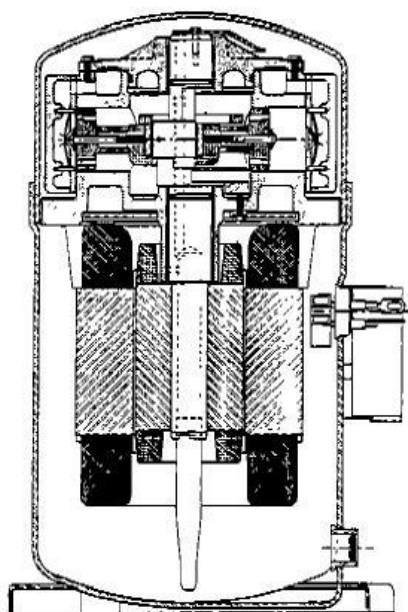
Recentemente, projeto de compressores rotativos refinados tem ganhado foco, já que se as técnicas de produção destes for melhorada, o alcance de elevada eficiência é possível. Porém, esses compressores alternativos possuem limitações, entre elas, não deve ser grande (tamanho físico) para o ar condicionado e, em sistemas de divisão de rede de aquecimento, essa confiabilidade não é tão garantida. Uma alternativa para o quesito tamanho é o compressor scroll, o qual possui diversos

pontos positivos, porém além de cara a sua fabricação, a confiabilidade a longo prazo (20 anos ou mais) não é comprovada.

Tendo esses fatos, fica claro que o projeto de compressor ideal seria semelhante ao rotativo, mas que ao mesmo tempo trabalhasse com grandes e pequenos portes (além de possuir um equilíbrio vibracional perfeito). Ou seja, um sistema de compressão avançado deve apresentar a mesma confiabilidade apresentada pelo compressor alternativo, isso em um amplo leque de aplicações.

Devido a esta questão, desenvolveu-se um compressor, denominado Quadro-Flex, o qual tenta atender a esses requisitos. A vista lateral deste compressor é mostrada na Figura 11. O projeto desse compressor incorpora algumas inovações, as quais, quando tomadas juntas, resultam em melhorias de desempenho significativas.

Figura 11 - Compressor quadro-flex



Fonte: Riegger (1990)

Dentre elas está o equilíbrio ideal do compressor, que ocorre devido a utilização de dois pistões duplos alimentados por um mecanismo de garfo escocês; melhorias termodinâmicas, já que a sua configuração permite que a sucção do gás refrigerante flua diretamente para a câmara de compressão; eficiência de mecanismo melhorada, já que a montagem do garfo com os pistões mutuamente perpendiculares é compacta e eficiente na tarefa de transformação de movimento rotacional em translação; capacidade de variação na velocidade, já que as vibrações são mínimas (devido ao seu design), ou seja, o movimento senoidal puro dos pistões, sincronizado com a

válvula de sucção do gás prevê uma sucção suave, constante e eficiente durante a compressão, mesmo alterando-se a velocidade de rotação.

Junzhi (2008), realizou um estudo para a concepção, construção e controle de um protótipo de um golfinho robô. O mecanismo utilizado foi um jugo escocês ajustável, já que golfinhos se impulsionam através de oscilações dorsoventrais, o que provoca um movimento senoidal com amplitudes variáveis. Fez-se necessário a utilização de dois motores, onde o motor secundário aciona uma combinação de parafuso de condução, cremalheira e pinhão, os quais são utilizados para alterar a forma independente do comprimento da manivela, sendo esta movida pelo motor principal. Enquanto isso, o movimento alternativo na saída do jugo escocês, é convertido nas oscilações através de uma transmissão de cremalheira e engrenagem.

Fish (1999) diz que soluções inovadoras para a propulsão e manobra submarina podem ser encontradas através de robôs inspirados biologicamente em peixes e golfinhos, já que a comunidade da robótica submarina tem dado uma certa atenção para este assunto. Comparando com veículos subaquáticos, que para a propulsão utilizam hélices, peixes e cetáceos são capazes de percorrer grandes distâncias em velocidades significativas, realizar manobras em pequenos espaços, acelerar e desacelerar mais rapidamente e até mesmo saltar a alturas razoáveis, tudo em um sistema de propulsão e direção integrado.

Segundo Lauder (2006) como esse tipo de estudo envolve a biomecânica e a tecnologia de engenharia, mais pesquisadores estão se focando no desenvolvimento de robôs singulares do tipo golfinho ou peixe, que engloba uma análise hidrodinâmica, de mecanismos e mecatrônica, tudo para controlar o dispositivo. Tais dispositivos poderiam ser aplicados para o transporte subaquático, explorações no fundo do mar, antiterrorismo, missões militares, buscas e salvamentos, entre outras atividades.

3 METODOLOGIA

3.1 DIMENSÕES MECANISMOS

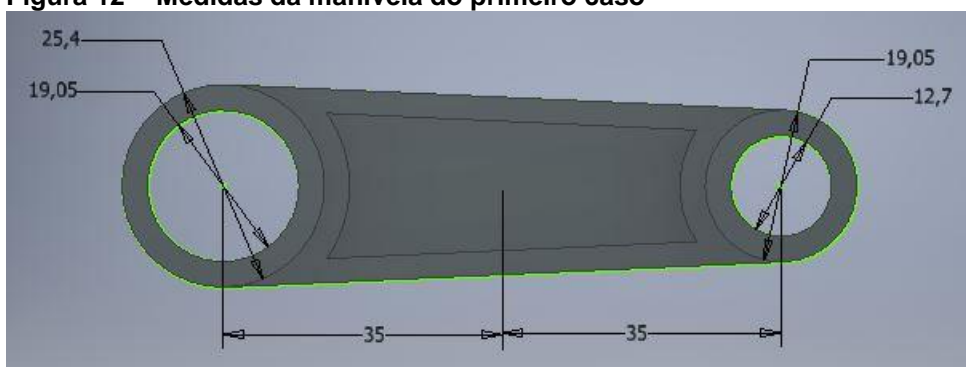
Ambos os mecanismos serão modelados, montados e posteriormente simulados no Inventor®. Com o intuito de se obter uma quantidade maior de resultados para as comparações, decidiu-se fazer as simulações dos dois mecanismos em diversas dimensões (pistão, manivela, biela, deslizante). O estudo é dividido em três casos, e cada caso irá tratar do mecanismo biela-manivela e do garfo escocês com as mesmas dimensões.

Antes de decidir as dimensões dos componentes, é necessário ter em mente como a relação “L/r” e a altura do pistão influenciam no funcionamento do mecanismo. Para Oliveira (2009) os valores comuns e considerados como bons para a relação “L/r” situam-se entre 3,0 e 3,5, onde L é o comprimento da biela e r é o comprimento da manivela. Wakabayashi et al. (2003), o aumento da relação de 3,0 para 4,0 causa reduções na força lateral na saia do pistão (os valores podem chegar em até 25%). De acordo com Oliveira (2009) a altura do pistão é definida como a distância entre o topo do pistão e o centro do furo do pino, e segundo Taylor (1976) as boas relações da altura do pistão com o seu diâmetro ficam entre 0,25 e 0,97.

3.2 CASOS A SEREM ESTUDADOS

Para o primeiro caso, onde tem-se as maiores dimensões estudadas, o comprimento da manivela é de 70 milímetros (Figuras 12 e 13) o que resulta em um curso do pistão de 140 milímetros, e o comprimento da biela é de 240 milímetros (Figuras 14 e 15), assim gerando uma relação L/r de 3,429. O pistão possui um diâmetro de 100 milímetros, o que resulta em uma cilindrada de 1099,56 centímetros cúbicos, e sua altura do pistão definida em 80 milímetros (Figura 16), o que resulta em uma relação da altura do pistão com seu diâmetro de 0,800.

Figura 12 - Medidas da manivela do primeiro caso



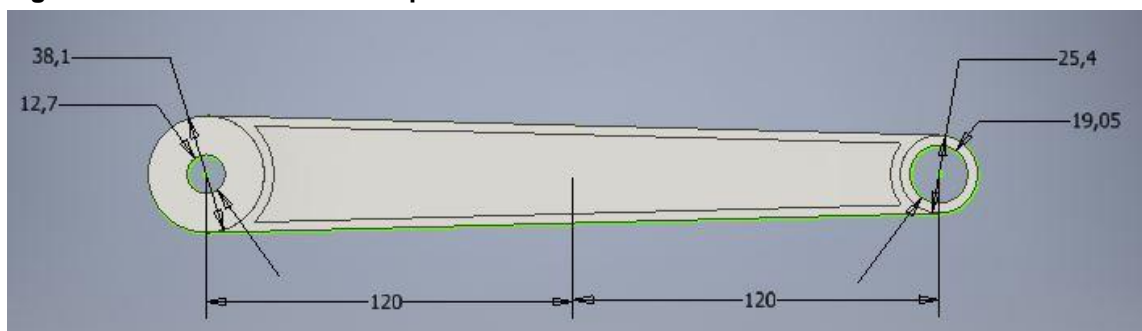
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 13 - Vista isométrica da manivela do primeiro caso



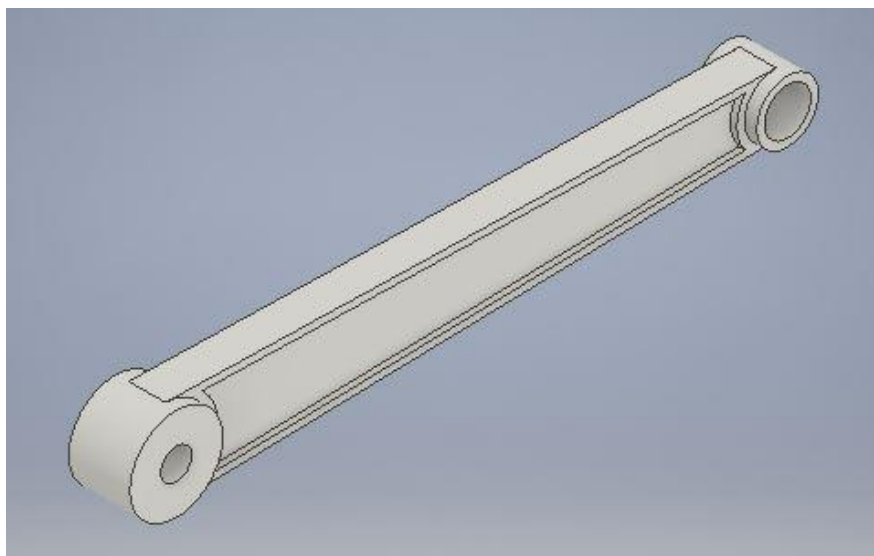
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 14 - Medidas da biela do primeiro caso



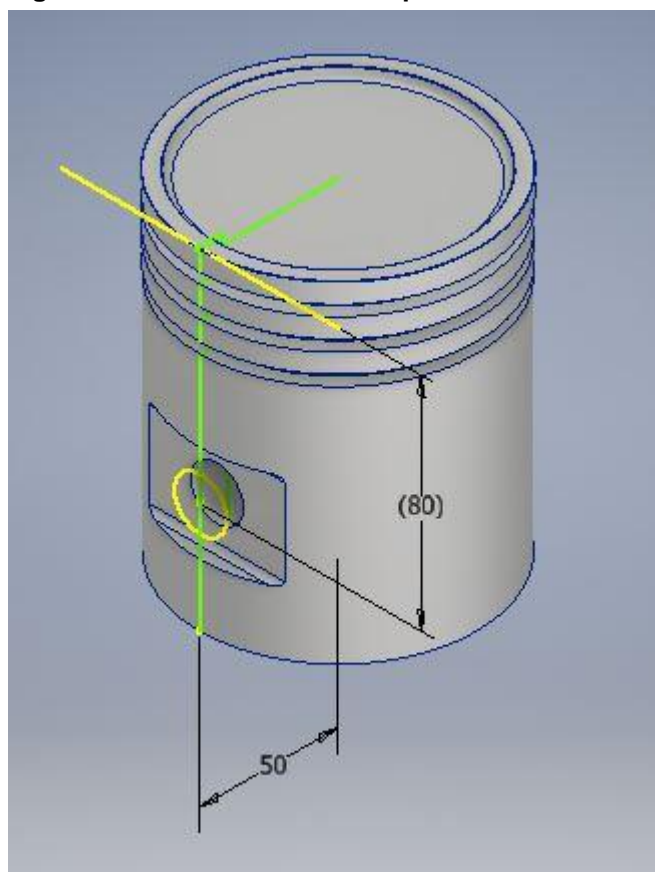
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 15 - Vista isométrica da biela do primeiro caso



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 16 - Vista isométrica do pistão com medidas do primeiro caso

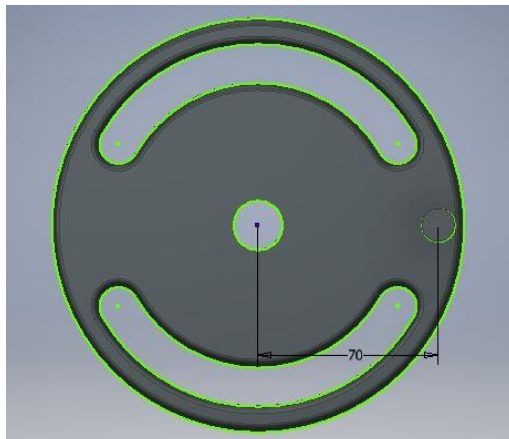


Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Como a ideia é comparar os dois mecanismos sob mesmas condições, o comprimento do elemento rotacional do garfo escocês, assim como o seu deslizante, deve ter as mesmas medidas que a manivela e a biela, respectivamente, do mecanismo biela-manivela. O mesmo pistão é utilizado para a simulação dos dois

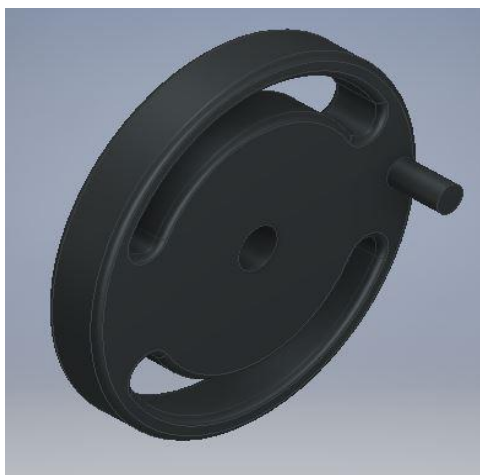
mecanismos. As Figuras 17 e 18 mostram a manivela do garfo escocês e as Figuras 19 e 20 mostram o deslizante.

Figura 17 - Medidas da "manivela" do garfo escocês



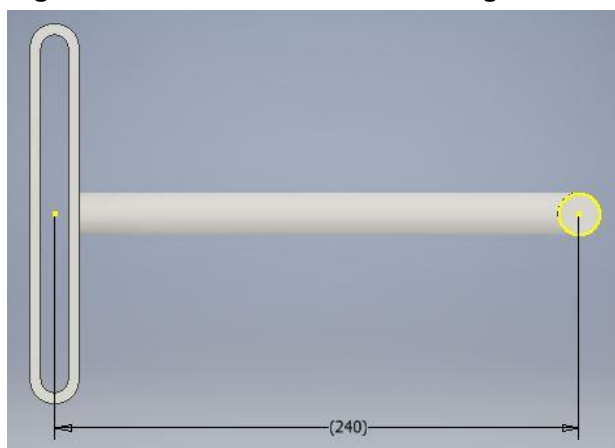
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 18 - Vista isométrica da "manivela" do garfo escocês



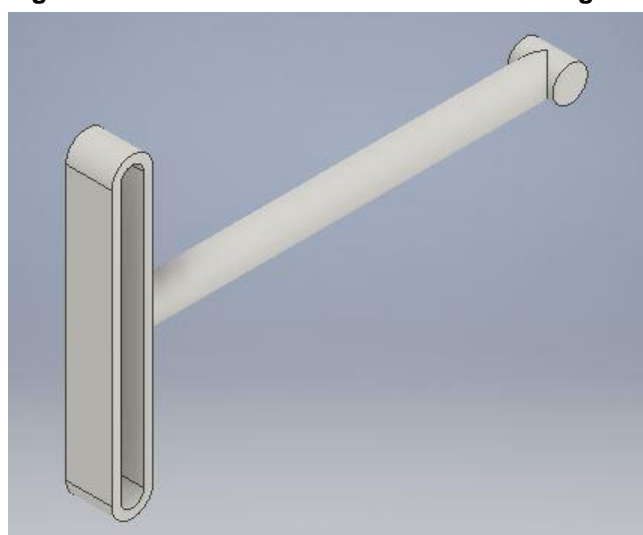
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 19 - Medidas do deslizante do garfo escocês



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 20 - Vista isométrica do deslizante do garfo escocês



Fonte: Autoria Própria através de Inventor® (2016)

No segundo caso, o comprimento da manivela é de 60 milímetros (curso de 120 milímetros), o comprimento da biela é de 200 milímetros, assim gerando uma relação “L/r” de 3,333. Aqui, o diâmetro do pistão é de 80 milímetros, o que resulta em uma cilindrada de 603,19 centímetros cúbicos e a altura do pistão é de 50 milímetros, gerando uma relação de altura com diâmetro de 0,625.

Para o terceiro e último caso, o comprimento da manivela é de 55 milímetros (curso de 110 milímetros), o da biela é de 170 milímetros, o que resulta em uma relação “L/r” de 3,091. O pistão possui diâmetro de 60 milímetros, o que nos dá uma cilindrada de 311,02 centímetros cúbicos, e sua altura é de 45 milímetros, o que gera uma relação de altura com seu diâmetro de 0,750.

A Tabela 01 apresenta os dados de cada caso de maneira resumida:

Tabela 1 – Dimensões adotadas para cada caso estudado

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Comprimento Manivela (“r”) [mm]	70	60	55
Comprimento Biela (“L”) [mm]	240	200	170
Relação “L/r”	3,429	3,333	3,091
Cilindrada [cm ³]	1099,56	603,19	311,02
Diâmetro Pistão [mm]	100	80	60
Altura Pistão [mm]	80	50	45
Relação Altura Diâmetro Pistão	0,800	0,625	0,750

Fonte: Autoria Própria (2016)

Assim como no primeiro caso, o segundo e o terceiro caso possuem as mesmas medidas nos dois mecanismos. Os desenhos são semelhantes ao primeiro caso, exceto nas medidas de comprimento, as quais foram citadas acima.

Os materiais de cada componente serão os mesmos para os três casos. O pistão, segundo Oliveira (2009), é normalmente fabricado em alumínio ou liga de alumínio. Pela disponibilidade da biblioteca de materiais do Inventor®, decidiu-se utilizar a liga de alumínio 6061. Para a biela, normalmente fabricada ou em aço forjado, alumínio ou até mesmo titânio (quando se necessita maiores resistências e baixo peso), decidiu-se utilizar o aço forjado, material que também é encontrado na biblioteca do software. Para a manivela, que pode ser fabricada em ferro fundido ou aço forjado (em casos que se necessita maior rigidez estrutural), optou-se pelo ferro fundido.

Ainda é necessária uma base para que os mecanismos possam ser simulados. A Figura 21 mostra a base utilizada para a execução. O pino é onde a manivela se encaixa e o semicírculo faz-se necessário para que seja possível que o movimento do pistão seja apenas de translação.

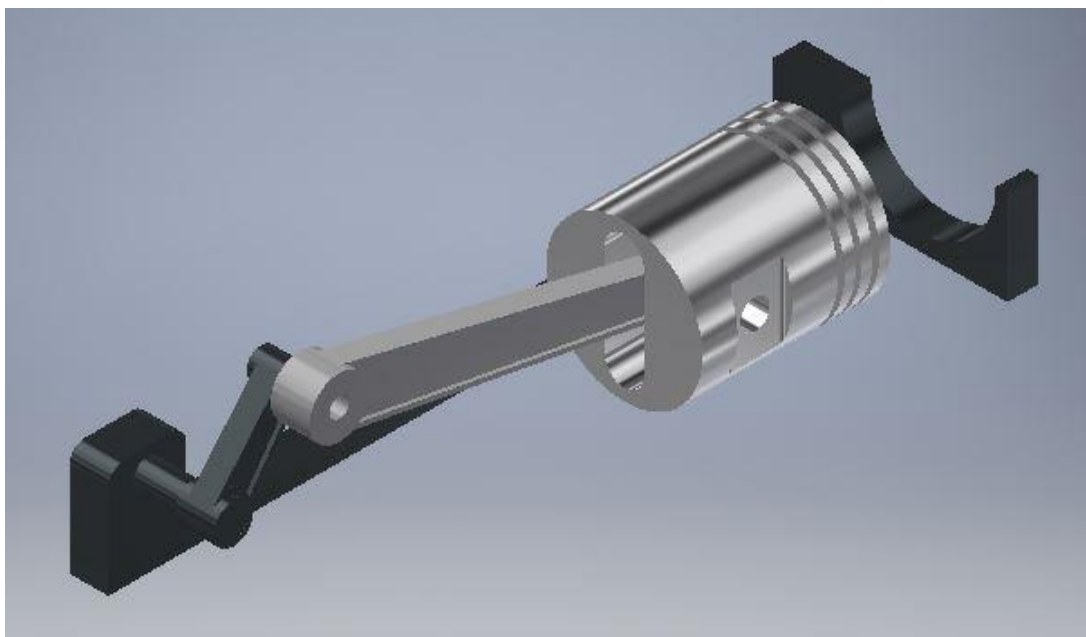
Figura 21 - Base para simulação dos mecanismos



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a montagem e simulação do mecanismo, faz-se necessário criar juntas e restrições para que o mecanismo funcione de maneira correta. Para o mecanismo biela-manivela, primeiramente cria-se uma junta de revolução entre a manivela e o pino da base, para que ela tenha movimento de rotação. Em seguida, uma junta de revolução entre a manivela e a biela faz com que a biela tenha movimento de rotação. Então, cria-se uma junta de revolução entre a biela e o pistão e finalmente uma restrição de concentricidade entre o pistão e o semicírculo da base fazem com que a biela tenha, além da rotação criada entre a manivela e ela, também o movimento de translação. Já o pistão fica restrito ao movimento de translação. A Figura 22 mostra o mecanismo biela-manivela já montado.

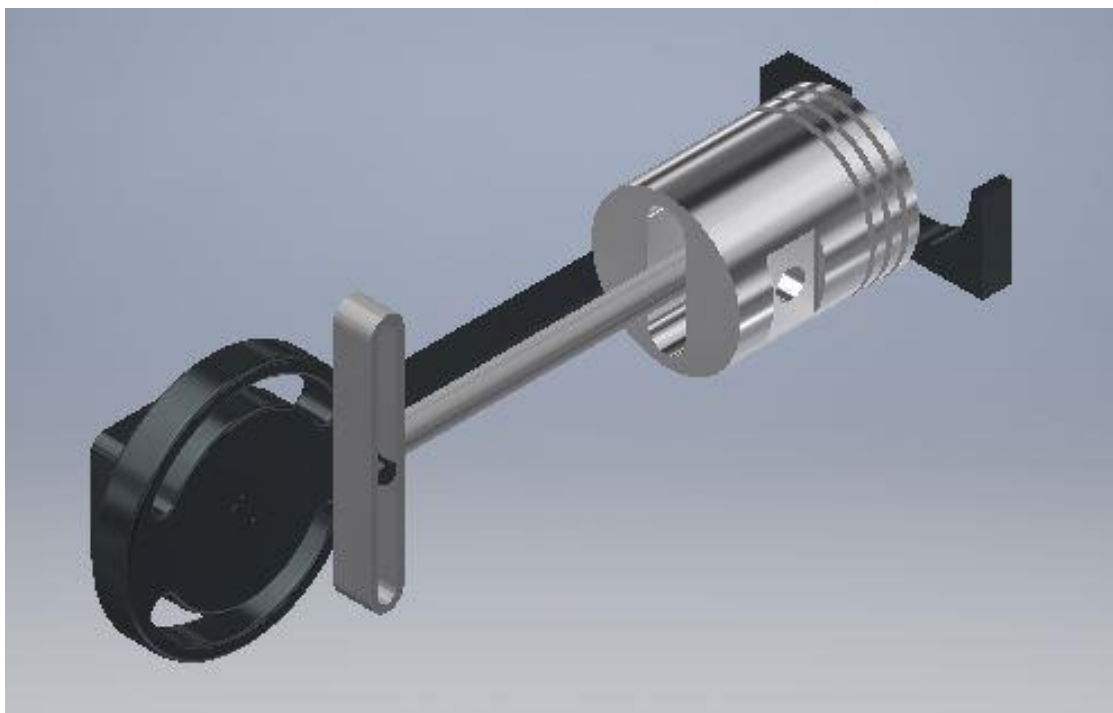
Figura 22 - Mecanismo biela-manivela montado e pronto para simulação



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para o mecanismo garfo escocês, faz-se necessário um número maior de restrições para que seja simulado de maneira correta pelo Inventor®. Primeiramente, uma junta de revolução entre a base e o elemento rotativo do garfo escocês faz com que este tenha o movimento de rotação em torno do pino. Para o deslizante e o elemento rotativo, é necessário a criação de uma junta de “Deslizamento de cilindro sobre plano” para que o deslizante tenha movimento de translação, e para que este não tenha movimento de rotação durante a simulação, é preciso criar uma restrição entre o eixo do deslizante e o semicírculo da base e, ainda, criar uma restrição de tangência entre o plano do deslizante e o plano da manivela. Por último, a junta de revolução entre o deslizante e o pistão e, como anteriormente, a restrição de concentricidade entre o pistão e o semicírculo da base para que o pistão tenha apenas o movimento de translação. A Figura 23 mostra o mecanismo garfo escocês já montado.

Figura 23 - Mecanismo garfo escocês montado e pronto para simulação



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Com os mecanismos devidamente montados, é possível colocar condições iniciais para que a simulação ocorra e, posteriormente, os dados dos esforços dinâmicos gerados por essas condições iniciais podem ser coletados. Neste estudo, será avaliado o comportamento dos dois mecanismos sob acelerações e velocidades variadas.

Primeiramente, será fornecida uma aceleração angular constante de 720 graus por segundo ao quadrado (com o mecanismo partindo do repouso) na manivela e no componente rotativo do garfo escocês por um tempo de 10 segundos e verificado os esforços desenvolvidos nos dois mecanismos. Além disso, será coletado os resultados de uma velocidade angular constante de 7.200 graus por segundo, ou seja, 1.200 rotações por minuto (valor de rotação muito próxima a de um motor elétrico de 6 polos), que é a velocidade que a aceleração de 720 graus por segundo ao quadrado atinge no tempo de 10 segundos, afim de se comparar com os resultados entre aceleração constante e velocidade constante.

Após isso, rotações mais elevadas (velocidade angular) constantes serão testadas em ambos os mecanismos. Será adotando a rotação de um motor 2 polos (3.550 rotações por minuto). Seria uma situação em que o mecanismo é acoplado na saída do motor.

Os casos dos maiores esforços encontrados através das simulações dos mecanismos serão também simulados na ferramenta de elementos finitos do Inventor®, com o intuito de se encontrar as tensões geradas devido a tais esforços. Como o intuito deste trabalho não é uma análise detalhada por elementos finitos dos mecanismos em questão, para esta análise de tensão, será utilizada as configurações padrões do software, no que diz respeito a formação de malha do componente. O intuito é ter uma noção da tensão que será gerada devido aos esforços encontrados.

Todos os casos citados acima estão desconsiderando a força peso (força gravitacional) do mecanismo, já que elevadas acelerações e velocidades estão sendo impostas. A fim de verificar a influência da força peso do mecanismo, será realizada uma simulação a uma velocidade angular mais baixa, primeiro sem considerar o peso e depois, na mesma velocidade, considerando a força gravitacional.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ACELERAÇÃO VERSUS VELOCIDADE CONSTANTE

4.1.1 Biela-Manivela

Como citado anteriormente, primeiramente será fornecida uma aceleração angular constante aos dois mecanismos. Após a realização da simulação no Inventor®, o programa é capaz de fornecer os valores de força ao longo do tempo.

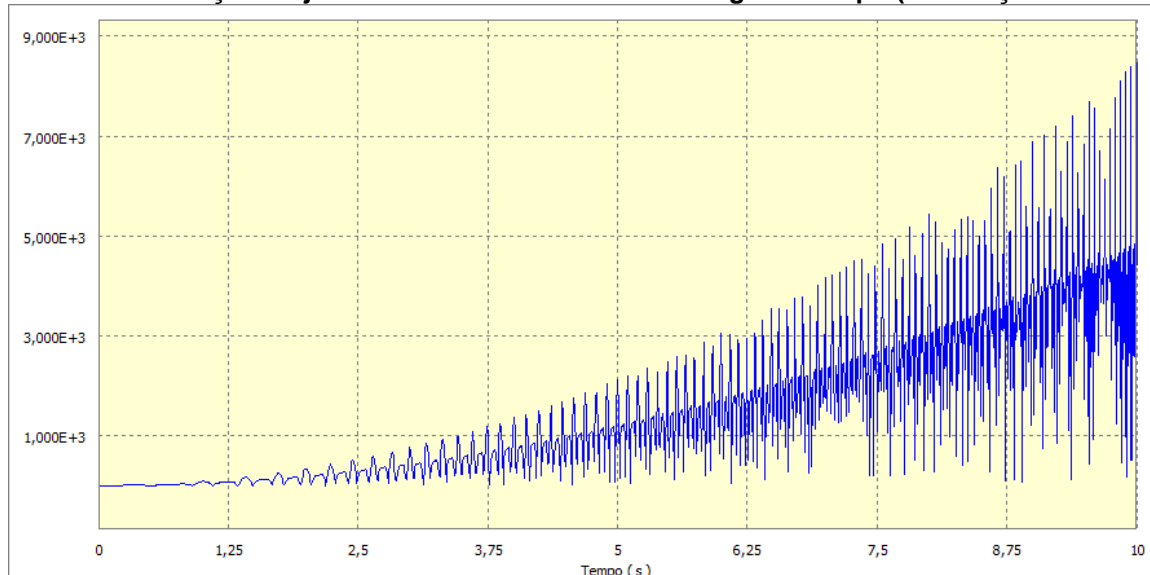
Para o mecanismo biela-manivela do primeiro caso, na junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -8.481,75 [N]$$

$$F_{12y} = -174,81 [N]$$

O Gráfico 1 apresenta as forças resultantes ao longo do tempo. O eixo das ordenadas fornece o valor da força resultante em Newtons, enquanto o eixo das abscissas fornece o tempo em segundos. O maior valor de força resultante durante a simulação foi de 8.483,55 Newtons.

Gráfico 1 - Esforços na junta 1-2 da biela-manivela ao longo do tempo (aceleração constante)



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 8.471,38 [N]$$

$$F_{23y} = -1,67 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 8.471,38 Newtons. Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{34x} = 8.333,88 [N]$$

$$F_{34y} = 174,88 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 8.335,71 Newtons.

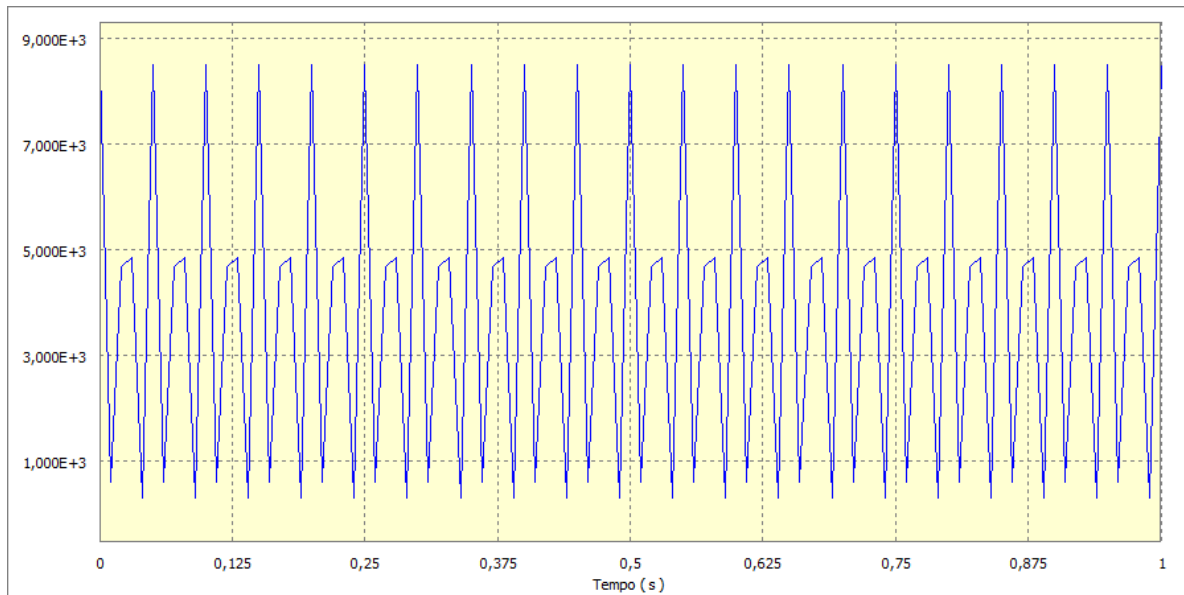
Ao se impor a velocidade angular constante anteriormente citada (7200 graus por segundo) na biela-manivela do primeiro caso, também é possível coletar as informações dos esforços nas juntas. Para a velocidade constante, o tempo de simulação não faz diferença, desde que haja tempo para a manivela realizar uma rotação inteira, pois a partir da primeira rotação, o gráfico passa a se repetir (já que a velocidade é constante, ou seja, a aceleração é nula, e após a primeira rotação a manivela irá voltar a passar pelas mesmas posições já realizadas na primeira volta, o que resulta em mesmos valores de força).

Na junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -8.481,75 [N]$$

$$F_{12y} = -174,81 [N]$$

O Gráfico 2 apresenta as forças resultantes ao longo do tempo. O maior valor de força resultante durante a simulação foi de 8.483,55 Newtons.

Gráfico 2 - Esforços na junta 1-2 da biela-manivela ao longo do tempo (velocidade constante)

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 8.471,38 [N]$$

$$F_{23y} = -1,67 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 8.471,38 Newtons. Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{34x} = 8.333,88 [N]$$

$$F_{34y} = 174,88 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 8.335,71 Newtons.

4.1.2 Garfo Escocês

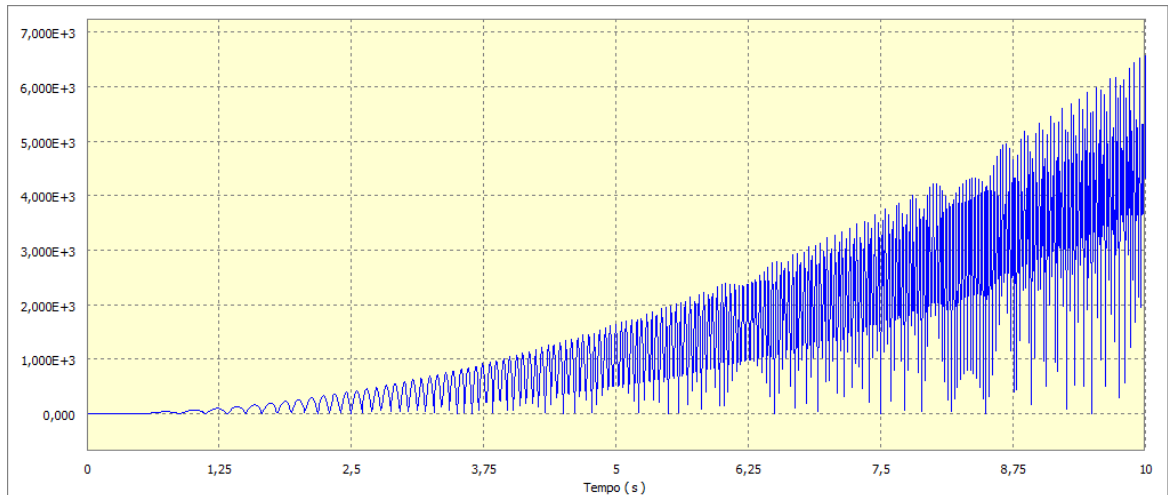
Agora, para o garfo escocês do primeiro caso, impondo a mesma aceleração angular constante de 720 graus por segundo ao quadrado, pelos mesmos 10 segundos, é possível obter os valores de força ao longo do tempo. Para a junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -6.587,33 [N]$$

$$F_{12y} = -0,003 [N]$$

O Gráfico 3 apresenta as forças resultantes ao longo do tempo. O maior valor de força resultante durante a simulação foi de 6.587,33 Newtons.

Gráfico 3 - Esforços na junta 1-2 do garfo escocês ao longo do tempo (aceleração constante)



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = -6.583,82 [N]$$

$$F_{23y} = 0,00 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 6.583,82 Newtons. Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{34x} = 6.451,17 [N]$$

$$F_{34y} = -0,001 [N]$$

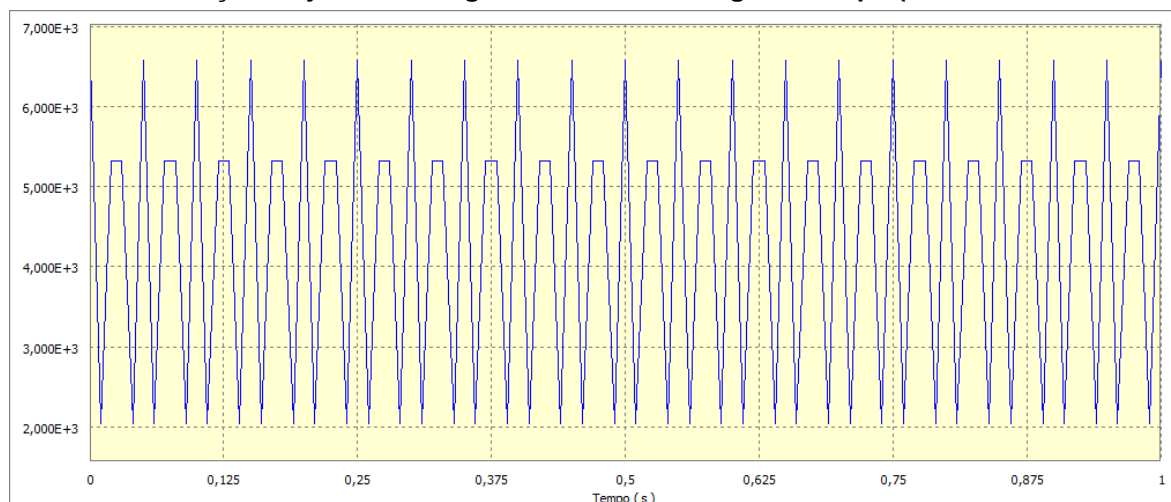
O maior valor de força resultante foi de 6.451,17 Newtons.

Agora, para o garfo escocês com uma velocidade angular constante de 7200 graus por segundo (1200 rotações por minuto), para a junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -6.587,33 [N]$$

$$F_{12y} = -0,00 [N]$$

O Gráfico 4 apresenta as forças resultantes ao longo do tempo. O maior valor de força resultante durante a simulação foi de 6.587,33 Newtons.

Gráfico 4 - Esforços na junta 1-2 do garfo escocês ao longo do tempo (velocidade constante)

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = -6.583,82 [N]$$

$$F_{23y} = 0,00 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 6.583,82 Newtons. Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{34x} = 6.451,17 [N]$$

$$F_{34y} = -0,001 [N]$$

O maior valor de força resultante foi de 6.451,17 Newtons.

Foi possível verificar que, para os dois mecanismos, as maiores forças atingidas enquanto existia apenas aceleração, foram as mesmas que as encontradas quando existiu apenas a velocidade. No caso, quando um mecanismo acelera por um tempo, e depois passa a ter velocidade constante (o que acontece em grande parte dos casos), é mais conveniente realizar a análise dinâmica do mecanismo já em velocidade constante, já que com isso, a aceleração será nula, o que acaba facilitando a análise cinemática, a qual precede a análise dinâmica.

Portanto, será necessário fazer a análise cinemática com aceleração não nula apenas em casos que se desejar saber os esforços para esta determinada situação, pois caso se queira saber os esforços máximos no mecanismo, é mais conveniente utilizar a sua velocidade (rotação) máxima atingida, já que acaba facilitando os

cálculos. Foi realizada as mesmas simulações no segundo caso dos dois mecanismos, e os resultados podem ser visualizados na Tabela 2 e na Tabela 3.

Tabela 2 – Biela-manivela do caso 2

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Aceleração angular constante (720 graus/s ²)	2616,01	2606,74	2516,66
Velocidade angular constante (7.200 graus/s)	2616,01	2606,74	2516,66

Fonte: Aatoria Própria (2016)

Tabela 3 - Garfo escocês do caso 2

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Aceleração angular constante (720 graus/s ²)	1133,94	1112,48	653,02
Velocidade angular constante (7.200 graus/s)	1133,94	1112,48	653,02

Fonte: Aatoria Própria (2016)

O terceiro caso também foi testado, e os resultados obtidos são mostrados na Tabela 4 e na Tabela 5.

Tabela 4 - Biela-manivela do caso 3

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Aceleração angular constante (720 graus/s ²)	987,47	930,45	351,35
Velocidade angular constante (7.200 graus/s)	987,47	930,45	351,35

Fonte: Aatoria Própria (2016)

Tabela 5 - Garfo escocês do caso 3

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Aceleração angular constante (720 graus/s ²)	701,4	681,43	269,21
Velocidade angular constante (7.200 graus/s)	701,4	681,43	269,21

Fonte: Aatoria Própria (2016)

Muitas vezes, para o projeto de um mecanismo desse tipo, se deseja ter a informação de quais são os maiores esforços que cada elemento estará submetido para realizar o seu dimensionamento correto. Sendo assim, basta realizar o cálculo com a máxima velocidade atingida pelo mecanismo que se terá os maiores esforços desenvolvidos no mesmo.

4.2 VELOCIDADE CONSTANTE

4.2.1 Primeiro Caso

Para a velocidade angular constante, decidiu-se plotar os gráficos das forças nas juntas apenas com o tempo necessário para a manivela realizar uma revolução completa, já que ao iniciar uma nova revolução, os valores das forças voltam a se repetir. Também, uma escala menor de tempo, facilita a leitura do gráfico.

Como a velocidade escolhida foi de 3550 rotações por minuto, o tempo necessário para a manivela realizar uma revolução completa é de aproximadamente 0,017 segundos. É válido ressaltar que para todos os casos, a manivela estará partindo de 0 radianos.

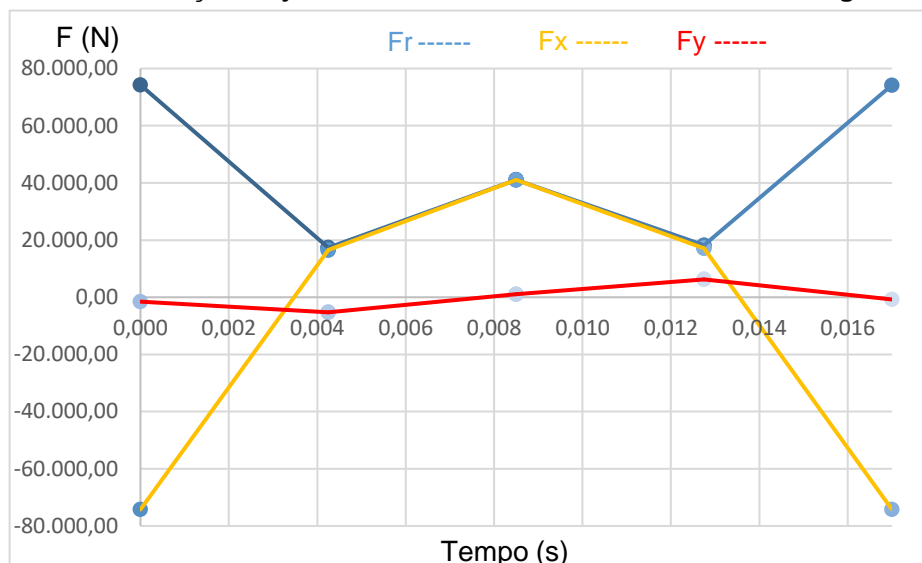
Para a biela-manivela do primeiro caso, na junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -74.231,00 [N]$$

$$F_{12y} = -1.530,40 [N]$$

$$F_{12} = 74.246,80 [N]$$

O Gráfico 5 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e a manivela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 5 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

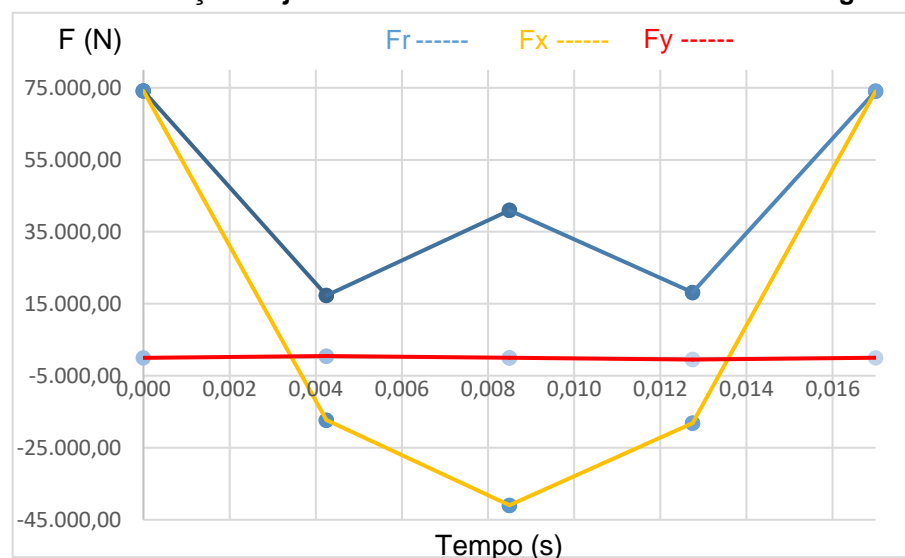
Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 74.140,20 [N]$$

$$F_{23y} = -14,17 [N]$$

$$F_{23} = 74.140,20 [N]$$

O Gráfico 6 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a manivela e a biela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 6 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

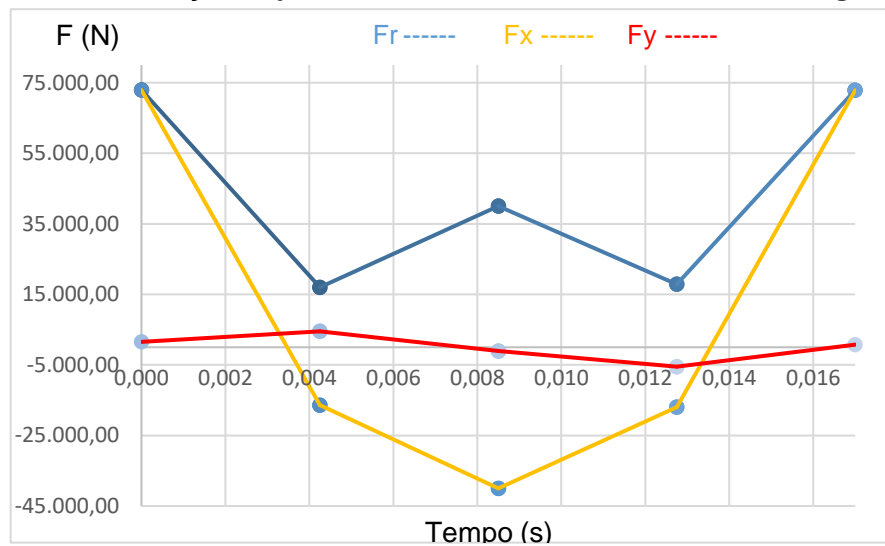
$$F_{34x} = 72.936,80 [N]$$

$$F_{34y} = 1.530,40 [N]$$

$$F_{34} = 72.952,90 [N]$$

O Gráfico 7 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a biela e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 7 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

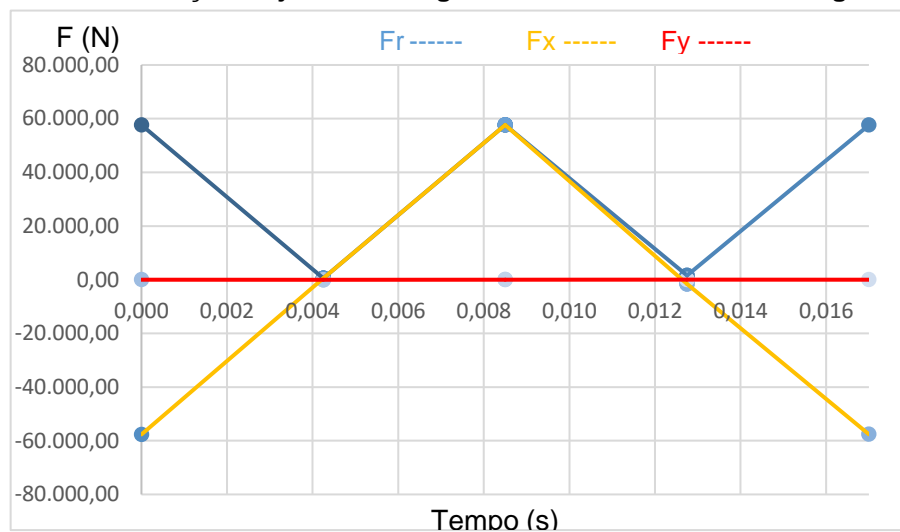
Para o garfo escocês do primeiro caso, na junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -57.650,50 [N]$$

$$F_{12y} = -0,56 [N]$$

$$F_{12} = 57.650,50 [N]$$

O Gráfico 8 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e o elemento rotativo para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 8 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

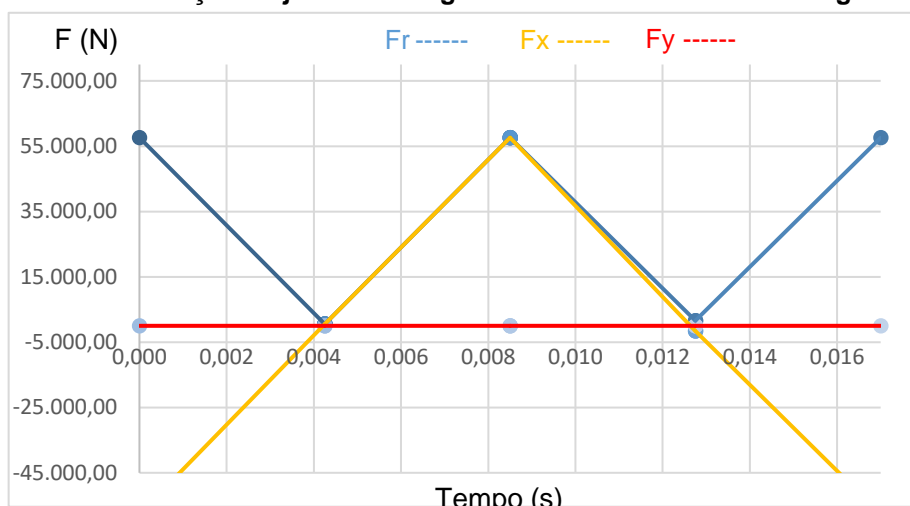
Para a junta entre elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 57.619,90 [N]$$

$$F_{23y} = 0,00 [N]$$

$$F_{23} = 57.619,90 [N]$$

O Gráfico 9 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 9 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

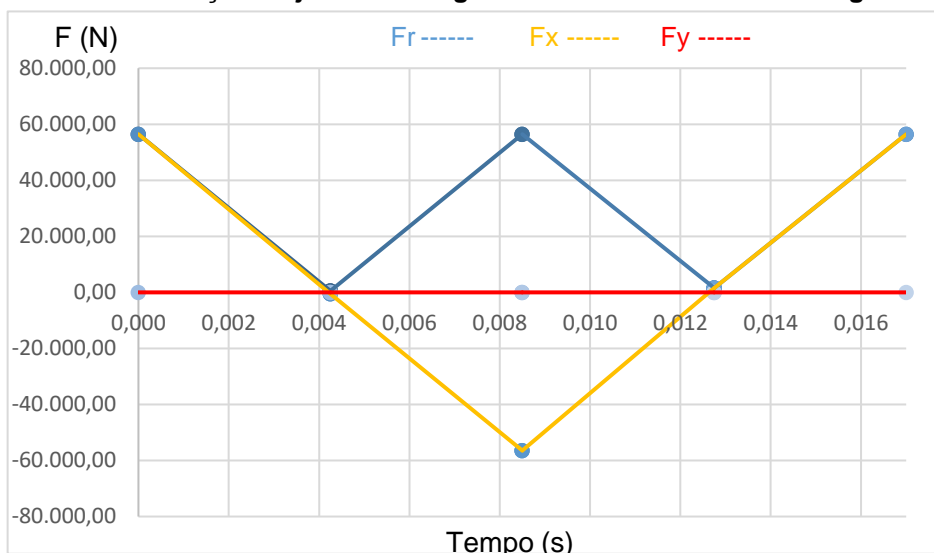
$$F_{34x} = 56.458,90 [N]$$

$$F_{34y} = -0,01 [N]$$

$$F_{34} = 56.458,90 [N]$$

O Gráfico 10 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o deslizante e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 10 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

4.2.2 Segundo Caso

Para a biela-manivela do segundo caso, na junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

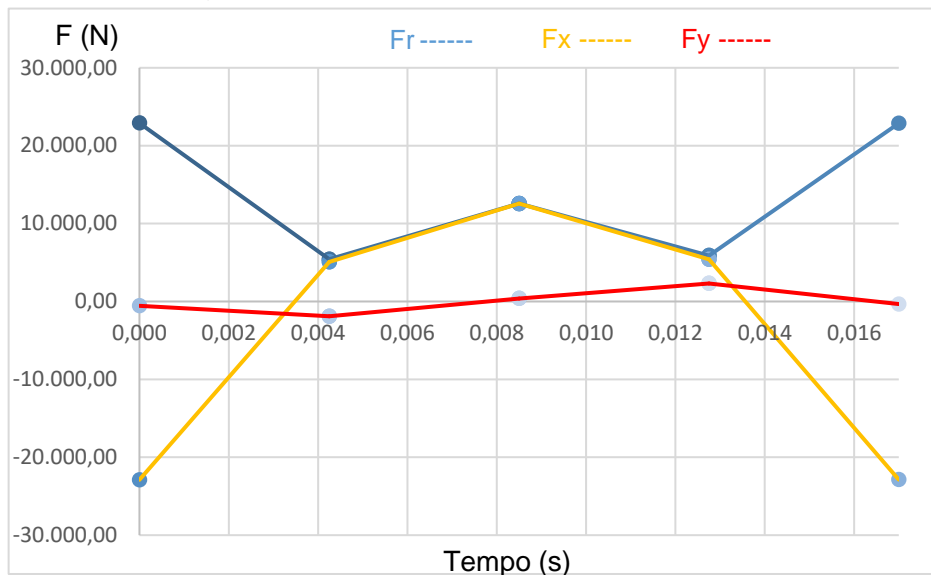
$$F_{12x} = -22.888,20 [N]$$

$$F_{12y} = -558,34 [N]$$

$$F_{12} = 22.895,00 [N]$$

O Gráfico 11 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e a manivela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 11 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

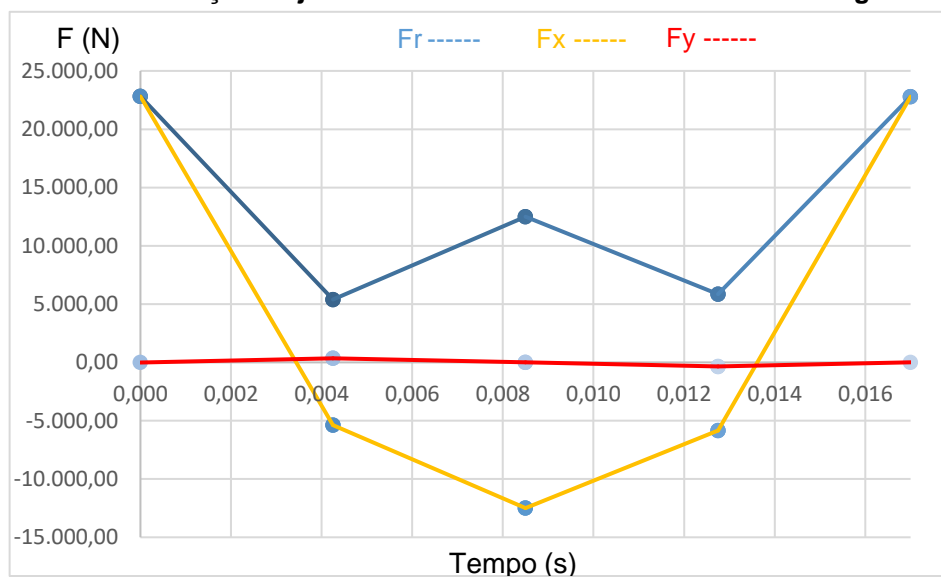
$$F_{23x} = 22.813,80 [N]$$

$$F_{23y} = -11,95 [N]$$

$$F_{23} = 22.813,80 [N]$$

O Gráfico 12 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a manivela e a biela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 12 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

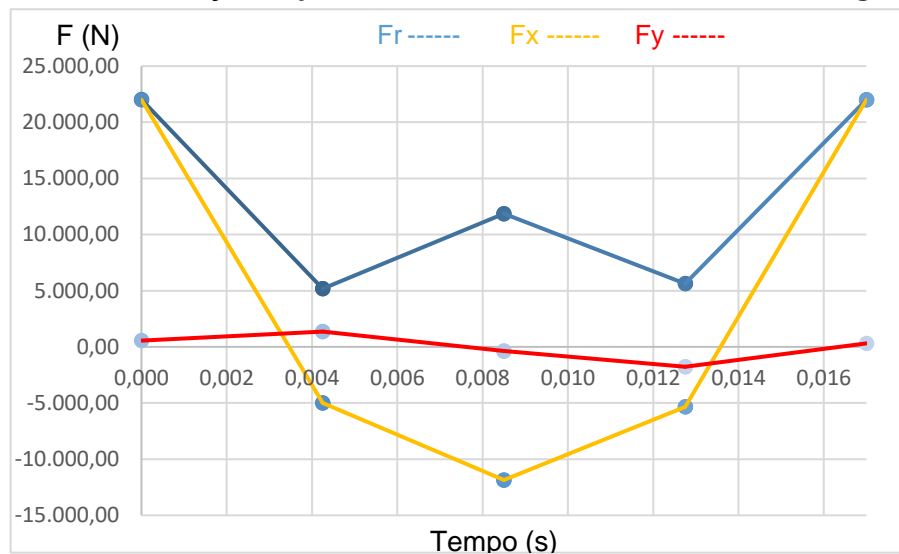
$$F_{34x} = 22.018,40 [N]$$

$$F_{34y} = 558,34 [N]$$

$$F_{34} = 22.025,50 [N]$$

O Gráfico 13 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a biela e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 13 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para o garfo escocês do segundo caso, na junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

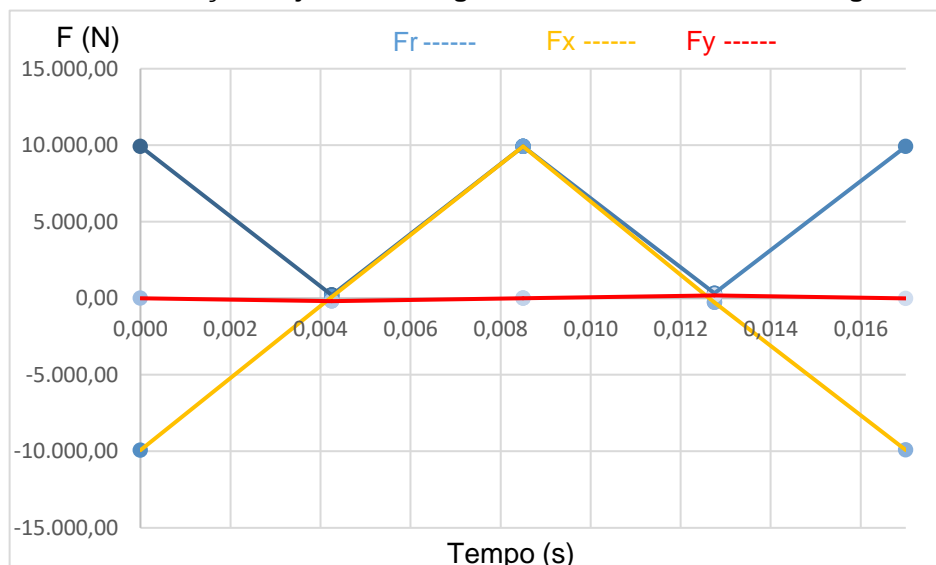
$$F_{12x} = -9.923,91 [N]$$

$$F_{12y} = -6,88 [N]$$

$$F_{12} = 9.923,91 [N]$$

O Gráfico 14 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e o elemento rotativo para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 14 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

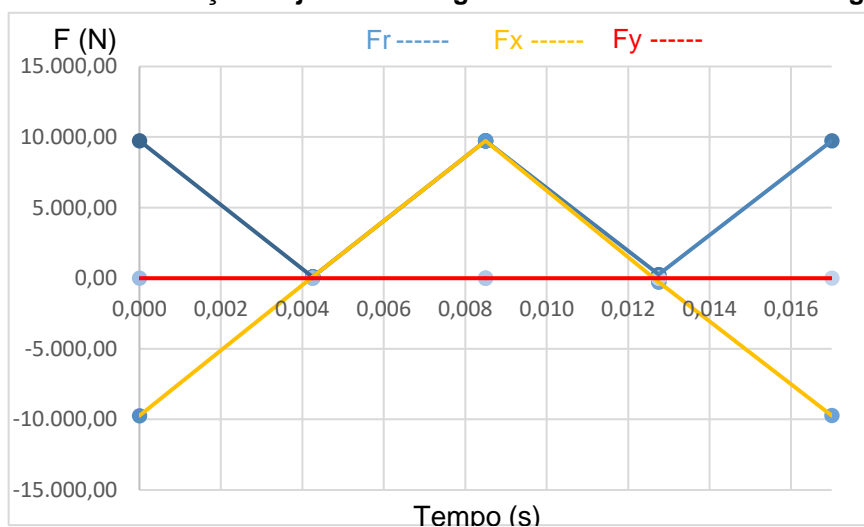
$$F_{23x} = -9.736,15 [N]$$

$$F_{23y} = 0,00 [N]$$

$$F_{23} = 9.736,15 [N]$$

O Gráfico 15 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 15 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

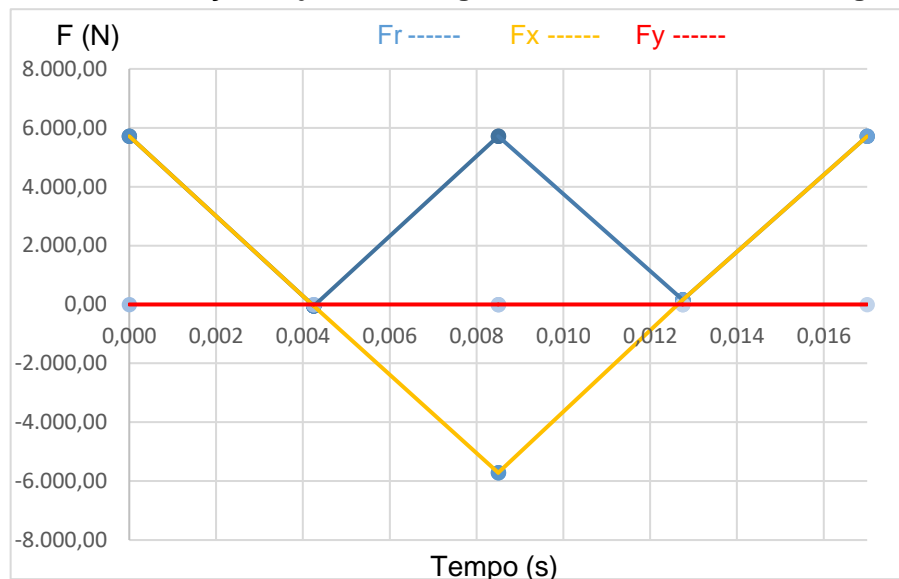
$$F_{34x} = 5.715,09 [N]$$

$$F_{34y} = 0,01 [N]$$

$$F_{34} = 5.715,09 [N]$$

O Gráfico 16 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o deslizante e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 16 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 2 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

4.2.3 Terceiro Caso

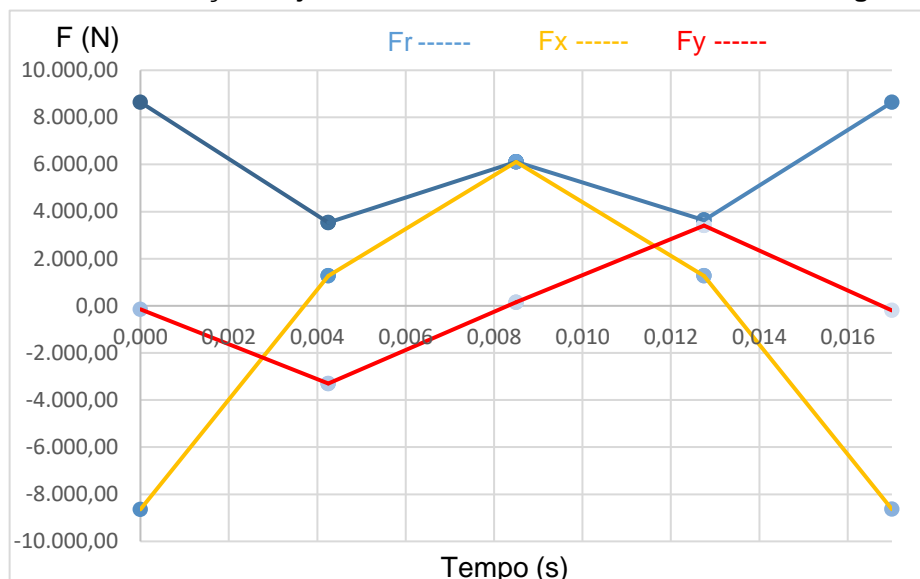
Para a biela-manivela do terceiro caso, na junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -8.640,95 [N]$$

$$F_{12y} = -147,48 [N]$$

$$F_{12} = 8.642,21 [N]$$

O Gráfico 17 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e a manivela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 17 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

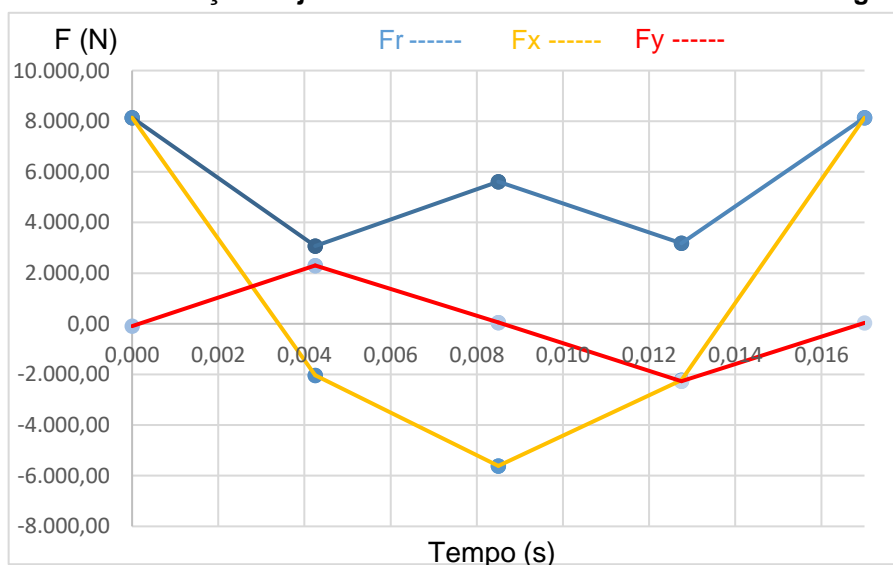
Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 8.142,68 [N]$$

$$F_{23y} = -92,04 [N]$$

$$F_{23} = 8.143,20 [N]$$

O Gráfico 18 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a manivela e a biela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 18 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

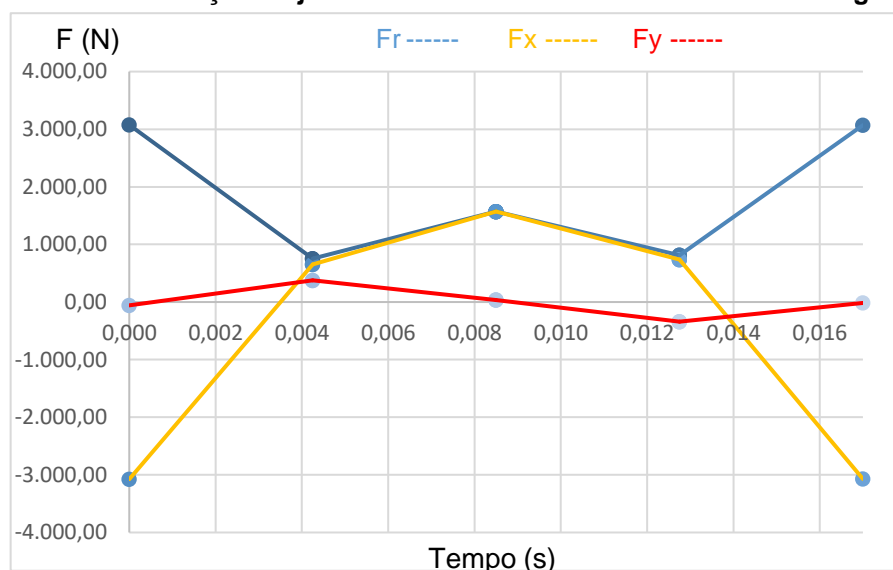
$$F_{34x} = -3.074,39 [N]$$

$$F_{34y} = -57,09 [N]$$

$$F_{34} = 3.074,92 [N]$$

O Gráfico 19 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a biela e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 19 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 3 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para o garfo escocês do terceiro caso, na junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

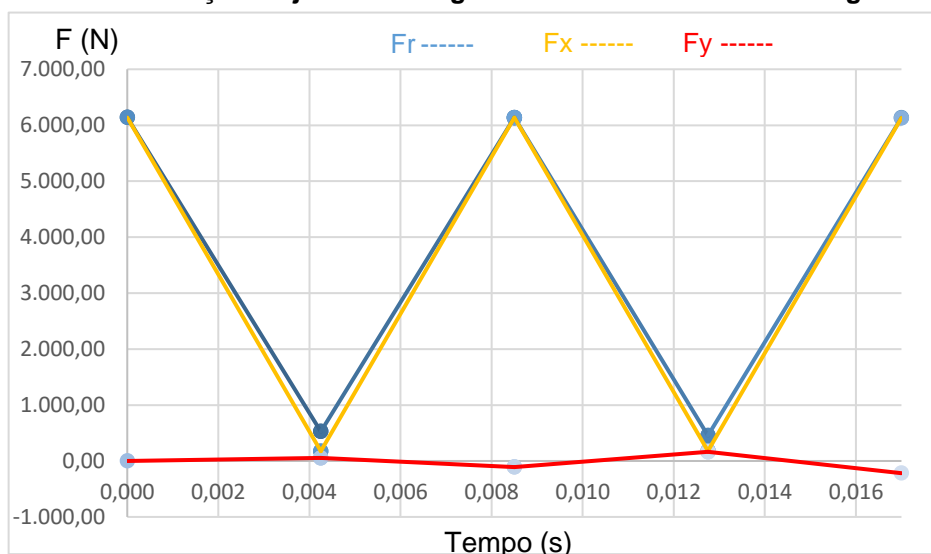
$$F_{12x} = 6.138,44 [N]$$

$$F_{12y} = -4,22 [N]$$

$$F_{12} = 6.138,44 [N]$$

O Gráfico 20 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e o elemento rotativo para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 20 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

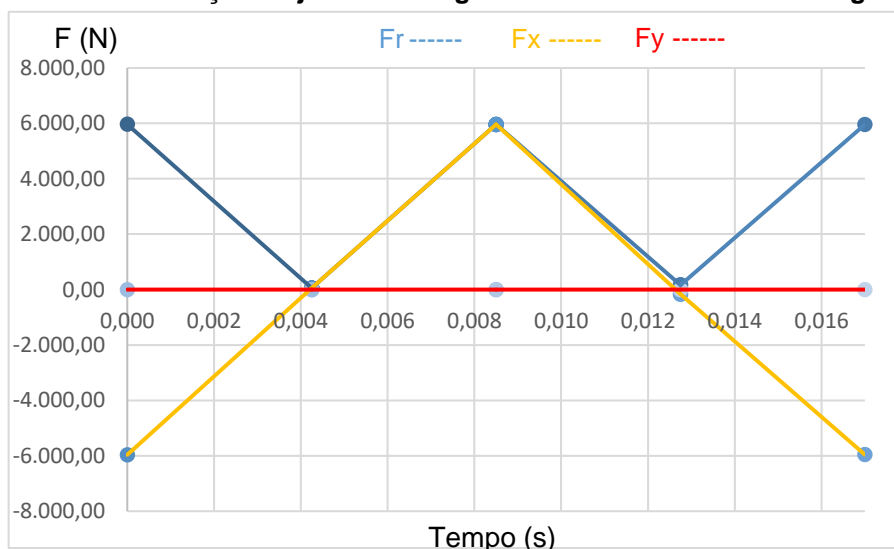
$$F_{23x} = -5.963,68 [N]$$

$$F_{23y} = 0,00 [N]$$

$$F_{23} = 5.963,68 [N]$$

O Gráfico 21 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 21 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

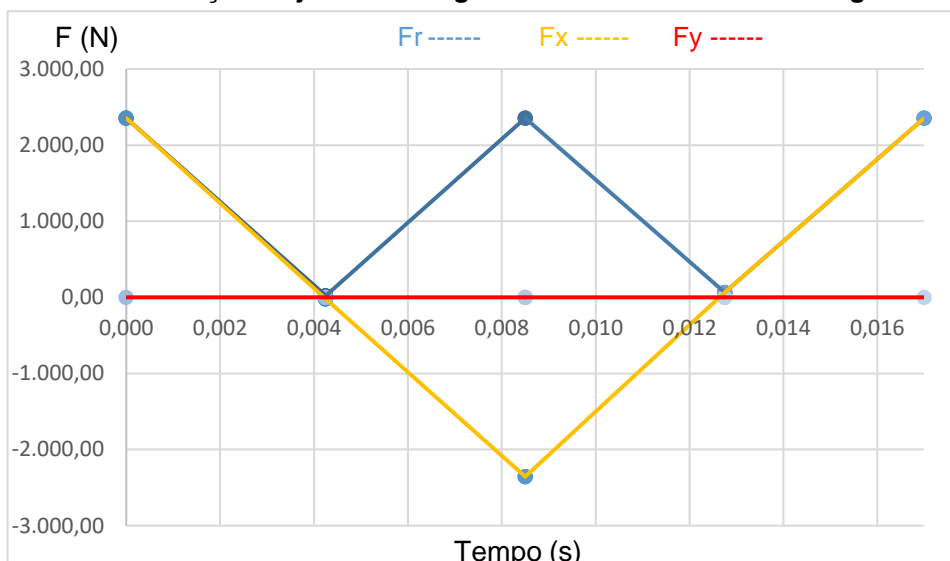
$$F_{34x} = 2.356,06 \text{ [N]}$$

$$F_{34y} = -0,01 \text{ [N]}$$

$$F_{34} = 2.356,06 \text{ [N]}$$

O Gráfico 22 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o deslizante e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 22 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 3 ao longo do tempo



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

É possível perceber, nos três casos, que as forças nas juntas são consideravelmente maiores na biela-manivela. A Tabela 6 mostra de forma resumida os valores máximos de força encontrado em cada junta dos mecanismos para o primeiro caso.

Tabela 6 - Valores de força resultante para o caso 1

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela	74.246,80	74.140,20	72.952,90
Garfo Escocês	57.650,50	57.619,90	56.458,90

Fonte: Autoria Própria (2016)

A Tabela 7 mostra os valores máximos de força encontrado em cada junta dos mecanismos para o segundo caso.

Tabela 7 - Valores de força resultante para o caso 2

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela	22.895,00	22.813,80	22.025,50
Garfo Escocês	9.923,91	9.736,15	5.715,09

Fonte: Autoria Própria (2016)

A Tabela 8 mostra os valores máximos de força encontrado em cada junta dos mecanismos para o segundo caso.

Tabela 8 - Valores de força resultante para o caso 3

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela	8.642,21	8.143,20	3.074,92
Garfo Escocês	6.138,44	5.963,68	2.356,06

Fonte: Autoria Própria (2016)

Para os três casos estudados fica claro que as forças nas juntas são bem menores no garfo escocês. Quando se tem uma rotação, seja na manivela ou no elemento rotativo, a ideia é que a biela-manivela ou o garfo escocês sejam capaz de fornecer uma força adequada através do pistão e nesse quesito, a biela-manivela se mostrou melhor em todos os casos, sendo capaz de fornecer uma força “de saída” maior.

Também é possível perceber que para um mecanismo de maior porte (caso 1) os esforços em cada junta são muito parecidos, ou seja, os mecanismos estão conseguindo transmitir uma força de saída muito boa, quando comparada com os esforços desenvolvidos nas demais juntas. Já para o caso 3, os dois mecanismos tiveram uma força de saída que não chega nem na metade das forças desenvolvidas nas juntas 1-2 e 2-3 (ou seja, não conseguem nem transmitir 50% das forças encontradas nas demais juntas). No segundo caso, a biela-manivela foi capaz de transmitir uma força de saída razoável, enquanto que o garfo escocês transmitiu pouco mais de metade das forças desenvolvidas nas demais juntas.

4.3 ANÁLISE DE TENSÃO

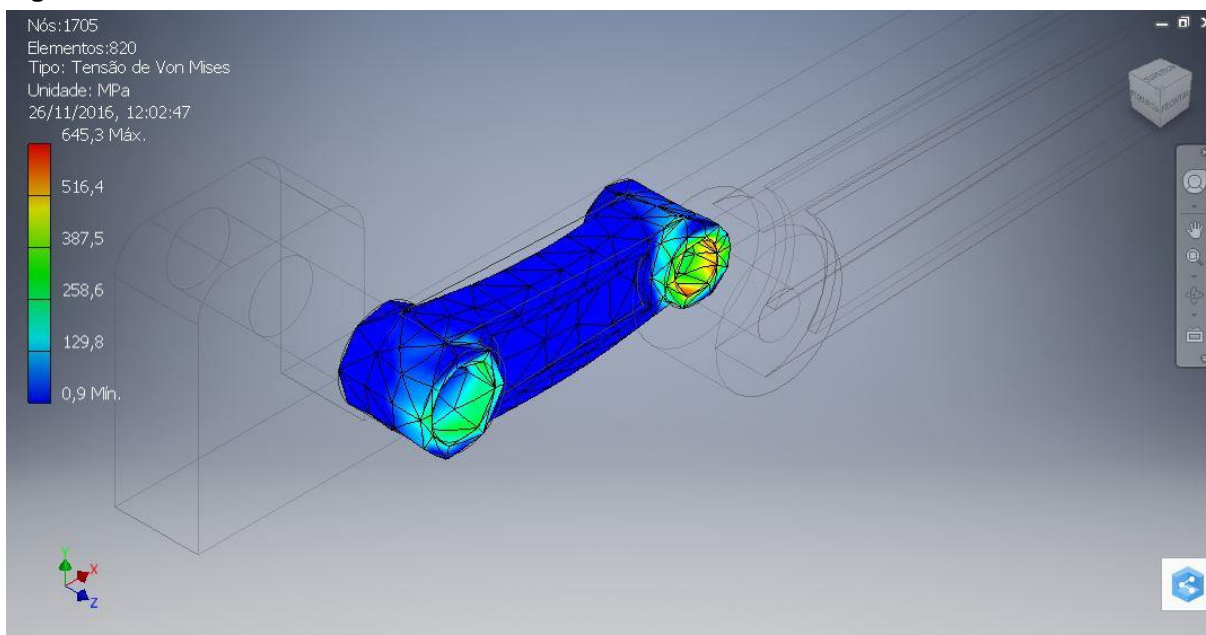
Para a análise de tensão, será utilizado os valores das forças encontradas para a velocidade constante de 3550 rotações por minuto. Como o intuito é realizar uma análise de tensão superficial, apenas o primeiro caso dos mecanismos apresentados será analisado para se verificar a tensão, já que para os casos 2 e 3 as forças encontradas foram consideravelmente menores.

No Inventor® é possível transmitir diretamente os esforços encontrados na simulação dinâmica para fazer um estudo de tensão em cada componente do mecanismo. Após trazer os esforços da simulação dinâmica, é necessário especificar o tipo de restrição que se tem no mecanismo. Para o caso estudado, tanto na biela-manivela como no garfo escocês, todas as juntas são pinadas, então basta informar ao programa as juntas pinadas.

Os materiais de cada componente dos mecanismos já foram definidos anteriormente (requisito exigido pelo software para possibilitar a análise de tensão). Portanto, para a simulação por elementos finitos no Inventor®, basta gerar a malha. Como explicado na metodologia, já que o intuito deste trabalho não é uma análise por elementos finitos profunda e detalhada, será utilizado a configuração padrão do programa para a geração das malhas. É válido ressaltar que para esta simulação, é realizada uma análise estática no componente para os esforços encontrados.

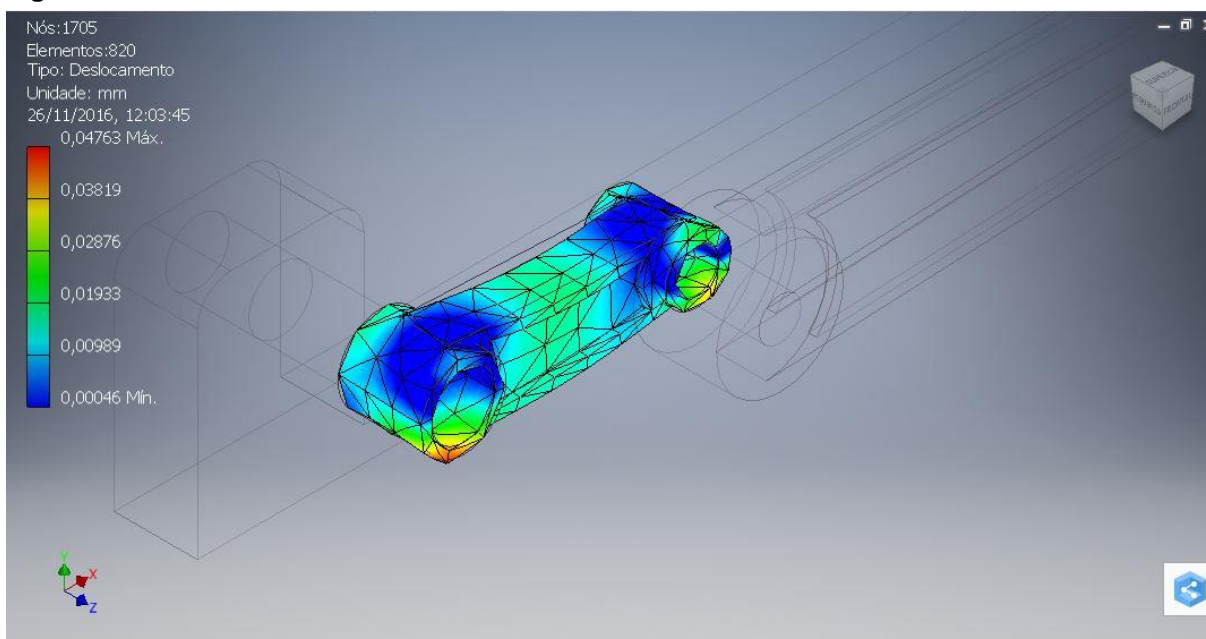
Para a biela-manivela do caso 1, na manivela, o programa gerou 1.705 nós e 820 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 24, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 25.

Figura 24 - Tensão de Von Mises na manivela do caso 1



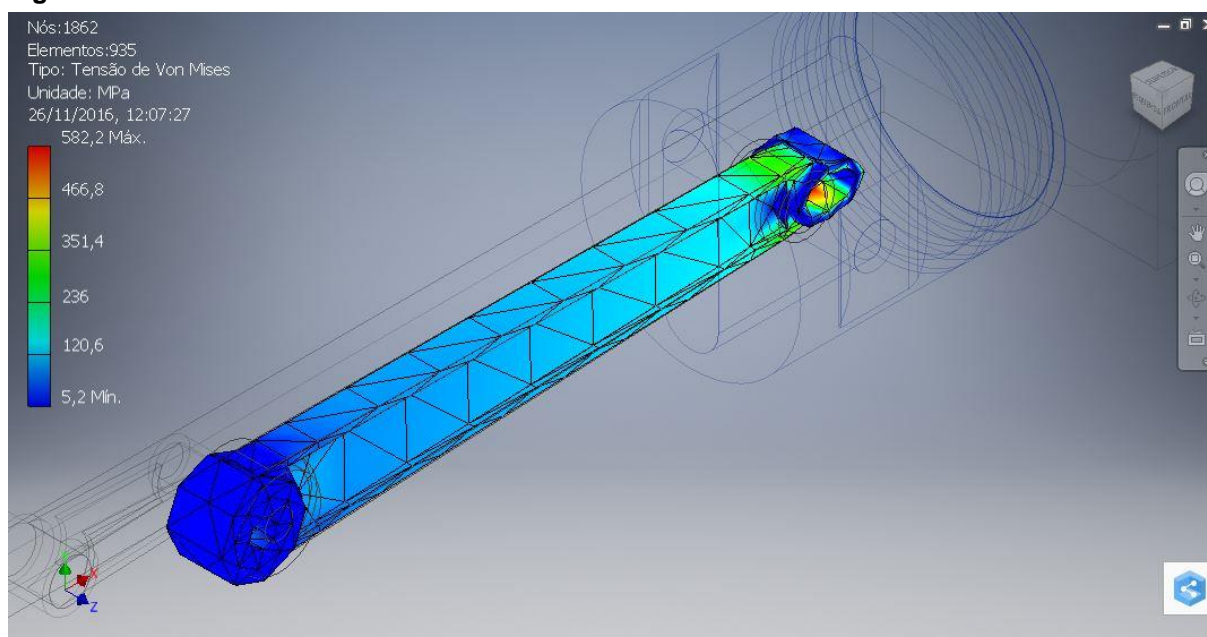
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 25 - Deslocamento na manivela do caso 1

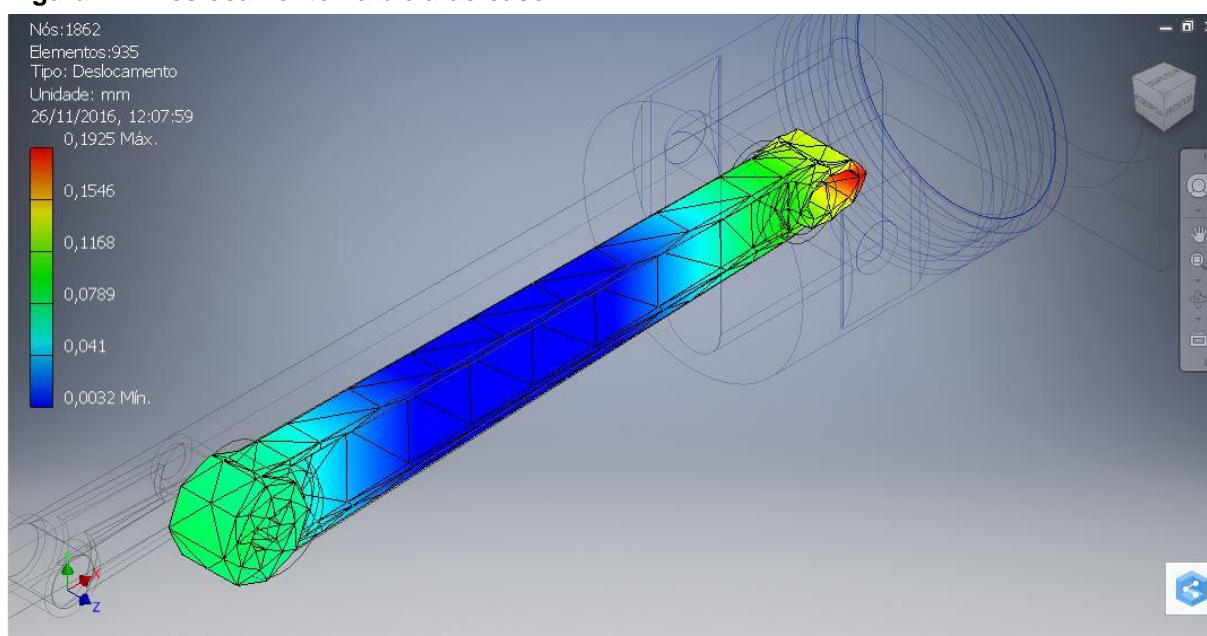


Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para a biela, o programa gerou 1.862 nós e 935 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 26, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 27.

Figura 26 - Tensão de Von Mises na biela do caso 1

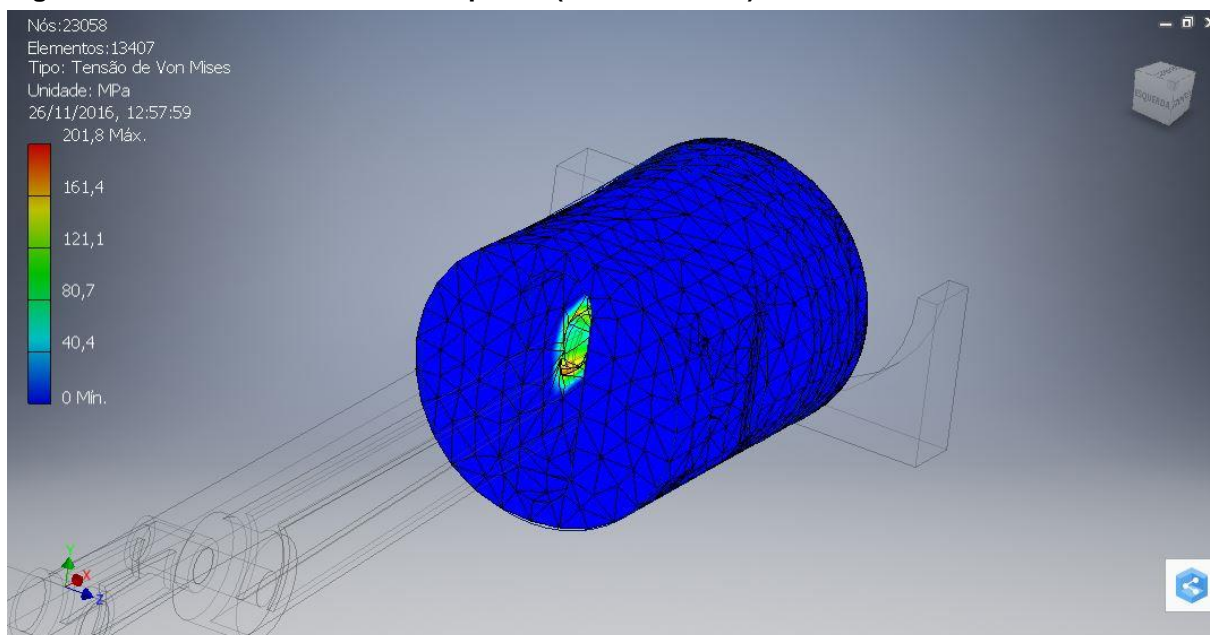
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 27 - Deslocamento na biela do caso 1

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

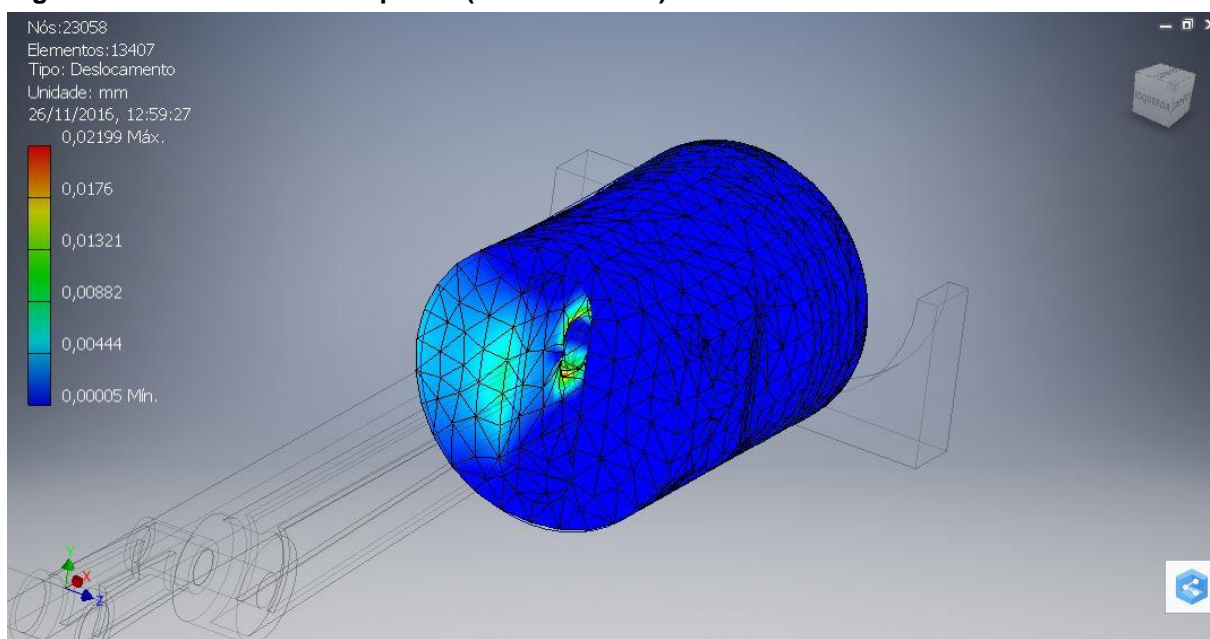
Para o pistão, o programa gerou 23.700 nós e 13.826 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 28, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 29.

Figura 28 - Tensão de Von Mises no pistão (biela-manivela) do caso 1



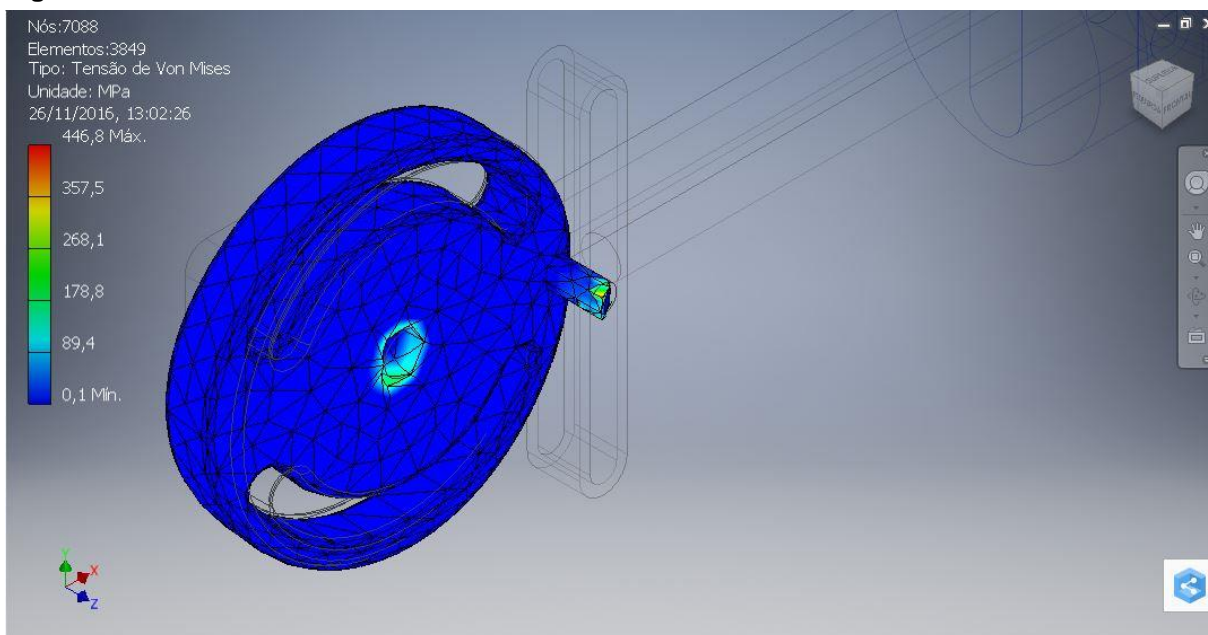
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 29 - Deslocamento no pistão (biela-manivela) do caso 1

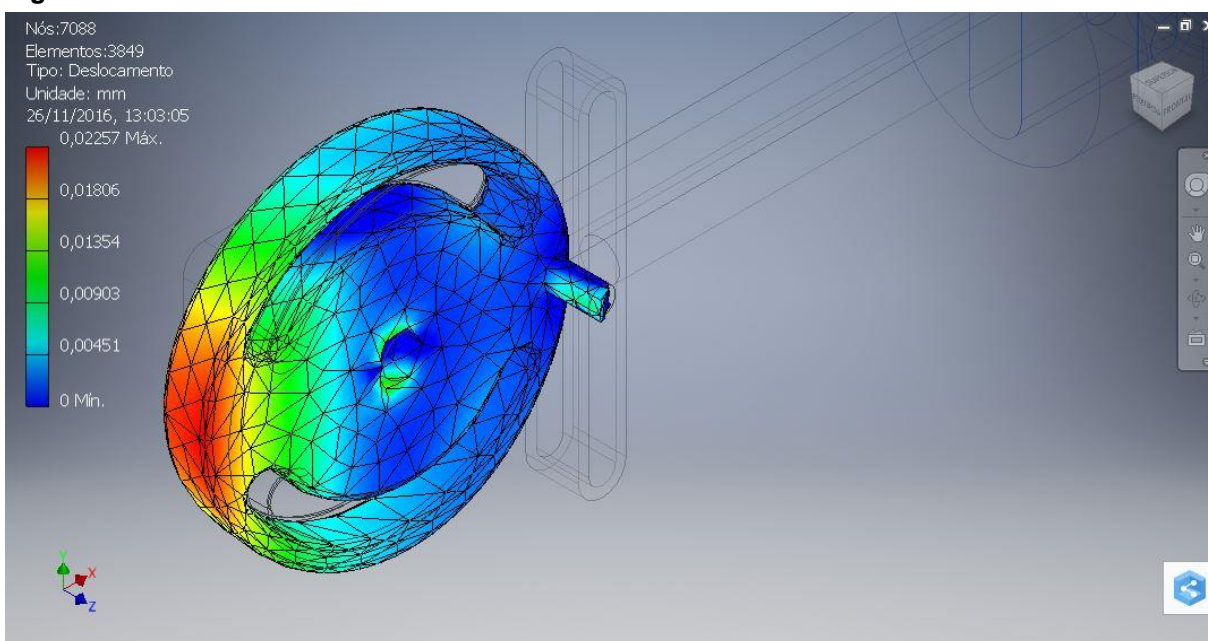


Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para o garfo escocês do caso 1, no elemento rotativo, o programa gerou 7.088 nós e 3.849 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 30, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 31.

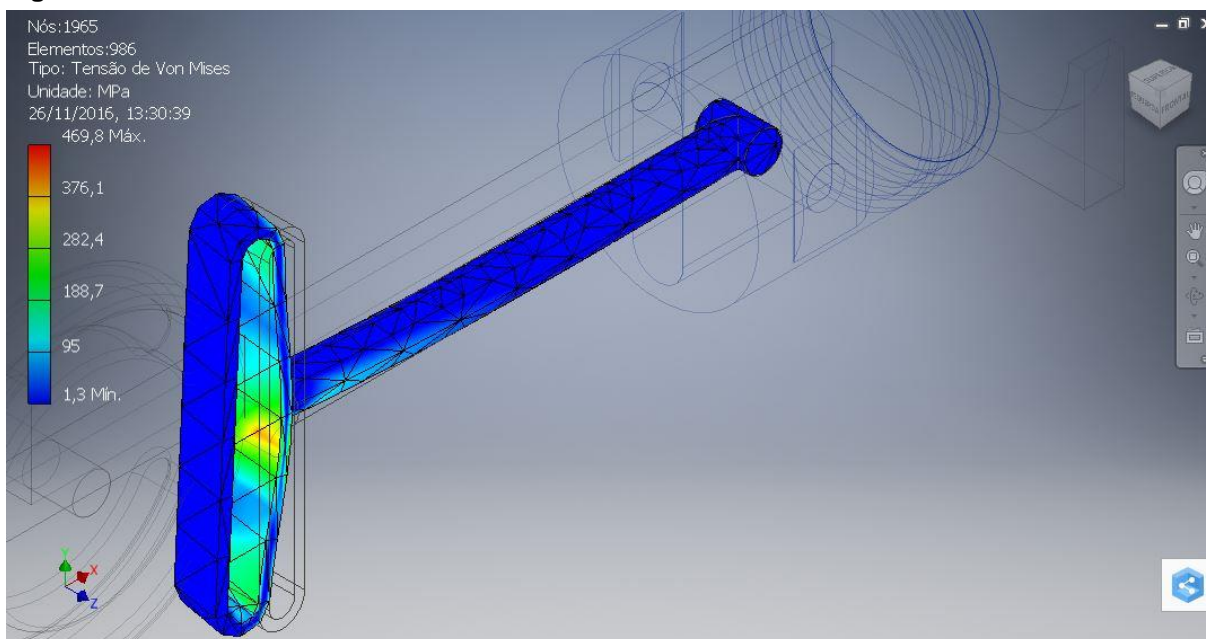
Figura 30 - Tensão de Von Mises no elemento rotativo do caso 1

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

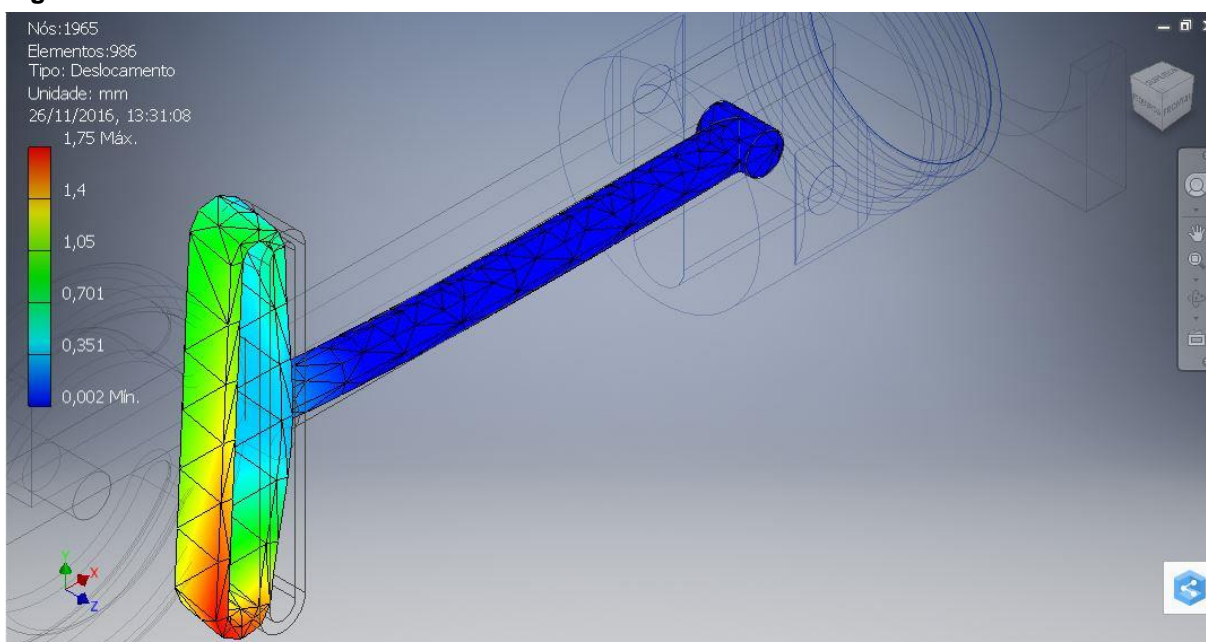
Figura 31 - Deslocamento no elemento rotativo do caso 1

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Para o deslizador, o programa gerou 1.965 nós e 986 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 32, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 33.

Figura 32 - Tensão de Von Mises no deslizante do caso 1

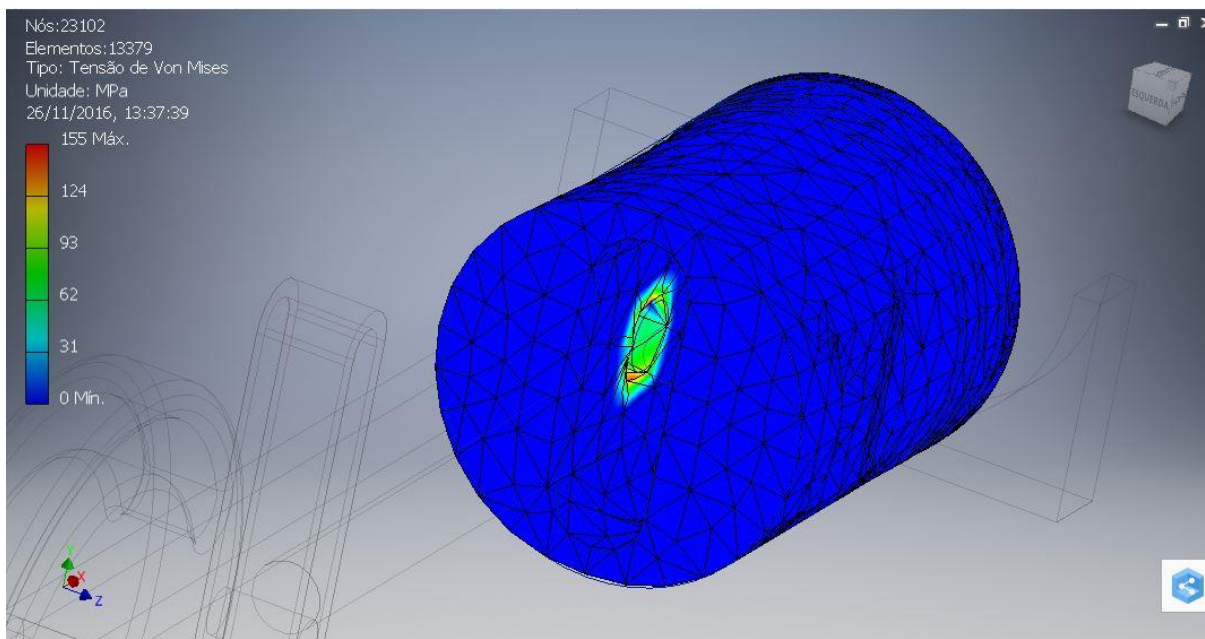
Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 33 - Deslocamento no deslizante do caso 1

Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

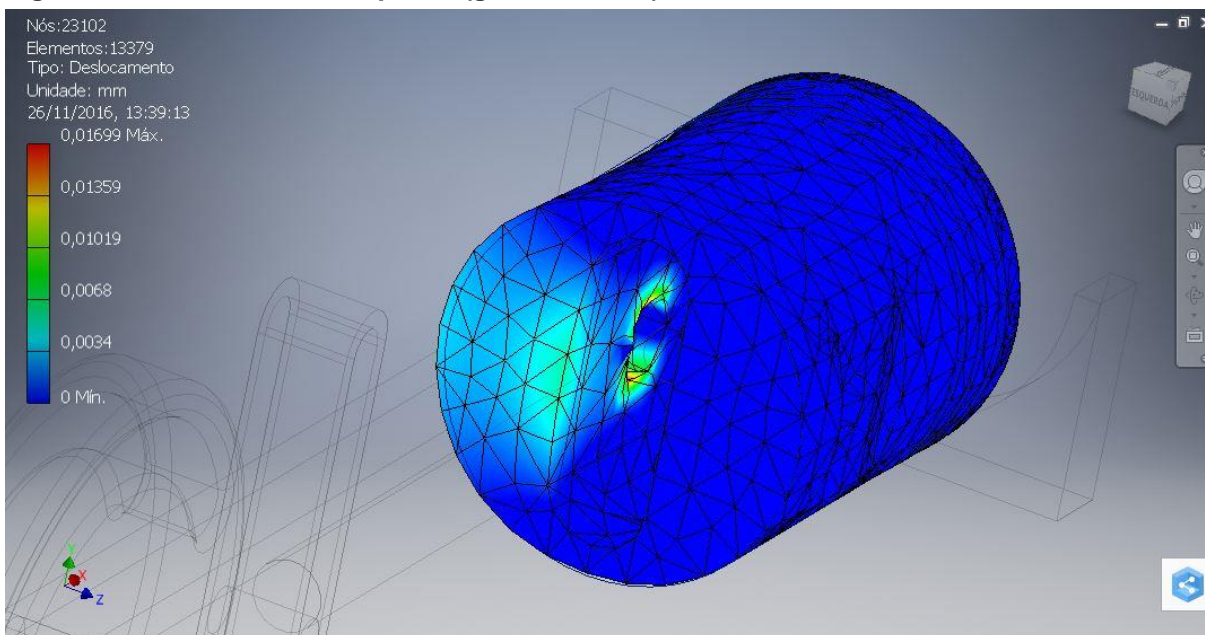
Para o pistão, o programa gerou 23.102 nós e 13.379 elementos. As tensões geradas pelos esforços da simulação dinâmica podem ser verificadas na Figura 34, assim como o deslocamento é mostrado na Figura 35.

Figura 34 - Tensão de Von Mises no pistão (garfo escocês) do caso 1



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Figura 35 - Deslocamento no pistão (garfo escocês) do caso 1



Fonte: Autoria Própria através do Inventor® (2016)

Como era esperado, as tensões no garfo escocês acabaram sendo menores que as tensões na biela-manivela (considerando que as forças encontradas na biela-manivela eram, de fato, maiores). É válido notar que a diferença de forças nos mecanismos é maior do que a diferença de tensão encontrada em ambos. Enquanto a força é consideravelmente maior na biela-manivela, a tensão deste não é tão maior em relação ao garfo escocês (em todos os elementos).

4.4 ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE

Até o momento, todos os casos estudados não levaram em consideração o peso do mecanismo. Para realizar a verificação da influência da força peso, serão analisados apenas os mecanismos do primeiro caso (que possui as maiores dimensões), já que segundo Norton (2010), apenas mecanismos de grande porte em baixas velocidades ou acelerações devem levar em conta o seu peso na hora de realizar a análise dinâmica. Foi definida uma velocidade angular constante de 60 graus por segundo (10 rotações por minuto) para ambos os mecanismos.

4.4.1 Biela-Manivela

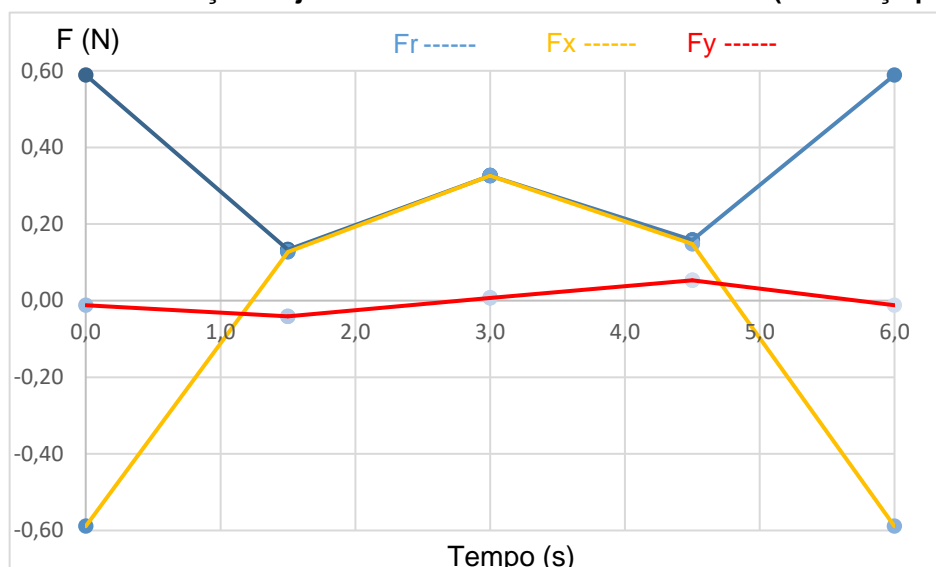
Primeiro, será analisando o caso dessa velocidade, desconsiderando a força peso, no mecanismo biela-manivela. Para a junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{12x} = -0,589 [N]$$

$$F_{12y} = -0,012 [N]$$

$$F_{12} = 0,589 [N]$$

O Gráfico 23 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e a manivela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 23 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso)

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

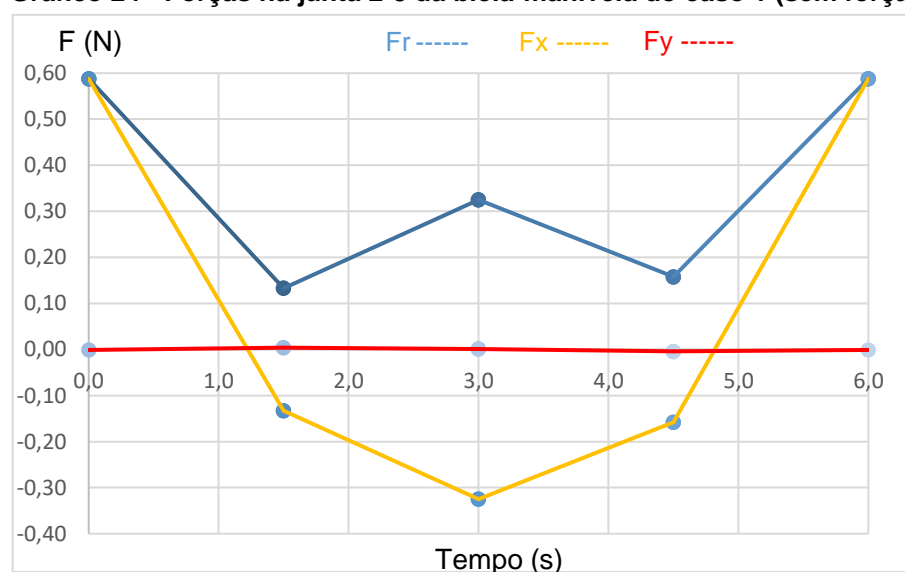
Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

$$F_{23x} = 0,588 \text{ [N]}$$

$$F_{23y} = -0,001 \text{ [N]}$$

$$F_{23} = 0,588 \text{ [N]}$$

O Gráfico 24 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a manivela e a biela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 24 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso)

Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

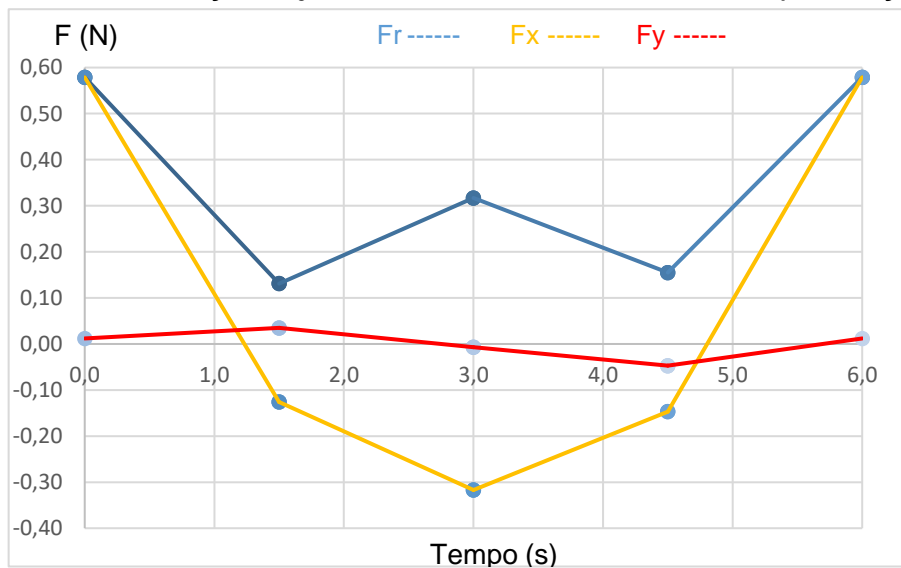
$$F_{34x} = 0,579 \text{ [N]}$$

$$F_{34y} = 0,012 \text{ [N]}$$

$$F_{34} = 0,579 \text{ [N]}$$

O Gráfico 25 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a biela e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 25 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 (sem força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Agora, analisando o caso para a mesma velocidade e considerando a força peso, também no mecanismo biela-manivela. Para a junta entre a base e a manivela, as forças que geram a maior força resultante foram:

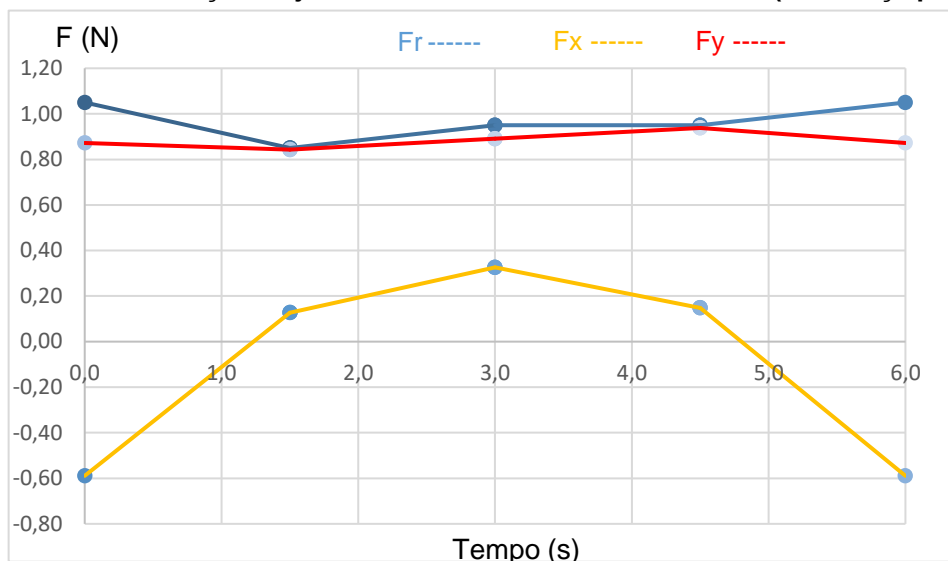
$$F_{12x} = -0,589 \text{ [N]}$$

$$F_{12y} = 0,872 \text{ [N]}$$

$$F_{12} = 1,052 \text{ [N]}$$

O Gráfico 26 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e a manivela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 26 - Forças na junta 1-2 da biela-manivela do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a manivela e a biela, as forças que geram a maior força resultante foram:

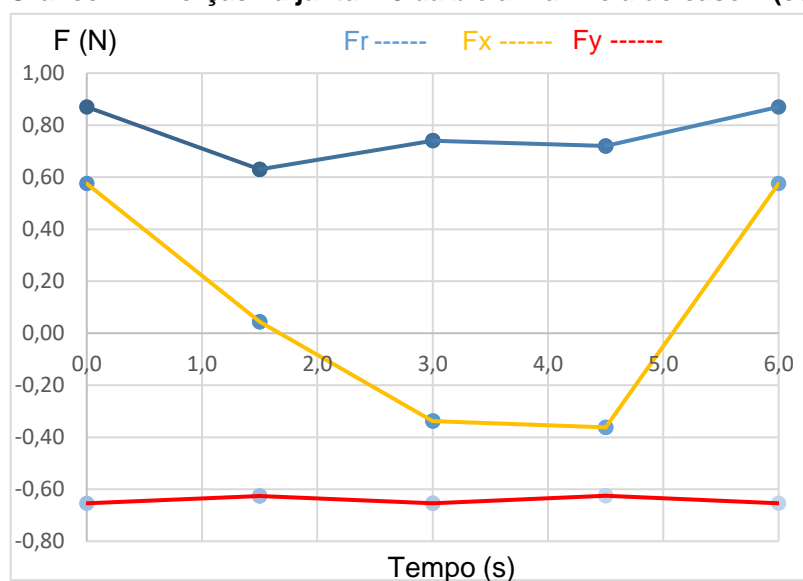
$$F_{23x} = 0,575 [N]$$

$$F_{23y} = -0,654 [N]$$

$$F_{23} = 0,870 [N]$$

O Gráfico 27 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a manivela e a biela para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 27 - Forças na junta 2-3 da biela-manivela do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre a biela e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

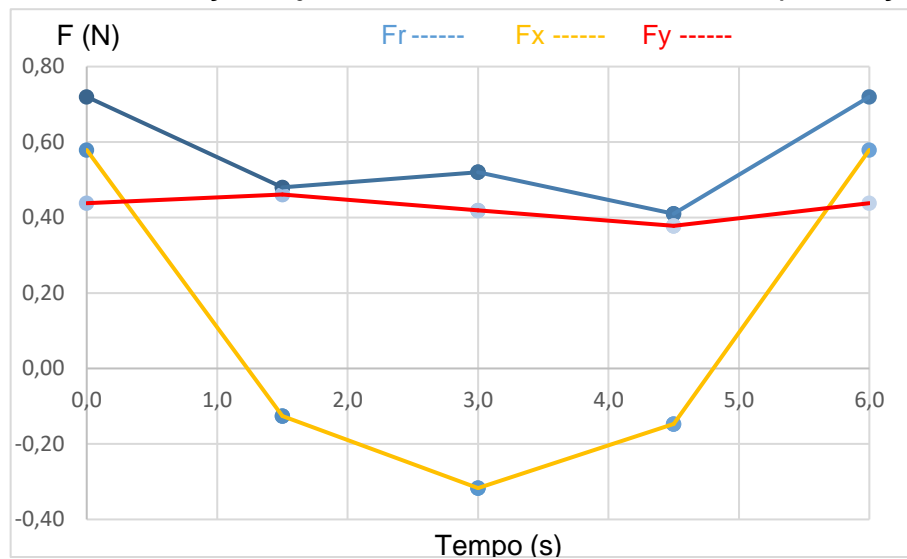
$$F_{34x} = 0,579 \text{ [N]}$$

$$F_{34y} = 0,438 \text{ [N]}$$

$$F_{34} = 0,726 \text{ [N]}$$

O Gráfico 28 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a biela e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 28 - Forças na junta 3-4 da biela-manivela do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

4.4.2 Garfo Escocês

Agora analisando o caso dessa mesma velocidade (10 rotações por minuto), e desconsiderando a força peso, no mecanismo garfo-escocês. Para a junta entre a base e elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

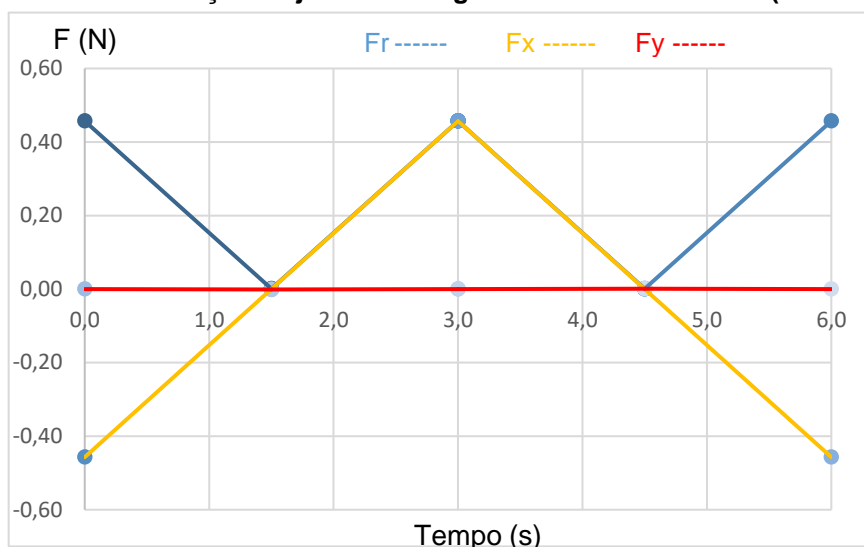
$$F_{12x} = -0,457 \text{ [N]}$$

$$F_{12y} = 0,000 \text{ [N]}$$

$$F_{12} = 0,457 \text{ [N]}$$

O Gráfico 29 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e o elemento rotativo para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 29 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o elemento rotativo do garfo escocês e seu deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

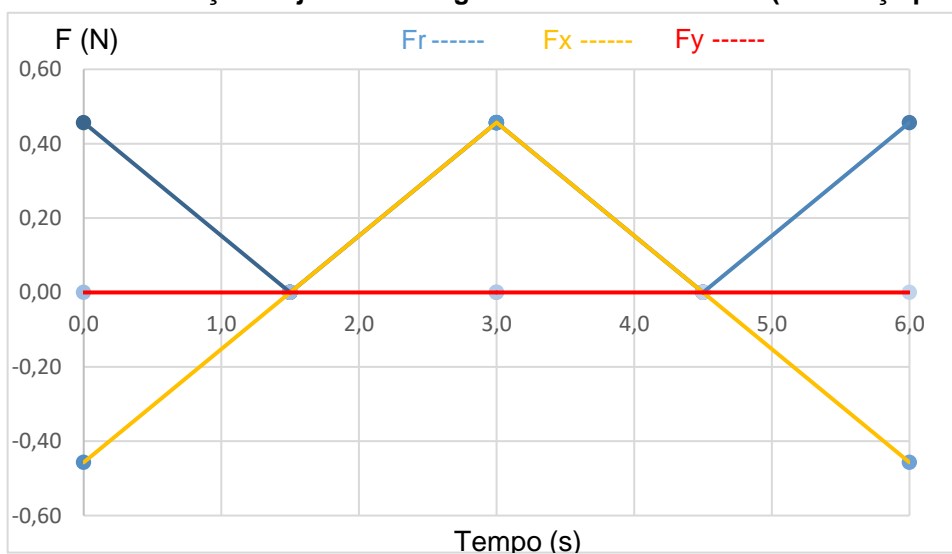
$$F_{23x} = 0,457 [N]$$

$$F_{23y} = 0,000 [N]$$

$$F_{23} = 0,457 [N]$$

O Gráfico 30 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 30 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

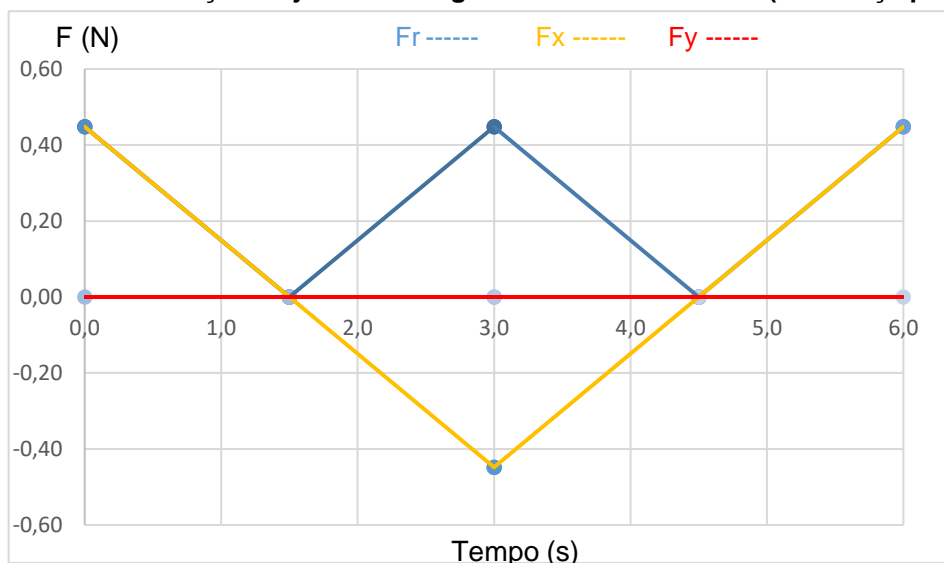
$$F_{34x} = 0,448 \text{ [N]}$$

$$F_{34y} = 0,000 \text{ [N]}$$

$$F_{34} = 0,448 \text{ [N]}$$

O Gráfico 31 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o deslizante e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 31 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 (sem força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Agora, analisando o caso para a mesma velocidade e considerando a força peso, também no mecanismo garfo escocês. Para a junta entre a base e o elemento rotativo, as forças que geram a maior força resultante foram:

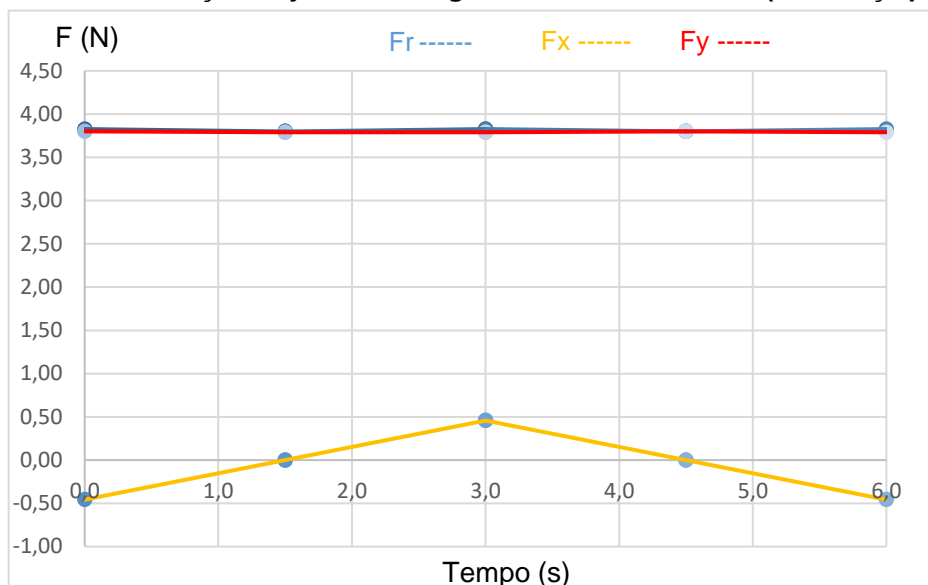
$$F_{12x} = -0,457 \text{ [N]}$$

$$F_{12y} = 3,800 \text{ [N]}$$

$$F_{12} = 3,827 \text{ [N]}$$

O Gráfico 32 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre a base e o elemento rotativo para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 32 - Forças na junta 1-2 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante, as forças que geram a maior força resultante foram:

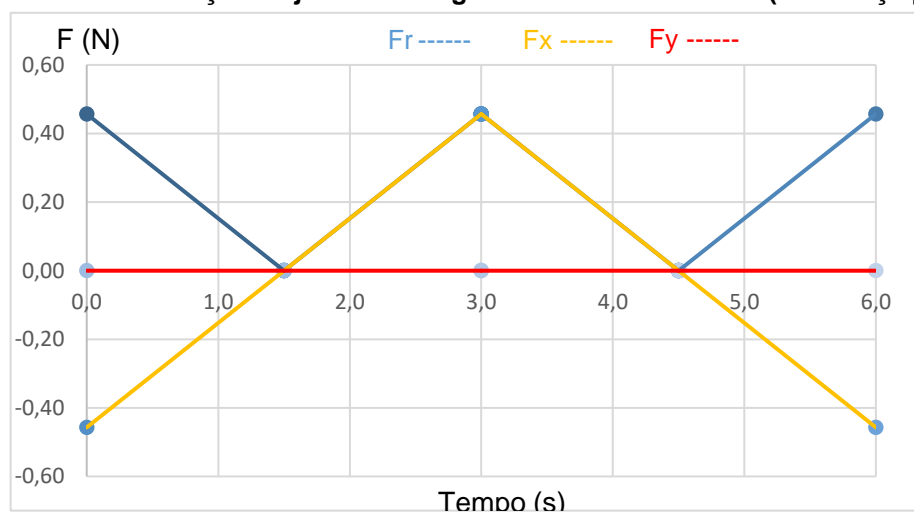
$$F_{23x} = -0,457 \text{ [N]}$$

$$F_{23y} = 0,000 \text{ [N]}$$

$$F_{23} = 0,457 \text{ [N]}$$

O Gráfico 33 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o elemento rotativo e o deslizante para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 33 - Forças na junta 2-3 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para a junta entre o deslizante e o pistão, as forças que geram a maior força resultante foram:

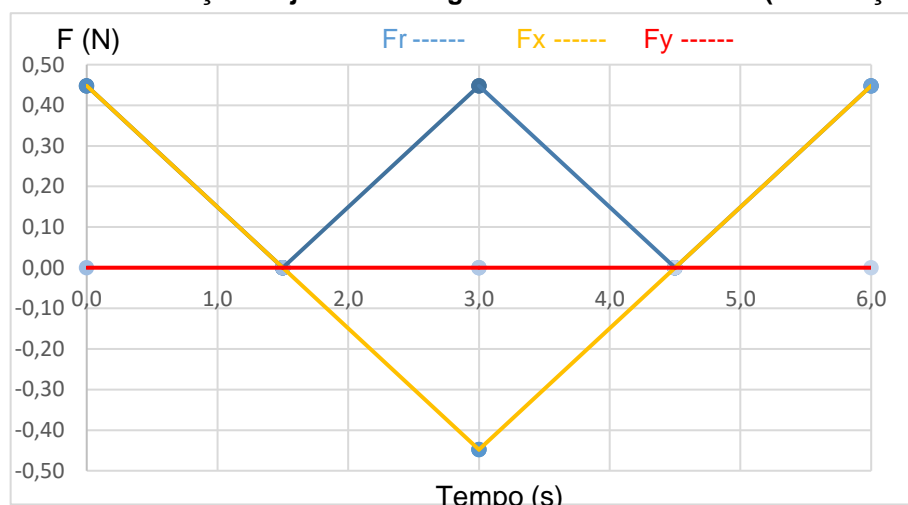
$$F_{34x} = -0,448 [N]$$

$$F_{34y} = 0,000 [N]$$

$$F_{34} = 0,448 [N]$$

O Gráfico 34 apresenta as forças obtidas ao longo do tempo para a junta entre o deslizante e o pistão para o eixo x, para o eixo y e para a força resultante.

Gráfico 34 - Forças na junta 3-4 do garfo escocês do caso 1 (com força peso)



Fonte: Autoria Própria através do Microsoft Excel® (2016)

Para ambos os mecanismos, foi possível perceber um aumento nas forças encontradas quando se passou a considerar a força peso, porém estamos tratando de uma velocidade realmente baixa e do primeiro caso, o qual envolve as maiores dimensões dos mecanismos. As Tabelas 9 e 10 resumem os resultados encontrados. A grande diferença ao considerar a força peso ocorreu no elemento rotativo do garfo escocês, o qual devido a sua geometria e seu material (ferro fundido), acaba tendo uma massa um pouco mais elevada, o que acaba acarretando em um maior aumento na força da junta 1-2.

Tabela 9 - Forças para 10 rotações por minuto sem considerar a força peso

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela sem considerar o peso	0,589	0,588	0,579
Garfo Escocês sem considerar o peso	0,457	0,457	0,448

Fonte: Autoria Própria (2016)

Tabela 10 - Forças para 10 rotações por minuto considerando a força peso

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela considerando o peso	1,052	0,870	0,726
Garfo Escocês considerando o peso	3,287	0,457	0,448

Fonte: Aatoria Própria (2016)

É importante reparar que não houve aumento de forças nas juntas 2-3 e 3-4 do garfo escocês quando se passou a considerar a força peso. Isso se deve ao fato de que o mecanismo quase não possui ou transmite esforços no eixo das abscissas (são extremamente baixos quando comparados à biela-manivela), o que faz com que o mecanismo tenha em sua saída um movimento linear harmônico.

Simulações foram realizados no Inventor® com velocidade constante de 60 rotações por minuto (1 rotação por segundo), primeiro sem considerar a força peso, e posteriormente considerando, e os valores das forças encontradas podem ser vistas nas Tabelas 11 e 12.

Tabela 11 - Forças para 60 rotações por minuto sem considerar a força peso

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela sem considerar o peso	20,20915	21,17530	20,83950
Garfo Escocês sem considerar o peso	16,46830	16,45956	16,12790

Fonte: Aatoria Própria (2016)

Tabela 12 - Forças para 60 rotações por minuto considerando a força peso

	Junta 1-2	Junta 2-3	Junta 3-4
	Força (N)	Força (N)	Força (N)
Biela-Manivela considerando o peso	20,20940	21,17872	20,85280
Garfo Escocês considerando o peso	16,90100	16,45956	16,12790

Fonte: Aatoria Própria (2016)

Os resultados para a velocidade constante de 60 rotações por minuto já mostram que a diferença entre os casos de não considerar o peso e considerar são muito pequenas, e que os pesos dos elementos poderiam ser desconsiderados, já que são praticamente insignificantes no resultado final da análise dinâmica, provando o que foi dito anteriormente. O fato de desconsiderar a força peso, facilita bastante a análise dinâmica caso essa não seja feita através de simulações.

5 CONCLUSÕES

Nas primeiras simulações, analisou-se as diferenças entre o desempenho dos mecanismos sob uma aceleração constante e sob uma velocidade constante. Como nos demais testes realizados, sob diferentes condições, foi possível verificar que os esforços nas juntas da biela-manivela eram maiores.

No entanto, além desse resultado ser obtido tanto na aceleração como na velocidade, para ambos os mecanismos, verificou-se que as forças na aceleração não ultrapassam as forças obtidas por uma velocidade equivalente à atingida por tal aceleração. No caso, nenhuma força durante a aceleração do mecanismo é maior do que as forças que o mecanismo tem em sua velocidade máxima.

Essa informação pode vir a ser importante caso se queira saber os esforços máximos que se tem em um determinado mecanismo. Ao utilizar a sua velocidade constante máxima atingida (ou seja, aceleração nula), é possível descobrir as máximas forças atingidas em cada junta por uma análise cinemática mais simples (a qual deve ser realizada antes da análise dinâmica). Somente em casos que se deseje saber especificamente os esforços para uma determinada aceleração que isso não será possível.

Quando se testou a velocidade de 3550 rotações por minuto para os três casos, a biela-manivela obteve maiores esforços em todas as suas juntas, o que resulta em uma força de “saída” maior. Também foi possível perceber, através dos gráficos, que enquanto a biela-manivela possui sua força resultante máxima em 0 graus e só volta a ter esse mesmo valor de força quando passa novamente pela posição de 360 graus (com a manivela partindo de 0 graus), o garfo escocês possui sua força resultante máxima em 0 graus, 180 graus e 360 graus (com o elemento rotativo partindo de 0 graus). Ou seja, em ambos os mecanismos, em todos os casos estudados, os maiores esforços aconteceram no chamado “ponto morto” do pistão.

Verificou-se que para o caso 1, onde eram estudadas as maiores dimensões dos mecanismos (ambos possuíam uma cilindrada de 1099,56 centímetros cúbicos) as forças das juntas 1-2 e 2-3 ficaram muito próximas da junta 3-4 (entre biela e pistão ou deslizante e pistão). Já para o caso 2, a biela-manivela manteve os esforços entre juntas muito próximos, enquanto o garfo escocês já apresentou uma queda na sua força de saída (queda de aproximadamente 40%). Para o terceiro caso estudado, onde se tinha as menores dimensões (302,11 centímetros cúbicos de cilindrada)

ambos os mecanismos apresentaram uma força baixa na junta 3-4 quando comparadas com as juntas 1-2 e 2-3.

Pela análise de tensão realizada para o caso 1 com velocidade constante, constatou-se o que era esperado. As maiores forças geradas nas juntas da biela-manivela causaram maiores tensões no mecanismo quando comparado com as tensões causadas no garfo escocês sob as mesmas condições. Porém, é importante ressaltar que a diferença nas tensões entre os dois mecanismos é baixa quando comparado à diferença de forças obtidas nas juntas. Também é válido lembrar que as análises de tensões realizadas neste trabalho são superficiais, com o intuito de apenas se ter uma ideia das tensões causadas devidos aos esforços encontrados nas simulações dinâmicas.

Nas simulações de baixas velocidades, foi possível comprovar que apenas para velocidades realmente baixas de mecanismos deve-se levar em conta o peso próprio. Constatou-se um aumento significativo apenas para a velocidade de 10 rotações por minuto, já para a velocidade de 60 rotações por minuto, a diferença das forças de quando se considerou o peso e quando não foi considerado foi muito pequena. Para análises dinâmicas sem software, o fato de desconsiderar o peso próprio facilita a solução.

De modo geral, a biela-manivela, em todos os casos, apresentou maiores forças nas juntas que o garfo escocês (ambos em mesmas dimensões e sob mesmas condições cinemáticas), porém, esses maiores esforços, como pode ser visto na análise de tensão, causaram maiores tensões na biela-manivela do que no garfo escocês. Para trabalhos futuros, sugere-se fazer um estudo semelhante em ambos os mecanismos, porém analisando o caso de desaceleração dos mecanismos, onde na prática, muitas vezes, é quando ocorrem problemas nos componentes.

REFERÊNCIAS

BOIT, Fernando da. **Projeto de Mecanismo de Inversão Tipo Garfo Escocês**. Canoas, 2011. p. 11,12.

CAMARGO, Luis Fernando Soares. **Curso de Mecanismos**. Santa Maria, 1995. p. 20.

FISH, F.E., ROHR, J.J.. **Review of Dolphin Hydrodynamics and Swimming Performance**. United State Navy Technical Report 1801, 1999.

HASSAN, Alaa. **Design of a single DOF gripper based on four-bar and slider-crank mechanism for educational purposes**. Damasco, Síria, 2014. p. 1,2.

JUNZHI, Yu. **Dolphin-like propulsive mechanism based on adjustable Scotch yoke**. Beijing, China, 2008. p. 1

KURFESS, T. **Robotics and automation handbook-design of robotic end effector**. Florida, EUA, 2005.

LAUDER, G.V., MADDEN, P.G.A.. **Learning from fish: kinematics and experimental hydrodynamics for roboticists**. Int. J. Autom. Comput. 3 (4), 2006.

LOUREIRO, Thiago Wilhelmsen. **Análise paramétrica do conjunto pistão, biela e árvore de manivelas com foco na redução de perdas por atrito e de consumo de combustível**. São Paulo, 2009. p. 48,49,56,57.

NORTON, Robert L.. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Porto Alegre, 2010

OLIVEIRA, Luiz Mário Alves de. **Biela-Manivela: Estudo dos Movimentos**. Ceará, 2006. p. 1.

RIEGGER, O. K.. **Design Criteria and Performance of an Advanced Reciprocating Compressor**. Michigan, Estados Unidos, 1990.

SILVA, Rafael Aguera Rezeno da. **Modelagem e simulação do Mecanismo Biela Manivela e Análise Estrutural de Biela Automotiva**. Guaratinguetá, 2013. p. 11,12.

SOLMAZ, H. **A thermodynamic approach to compare the performance of rhombic-drive and crank-drive mechanisms for a beta-type Stirling engine**. Ankara, Turquia, 2015. p. 3.

SUN, Yu. **Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system**. Nanjing, China, 2016. p 1.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Edgar Blucher, 1976. V.2, p 531.

WAKABAYASHI, R. et. al. The Effects of Crank Ratio and Crankshaft Offset on Piston Friction Losses. **SAE International: Technical Paper Series**, n.010983, p. 21-27, 2003.