

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE  
PERNAMBUCO

Campus Caruaru

Graduação em Engenharia Mecânica

LUCAS HENRIQUE TORRES FERNANDES

**PROJETO DE UMA BANCADA DE ENSAIO PARA AMORTECEDORES  
HIDRÁULICOS TELESCÓPICOS**

Caruaru-PE

2020

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE  
PERNAMBUCO

LUCAS HENRIQUE TORRES FERNANDES

**PROJETO DE UMA BANCADA DE ENSAIO PARA AMORTECEDORES  
HIDRÁULICOS TELESCÓPICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso,  
apresentado ao Instituto Federal de  
Pernambuco, como parte das exigências  
para a obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Augusto  
Cruz

Caruaru

2020

F363p

Fernandes, Lucas Henrique Torres

Projeto de uma bancada de ensaio para amortecedores hidráulicos telescópicos / Lucas Henrique Torres Fernandes; orientação de Felipe Augusto Cruz. – Caruaru, 2020.

95 f.

Trabalho de Conclusão de Curso – (Graduação em Engenharia Mecânica) Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Curso de Engenharia Mecânica, 2020.

1. Amortecedor – Bancada de ensaio. 2. Amortecedor Hidráulico Telescópico. 3. Amortecimento - Constante. 4. Mecânica - Cinemática. 5. Mecânica - Dinâmica. 6. Biela Manivela - Mecanismo. 7. Garfo Escocês - Mecanismo. 8. Constante de amortecimento. 9. Projeto mecânico. 10. Engenharia Mecânica - IFPE. I. Cruz, Felipe Augusto. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco. III. Trabalho de Conclusão de Curso. IV. Título.

CDD: 620.37

CDU: 621

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Deus eterno, que sempre está presente, fazendo-me observar o mundo de maneira especial.

Aos meus queridos pais Edmilson Fernandes e Iracema Fernandes juntamente com minha irmã Andrea Carla por sempre me apoiar nos momentos mais difíceis e mostrar que a busca pelo conhecimento é a melhor opção.

Ao meu orientador Felipe Cruz, pela dedicação e disponibilidades para acompanhar e direcionar os conhecimentos aplicados neste trabalho.

Aos meus amigos e companheiros de curso em especial Eduardo Ataíde, Hugo Augusto, Leonardo Vasconcelos e Anderson Vinicius por todos os momentos de dedicação, apoio nos estudos e dificuldades encontrados nessa jornada.

Ao professor Diniz Ramos pelo empenho e dedicação em compartilhar seus conhecimentos e experiências de vida, me fazendo observa-lo como exemplo a ser seguido.

A todos os amigos e familiares pelo incentivo na conclusão de mais um desafio de vida.

## RESUMO

Neste trabalho é desenvolvido um projeto para uma bancada de ensaio de amortecedores hidráulicos telescópicos que possibilite a determinação da constante de amortecimento do item ensaiado. São avaliados, de maneira comparativa, o mecanismo biela manivela e o garfo escocês para identificar o que melhor se enquadra na aplicação da bancada. Para isso são avaliados parâmetros comparativos tais como velocidade angular da manivela, comprimento da manivela, coeficiente de atrito entre o bloco e o guia e a força de amortecimento. Partindo desses requisitos, foram analisados os dois mecanismos da bancada de maneira cinemática e dinâmica. Para acionamento da bancada é utilizado um motor elétrico com um sistema de transmissão por polia e correia. Em seguida, os componentes da bancada são projetados fazendo uso da teoria de falha para elementos de materiais dúcteis. São projetados o eixo de transmissão, as chavetas, pino e demais componentes do mecanismo, além de selecionados os mancais de rolamentos. Para obtenção dos futuros resultados da constante de amortecimento é indicado o uso de uma régua potenciométrica e uma célula de carga. Por fim, a bancada de ensaio é modelada em software CAD (Computer Aided Design) de maneira a expor detalhadamente toda sua estrutura.

Palavras-chave: Bancada de ensaio; biela manivela; garfo escocês; amortecedores; projeto mecânico.

## **ABSTRACT**

In this paper, it was proposed the development of a test bench project for telescopic hydraulic shock absorbers, which is able to measure the damping ratio. Two mechanisms were analyzed: the slider crank and Scotch yoke, both were compared to identify the one that best fits. Thereby, there are comparative parameters: angular speed of the crank, length of the crank, coefficient of friction between the block and the guide and the damping force. Based on these requirements, the bench components was sized: a pulley and belt transmission system (using an electric motor as the driving component). Then, the bench components was designed using the Failure Theory for ductile materials. In this Project, it was also sized transmission shaft, keys, pins and other components of the mechanism, as the bearing support. When the kinematics concepts and the mechanism methods associated with a failure theory by Maximum Energy Distortion, it was observed that a Scotch yoke mechanism has better applicability. The potentiometric ruler and a load cell was used to obtain the damping constant. Ultimately, a test bench was designed in CAD (Computer Aided Design) to detail the entire structure.

**Keywords:** Test rig; Slider Crank; Scotch Yoke; shock absorbers; mechanic project.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Amortecedor telescópico monotubular .....	22
Figura 2: Amortecedor monotubular com pistão flutuante .....	23
Figura 3: Amortecedor telescópico bitubular .....	23
Figura 4: Mecanismo biela-manivela .....	25
Figura 5: Mecanismo garfo escocês .....	25
Figura 6: Ensaio de amortecimento com força-deslocamento para várias frequências de excitação .....	26
Figura 7: Características do amortecedor em um .....	26
Figura 8: Curvas da característica do amortecedor em relação a força-velocidade .....	26
Figura 9: Mecanismo biela-manivela .....	28
Figura 10: Lubrificação hidrodinâmica em um mancal deslizante e movimentos exagerados .....	28
Figura 11: Representação do mecanismo biela-manivela e suas dimensões.....	29
Figura 12: Representação na forma de vetores do mecanismo biela-manivela.....	29
Figura 13: Mecanismo biela-manivela com aplicação de uma força externa.....	31
Figura 14: Diagrama de Corpo Livre para a manivela no mecanismo biela-manivela ..	32
Figura 15: Diagrama de Corpo Livre para a biela no mecanismo biela-manivela.....	33
Figura 16: Diagrama de Corpo Livre para o pistão no mecanismo biela-manivela.....	33
Figura 17: Mecanismo garfo escocês .....	35
Figura 18: - Representação do mecanismo garfo escocês e suas dimensões.....	35
Figura 19: Representação na forma de vetores do mecanismo garfo escocês.....	36
Figura 20: Diagrama de Corpo Livre para a manivela do mecanismo garfo escocês ....	37
Figura 21: Diagrama de Corpo Livre para a corrediça do mecanismo garfo escocês ....	38
Figura 22: Diagrama de Corpo Livre para o deslizante do mecanismo garfo escocês... 38	
Figura 23: Tensões internas em um corpo.....	41
Figura 24: Representação do efeito de torção em um eixo maciço .....	41
Figura 25: Distribuição das tensões de cisalhamento por torção em um eixo maciço ...	42
Figura 26: Momento fletor em uma viga engastada .....	43
Figura 27: Distribuição das tensões cisalhantes pelo esforço cortante em uma viga ....	44
Figura 28: Dados experimentais sobrepostos a teorias de falha.....	45
Figura 29: Seleção do perfil da correia trapezoidal.....	48
Figura 30: Dimensões do perfil da correia trapezoidal.....	49

Figura 31: Fator de correção para o comprimento da correia.....	49
Figura 32: Forças em uma polia .....	51
Figura 33: Chaveta do tipo paralela.....	53
Figura 34: Representação das dimensões de uma chaveta e seu plano de cisalhamento	54
Figura 35: Representação das dimensões de uma chaveta e seu plano de esmagamento	54
Figura 36: Modelo do mecanismo biela manivela.....	56
Figura 37: Processo de funcionamento da bancada de ensaio com o mecanismo biela manivela .....	57
Figura 38: Deslocamento linear do bloco deslizando no eixo X.....	57
Figura 39: Velocidade linear do bloco deslizando no eixo X.....	58
Figura 40: Aceleração linear do bloco deslizando no eixo X.....	59
Figura 41: Análise comparativa da posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando no mecanismo biela manivela.....	60
Figura 42: Forças atuantes nos componentes do mecanismo biela manivela.....	61
Figura 43: Torque atuante na manivela do mecanismo biela manivela .....	62
Figura 44: Modelo do mecanismo garfo escocês .....	63
Figura 45: Processo de funcionamento da bancada de ensaio com o mecanismo garfo escocês .....	63
Figura 46: Posição linear do deslizando no eixo X em um mecanismo garfo escocês ...	64
Figura 47: Velocidade linear do deslizando no eixo X em um mecanismo garfo escocês .....	65
Figura 48: Aceleração linear do deslizando no eixo X em um mecanismo garfo escocês .....	65
Figura 49: Análise comparativa da posição, velocidade e aceleração do deslizando no mecanismo garfo escocês .....	66
Figura 50: Forças de atrito no mecanismo garfo escocês .....	68
Figura 51: Forças atuantes nos componentes do mecanismo garfo escocês .....	69
Figura 52: Torque da manivela atuante no mecanismo garfo escocês .....	69
Figura 53: Comparativo de velocidade do deslizando entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE).....	72
Figura 54: Comparativo da aceleração do deslizando entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE).....	72
Figura 55: Comparativo do torque na manivela entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE).....	73



Figura 56: Diagrama do Momento Fletor e do Torque para o eixo de transmissão .....	75
Figura 57: Dimensões para chavetas planas de acordo com a DIN 6885 .....	76
Figura 58: Eixo de transmissão para o mecanismo garfo escocês.....	77
Figura 59: Unidade de rolamento de esfera.....	77
Figura 60: Manivela do mecanismo garfo escocês.....	78
Figura 61: Bancada de ensaio para amortecedor hidráulico telescópico.....	80

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores para o fator de serviço de acordo com a condição de funcionamento do sistema de transmissão .....	48
Tabela 2: Fator de correção para o arco de contato (Ca).....	50
Tabela 3: Valores máximos e mínimos para a posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando em função da posição angular da manivela.....	60
Tabela 4: Valores máximos e mínimos para as forças e torques atuantes nas juntas e componentes do mecanismo biela manivela em função da posição angular da manivela .....	62
Tabela 5: Valores máximos e mínimos para a posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando em função da posição angular da manivela.....	67
Tabela 6: Valores máximos e mínimos para as forças e torques atuantes nas juntas e componentes do mecanismo garfo escocês em função da posição angular da manivela	70
Tabela 7: Matriz de Decisão aplicada aos mecanismos biela manivela e garfo escocês	71
Tabela 8: Dimensões geométricas da polia com seção do tipo “A” .....	74
Tabela 9: Propriedades mecânicas do aço SAE 1020 laminado a quente .....	76
Tabela 10: Propriedades mecânicas do aço SAE 1010 laminado a quente .....	76
Tabela 11: Dados técnicos da Régua Potenciométrica.....	79
Tabela 12: Célula de carga modelo ZX-500.....	79

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha$	Ângulo de contato entre a polia e a correia
$\alpha_n$	Aceleração angular do corpo
$\alpha_{b2}$	Aceleração angular da manivela (mecanismo biela manivela)
$\alpha_{b3}$	Aceleração angular da biela (mecanismo biela manivela)
$\alpha_{g2}$	Aceleração angular da manivela (mecanismo garfo escocês)
$\alpha_{g4}$	Aceleração angular do deslizante (mecanismo garfo escocês)
$\theta_{b2}$	Ângulo instantâneo da manivela (mecanismo biela manivela)
$\theta_{b3}$	Ângulo instantâneo da biela (mecanismo biela manivela)
$\theta_g$	Ângulo instantâneo da manivela (mecanismo garfo escocês)
$\mu$	Coefficiente de atrito entre a correia e a polia
$\mu_{b4}$	Coefficiente de atrito entre bloco deslizante e guia (mecanismo biela manivela)
$\mu_{g3}$	Coefficiente de atrito entre o deslizante e corrediça (mecanismo garfo escocês)
$\mu_{g4}$	Coefficiente de atrito entre o deslizante e guia (mecanismo garfo escocês)
$\sigma$	Tensão normal
$\sigma'$	Tensão equivalente de von Mises
$\sigma_e$	Tensão de escoamento do material
$\tau$	Tensão de cisalhamento
$\phi$	Ângulo do canal
$\emptyset$	Ângulo de torção do eixo
$\omega_{b2}$	Velocidade angular da manivela (mecanismo biela manivela)
$\omega_{b3}$	Velocidade angular da biela (mecanismo biela manivela)
$\omega_g$	Velocidade angular da manivela (mecanismo garfo escocês)
$a_{x,y}$	Aceleração do corpo no eixo X ou Y
$a_{bG2x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade da manivela no eixo X ou Y (mecanismo biela manivela)
$a_{bG3x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade da biela no eixo X ou Y (mecanismo biela manivela)
$a_{bG4x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade do bloco deslizante no eixo X ou Y (mecanismo biela manivela)

$a_{gG2x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade da manivela no eixo X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$a_{gG3x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade da corrediça no eixo X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$a_{gG4x,y}$	Aceleração no Centro de Gravidade do deslizante no eixo X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$b$	Largura da chaveta
$bc$	Profundidade do canal acima da linha do diâmetro primitivo
$b_{corr}$	Largura da correia
$c$	Distância entre o eixo de rotação central e a superfície externa do eixo
$cp$	Distância entre centro da polia maior para a polia menor
$c_{real}$	Distância real entre centro da polia maior para a polia menor
$d_n$	Diâmetro da polia motora
$e$	Distância entre as linhas de centros de dois canais consecutivos
$f$	Distância entre a linha de centro do primeiro canal e a face mais próxima da polia
$h$	Altura da chaveta
$h_1$	Metade da altura da chaveta
$hc$	Profundidade do canal abaixo da linha do diâmetro primitivo
$h_{corr}$	Altura do perfil da correia
$i$	Relação de transmissão
$l$	Comprimento da chaveta
$l_p$	Largura do canal na linha do diâmetro primitivo
$l_s$	Largura superior do canal
$m$	Massa do corpo
$m_{b2}$	Massa da manivela (mecanismo biela manivela)
$m_{b3}$	Massa da biela (mecanismo biela manivela)
$m_{b4}$	Massa do bloco deslizante (mecanismo biela manivela)
$m_{g2}$	Massa da manivela (mecanismo garfo escocês)
$m_{g3}$	Massa da corrediça (mecanismo garfo escocês)
$m_{g4}$	Massa do deslizante (mecanismo garfo escocês)
$n_1$	Rotação da polia motora
$n_2$	Rotação da polia movida

$r_{b1}$	Deslocamento instantâneo do bloco deslizante (mecanismo biela manivela)
$r_{b2}$	Comprimento da manivela (mecanismo biela manivela)
$r_{b3}$	Comprimento da biela (mecanismo biela manivela)
$\dot{r}_{b1}$	Velocidade linear do bloco deslizante (mecanismo biela manivela)
$\ddot{r}_{b1}$	Aceleração linear do bloco deslizante (mecanismo biela manivela)
$r_{g2}$	Comprimento da manivela (mecanismo garfo escocês)
$r_{g3}$	Projeção da manivela no eixo Y (mecanismos garfo escocês)
$r_{g4}$	Projeção da manivela no eixo X (mecanismos garfo escocês)
$\dot{r}_{g3}$	Velocidade linear da corredeira no eixo Y (mecanismos garfo escocês)
$\dot{r}_{g4}$	Velocidade linear da corredeira no eixo X (mecanismos garfo escocês)
$\ddot{r}_{g3}$	Aceleração linear da corredeira no eixo Y (mecanismo garfo escocês)
$\ddot{r}_{g4}$	Aceleração linear da corredeira no eixo X (mecanismo garfo escocês)
$t$	Largura da área da seção transversal da viga na região analisada
$A$	Área da seção transversal da região analisada
$A_{cis}$	Área de cisalhamento
$A_{esm}$	Área de esmagamento
$C_a$	Fator de correção para o arco de contato entre polia e correia
$D_n$	Diâmetro nominal da polia movida
$F_1$	Força no ramo tenso da correia
$F_2$	Força no ramo frouxo da correia
$F_{am}$	Força resistiva do amortecedor
$F_{b12x,y}$	Força do elo 1 em 2 na direção X ou Y (mecanismo biela manivela)
$F_{b32x,y}$	Força do elo 3 em 2 na direção X ou Y (mecanismo biela manivela)
$F_{b43x,y}$	Força do elo 4 em 3 na direção X ou Y (mecanismo biela manivela)
$F_{b14x,y}$	Força do elo 1 em 4 na direção X ou Y (mecanismo biela manivela)
$F_{cis}$	Força de cisalhamento
$F_{g12x,y}$	Força do elo 1 em 2 na direção X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$F_{g32x,y}$	Força do elo 3 em 2 na direção X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$F_{g43x,y}$	Força do elo 4 em 3 na direção X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$F_{g14x,y}$	Força do elo 1 em 4 na direção X ou Y (mecanismo garfo escocês)
$F_L$	Fator de correção para comprimento e perfil da correia
$F_{nor}$	Força normal à área analisada

FS	Fator de serviço
$F_t$	Força aplicada
$F_T$	Força tangencial da correia
G	Módulo de cisalhamento do material
$HP_{\text{adicional}}$	Fator de correção para polias de diâmetros diferentes
$HP_{\text{básico}}$	Potência da correia para polias de mesmo diâmetro
$I_G$	Momento de inercia do corpo
$I_{b2}$	Momento de inercia da manivela (mecanismo biela manivela)
$I_{b3}$	Momento de inercia da biela (mecanismo biela manivela)
$I_{g2}$	Momento de inercia da manivela (mecanismo garfo escocês)
$I_{g4}$	Momento de inercia do deslizante (mecanismo garfo escocês)
J	Momento polar de inércia
L	Comprimento da correia
$L_e$	Comprimento do eixo
$L_{\text{real}}$	Comprimento comercial da correia
M	Momento interno resultante no eixo
N	Número de correia por polia
$N_s$	Coefficiente de segurança
P	Potência da máquina condutora
$P_{\text{corr}}$	Potência de transmissão por correia
$P_{HP}$	Potência de projeto
$R_{b12x,y}$	Vetores de posição na manivela para $F_{b12}$ (mecanismo biela manivela)
$R_{b32x,y}$	Vetores de posição na manivela para $F_{b32}$ (mecanismo biela manivela)
$R_{g12x,y}$	Vetores de posição na manivela para $F_{g12}$ (mecanismo garfo escocês)
$R_{g32x,y}$	Vetores de posição na manivela para $F_{g32}$ (mecanismo garfo escocês)
$R_{g1x,y}$	Vetores de posição no deslizante para $F_{g14}$ (mecanismo garfo escocês)
$R_{g3x,y}$	Vetores de posição no deslizante para $F_{g43}$ (mecanismo garfo escocês)
T	Torque aplicado ao eixo
$T_{b12}$	Torque na manivela (mecanismo biela manivela)
$T_{g12}$	Torque na manivela (mecanismo garfo escocês)
$T_{g14}$	Torque de reação do apoio (mecanismo garfo escocês)
$T_{PM}$	Torque na polia motora
V	Esforço cisalhante interno resultante

$V_1$  Velocidade da correia no ramo tenso da correia  
 $V_2$  Velocidade da correia no ramo frouxo da correia

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Contexto do Problema .....	18
1.2	Objetivos.....	19
1.2.1	Objetivo Geral .....	19
1.2.2	Objetivos Específicos .....	19
2	TEORIA SOBRE AMORTECIMENTO.....	21
2.1	Amortecimento .....	21
2.2	Tipos de Amortecedores .....	21
2.3	Amortecedores Telescópicos Monotubulares.....	22
2.4	Amortecedores Telescópicos Monotubulares com Pistão Flutuante .....	22
2.5	Amortecedores Telescópicos Bitubulares.....	23
2.6	Dinâmica do Amortecedor.....	23
2.7	Bancada de Ensaio .....	24
3	MECANISMOS .....	27
3.1	Cinemática e Dinâmica de Mecanismo .....	27
3.2	Biela Manivela.....	28
3.3	Garfo Escocês .....	34
4	TENSÕES EM CORPOS SÓLIDOS .....	40
4.1	Tensões Normais e de Cisalhamento .....	40
4.2	Falha Devido Carregamento Estático .....	44
5	COMPONENTES DA BANCADA DE ENSAIO .....	47
5.1	Correia e Polia .....	47
5.2	Eixo de Transmissão.....	52
5.3	Chavetas.....	53
6	PROJETO DA BANCADA DE ENSAIO.....	55



6.1	Cinemática e Dinâmica da Bancada de Ensaio.....	55
6.2	Cinemática e Dinâmica do Biela Manivela .....	56
6.3	Cinemática e Dinâmica do Garfo Escocês.....	63
6.4	Seleção do Mecanismo para a Bancada .....	70
6.5	Transmissão de Movimento.....	73
6.6	Sensoriamento da Bancada de Ensaio .....	78
6.7	Visualização da Bancada de Ensaio.....	80
7	CONCLUSÃO.....	81
7.1	Conclusão e Considerações Finais.....	81
7.2	Proposta para Trabalhos Futuros .....	82
	REFERÊNCIAS .....	83
	APÊNDICE 1 – Vista Explodida .....	87
	APÊNDICE 2 – Algoritmo do Mecanismo Biela Manivela.....	88
	APÊNDICE 3 – Algoritmo do Mecanismo Garfo Escocês.....	91
	ANEXO 1 – Classificação de Hp por Correia.....	94
	ANEXO 2 – Comprimentos Padrões das Correias.....	95

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto do Problema

Existem numerosas fontes de vibração em um ambiente industrial tais como processos de impacto, maquinaria rotativa e alternativa, veículos de transporte, fluxo de fluidos e muitas outras. Essas vibrações acabam resultando em desgaste excessivo de mancais, afrouxamento de parafusos, falhas estruturais e mecânicas, manutenção frequente em máquinas, mau funcionamento de equipamentos eletrônicos devido a fraturas de juntas soldadas. Em seres humanos a vibração pode causar dores, desconforto e eficiência reduzida. (Rao, 2008)

Dando maior atenção a indústria da mobilidade, observa-se que em sua grande totalidade os veículos terrestres possuem sistemas de suspensão. Estes sistemas apresentam características de amortecimento por causa dos amortecedores e rigidez devido ao uso de molas. Os amortecedores controlam as oscilações da mola através da dissipação da energia mecânica acumulada pelas molas, transformando-a em calor. Em amortecedores hidráulicos, essas forças dissipativas são geradas pela resistência à passagem do fluido por orifícios presentes em um pistão que se move no interior de uma câmara repleta desse mesmo fluido. (Cepra, 2000)

No Instituto Federal de Pernambuco – Campus Caruaru, foi implementado em 2013, um projeto de pesquisa e desenvolvimento na área da mobilidade, conhecido como BAJA SAE, que tem como objetivo projetar, construir e validar um protótipo *off-road*, monoposto de chassi tubular. Assim como os demais subsistemas desse protótipo, o projeto de suspensão pode ter seu objetivo direcionado a conforto, estabilidade e absorção de grandes impactos. Para que isso ocorra, a constante de rigidez e constante de amortecimento são definidos, alcançando assim os objetivos desejados. Entretanto, algumas dificuldades são encontradas no desenvolvimento do projeto de suspensão. Como por exemplo, determinar valores para a constante de amortecimento. Pois este parâmetro é obtido através de ensaios mecânicos. Com a ausência destas informações, a qualidade e confiabilidade do projeto de engenharia neste subsistema torna-se falho.

Tratando desta problemática, Monferrari (2016) desenvolveu uma bancada de teste de durabilidade com a finalidade de avaliar amortecedores hidráulicos de veículos automotivos. O amortecedor é acionado em diferentes velocidades e cursos pré-estabelecidos para obtenção da constante de amortecimento. O ensaio realizado consiste em variar a velocidade de

funcionamento do amortecedor para uma dada trajetória fixa. Foi utilizado para acionamento um motor elétrico acoplado a um mecanismo biela manivela. No mecanismo, a manivela foi desenvolvida de maneira que possibilite o encaixe da biela em mais de uma posição em sua direção radial, possibilitando o uso de amortecedores com comprimentos diversos na bancada.

Fazendo uso de um mecanismo garfo escocês, Granja (2018) desenvolveu uma bancada de ensaio para medição de coeficiente de amortecimento. A bancada de ensaio é acionada através de um motor elétrico tendo sua rotação controlada por um inversor de frequência. O dispositivo realiza movimentos de compressão e extensão do amortecedor. Dessa forma, são realizadas medições utilizando sensores para mensurar a força resistiva do amortecedor e sua velocidade axial entre seus pistões.

Com a finalidade de otimizar o desenvolvimento técnico do projeto BAJA SAE é proposto o desenvolvimento do projeto de uma bancada de ensaio que visa obter a constante de amortecimento em amortecedores hidráulicos. Além disso, quando os dados do projeto forem utilizados na fabricação da bancada, esta pode proporcionar ao Instituto Federal de Pernambuco uma maior qualificação em laboratório nas áreas de Mecanismos e Vibrações Mecânicas. Isto permite melhor entendimento aos alunos de disciplinas acadêmicas, além de futuras pesquisas envolvidas nesta área.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver o projeto de uma bancada de ensaio para amortecedor hidráulico telescópico com o intuito de futuramente obter curvas da constante de amortecimento.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Analisar cinematicamente e dinamicamente os mecanismos biela manivela e garfo escocês;
- Comparar os resultados cinemáticos e dinâmicos e selecionar o mais adequado para a aplicação deste projeto;

- Dimensionar o sistema de transmissão de potência utilizando polias e correia e um motor elétrico para acionamento da bancada;
- Dimensionar um projeto mecânico para eixo, chaveta, pinos;
- Analisar as tensões mecânicas nos elementos da bancada de ensaio com base na teoria de falha estática;
- Indicar sensores para a bancada que mensurem deslocamento e carregamento.
- Dimensionar geometricamente a bancada de ensaio em software CAD;

## 2 TEORIA SOBRE AMORTECIMENTO

### 2.1 Amortecimento

Em sistemas vibratórios, naturalmente existe a tendência gradativa de conversão de energia vibracional em energia térmica ou sonora (Rao, 2008). Esta forma de conversão de energia é conhecida como amortecimento. O amortecimento diminui gradativamente tanto a resposta quanto o deslocamento do sistema. Ainda segundo Rao, admite-se que um amortecedor não possui elasticidade e que sua a força de amortecimento existe devido a velocidade relativa entre suas extremidades.

De acordo com Rao (2008), o amortecimento pode ser agrupado em três formas principais:

- **Amortecimento viscoso:** Onde sistemas mecânicos vibram em um meio fluido (gasoso ou líquido), a resistência oferecida pelo fluido ao corpo em movimento faz com que sua energia cinética seja dissipada.
- **Amortecimento Coulomb (atrito seco):** Onde sistemas mecânicos oscilam através de superfícies sólidas que estão secas ou não possuam lubrificação suficiente, gerando atrito e assim dissipando a energia vibracional.
- **Amortecimento sólido:** Este tipo de amortecimento é causado pela deformação do material, onde os planos internos do material atritam-se quando sofrem o deslizamento.

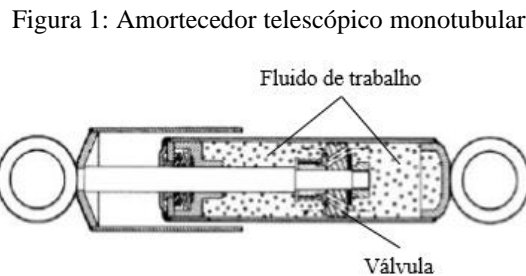
### 2.2 Tipos de Amortecedores

O modelo mais comum de amortecedor encontrado em veículos é o telescópico. Este modelo apresenta uma maior faixa de variações, o que possibilita uma maior capacidade de adaptação para projetos veiculares. Este tipo de amortecedor produz forças de amortecimento ao realizar a passagem forçada e restrita do fluído, contido dentro da câmara pelos orifícios da válvula. (Dixon, 2007)

O modelo telescópico apresenta algumas variações em sua estrutura. Estes amortecedores podem ser monotubulares simples, monotubulares com pistão flutuante ou ainda bitubulares e são melhor descritos nos tópicos a seguir. (Dixon, 2007).

### 2.3 Amortecedores Telescópicos Monotubulares

Neste modelo, o óleo que é posto dentro do cilindro recebe uma quantidade de gás, criando uma emulsão de gás e óleo como fluido de trabalho, Fig.(1). Os monotubulares possuem uma só válvula para efetuar o trabalho de compressão e extensão. Isto o deixa em desvantagem na adaptação dos projetos para um determinado uso, mas reduz a massa do amortecedor, o que em muitos casos é de extrema valia, como no caso de carros destinados a competição tanto em pista de asfalto quanto em modelos off-road. Dentre os modelos monotubulares, este é o menos utilizado, já que a emulsão de gás e óleo torna mais complicada a montagem e a regulação da pressão adequada de trabalho, além do que há alta probabilidade de cavitação do fluido. (Adami, 2015).



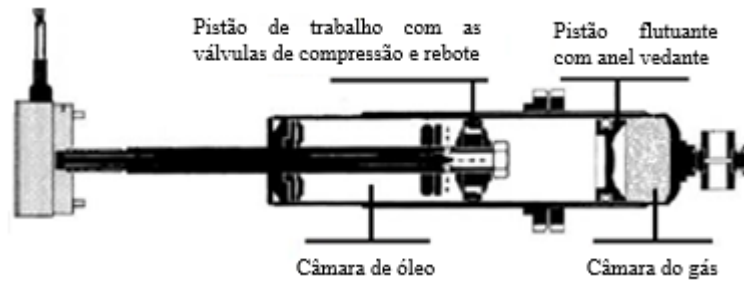
Fonte: Adaptado de Adami (2015).

### 2.4 Amortecedores Telescópicos Monotubulares com Pistão Flutuante

Em relação à sua forma construtiva, ele é semelhante ao tipo de amortecedor monotubular citado anteriormente, mas o que diferencia é o pistão flutuante, que faz a mistura gás e óleo deixarem de existir, assim os dois elementos são separados em câmaras diferentes no cilindro, Fig.(2). Este pistão flutuante deixa o gás (normalmente nitrogênio) localizado na parte inferior do amortecedor e o óleo na parte superior. O pistão tem a possibilidade de deslocamento, assim é possível que ele juntamente com o gás, absorva a variação de volume do óleo, que está trabalhando devido a compressão e extensão do sistema haste-pistão, assim reduzindo a possibilidade de cavitação do fluido a praticamente zero. (Adami, 2015)

O amortecedor monotubular com pistão flutuante, também, possui alta força estática, pois a câmara de gás trabalha a alta pressão.

Figura 2: Amortecedor monotubular com pistão flutuante

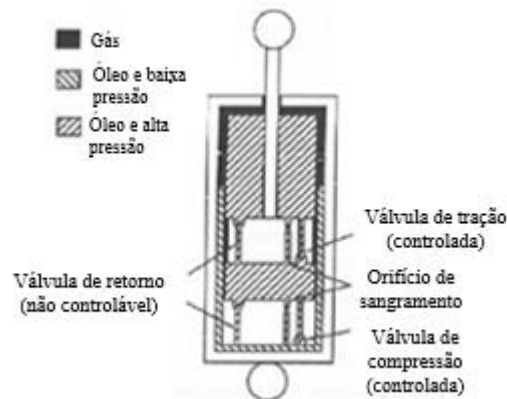


Fonte: Adaptado de Adami (2015)

## 2.5 Amortecedores Telescópicos Bitubulares

Amortecedor telescópico bitubular é o mais usual atualmente no mundo automotivo. Como se subentende pelo seu nome, possui dois tubos, um envolvendo o outro de maneira concêntrica. Para que ele exerça a sua função, há uma ação combinada da passagem do fluido através do pistão no cilindro principal (interno) com a acomodação do restante do óleo do movimento de compressão em uma câmara envolta ao tubo interno (cilindro externo), Fig.(3). (Adami, 2015)

Figura 3: Amortecedor telescópico bitubular



Fonte: Adaptado de Adami (2015)

## 2.6 Dinâmica do Amortecedor

Na dinâmica de trabalho do amortecedor presente em veículos, existem certas peculiaridades em relação aos movimentos da haste/pistão. Na compressão, uma das câmaras de óleo irá aumentar de volume, por causa da entrada da haste no cilindro. Neste movimento, como o pistão está anexado à haste, o mesmo se desloca, criando duas zonas de pressão

distintas. Na face que está na direção do movimento do pistão, ocorre a zona de alta pressão e, consecutivamente, a frente desta face considera-se a sub-câmara de compressão que terá alto nível de pressurização, assim a sub-câmara oposta sofrerá queda de pressão. Por esse, motivo é que os pistões devem ser projetados para que nos movimentos de compressão não gerem restrição excessiva, facilitando a passagem do fluído, deixando as molas efetuarem o trabalho de absorção do impacto. No entanto, para o movimento de extensão, os pistões devem ser desenvolvidos para gerar alta resistência à passagem no fluído. Dessa forma, o amortecedor realiza o trabalho corretamente, dissipando a energia encontrada na mola. Com essa dificuldade de passagem do fluído, o conjunto do sistema de suspensão retornará de modo suave ao local de equilíbrio do sistema e não a deixando voltar com a energia total da mola, o que faria o pneu perder contato com o solo, originando perda de controle do veículo, especialmente em altas velocidades. (Adami, 2015)

É importante salientar que quando ocorre à despressurização de uma sub-câmara, de maneira que a pressão decaia abruptamente (podendo ultrapassar o limiar da pressão de vapor do óleo) são geradas bolhas de gás em meio ao fluído, provocando cavitação. No projeto dos amortecedores, deve ser eliminada a cavitação, pois as bolhas de gás podem vir a estourar quando encontrarem uma zona de alta pressão, o que gera variação no fluxo do fluído de forma imprevisível. A cavitação além de ocasionar desgastes aos componentes do amortecedor, também motivam a perda de força na dissipação da energia pelo amortecedor. (Adami, 2015)

## 2.7 Bancada de Ensaio

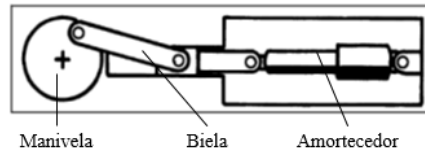
Nos ensaios de amortecedores, com o intuito de conseguir resultados próximos a realidade, costuma-se obter ao fim dos testes ondas triangulares. Para isso o amortecedor é comprimido a uma velocidade constante em um deslocamento limitado. Este deslocamento não pode exceder o curso máximo do amortecedor. Em seguida, é realizado um movimento de extensão a uma velocidade constante. Entretanto, obter movimentos cíclicos no formato de triângulo não é algo trivial, o que exige um atuador hidráulico e equipamentos de controle adequado. (Dixon, 2007)

Uma forma mais simples de realizar os testes cíclicos é alternar o amortecedor de maneira aproximadamente senoidal, utilizando um mecanismo tal como o biela-manivela, Fig.(4), com um motor elétrico para acionamento do conjunto. Entretanto, neste mecanismo citado a inclinação da biela introduz um harmônico substancial no deslocamento do amortecedor, o que resulta significativamente em movimentos não-senoidais. Isto pode ser



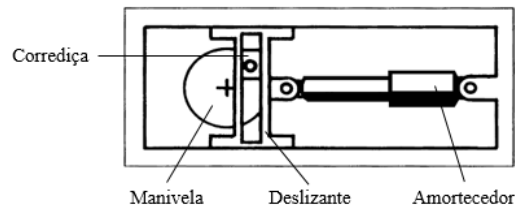
eliminado ao se utilizar um mecanismo do tipo garfo escocês (*Scotch Yoke*), Fig.(5), que fornece um verdadeiro movimento senoidal. (Dixon, 2007)

Figura 4: Mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Dixon (2007)

Figura 5: Mecanismo garfo escocês

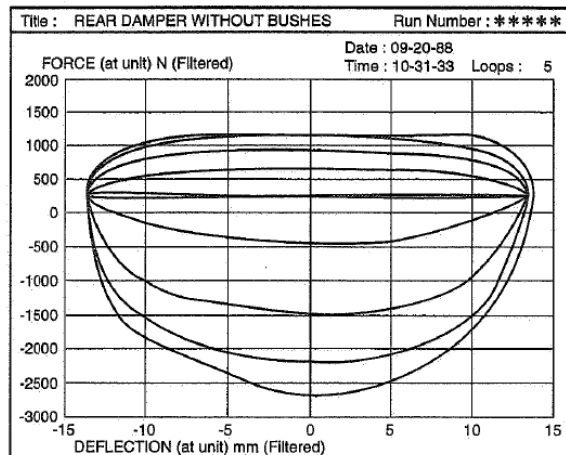


Fonte: Adaptado de Dixon (2007)

Em testes de amortecedores convencionais uma de suas extremidades é fixada a uma junta móvel e a outra em uma junta estática. A junta móvel faz parte de um mecanismo que produz o movimento de translação no amortecedor. A junta estática está conectada a estrutura da bancada de ensaio onde se encontra a célula de carga para leitura dos esforços provocados no amortecedor. O amortecedor então é submetido a uma série de movimentos senoidais todos com a mesma amplitude, porém com faixas de frequência de excitação diferentes.

Os dados de força-deslocamento são normalmente capturados por um sistema de aquisição e análise de dados de alta velocidade. O sistema de aquisição é composto por uma célula de carga para realizar as medições das forças de tração e compressão que atuam no amortecedor em movimento e uma régua potenciométrica resistiva que realiza medições do deslocamento do amortecedor. O gráfico é obtido pela força gerada contra o deslocamento do amortecedor, onde cada ensaio resulta em um único loop. O conjunto de loops para as diversas frequências de excitação resulta em um gráfico do tipo mostrado na Fig.(6). (Milliken, 1995)

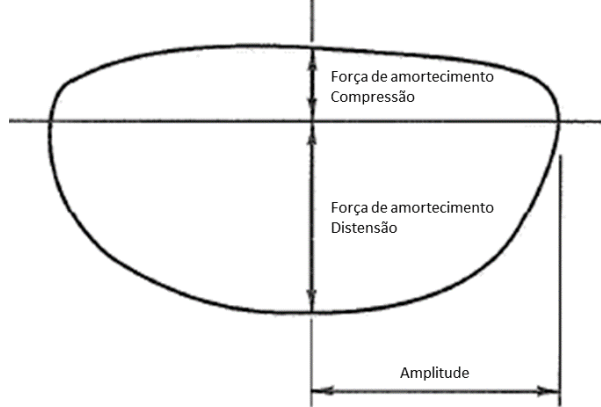
Figura 6: Ensaio de amortecimento com força-deslocamento para várias frequências de excitação



Fonte: Milliken (1995)

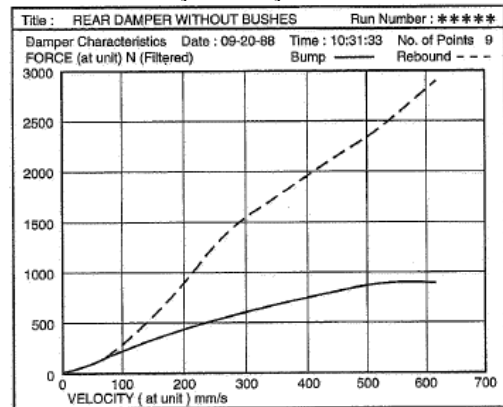
As forças correspondentes ao movimento de compressão e extensão do amortecedor podem ser observadas no gráfico da Fig.(7). para um único teste de mesma frequência de excitação. Através disso, é obtido o resultado para as características do amortecimento (força-velocidade), como mostra a Fig.(8).

Figura 7: Características do amortecedor em um único loop



Fonte: Adaptado de Milliken (1995)

Figura 8: Curvas da característica do amortecedor em relação a força-velocidade



Fonte: Milliken (1995)

### 3 MECANISMOS

#### 3.1 Cinemática e Dinâmica de Mecanismo

O processo para obtenção das forças atuantes nos itens que compõem a bancada inicia-se encontrando as posições de todos os elos para cada movimento de entrada em relação a um sistema de coordenadas global. Ao obter as equações gerais de posição em função do tempo, realiza-se seu processo de derivação para determinação das equações de velocidade. Em seguida, realiza-se novamente o processo de derivação nas equações de velocidade para obter as equações das acelerações dos elos do mecanismo. Isto permite determinar as forças atuantes nas juntas e elos do mecanismo.

A análise dinâmica pode ser feita por diversos métodos, porém para este trabalho é utilizado o da solução de equações lineares simultâneas com aplicação das leis de Newton. As leis de Newton fornecem mais informações sobre forças internas nos componentes do mecanismo. Ela analisa o somatório de todas as forças e torques do sistema estudado, como definido pelas equações Eq.(1-3). Para um sistema bidimensional, como o caso em estudo, as forças são decompostas nas direções X e Y de acordo com o sistema de coordenadas adotado.

$$\sum F_x = m \cdot a_x \quad (1)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_y \quad (2)$$

$$\sum T = I_G \cdot \alpha_n \quad (3)$$

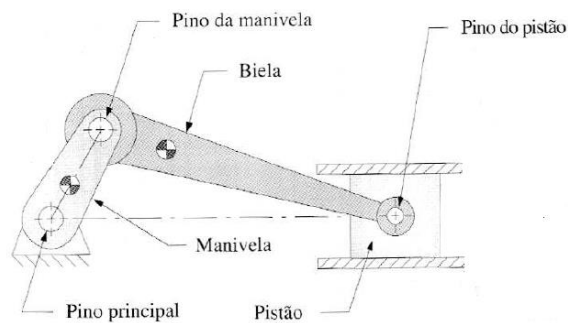
Estas equações são escritas para cada corpo em movimento do mecanismo. Juntas, elas formam um sistema de equações lineares solucionadas simultaneamente.

Com o intuito de determinar o mecanismo mais eficiente para funcionamento da bancada, são analisados os dois modelos mais utilizados na mecânica para conversão de movimentos de rotação em translação. São eles o mecanismo biela-manivela e o garfo escocês.

### 3.2 Biela Manivela

O mecanismo é composto por uma manivela que descreve apenas o movimento de rotação, uma corredeira (pistão) que descreve apenas o movimento de translação, um cursor onde a corredeira se desloca para realizar seu movimento de avanço e recuo e uma biela a qual descreve um movimento plano geral. Este mecanismo é mostrado na Fig.(9). (Shimosaka, 2016)

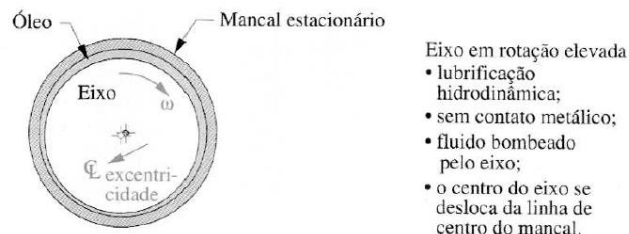
Figura 9: Mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

Neste tipo de mecanismo é comum a utilização de juntas pinadas para interligação das barras. Este tipo de junta apresenta características que se sobressaem em relação aos outros tipos de juntas (deslizantes e cilíndricas). Elas apresentam simplicidade em seu projeto, oferece baixo custo e facilidade de fabricação. Quando projetada em sua pura forma (buchas ou munhões), sua região de funcionamento retém um filme de lubrificação hidrodinâmica, onde as partes (furo/pino) são separadas por uma fina camada de lubrificante, como mostra a Fig.(10). (Norton, 2010)

Figura 10: Lubrificação hidrodinâmica em um mancal deslizante e movimentos exagerados

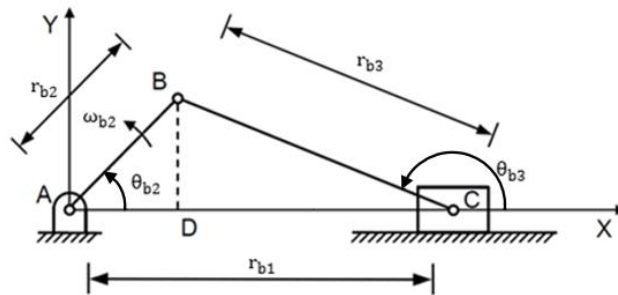


Fonte: Norton (2010)

No mecanismo biela-manivela é comum relacionar a posição linear do pistão (AC) com a projeção da manivela (AD) e projeção da biela (DC) no eixo X do sistema de coordenadas

global, como mostra a Fig.(11). Atendendo à geometria desta imagem, pode-se chegar a conclusão da Eq.(4) para a posição do pistão. Onde  $\theta_{b2}$  é o ângulo instantâneo da manivela,  $\theta_{b3}$  o ângulo instantâneo da biela,  $r_{b2}$  o comprimento da manivela,  $\omega_{b2}$  a velocidade angular da manivela e  $r_{b3}$  o comprimento da biela.

Figura 11: Representação do mecanismo biela-manivela e suas dimensões

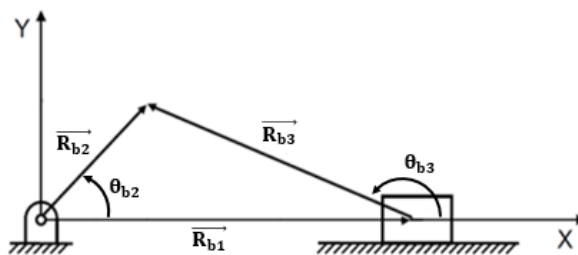


Fonte: Adaptado de Claro, Flores (2007)

$$\overline{AC} = \overline{AD} + \overline{DC} \quad (4)$$

Para a realização da análise de posições os braços do mecanismo são representados por meio de vetores, Fig.(12), e sua soma vetorial resulta na Eq.(5). Através disso, são criadas as projeções de cada vetor no sistema de coordenadas global XY.

Figura 12: Representação na forma de vetores do mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Claro, Flores (2007)

$$\overline{R_{b2}} = \overline{R_{b1}} + \overline{R_{b3}} \quad (5)$$

Rearranjando a Eq.(5), tem-se:

$$\overline{R_{b1}} = \overline{R_{b2}} - \overline{R_{b3}} \quad (6)$$

A projeção da Eq.(6) no eixo X, é possível obter a Eq.(7) que descreve o deslocamento instantâneo do pistão em todo o seu curso de trabalho.

$$r_{b1} = r_{b2}\cos\theta_{b2} - r_{b3}\cos\theta_{b3} \quad (7)$$

O curso total do pistão, isto é, a distância percorrida pelo pistão durante uma rotação da manivela, é igual ao dobro do comprimento da manivela, ou seja,  $2r_{b2}$ .

A projeção da Eq.(6) no eixo Y, é possível obter a Eq.(8) que descreve o ângulo instantâneo da biela em seu movimento de translação.

$$0 = r_{b2}\sin\theta_{b2} - r_{b3}\sin\theta_{b3} \quad (8)$$

Rearranjando a Eq.(8) em função de  $\theta_{b3}$ ,

$$\theta_{b3} = \sin^{-1}\left(\frac{r_{b2}\sin\theta_{b2}}{r_{b3}}\right) \quad (9)$$

Segundo Claro e Flores (2007), o comprimento usual da biela ( $r_{b3}$ ) é cerca de 3 a 4 vezes maior que o comprimento da manivela ( $r_{b2}$ ). Sabendo disso, foi considerado neste trabalho que o comprimento da biela é três vezes maior que o da manivela.

$$3r_{b2} = r_{b3} \quad (10)$$

Para a determinação da velocidade de movimento do pistão, basta derivar a Eq.(7) e a Eq.(8) em função do tempo obtendo respectivamente as Eq.(11) e a Eq.(12).

$$\dot{r}_{b1} = -r_{b2}\omega_{b2}\sin\theta_{b2} + r_{b3}\omega_{b3}\sin\theta_{b3} \quad (11)$$

$$r_{b2}\omega_{b2}\cos\theta_{b2} = r_{b3}\omega_{b3}\cos\theta_{b3} \quad (12)$$

Rearranjando a Eq.(12), tem-se:

$$\omega_{b3} = \frac{r_{b2}\omega_{b2}\cos\theta_{b2}}{r_{b3}\cos\theta_{b3}} \quad (13)$$

Para determinar a aceleração do pistão, basta derivar a Eq.(11) e a Eq.(12) em função do tempo, obtendo as equações lineares do pistão nas componentes X e Y, respectivamente.

$$\ddot{r}_{b1} = -r_{b2}(\omega_{b2})^2 \cos\theta_{b2} + r_{b3}\alpha_{b3}\sin\theta_{b3} + r_{b3}(\omega_{b3})^2 \cos\theta_{b3} \quad (14)$$

$$-r_{b2}(\omega_{b2})^2 \sin\theta_{b2} = r_{b3}\alpha_{b3}\cos\theta_{b3} - r_{b3}(\omega_{b3})^2 \sin\theta_{b3} \quad (15)$$

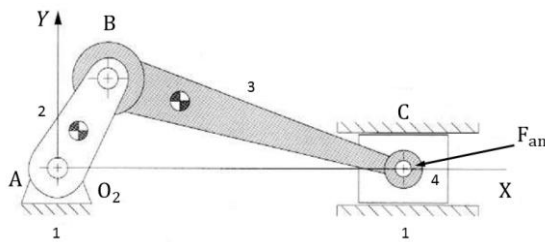
Rearranjando a Eq.(15), tem-se:

$$\alpha_{b3} = \frac{r_{b3}(\omega_{b3})^2 \sin\theta_{b3} - r_{b2}(\omega_{b2})^2 \sin\theta_{b2}}{r_{b3}\cos\theta_{b3}} \quad (16)$$

Pelo fato da manivela possuir velocidade angular constante, a aceleração tangencial neste componente é considerada nula existindo apenas aceleração centrípeta.

A análise dinâmica do mecanismo biela manivela é realizada empregando uso do Diagrama de Corpo Livre em cada componente, separadamente. É mostrado na Fig.(13), um mecanismo biela-manivela com aplicação de uma força externa,  $F_{am}$ , originada pelo amortecedor fixado na bancada.

Figura 13: Mecanismo biela-manivela com aplicação de uma força externa



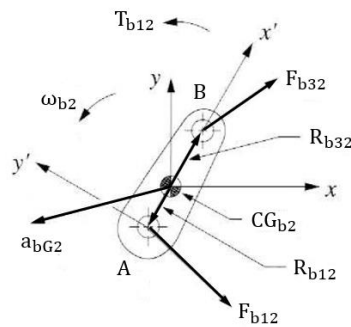
Fonte: Adaptado de Norton (2010)

Os parâmetros cinemáticos do mecanismo são definidos em relação ao sistema global XY, tendo sua origem em  $O_2$ . Para obter os parâmetros dinâmicos e as forças de cada elo é definido um sistema de eixos local, móvel, mas não rotacionável xy, localizado no Centro de Gravidade (CG). As localizações dos vetores de posição de todas as junções de outros elos e os pontos de aplicação de forças externas são definidos em relação a esse sistema de eixos local. Esses dados de cinemática e força aplicada diferem para cada posição do mecanismo. Utilizando as equações (Eq.(1-3)) mostradas no início da análise dos mecanismos, são definidas as expressões para cada componente. As forças e torques cujo sentido das direções não são

conhecidos podem ser considerados inicialmente como positivos. No final do equacionamento os verdadeiros sinais das forças e torques desconhecidos são revelados, ou seja, seu sentido de atuação no mecanismo.

Na Fig.(14) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para manivela (Elo 2), onde estão presentes os torques e as forças de contato que atuam no apoio e na ligação com a biela.

Figura 14: Diagrama de Corpo Livre para a manivela no mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

As expressões das forças decomposta em X e Y assim como o torque na manivela, são dados a seguir.

$$F_{b12x} + F_{b32x} = m_{b2}a_{bG2x} \quad (17)$$

$$F_{b12y} + F_{b32y} = m_{b2}a_{bG2y} \quad (18)$$

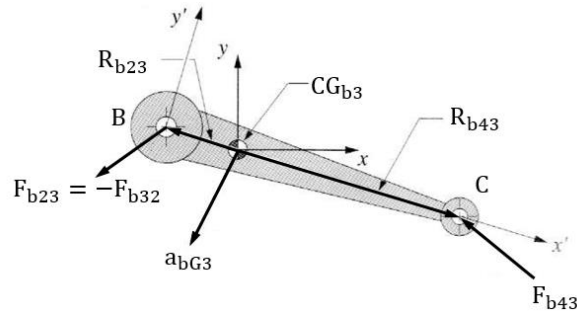
$$T_{b12} + (R_{b12x}F_{b12y} - R_{b12y}F_{b12x}) + (R_{b32x}F_{b32y} - R_{b32y}F_{b32x}) = I_{b2}\alpha_{b2} \quad (19)$$

O torque ( $T_{b12}$ ), encontrado na Eq.(19) representa o esforço mínimo necessário para movimentar a manivela. Em relação aos sub índices das expressões anteriores, o termo ( $F_{b12x}$ ) por exemplo, indica a “força do elo 1 em 2 na direção X para o mecanismo biela-manivela”. Os demais sub índices para as demais equações seguem o mesmo raciocínio. Para os termos como o ( $R_{b12x}$ ), o sub índice indica a “distância do CG do elo 2 até a junta pinada do elo 1 na direção X para o mecanismo biela-manivela”.

Na Fig.(15) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para a biela (Elo 3), onde estão presentes os torques e as forças de contato que atuam na conexão com a manivela e com o pistão.



Figura 15: Diagrama de Corpo Livre para a biela no mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

As expressões das forças decompostas em X e Y assim como os torques na biela, são dados a seguir.

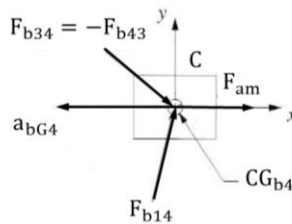
$$F_{b43x} - F_{b32x} = m_{b3}a_{bG3x} \quad (20)$$

$$F_{b43y} - F_{b32y} = m_{b3}a_{bG3y} \quad (21)$$

$$(R_{b43x}F_{b43y} - R_{b43y}F_{b43x}) - (R_{b23x}F_{b32y} - R_{b23y}F_{b32x}) = I_{b3}\alpha_{b3} \quad (22)$$

Na Fig.(16) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para o pistão (Elo 4), onde estão presentes as forças de contato que atuam na conexão com a biela e as reações no apoio. Devido suas condições geométricas e de funcionamento, os torques atuantes neste componente são desprezados.

Figura 16: Diagrama de Corpo Livre para o pistão no mecanismo biela-manivela



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

As expressões das forças decompostas em X e Y no pistão, são dados a seguir.

$$(\mu_{b4}F_{b14y}) - F_{b43x} + F_{am} = m_{b4}a_{bG4x} \quad (23)$$

$$F_{b14y} - F_{b43y} = m_{b4}a_{bG4y} \quad (24)$$

A componente de  $F_{b14}$  em X é a força de atrito entre o deslizante e o apoio, onde  $\mu_{b4}$  é o coeficiente de atrito entre as superfícies de contato. A força que o amortecedor ( $F_{am}$ ) exerce sobre o pistão atua apenas no eixo X, sendo colinear com o movimento em que o pistão descreve. O Elo 4, está em pura translação em relação ao sistema global XY, não contendo nenhuma aceleração angular ou velocidade angular. Sua aceleração linear também não tem componente y, ou seja:

$$\alpha_{b4} = 0 \quad (25)$$

$$a_{bG4y} = 0 \quad (26)$$

Ao finalizar o equacionamento, identifica-se a existência de oito equações dinâmicas onde estão presentes oito incógnitas ( $F_{b12x}$ ,  $F_{b12y}$ ,  $F_{b32x}$ ,  $F_{b32y}$ ,  $F_{b43x}$ ,  $F_{b43y}$ ,  $F_{b14y}$ ,  $T_{b12}$ ). Estas equações formam um sistema de equações lineares e assim podem ser representadas na forma matricial. A solução deste sistema de equações apresenta uma única solução por incógnita, ou seja, é um Sistema Possível e Determinado.

$$[A] \cdot [B] = [C] \quad (27)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{b12y} & R_{b12x} & -R_{b32y} & R_{b32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{b23y} & -R_{b23x} & -R_{b43y} & R_{b43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \mu_{b4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{b12x} \\ F_{b12y} \\ F_{b32x} \\ F_{b32y} \\ F_{b43x} \\ F_{b43y} \\ F_{b14y} \\ T_{b12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{b2}a_{bG2x} \\ m_{b2}a_{bG2y} \\ I_{b2}\alpha_{b2} \\ m_{b3}a_{bG3x} \\ m_{b3}a_{bG3y} \\ I_{b3}\alpha_{b3} \\ m_{b4}a_{bG4x} - F_{am} \\ m_{b4}a_{bG4y} \end{bmatrix} \quad (28)$$

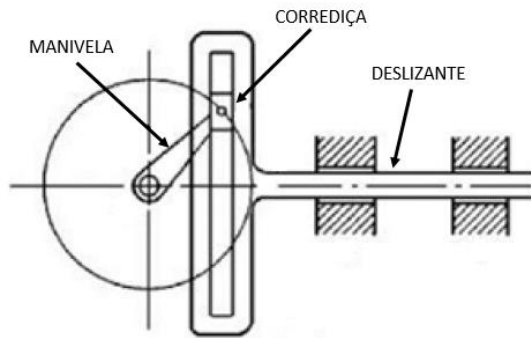
A solução das incógnitas presentes na matriz [B] é dada multiplicando a matriz inversa de [A] pela matriz coluna [C]. A primeira matriz, [A], contém as informações geométricas nos componentes. A segunda matriz, [B], contém todas as incógnitas de forças e torques atuantes no mecanismo e a terceira matriz possui as informações dinâmicas sobre o sistema.

### 3.3 Garfo Escocês

Também conhecido como mecanismo de Scotch Yoke, possui segundo Boit (2011), a função de transformar movimentos de rotação em movimentos de translação. É um caso

particular do mecanismo biela-manivela, onde a biela tem comprimento infinito transformando-se numa corredeira. Como mostrado na Fig.(17), o movimento da manivela em velocidade angular constante, desloca linearmente o controle deslizante na armação, produzindo um movimento harmônico simples (senoidal).

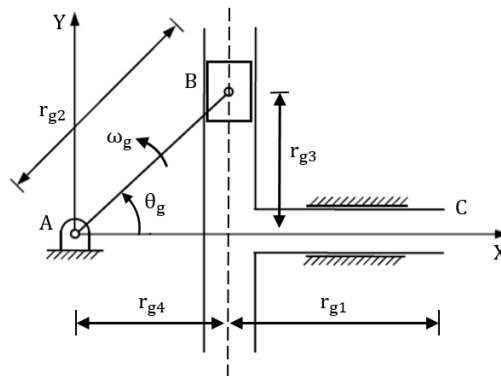
Figura 17: Mecanismo garfo escocês



Fonte: Adaptado de Boit (2011)

Pelo fato de possuir uma maior área de contato entre os componentes no deslizamento, o atrito gerado também é maior, resultando em uma eficiência mecânica menor quando comparado à biela-manivela (Shimosaka, 2016). Segundo Al-Hamood (2019), as principais vantagens do garfo escocês é a ausência da força transversal, que contribui para maiores movimentos secundários do pistão como no caso do mecanismo biela manivela. Na junta deslizante, existe grande dificuldade para mantê-la lubrificada e diminuir o atrito. O lubrificante não é captado geometricamente e deve ser repostado por meio de um banho de óleo ou lubrificação periódica. A região da junta deslizante tende a acumular partículas de poeira, que acabam atuando como agentes abrasivos quando em contato com o lubrificante (Norton, 2010).

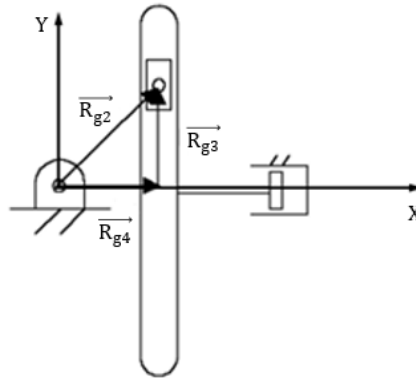
Figura 18: - Representação do mecanismo garfo escocês e suas dimensões



Fonte: Adaptado de Claro, Flores (2007)

Para a realização da análise de posições, os braços do mecanismo são representados por meio de vetores, como mostra a Fig.(19), obtendo-se a soma vetorial na Eq.(29). Através disso, são criadas as projeções de cada vetor no sistema de coordenadas global XY.

Figura 19: Representação na forma de vetores do mecanismo garfo escocês



Fonte: Adaptado de [http://www.me.unlv.edu/~mbt/320/Home\\_Work/Scotch\\_Yoke/Displacement.htm](http://www.me.unlv.edu/~mbt/320/Home_Work/Scotch_Yoke/Displacement.htm) acesso em 15/09/2019

$$\vec{R}_{g2} = \vec{R}_{g3} + \vec{R}_{g4} \quad (29)$$

Na projeção da Eq.(29) no eixo X, é possível obter a Eq.(30). Ela descreve o deslocamento instantâneo da corredeira em todo o seu curso de trabalho.

$$r_{g4} = r_{g2} \cos \theta_g \quad (30)$$

Na projeção da Eq.(29) no eixo Y, é possível obter a Eq.(31). Ela descreve o deslocamento instantâneo da corredeira em todo o seu curso de trabalho.

$$r_{g3} = r_{g2} \sin \theta_g \quad (31)$$

O curso total do pistão, isto é, a distância percorrida pelo pistão durante uma rotação da manivela, é igual a duas vezes o comprimento da manivela.

Para a determinação da velocidade linear da corredeira no eixo X e Y, basta derivar a Eq.(30) e a Eq.(31) em função do tempo obtendo respectivamente as Eq.(32) e a Eq.(33).

$$\dot{r}_{g4} = -\omega_g r_{g2} \text{sen}\theta_g \quad (32)$$

$$\dot{r}_{g3} = \omega_g r_{g2} \text{cos}\theta_g \quad (33)$$

Para determinar a aceleração linear da corredeira, basta derivar a Eq.(32) e a Eq.(33) em função do tempo obtendo respectivamente as Eq.(34) e a Eq.(35).

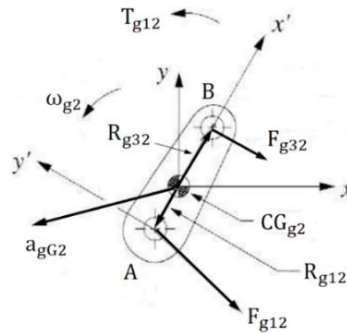
$$\ddot{r}_{g4} = -(\omega_g)^2 r_{g2} \text{cos}\theta_g \quad (34)$$

$$\ddot{r}_{g3} = -(\omega_g)^2 r_{g2} \text{sen}\theta_g \quad (35)$$

Pelo fato da manivela possuir velocidade angular constante, a aceleração tangencial neste componente é considerada nula existindo apenas aceleração centrípeta.

A análise dinâmica do mecanismo garfo escocês é realizada de maneira semelhante ao empregado no mecanismo biela manivela. Na Fig.(20) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para manivela, onde estão presentes os torques e as forças de contato que atuam no apoio e na ligação com a corredeira.

Figura 20: Diagrama de Corpo Livre para a manivela do mecanismo garfo escocês



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

As expressões das forças decomposta em X e Y assim como o torque na manivela, são dados a seguir.

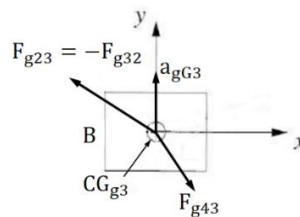
$$F_{g12x} + F_{g32x} = m_{g2} a_{gG2x} \quad (36)$$

$$F_{g12y} + F_{g32y} = m_{g2} a_{gG2y} \quad (37)$$

$$T_{g12} + (R_{g12x} F_{g12y} - R_{g12y} F_{g12x}) + (R_{g32x} F_{g32y} - R_{g32y} F_{g32x}) = I_{g2} \alpha_{g2} \quad (38)$$

O torque ( $T_{g12}$ ), encontrado na Eq.(38) representa o esforço mínimo necessário para movimentar a manivela. Na Fig.(21) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para a corredeira, onde estão presentes as forças de contato que atuam na conexão com a manivela e as reações com o oblongo (presente no deslizante) em que ela descreve o movimento. Devido suas condições geométricas e de funcionamento, os torques atuantes neste componente são desprezados.

Figura 21: Diagrama de Corpo Livre para a corredeira do mecanismo garfo escocês



Fonte: Adaptado de Norton (2010)

As expressões das forças decomposta em X e Y, são dados a seguir.

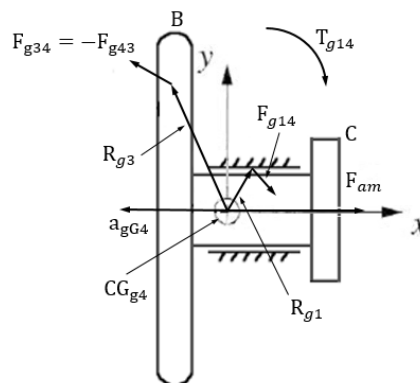
$$F_{g43x} - F_{g32x} = m_{g3}a_{gG3x} \tag{39}$$

$$(\mu_{g3}F_{g43x}) - F_{g32y} = m_{g3}a_{gG3y} \tag{40}$$

A componente da força  $F_{g43}$  em Y é a própria força de atrito entre as paredes do oblongo presente no deslizante e as laterais da corredeira, como mostra o primeiro termo da Eq.(40).

Na Fig.(22) é mostrado o Diagrama de Corpo Livre para o deslizante, onde estão presentes os torques e as forças de contato que atuam na ligação com a corredeira, amortecedor e o apoio.

Figura 22: Diagrama de Corpo Livre para o deslizante do mecanismo garfo escocês



Fonte: Adaptado de [http://www.me.unlv.edu/~mbt/320/Home\\_Work/Scotch\\_Yoke/Displacement.htm](http://www.me.unlv.edu/~mbt/320/Home_Work/Scotch_Yoke/Displacement.htm) acesso em 15/09/2019

As expressões das forças decomposta em X e Y assim como os torques atuantes no deslizando, são dados a seguir.

$$(\mu_{g4}F_{g14y}) - F_{g43x} + F_{am} = m_{g4}a_{gG4x} \quad (41)$$

$$F_{g14y} - (\mu_{g3}F_{g43x}) = m_{g4}a_{gG4y} \quad (42)$$

$$T_{g14} + (R_{g1x}F_{g14y} - R_{g1y}(\mu_{g4}F_{g14y})) - (R_{g3x}(\mu_{g3}F_{g43x}) - R_{g3y}F_{g43x}) = I_{g4}\alpha_{g4} \quad (43)$$

O torque ( $T_{g14}$ ) é a reação do apoio a tendência do deslizando rotacionar no CG devido os esforços aplicados pela corrediça. A componente da força  $F_{g14}$  em X é a própria força de atrito entre o apoio e o deslizando, como mostra o primeiro termo da Eq.(41).

Ao finalizar a análise por Diagrama de Corpo Livre, identifica-se a existência de oito equações dinâmicas onde estão presentes oito incógnitas ( $F_{g12x}$ ,  $F_{g12y}$ ,  $F_{g32x}$ ,  $F_{g32y}$ ,  $F_{g43x}$ ,  $F_{g14y}$ ,  $T_{g12}$ ,  $T_{g14}$ ). Estas equações formam um sistema de equações lineares e assim podem ser representadas na forma matricial. A solução deste sistema de equações apresenta uma única solução por incógnita, ou seja, é um Sistema Possível e Determinado.

$$[A] \cdot [B] = [C] \quad (44)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{g12y} & R_{g12x} & -R_{g32y} & R_{g32x} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & \mu_{g3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & \mu_{g4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu_{g3} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (R_{g3y} - \mu_{g3}R_{g3x}) & (R_{g1x} - \mu_{g4}R_{g1y}) & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{g12x} \\ F_{g12y} \\ F_{g32x} \\ F_{g32y} \\ F_{g43x} \\ F_{g14y} \\ T_{g12} \\ T_{g14} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{g2}a_{gG2x} \\ m_{g2}a_{gG2y} \\ I_{g2}\alpha_{g2} \\ m_{g3}a_{gG3x} \\ m_{g3}a_{gG3y} \\ m_{g4}a_{gG4x} - F_{am} \\ m_{g4}a_{gG4y} \\ I_{g4}\alpha_{g4} \end{bmatrix} \quad (45)$$

A solução das incógnitas presentes na matriz [B] é dada multiplicando a matriz inversa de [A] pela matriz coluna [C]. A primeira matriz, [A], contém as informações geométricas nos componentes. A segunda matriz, [B], contém todas as incógnitas de forças e torques atuantes no mecanismo e a terceira matriz possui as informações dinâmicas sobre o sistema.

## 4 TENSÕES EM CORPOS SÓLIDOS

### 4.1 Tensões Normais e de Cisalhamento

O estudo dos corpos sólidos é uma área da mecânica que analisa as relações entre carregamentos externos aplicado a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que agem no interior deste corpo. Sempre que se aplica uma força em um corpo, este tende a mudar sua forma e dimensões geométricas. Estas alterações geométricas no corpo são chamadas de deformações. (Hibbeler, 2010)

A intensidade das forças internas, que agem entre as partículas de uma seção transversal imaginária de um corpo de material deformável, é chamada de tensão. Estas forças internas são reações das forças externas aplicadas ao corpo em estudo. As tensões mecânicas podem ser classificadas como Normal ou de Cisalhamento.

A tensão normal ( $\sigma$ ) é a força por unidade de área que atua perpendicularmente à superfície, Fig.(23). Se a força normal tracionar o elemento de área, ela é chamada de tensão de tração. Caso a força normal comprima o elemento, ela é chamada de tensão de compressão. Visto que “ $F_{nor}$ ” é a força normal à área e “ $A$ ” a área da seção transversal da região analisada, então.

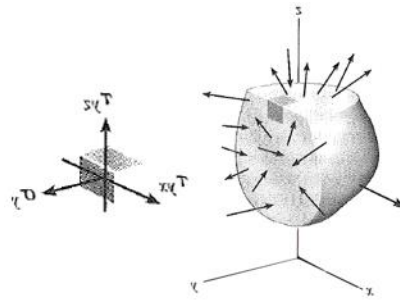
$$\sigma = \frac{F_{nor}}{A} \quad (46)$$

A tensão de cisalhamento ( $\tau$ ) é a força por unidade de área que atua tangente à superfície, Fig.(23). Visto que “ $F_{cis}$ ” é a força de cisalhamento e “ $A$ ” é a área da seção transversal da região analisada, então a componente da tensão de cisalhamento é dada a seguir pela Eq.(47).

$$\tau = \frac{F_{cis}}{A} \quad (47)$$



Figura 23: Tensões internas em um corpo

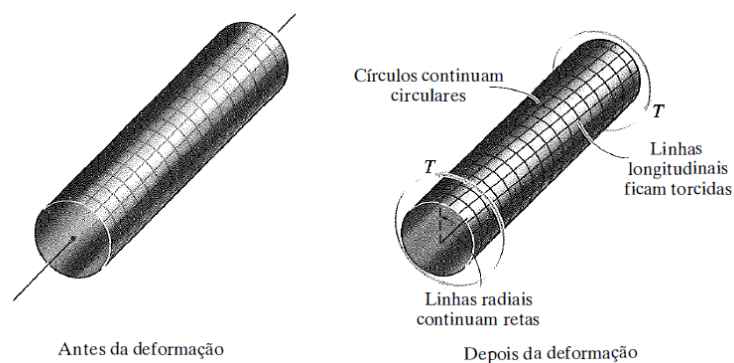


Fonte: Adaptado de Hibbeler (2010)

De acordo como os carregamentos externos são aplicados aos corpos, diferentes efeitos podem ocorrer na estrutura do corpo analisado. Efeitos tais como tração, compressão, torção e flexão são muito comuns.

Muito frequente nos eixos de transmissão, a torção é originada devido a aplicação de um torque ao redor do eixo longitudinal do corpo. Como ilustrado na Fig.(24), quando um torque é aplicado as seções transversais as linhas longitudinais da grade tendem a se distorcer porém sua área de seção transversal não apresenta distorção.

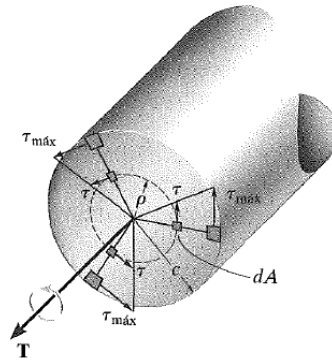
Figura 24: Representação do efeito de torção em um eixo maciço



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2010)

Quando em equilíbrio, um eixo ao receber um torque externo é gerado um torque interno correspondente em seu interior tendo como resultado deformações por cisalhamento nas seções transversais. Essa deformação por cisalhamento varia linearmente ao longo de qualquer linha radial, de zero na linha central do eixo até um valor máximo em seu contorno externo. Esta situação pode ser observada através da Fig.(25). (Hibbeler, 2010)

Figura 25: Distribuição das tensões de cisalhamento por torção em um eixo maciço



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2010)

A tensão de cisalhamento para um eixo circular é dada através da Eq.(48).

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad (48)$$

Sendo “ $T$ ”, o torque interno resultante que age na seção transversal e “ $c$ ” é a distância entre o eixo central e a superfície externa do eixo. O momento polar de inercia, “ $J$ ”, para um eixo circular maciço é dado através da Eq.(49).

$$J = \frac{\pi}{2} c^4 \quad (49)$$

O ângulo de torção do eixo é dada pela Eq.(50). Onde “ $G$ ”, é o módulo de cisalhamento do material.

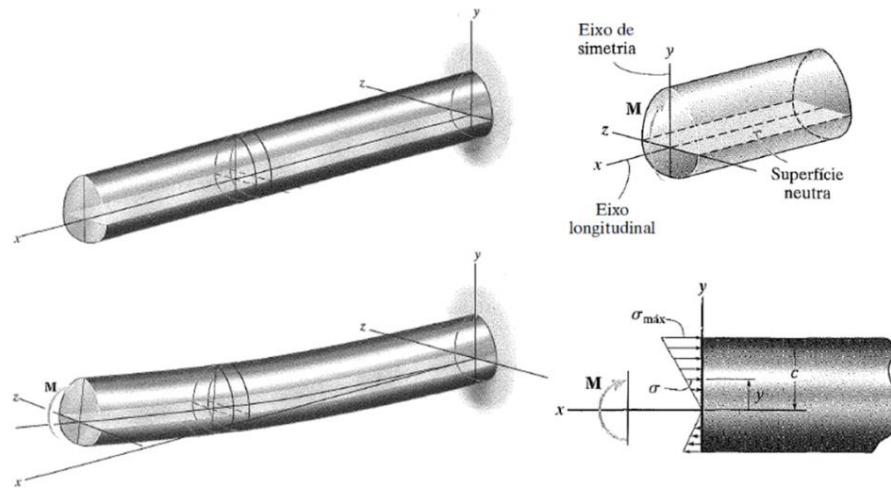
$$\phi = \frac{T \cdot L e}{J \cdot G} \quad (50)$$

Quando se aplica um carregamento perpendicular ao longo do eixo longitudinal de um corpo longo e delgado, tal como uma viga, surge uma deformação por flexão. Devido os carregamentos aplicados, as vigas desenvolvem forças de cisalhamento interna (força cortante) e momento fletor, que normalmente, variam ao longo do eixo da viga. Para obter os valores máximos destes esforços utiliza-se os diagramas de momento fletor e força cortante.

O momento fletor em uma viga, provoca um alongamento do material em um de seus lados e compressão do material no lado oposto da seção transversal. As tensões máximas de

compressão e tração, nesse tipo de deformação, encontram-se na superfície do corpo como pode ser observado na Fig.(26). Entre estas duas regiões existe um local em que não ocorre mudança nos comprimentos das fibras longitudinais do material, esse local é conhecido como superfície neutra.

Figura 26: Momento fletor em uma viga engastada



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2010)

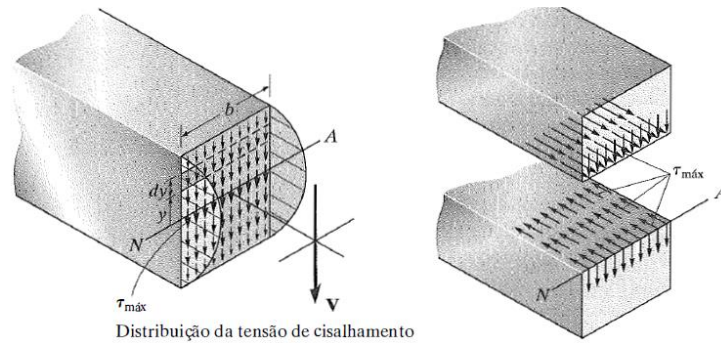
A expressão que representa as tensões normais atuantes na viga em estudo devido o momento fletor é dado pela Eq.(51).

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (51)$$

Onde “ $I$ ” é o momento de inércia da área da seção transversal, “ $M$ ” o momento interno resultante, “ $c$ ” a distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado do eixo neutro.

O esforço cortante em uma viga, provoca uma distribuição de tensões de cisalhamento tanto na seção transversal quanto na longitudinal, como mostra a Fig.(27). As tensões cisalhantes mais relevantes para este estudo encontram-se na seção transversal. Nela observa-se o aumento da tensão partindo da superfície do material em direção a seu centro, atingindo valor máximo na linha neutra da deformação por flexão.

Figura 27: Distribuição das tensões cisalhantes pelo esforço cortante em uma viga



Fonte: Hibbeler (2010)

A expressão que representa as tensões cisalhantes atuantes na viga em estudo devido o esforço cortante é dado pela Eq.(52).

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (52)$$

$$Q = \int Ay \, dA \quad (53)$$

Onde “ $V$ ” é o esforço cisalhante interno resultante obtido pelo diagrama de força cortante, “ $t$ ” é a largura da área da seção transversal da viga na região analisada, “ $A$ ” é a parte superior ou inferior da área de seção transversal do elemento em relação ao eixo neutro, “ $y$ ” é a distância até o centroide de “ $A$ ” em relação ao eixo neutro.

Torna-se de grande importância definir os valores das tensões normais e de cisalhamento. Estas tensões informam o quanto de carregamento foi aplicada ao corpo, possibilitando realizar comparações com as propriedades mecânicas do material que compõe este corpo. Isto é mostrado em mais detalhe no estudo de falha por carregamento estático.

#### 4.2 Falha Devido Carregamento Estático

Segundo Norton (2013), uma peça pode falhar se suas deformações e distorções forem grandes o suficiente para que não funcione adequadamente prejudicando, assim, sua geometria. Isto significa que tal peça se separou em dois ou mais pedaços; tornou-se permanentemente distorcida, teve sua confiabilidade depreciada; ou sua função comprometida. Todas estas situações são falhas, mas os mecanismos que as causam são muito diferentes.

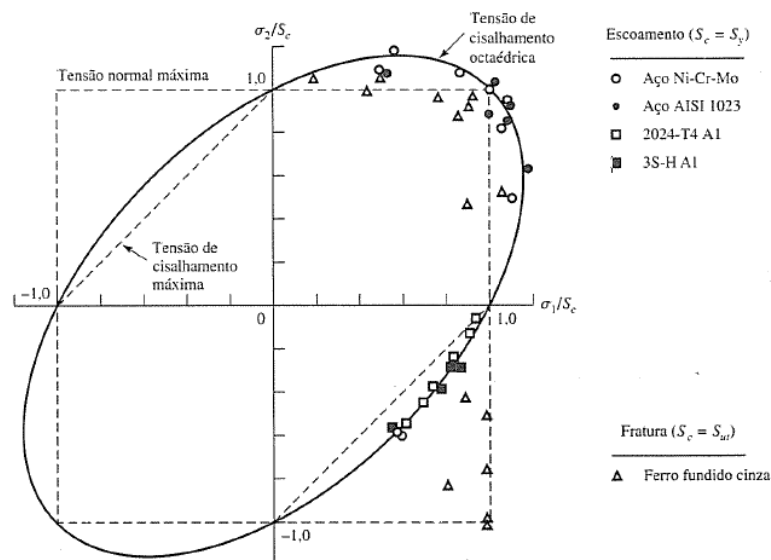
Os modos de falha são definidos prontamente se o elemento estrutural estiver sujeito a um estado de tensão uniaxial, como no caso de tensão simples. Contudo, se o elemento estrutural estiver sujeito a tensão biaxial ou triaxial, será mais difícil definir um critério para a falha. Assim, foram desenvolvidas teorias para prever a falha de um material sujeito a um estado de tensão multiaxial.

Algumas dessas teorias foram formuladas para explicar as falhas em materiais dúcteis,

- Tensão máxima de cisalhamento;
- Energia de distorção;
- Coulomb-Mohr dúctil;

Dentre as teorias de falha citadas anteriormente, a utilizada neste trabalho é a Energia de distorção (Von Mises-Hencky). Pois torna-se um instrumento de melhor previsão de falha como pode ser visto na Fig.(28). Os pontos das tensões de diferentes materiais estão distribuídos no diagrama onde são analisados seus posicionamentos em relação a linha “Tensão de cisalhamento octaédrica” identificando-se a falha da peça se estes pontos estiverem no contorno ou no lado externo da linha.

Figura 28: Dados experimentais sobrepostos a teorias de falha



Fonte: Shigley (2006)

Em casos que acabam envolvendo tensões combinadas (tensão normal e de cisalhamento) num ponto em comum, torna-se conveniente estabelecer uma tensão equivalente

que representa as tensões combinadas. Para isto, é utilizada a tensão equivalente de Von Mises ( $\sigma'$ ). Ela permite tratar casos de tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como se fossem devidas a um carregamento de tração pura. A tensão de Von Mises para o caso tridimensional é dado pela Eq.(54).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (54)$$

Onde  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  são as tensões principais.

Para um estudo no estado plano de tensões,  $\sigma_2=0$ , é dado a Eq.(55).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (55)$$

Em termos de desenvolvimento de projeto, é conveniente incluir um coeficiente de segurança ( $N_s$ ) de maneira que o estado de tensões esteja seguramente na região interna da elipse de falha nesta teoria. Assim, essa relação é dada pela Eq.(56).

$$N_s = \frac{\sigma_e}{\sigma'} \quad (56)$$

## 5 COMPONENTES DA BANCADA DE ENSAIO

### 5.1 Correia e Polia

Na mecânica, alguns elementos tem como objetivo transmitir potência, torque ou rotação. Estes elementos integram os sistemas de transmissão de diversos tipos de máquinas. São eles as engrenagens, polias, correias, correntes, cabos, dentre vários outros. Neste trabalho, é dada maior importância ao sistema de transmissão por polias e correia devido motivos como baixo custo, facilidade de aquisição, simplicidade de projeto e baixas vibrações em seu funcionamento. (Shigley, 2006)

Para este projeto foi definida a utilização de correia do tipo trapezoidal. Ela apresenta baixo ruído, geralmente não são empregados rolos tensores e apresentam maior capacidade trativa quando comparada aos outros tipos de correias. Deve-se ter atenção na seleção deste tipo de correia, já que ela é comercializada em comprimentos padronizados. (Cruz, 2008)

Em um sistema de transmissão de polias e correia é necessário conhecer a relação de transmissão ( $i$ ) para poder definir os diâmetros apropriados das polias motora e movida. Assim pode-se determinar seu valor pela razão do diâmetro da polia movida com o diâmetro da polia motora, como indicado pela Eq.(57).

$$i = \frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2} \quad (57)$$

De maneira resumida, para selecionar uma correia adequadamente, alguns passos devem ser seguidos. Inicialmente é necessário determinar a potência de projeto. Com essa informação pode-se definir qual perfil de correia é mais adequada para o carregamento. Em seguida, deve-se verificar a capacidade de transmissão de uma correia e analisar se é necessário ou não a adição de mais correias para a mesma polia. Por fim, seu comprimento e especificação da correia são definidos através de catálogo comercial.

Sendo assim, a potência de projeto é dada pela Eq.(58).

$$P_{HP} = P \cdot FS \quad (58)$$

Onde P é a potência da máquina condutora e FS o fator de serviço. Este fator leva em consideração algumas condições de funcionamento, tais como arranque, tempo de funcionamento, tipo de choque entre outros. Valores para o fator de serviço podem ser obtidos através da Tab.(1).

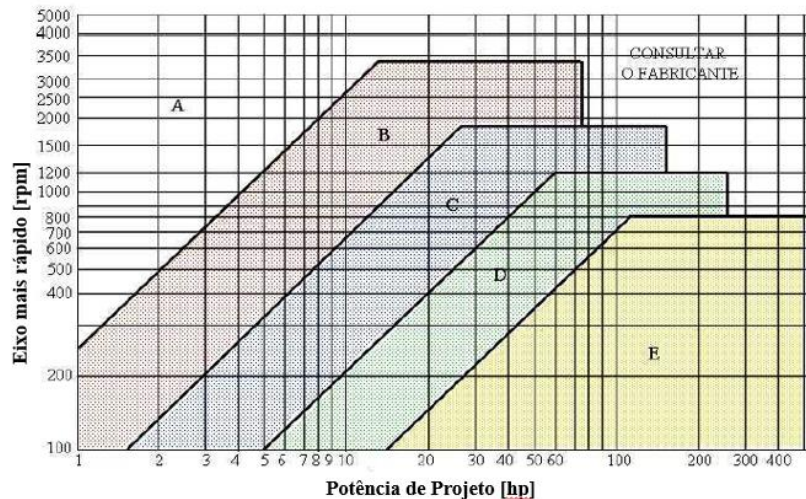
Tabela 1: Valores para o fator de serviço de acordo com a condição de funcionamento do sistema de transmissão

TIPO DE TRABALHO	FACTOR DE SERVIÇO	CONDIÇÃO DE TRABALHO
LEVE	1.0	Utilização: uso intermitente, menos de 6 h/dia Sem sobrecarga.
NORMAL	1.2	Utilização: 6 a 16 h/dia Sobrecarga momentânea, < 150 % da carga nominal.
MÉDIO	1.4	Utilização: 16 a 24 h por dia. Sobrecarga momentânea, < 200 % da carga nominal.
PESADO	1.6	Utilização: 16 a 24 h/dia Sobrecarga momentânea, < 250 % da carga nominal.
EXTRA-PESADO	1.8 – 2.0	Utilização: 24 h/dia, 7 dias/semana. Sobrecarga freqüente, < 250 % da carga nominal.

Fonte: Filho (2009).

A seleção do tipo de perfil para a correia trapezoidal e as dimensões de cada perfil são dados respectivamente pela Fig.(29) e Fig.(30). Onde deve-se cruzar os dados de rotação do eixo mais rápido com a potência de projeto para obter a região do perfil da correia.

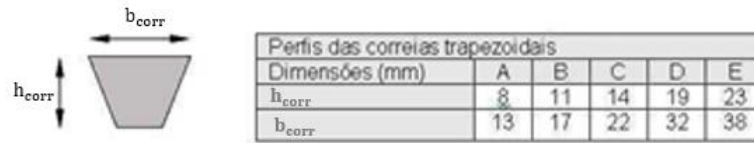
Figura 29: Seleção do perfil da correia trapezoidal



Fonte: Adaptado de Cruz (2008)



Figura 30: Dimensões do perfil da correia trapezoidal



Fonte: Adaptado de Cruz (2008)

A potência por correia é determinada pelo seu fabricante já que depende dos materiais utilizados em sua construção. Para este trabalho é tomado como referência o catálogo da Goodyear. A capacidade de transmissão de potência por correia é dada pela Eq.(59).

$$P_{corr} = (HP_{básico} + HP_{adicional}) \cdot F_L \quad (59)$$

Onde o  $HP_{básico}$  é a capacidade de transmissão da correia caso as polias possuam o mesmo diâmetro. O  $HP_{adicional}$  é o fator de correção aplicado devido a diferença entre os diâmetros das polias e que depende da relação de transmissão ( $i$ ). Os valores para estas variáveis são obtidos em tabela que se encontra no Anexo 1. A variável  $F_L$  é um fator de correção para o comprimento da correia e seu perfil, sendo dado através da Fig.(31).

Figura 31: Fator de correção para o comprimento da correia

Designação do tamanho	Fator de correção - $F_L$				
	A	B	C	D	E
26	0.78				
31	0.82				
35	0.85	0.80			
38	0.87	0.82			
42	0.89	0.84			
46	0.91	0.86			
51	0.93	0.88	0.80		
55	0.95	0.89	0.81		
60	0.97	0.91	0.83		
68	1.00	0.94	0.85		
75	1.02	0.96	0.87		
80	1.04	0.97	0.88		
81	1.045	0.98	0.89		
85	1.05	0.99	0.90		
90	1.07	1.00	0.91		
96	1.08	1.01	0.92		
97	1.09	1.02	0.93		
105	1.10	1.03	0.94		
112	1.12	1.05	0.95		
120	1.13	1.06	0.96	0.86	

Fonte: Adaptado de Cruz (2008)

Através da Eq.(60), é possível determinar o número de correias (N) necessárias para a transmissão de potência.

$$N = \frac{P_{HP}}{P_{corr} \cdot C_a} \quad (60)$$

Onde  $C_a$ , é um fator de correção para o arco de contato e tipo de polias. Seu valor é obtido através da Tab.(2).

Tabela 2: Fator de correção para o arco de contato ( $C_a$ )

$\frac{(D-d)}{cp}$	Ângulo de contato [°]	Fator de correção - $C_a$	
		V-V	V-plana
0.0	180	1.00	0.75
0.1	174	0.99	0.76
0.2	169	0.97	0.78
0.3	163	0.96	0.79
0.4	157	0.94	0.80
0.5	151	0.93	0.81
0.6	145	0.91	0.83
0.7	139	0.89	0.84
0.8	133	0.87	0.85
0.9	127	0.85	0.86
1.0	120	0.82	0.82
1.1	113	0.80	0.80
1.2	106	0.77	0.77
1.3	99	0.73	0.73
1.4	91	0.70	0.70
1.5	83	0.65	0.65

Fonte: Adaptado de Filho (2009).

Por fim, é determinado o comprimento da correia através da Eq.(61).

$$L = 2 \cdot cp + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot cp} \quad (61)$$

Caso a distância entre centros das polias ( $cp$ ) seja desconhecida, pode-se utilizar as seguintes relações:

$$cp = \begin{cases} \frac{(D+d)}{2} + d; & \text{se } i < 3 \\ D; & \text{se } i \geq 3 \end{cases}$$

Com o valor do comprimento da correia determinado utiliza-se a tabela localizada no Anexo 2 para definir o comprimento comercial ( $L_{real}$ ) da correia. O comprimento comercial deve ser a mais próximo da correia com comprimento calculado pela Eq.(61).

É aconselhável recalcular a distância entre centros das polias em função do comprimento comercial da correia. Isto é possível através da Eq.(62).

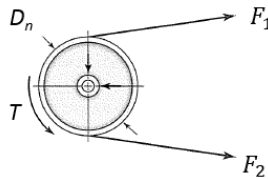
$$c_{real} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32(D - d)^2}}{16} \quad (62)$$

Onde,

$$K = 4L_{real} - 2\pi(D - d) \quad (63)$$

Para realizar a transmissão de potência do eixo motor para o eixo movido, a correia sofre mudanças de tensão devida a forças de fricção entre ela e a polia. Isto faz com que ela se alongue ou se contraia. Para a polia motora, a correia primeiro contata a polia com uma tensão do lado apertado  $F_1$  e uma velocidade  $V_1$  que é igual à velocidade de superfície dessa polia, como pode ser visto na Fig.(32). A correia então passa pelo arco intermediário sem qualquer mudança em  $F_1$  ou  $V_1$ . Então, a deformação lenta ou o contato de deslizamento iniciam, e a tensão de correia muda de acordo com as forças de fricção. Na extremidade do arco efetivo, a correia deixa a polia com uma tensão no lado folgado  $F_2$  e uma velocidade reduzida  $V_2$ .

Figura 32: Forças em uma polia



Fonte: Adaptado de Shigley (2006)

Para determinar as forças  $F_1$  e  $F_2$  são utilizadas as relações matemáticas da Eq.(64) e Eq.(65). (Melconian, 2008)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad (64)$$

$$F_1 - F_2 = F_T \quad (65)$$

Onde  $\alpha$  é o ângulo (em radianos) de contato da correia com a polia e é obtido através da Tab.(2). A força tangencial  $F_T$  é definida pela Eq.(66). (Melconian, 2008)

$$F_T = \frac{2T_{PM}}{d} \quad (66)$$

$$T_{PM} = \frac{30P[w]}{\pi \cdot n_1[rpm]} \quad (67)$$

## 5.2 Eixo de Transmissão

Os eixos de transmissão são utilizados na maioria das máquinas rotativas com a finalidade de transmitir movimento de rotação e torque de uma posição para outra. Nos eixos são acoplados elementos como engrenagens, polias e outros já citados nesse trabalho. Ele pode ser uma parte integral do acionador (eixo motor ou manivela) ou pode ser um eixo livre conectado ao seu vizinho por algum tipo de acoplamento. Os eixos são montados em configuração biapoada, em balanço ou saliente. (Norton, 2013)

É possível projetar eixos de transmissão que não apresentam variações de diâmetro ao longo de seu comprimento. Porém, sua geometria é geralmente a de um cilindro escalonado onde os elementos acoplados são posicionados com precisão. A utilização de ressalto é uma forma eficiente para posicionar axialmente seus elementos. Estes ressalto também criam diâmetros apropriados para alojar peças padronizadas, como os mancais. (Shigley, 2006)

Segundo Norton (2013), a carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente de torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. Essas cargas frequentemente ocorrem em combinação, já que o torque transmitido pode estar associado com forças nos dentes de engrenagens ou de catracas fixadas aos eixos. Isto resulta que muitas vezes o eixo fica sujeito a tensões cíclicas ou de fadiga, causadas por estas cargas combinadas. Entretanto, neste trabalho, carregamentos cíclicos são desprezados para simplificação de cálculos.

Algumas seções críticas ao longo do eixo são investigadas. São avaliadas a combinação do momento fletor resultante e do torque aplicado ao eixo, criando a pior situação de tensão. Para a carga de flexão, como visto no capítulo anterior, as forças externas criam tensões de cisalhamento no eixo (esforços cortantes). Observa-se que essa tensão geralmente contribua com uma distribuição de tensão muito menor na seção transversal em comparação com a desenvolvida pelo momento fletor e torção no eixo. Dessa forma, por simplificação de projeto, seus efeitos neste trabalho são desprezados. Para determinar o momento e o torque atuante no eixo, são traçados o diagrama de momento fletor em dois planos e após isto, faz-se o cálculo do momento resultante na seção. Tendo conhecimento da tensão norma admissível (obtida através de ensaios de tração no material selecionado para o eixo) a dimensão do raio do eixo é determinada através da Eq.(68). Esta equação já se encontra simplificada fazendo uso da teoria de falha pela Energia Máxima de Distorção. (Hibbeler, 2010)

$$c = \left( \frac{16M^2 + 12T^2}{\pi^2 \cdot \sigma_e^2} \right)^{1/6} \quad (68)$$

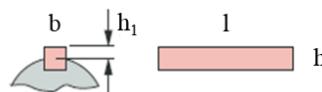
### 5.3 Chavetas

De acordo com a ASME, chaveta é “*uma parte de maquinaria desmontável que, quando colocada em assentos, representa um meio positivo de transmitir torque entre o eixo e o cubo*”. Geralmente utilizada no acoplamento de um eixo com engrenagens, polias e luvas.

As chavetas são classificadas de acordo com seu tamanho e forma. Elas recebem nomeações tais como paralela, cônica e Woodruff. Neste trabalho é aplicado o uso da chaveta paralela, pois apresentam maior aplicabilidade e facilidade de fabricação além de serem comumente adquiridas a partir de barras padronizadas laminadas a frio.

Possui seção transversal quadrada ou retangular com altura e largura constantes ao longo do seu comprimento. As quadradas são recomendadas para eixos de até 25 mm de diâmetro e as chavetas retangulares, para diâmetros maiores. Esse tipo de chaveta é encaixada com metade de sua altura no eixo e sua outra metade no elemento acoplado como mostrado na Fig.(33). A chaveta deve ter um comprimento menor que cerca de 1,5 vez o diâmetro do eixo para evitar torção excessiva com a deflexão do eixo.

Figura 33: Chaveta do tipo paralela



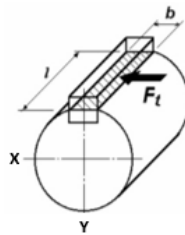
Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Em seu dimensionamento, largura é determinada pelo diâmetro do eixo no assento da chaveta. Sua altura é determinada por sua largura e pode ser consultada por tabela segundo a DIN 6885. Assim, restando apenas o comprimento da chaveta e o número de chavetas usadas por cubo como variáveis de projeto. Se uma única chaveta não puder transmitir o torque com tensões razoáveis, uma chaveta adicional poderá ser adicionada, girada em 90° com relação à primeira.

Deve-se dimensionar chavetas de maneira que ela falhe antes que o assento ou outra parte do eixo, o que causa menor prejuízo financeiro. Por esse motivo, os materiais empregados no uso de chavetas devem ser dúcteis, tendo uma resistência mecânica menor que a do eixo.

Uma chaveta pode falhar por dois modos, cisalhamento ou esmagamento. A falha por cisalhamento ocorre quando a chaveta cisalha ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o elemento acoplado ao eixo. A tensão média por cisalhamento direto é dada pela Eq. (69). Sendo  $F_t$  a força aplicada e  $A_{cis}$  (produto da largura da chaveta pelo comprimento) a área de cisalhamento sendo cortada.

Figura 34: Representação das dimensões de uma chaveta e seu plano de cisalhamento

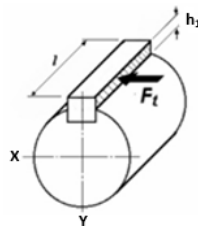


Fonte: Cruz (2008)

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{A_{cis}} = \frac{F_t}{b \cdot l} \quad (69)$$

O esmagamento surge no lado em compressão da chaveta. A tensão média de compressão é definida pela Eq.(70).

Figura 35: Representação das dimensões de uma chaveta e seu plano de esmagamento



Fonte: Adaptado de Cruz (2008)

$$\sigma_x = \frac{F_t}{A_{esm}} = \frac{F_t}{l \cdot h_1} \quad (70)$$

Onde  $F_t$  é a força aplicada e  $A_{esm}$  (área de contato entre o lado da chaveta e o eixo ou cubo) é a área de esmagamento. O comprimento da chaveta é analisado tanto pela falha de cisalhamento quanto pela de esmagamento.

## 6 PROJETO DA BANCADA DE ENSAIO

O projeto da bancada é dado inicialmente com a análise comparativa da cinemática e dinâmica dos mecanismos biela manivela e garfo escocês. Em seguida é analisado os sistema de transmissão por correia e polia, dimensionados os componentes do sistema de transmissão e por fim é selecionado o tipo de sensor para mensurar os dados de força e deslocamento do amortecedor na bancada de ensaio.

### 6.1 Cinemática e Dinâmica da Bancada de Ensaio

Para obtenção dos resultados da análise cinemática e dinâmica dos mecanismos foi utilizado o Octave. Este software é empregado na solução de cálculos numéricos, fornecendo uma interface de linhas de comando para resolver problemas lineares e não lineares.

Neste trabalho, não é analisado o comportamento inicial de funcionamento da bancada. Para este instante a velocidade angular da manivela aumenta gradualmente até se estabilizar no valor desejado. Dessa forma, a aceleração angular seria composta por aceleração tangencial e centrípeta. Porém, pelo fato deste intervalo de tempo ser muito pequeno e tendo como objetivo a análise de funcionamento da bancada em seu regime estabelecido para ensaio as condições iniciais são desprezadas no projeto.

Para critério comparativo, alguns parâmetros de funcionamento dos mecanismos tiveram que ser definidos de maneira que compartilhassem os mesmos valores. Assim, a velocidade angular, o comprimento da manivela, coeficiente de atrito entre o bloco e o guia além da força de amortecimento são parâmetros de entrada que apresentam valores iguais tanto para o mecanismo biela manivela quanto para o garfo escocês.

A força peso, atuante no CG de cada corpo, foi ignorada no estudo dinâmico dos mecanismos, já que os elementos apresentam valor de massa muito pequeno (Norton, 2010). Mesmo em pequenas acelerações a força peso em comparação com as forças atuantes nas juntas apresenta valor desprezível. As forças de atrito atuantes nas juntas pinadas foram consideradas como pontuais com o intuito de simplificar os cálculos.

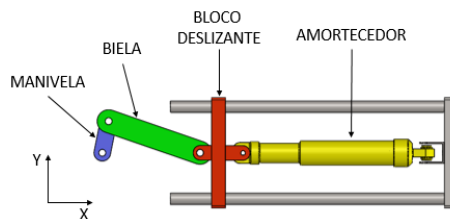
Segundo estudos realizados por Monferrari (2016) em amortecedores de competição utilizados no BAJA SAE, a força de amortecimento máxima está em cerca de 2500 N no movimento de extensão. Dessa forma o projeto da bancada é desenvolvido para suportar forças de até 3000 N para amortecedores com um curso total de 0,14 m. Este curso por sua vez, estabelece o comprimento da manivela em um valor de 0,07 m.

Em ambos os mecanismos estudados, a velocidade angular da manivela determina o regime de funcionamento. Ela foi definida como dado de entrada, apresentando um valor de  $2\pi$  rad/s. O torque atuante na manivela é obtido como resultado e é utilizado no dimensionamento do sistema de transmissão.

## 6.2 Cinemática e Dinâmica do Biela Manivela

Um modelo geométrico inicialmente foi definido, Fig. (36), através dos dados de entrada para os elementos que compõem o mecanismo. Para a biela foi estabelecido um comprimento (distância entre centros de pivotamento) três vezes maior que a manivela, obtendo um valor de 0,21 m, conforme definido na Eq.(10). O bloco deslizante é o responsável por gerar os movimentos de compressão e extensão do amortecedor ao se deslocar através dos dois eixos guia. Ele é representado nas equações como um pistão dentro de um guia para facilitar o equacionamento.

Figura 36: Modelo do mecanismo biela manivela



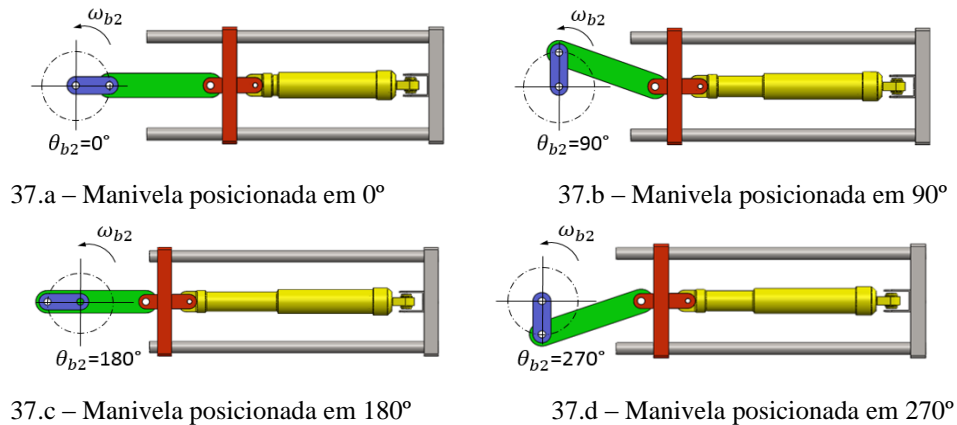
Fonte: Autor

Ao ser acionada, a manivela descreve movimento de rotação em torno de seu ponto de pivotamento com velocidade angular constante no sentido anti-horário. Dessa forma, a biela e o bloco deslizante realizam simultaneamente suas trajetórias por estarem fixados a manivela. O amortecedor hidráulico é fixado ao bloco deslizante e por consequência descrevem o mesmo movimento de translação. Como pode ser visto na Fig.(37.a), a manivela está localizada na posição inicial de estudo do mecanismo. Nesta situação, a manivela e a biela estão alinhadas axialmente e o amortecedor encontra-se totalmente comprimido na bancada. Na Fig.(37.b), a manivela está localizada a  $90^\circ$  da posição inicial com o amortecedor realizando movimento de extensão. Na Fig.(37.c), a manivela encontra-se a  $180^\circ$  da posição angular inicial. Novamente a manivela e a biela estão alinhada axialmente e o amortecedor apresenta sua posição de extensão máxima na bancada. A manivela ao avançar desta posição inicia o processo de compressão do amortecedor. Para a situação da Fig.(37.d), a manivela está em  $270^\circ$  da posição



inicial. O amortecedor encontra-se na metade de seu deslocamento na fase de compressão. Ao completar os  $360^\circ$ , a manivela finalizou um ciclo de funcionamento da bancada de ensaio e a fase de compressão do amortecedor.

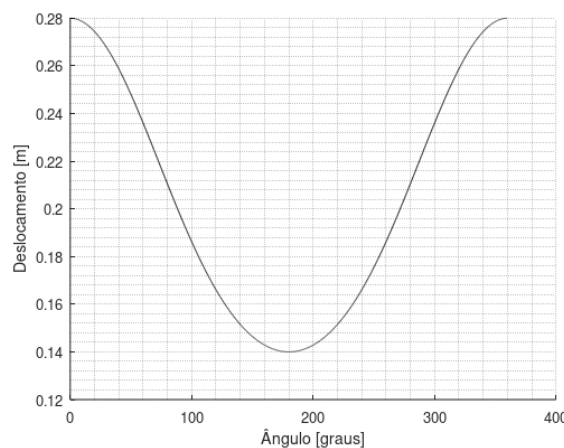
Figura 37: Processo de funcionamento da bancada de ensaio com o mecanismo biela manivela



Fonte: Autor

Seguindo o funcionamento do mecanismo citado na Fig.(37) é possível observar a trajetória do bloco deslizante ao longo do eixo X como mostra a Fig.(38). Essa trajetória foi determinada ao fazer uso da Eq.(7) tendo como origem do sistema de coordenadas o polo de rotação da manivela. Com o deslocamento angular da manivela entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  observa-se uma movimentação do bloco para a esquerda em 0,14 m e consequentemente a extensão do amortecedor. No percurso de  $180^\circ$  a  $360^\circ$  da manivela observa-se mais 0,14 m de curso no sentido para a direita e conseqüente compressão do amortecedor. O amortecedor encontra-se totalmente alongado na posição em que a manivela está em  $180^\circ$  e totalmente comprimido na posição de  $360^\circ$ .

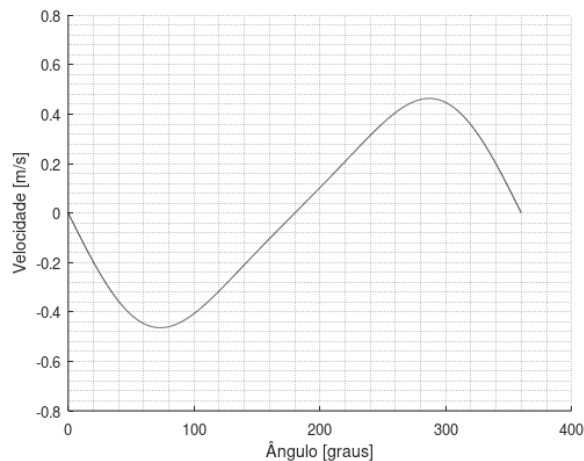
Figura 38: Deslocamento linear do bloco deslizante no eixo X



Fonte: Autor

A velocidade linear do bloco deslizando no eixo X foi obtida através da Eq.(11) e é mostrada na Fig.(39). Sua velocidade linear aumenta de zero até um máximo em módulo de 0,46 m/s próximo a posição de 73° da manivela. O valor negativo nesta parte do gráfico indica o sentido em que o corpo está se movimentando. Em seguida, com a continuação do movimento anti-horário da manivela, a velocidade do pistão começa a diminuir até um valor zero (posição de 180° da manivela). Neste momento inicia-se a mudança de sentido no movimento do bloco. Sua velocidade aumenta novamente até um valor de 0,46 m/s quando a manivela está posicionada próximo a 287°. Por fim, a velocidade volta a diminuir até o bloco parar de se mover quando atinge os 360° da manivela.

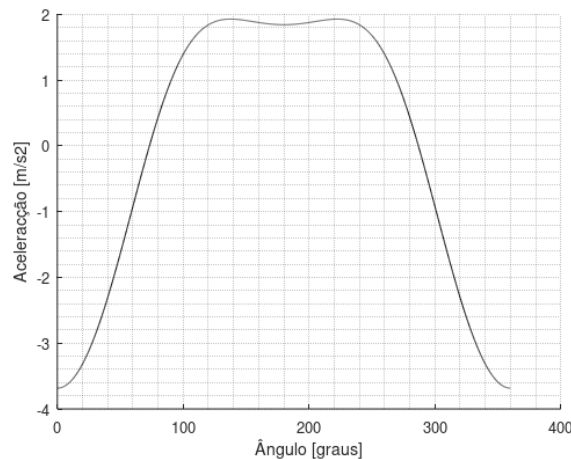
Figura 39: Velocidade linear do bloco deslizando no eixo X



Fonte: Autor

A aceleração linear do bloco deslizando no eixo X foi obtida através da Eq.(14) e é mostrada na Fig.(40) em função da posição angular da manivela. Observa-se uma diminuição na aceleração de 3,68 m/s<sup>2</sup> até zero no intervalo de 0° até 73° da manivela. A aceleração cresce novamente, até atingir um valor de 1,92 m/s<sup>2</sup> próximo da posição angular de 137° da manivela. Devido a presença da biela, o bloco sofre uma pequena desaceleração até atingir 1,85 m/s<sup>2</sup> na posição de 180°. Em seguida volta a aumentar novamente para 1,92 m/s<sup>2</sup> na posição angular de 222°. A partir deste ponto, sua aceleração diminui até um valor nulo em 287°. O bloco deslizando acelera novamente até seu valor máximo de 3,68 m/s<sup>2</sup> na posição 360°.

Figura 40: Aceleração linear do bloco deslizando no eixo X

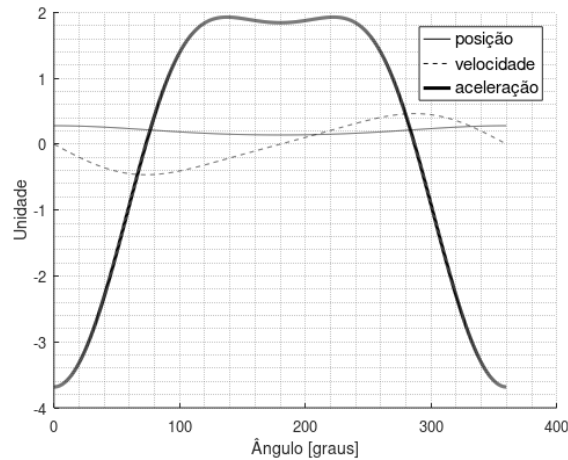


Fonte: Autor

Na Fig.(41) pode-se observar a interação da posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando. Ele inicia seu deslocamento para a esquerda aumentando sua velocidade e reduzindo sua aceleração. Na posição angular de  $73^\circ$  da manivela, a velocidade do deslizando atinge seu valor máximo e a aceleração um valor nulo. Entre  $73^\circ$  e  $180^\circ$  a velocidade começa a diminuir para realizar a inversão no sentido de deslocamento do bloco deslizando. Neste mesmo intervalo a aceleração aumenta e em seguida apresenta uma pequena diminuição até a posição de  $180^\circ$ .

A partir do momento em que o bloco deslizando inverte seu sentido de deslocamento para a direita, sua velocidade volta a aumentar. Já a aceleração apresenta um leve aumento e em seguida desacelera. A velocidade atinge valor máximo com aceleração nula simultaneamente quando a manivela está posicionada em  $287^\circ$ . O ciclo se completa na posição angular de  $360^\circ$  da manivela, neste momento o deslizando encontra-se totalmente deslocado à direita com velocidade nula para realizar a inversão de movimento e conseqüentemente apresentando aceleração máxima.

Figura 41: Análise comparativa da posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando no mecanismo biela manivela



Fonte: Autor

De maneira resumida, a Tab.(3) mostra os dados cinemáticos, em módulo, do bloco deslizando em função da posição angular da manivela que foram encontrados ao realizar o estudo do mecanismo biela manivela.

Tabela 3: Valores máximos e mínimos para a posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando em função da posição angular da manivela

	Mínimo	Máximo
	Valor ⇔ Ângulo	Valor ⇔ Ângulo
Posição [m]	0,14 ⇔ 0°	0,28 ⇔ 180°
Velocidade [m/s]	0 ⇔ 0° e 180°	0,46 ⇔ 73° e 287°
Aceleração [m/s <sup>2</sup> ]	0 ⇔ 73° e 287°	3,68 ⇔ 0°

Fonte: Autor

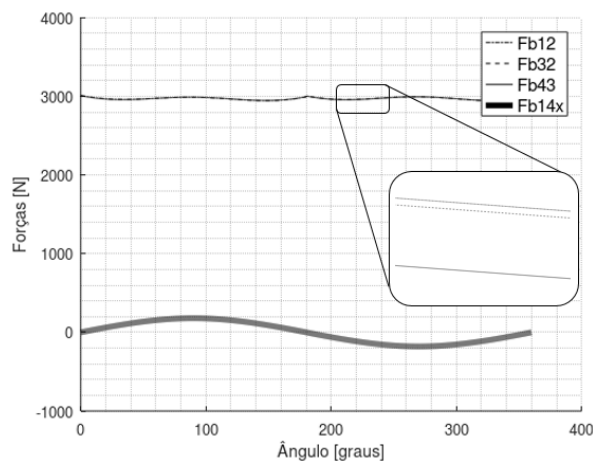
Avaliando os resultados cinemáticos obtidos anteriormente, foi possível entender fisicamente o que acontece com o bloco deslizando em relação a sua posição, velocidade e aceleração de maneira instantânea em função da posição angular da manivela. Estes dados cinemáticos foram utilizados para determinar as forças e torques atuantes nas juntas de cada componente do mecanismo.

A Fig.(42) mostra as forças resultantes que atuam nas juntas do mecanismo e a força de atrito entre o bloco e o apoio. A força  $F_{b12}$  é a resultante que atua entre a manivela e seu apoio. A força  $F_{b32}$  é a resultante que atua na junta de ligação entre a manivela e a biela. A força  $F_{b43}$  é a resultante que atua entre a biela e o bloco deslizando. Estas três forças resultantes citadas

anteriormente apresentam valores muito próximos e com um máximo de aproximadamente 3012 N e mínimo de 2943 N. Essas três forças citadas anteriormente mostram-se sobrepostas na Fig.(42), com uma pequena variação de uma para outra.

A força de atrito  $F_{b14x}$  atua na superfície de contato entre o bloco deslizante e o apoio guia. Para este cálculo, foi utilizado um coeficiente de atrito dinâmico com valor de 0,18 referente a superfície de contato do aço com o bronze. Ela apresenta valores positivos entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  da posição angular da manivela. Este valor positivo refere-se ao fato deste tipo de força se opor ao sentido de movimento do corpo. No intervalo positivo sua força máxima é de aproximadamente 179 N no instante de  $90^\circ$  chegando a ser nulo na posição angular de  $180^\circ$ . Seus valores negativos ocorrem a partir do momento em que a manivela descreve um ângulo maior que  $180^\circ$  conseguindo atingir um esforço máximo de sentido contrário com o mesmo valor já citado.

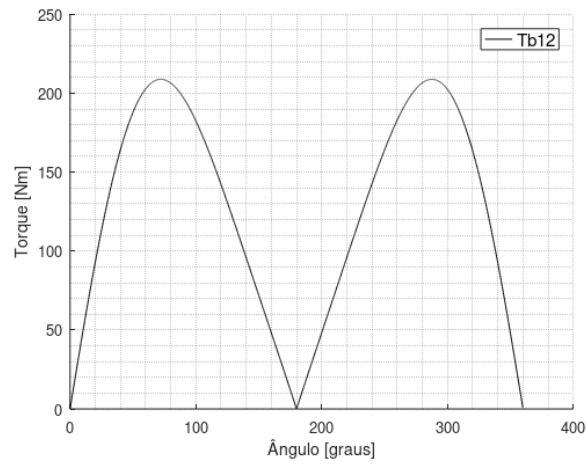
Figura 42: Forças atuantes nos componentes do mecanismo biela manivela



Fonte: Autor

O torque ( $T_{b12}$ ) que atua na manivela pode ser observado na Fig. (43). Este torque é o responsável por movimentar a manivela do mecanismo presente na bancada de ensaio. Ele apresenta valor máximo de aproximadamente 209 Nm quando a manivela está posicionada em  $73^\circ$  e  $287^\circ$ . Nos instantes em que a manivela e a biela estão alinhadas axialmente (manivela em  $0^\circ$  ou em  $180^\circ$ ) o torque apresenta valor próximo a zero. Seu valor positivo indica que o torque é realizado no sentido anti-horário.

Figura 43: Torque atuante na manivela do mecanismo biela manivela



Fonte: Autor

De maneira resumida, a Tab.(4) mostra os dados dinâmicos, em módulo, dos esforços atuantes nas juntas e componentes em função da posição angular da manivela que foram encontrados ao realizar o estudo do mecanismo biela manivela.

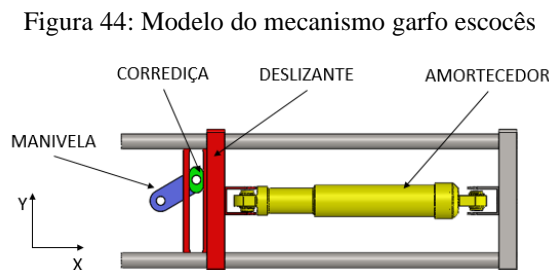
Tabela 4: Valores máximos e mínimos para as forças e torques atuantes nas juntas e componentes do mecanismo biela manivela em função da posição angular da manivela

	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>
<b>F<sub>b12</sub> [N]</b>	2943,1 ⇔ 330°	3012,5 ⇔ 0°
<b>F<sub>b32</sub> [N]</b>	2943,5 ⇔ 330°	3012 ⇔ 0°
<b>F<sub>b43</sub> [N]</b>	2947 ⇔ 330°	3007,4 ⇔ 0°
<b>F<sub>b14x</sub> [N]</b>	0 ⇔ 0° e 180°	179 ⇔ 90° e 270°
<b>T<sub>b12</sub> [Nm]</b>	0 ⇔ 0° e 180°	209 ⇔ 73° e 287°

Fonte: Autor

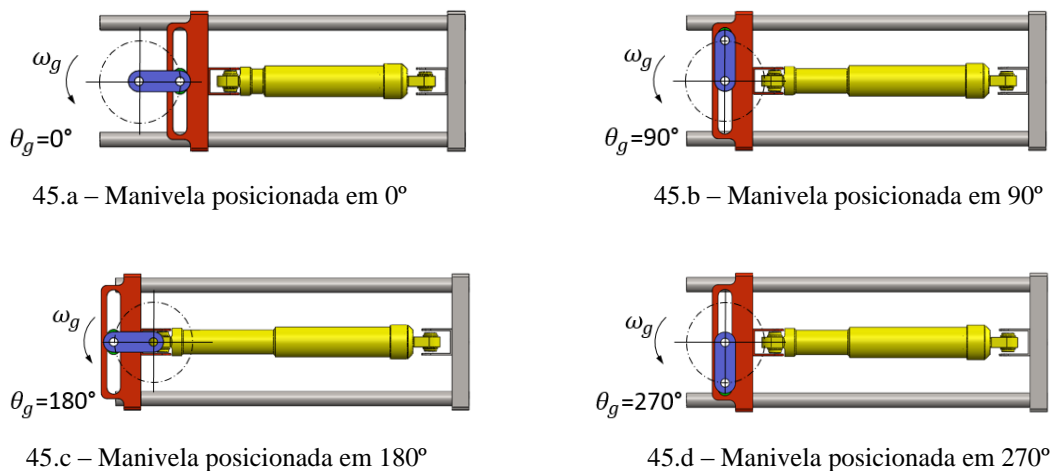
### 6.3 Cinemática e Dinâmica do Garfo Escocês

Um modelo geométrico foi pré estabelecido para este mecanismo como mostrado na Fig. (44). A manivela deste mecanismo foi definida com um comprimento de 0,07 m assim como na biela manivela. A corrediça é fixada na manivela através de uma junta pinada para possibilitar seu deslocamento dentro do oblongo do deslizante. O deslizante, por estar fixado ao amortecedor, realiza os movimentos de compressão e extensão do amortecedor quando se desloca através dos dois eixos guia. O deslizante é representado nas equações como um pistão dentro de um guia para facilitar o equacionamento.



Fonte: Autor

Figura 45: Processo de funcionamento da bancada de ensaio com o mecanismo garfo escocês

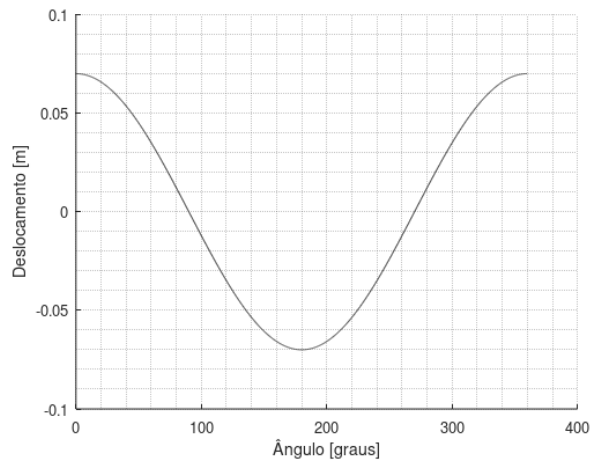


Fonte: Autor

Seguindo o princípio de funcionamento da bancada como foi descrito anteriormente na Fig.(45) e nas equações cinemáticas, foi possível obter resultados da posição, velocidade e aceleração dos componentes do mecanismo garfo escocês. Na Fig.(46), pode-se observar a posição do deslizante em função da posição angular da manivela, Eq.(30). A origem da trajetória encontra-se no centro de pivotamento da manivela. Dessa forma, observa-se que o

deslizante desloca-se para a esquerda até atingir a posição zero quando a manivela está a  $90^\circ$  de seu ponto inicial de estudo. O deslizante continua a se deslocar até a posição de  $180^\circ$  da manivela. Até o momento o deslizante deslocou-se em um curso total de 0,14 m, exatamente o dobro do comprimento da manivela. Isto ocorre devido a união direta entre deslizante e manivela. A partir da posição angular de  $180^\circ$  o deslizante se movimenta para a direita até percorrer mais 0,14 m finalizando um ciclo de funcionamento.

Figura 46: Posição linear do deslizante no eixo X em um mecanismo garfo escocês

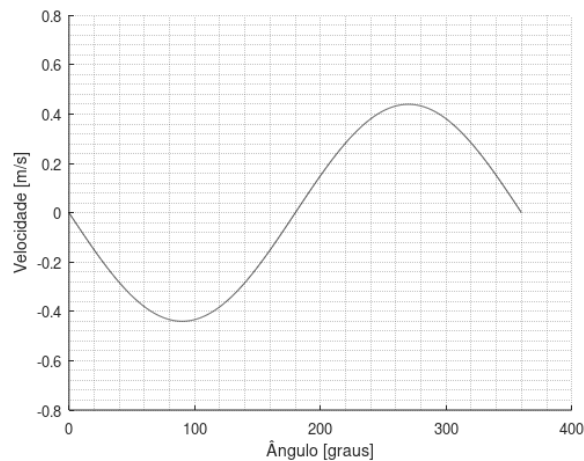


Fonte: Autor

A velocidade linear que o deslizante realiza na direção do eixo X foi obtida através da Eq.(32). Seu resultado é mostrado na Fig.(47) em função da posição angular da manivela. A velocidade do deslizante apresenta valor negativo em seu movimento inicial até a posição de  $180^\circ$  da manivela. Isto ocorre devido o deslizante estar se deslocando para a esquerda, contra a orientação positiva da trajetória. Neste intervalo, a velocidade atinge um máximo de 0,44 m/s quando a manivela está posicionada a  $90^\circ$ . Ao se aproximar da posição de  $180^\circ$  da manivela, o deslizante começa a diminuir sua velocidade linear até o momento de sua inversão de sentido quando apresenta velocidade nula. A partir disto, sua velocidade se torna positiva indicando que o deslizante está se movimentando para a direita (a favor da orientação da trajetória). Novamente atinge um máximo de 0,44 m/s quando a manivela está posicionada em  $270^\circ$ . O deslizante tem sua velocidade diminuída até seu valor nulo na posição de  $360^\circ$ .



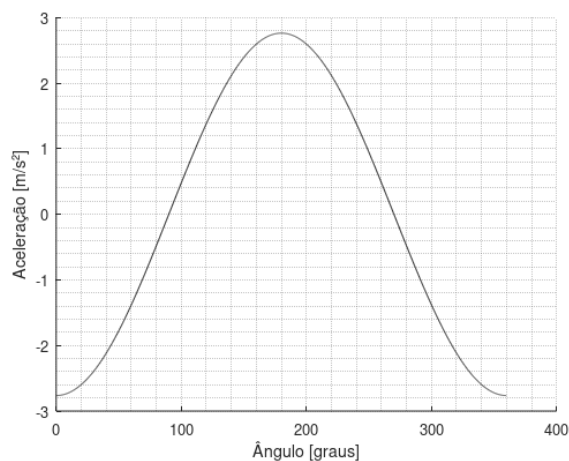
Figura 47: Velocidade linear do deslizante no eixo X em um mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

A aceleração linear que o deslizante realiza na direção do eixo X foi obtida através da Eq.(34) e seus resultados são mostrados na Fig.(48). Com o mecanismo já em funcionamento, observa-se uma diminuição da aceleração do deslizante entre a posição angular da manivela de  $0^\circ$  e  $90^\circ$  chegando a atingir valor nulo. Em seguida, o deslizante aumenta novamente sua aceleração até atingir valor máximo de  $2,76 \text{ m/s}^2$  quando a manivela está a  $180^\circ$  da posição inicial de estudo. A aceleração linear volta a diminuir até apresentar valor nulo quando a manivela está em  $270^\circ$ . A partir daí, novamente aumenta até um obter um máximo negativo de  $2,76 \text{ m/s}^2$  quando completa o ciclo de uma volta.

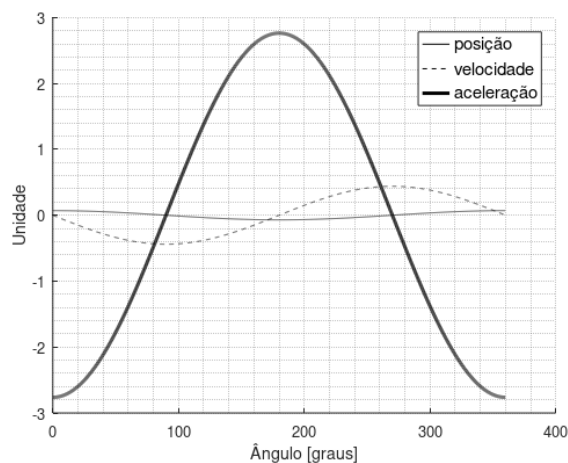
Figura 48: Aceleração linear do deslizante no eixo X em um mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

As três análises feitas anteriormente podem ser vistas de maneira comparativa na Fig.(49). Pode-se observar que ao sair de sua posição inicial, o deslizante inicia seu deslocamento para a esquerda aumentando sua velocidade e reduzindo sua aceleração. Na posição angular de  $90^\circ$  da manivela, a velocidade do deslizante atinge seu valor máximo e a aceleração um valor nulo. Entre  $90^\circ$  e  $180^\circ$  a velocidade começa a diminuir para poder realizar a inversão no sentido de deslocamento do deslizante. Na posição de  $180^\circ$ , é verificada a máxima aceleração já que neste momento o deslizante inverte seu sentido de deslocamento para a direita e volta a aumentar sua velocidade. Novamente o deslizante atinge velocidade máxima e aceleração nula no instante em que a manivela está posicionada em  $270^\circ$ . O ciclo se completa na posição angular de  $360^\circ$  da manivela, neste momento o deslizante encontra-se totalmente deslocado à direita com velocidade nula para realizar a inversão de movimento e consequentemente apresentando aceleração máxima.

Figura 49: Análise comparativa da posição, velocidade e aceleração do deslizante no mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

De maneira resumida, a Tab.(5) mostra os dados cinemáticos, em módulo, do bloco deslizante em função da posição angular da manivela que foram encontrados ao realizar o estudo do mecanismo garfo escocês.

Tabela 5: Valores máximos e mínimos para a posição, velocidade e aceleração do bloco deslizando em função da posição angular da manivela

	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>
<b>Posição [m]</b>	0 ⇔ 0°	0,07 ⇔ 180°
<b>Velocidade [m/s]</b>	0 ⇔ 0° e 180°	0,44 ⇔ 90° e 270°
<b>Aceleração [m/s<sup>2</sup>]</b>	0 ⇔ 90° e 270°	2,76 ⇔ 0° e 180°

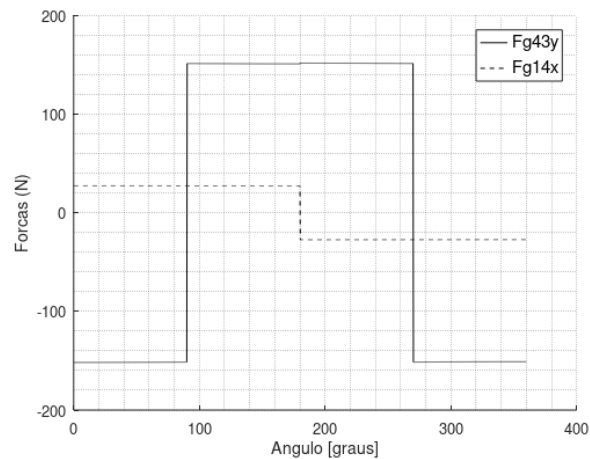
Fonte: Autor

Ao avaliar os resultados cinemáticos obtidos anteriormente, foi possível entender fisicamente o que acontece com o bloco deslizando em relação a sua posição, velocidade e aceleração de maneira instantânea em função da posição angular da manivela. Estes dados cinemáticos foram utilizados para determinar as forças e torques atuantes nas juntas de cada componente do mecanismo.

As forças de atrito que se encontram no mecanismo podem ser visualizadas através da Fig.(50). A força de atrito  $F_{g43y}$  atua entre as superfícies de contato da corredeira e do deslizando na direção do eixo Y. Foi considerado para estas superfícies um coeficiente de atrito dinâmico de 0,05 (valor referente ao contato entre dois aços lubrificados). Dessa forma, a força de atrito  $F_{g43y}$  apresenta uma intensidade de aproximadamente 152 N. Seu valor negativo e positivo indica apenas o sentido da força em função da posição angular da manivela. Sendo negativo nos intervalos de 0° a 90° e 270° a 360°, pois nessas posições angulares da manivela a corredeira realiza deslocamentos no sentido positivo do eixo Y (Fig.45.a e Fig.45.b) o que indica sentido contrário para a força de atrito  $F_{g43y}$ . Seu valor é positivo no intervalo de 90° a 270° já que nessas posições angulares da manivela a corredeira realiza deslocamentos no sentido negativo do eixo Y (Fig.45.b, Fig.45.c e Fig.45.d) o que indica sentido contrário para a força de atrito  $F_{g43y}$ .

A força de atrito  $F_{g14x}$  atua entre as superfícies de contato do deslizando e do apoio na direção do eixo X. Seu coeficiente de atrito dinâmico adotado foi 0,18 (valor referente ao contato entre aço e bronze). Esta força de atrito apresenta valor de 27 N positivo entre a posição angular de 0° até 180° já que o deslizando está se deslocando para a esquerda (sentido negativo na trajetória do eixo X) como pode ser recordado da Fig.(45.a) até a Fig.(45.c). Seu valor negativo de mesma intensidade é explicado devido a posição angular da manivela estar entre 180° até 360° já que o deslizando está se deslocando para a direita (sentido positivo na trajetória do eixo X).

Figura 50: Forças de atrito no mecanismo garfo escocês

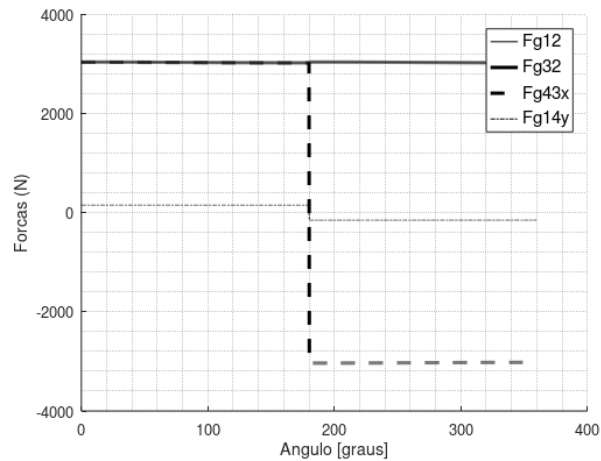


Fonte: Autor

As forças atuantes nas juntas e reações normais aplicadas nos componentes do mecanismo podem ser observadas através da Fig.(51). A força resultante  $F_{g12}$  atua na junta de pivotamento da manivela. Já a força resultante  $F_{g32}$  atua na junta de ligação entre a manivela e a corrediça. As componentes da força  $F_{g32}$  decompostas no eixo X e Y são as responsáveis por realizar o movimento de translação do deslizante. Estas duas forças citadas apresentam valores semelhantes e por isso encontram-se sobrepostas no gráfico. A intensidade máxima que estas forças atingem é de 3039 N.

A força  $F_{g43x}$  (componente no eixo X da força  $F_{g43}$ ) é a normal à superfície entre a corrediça e o deslizante. Apresenta valor positivo de 3034 N no intervalo entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  da posição inicial da manivela. Seu valor positivo indica que sua orientação é para a direita. Ao passar da posição angular de  $180^\circ$ , esta força apresenta valor negativo, porém de mesma intensidade já que agora seu sentido de atuação é para a esquerda. A força  $F_{g14y}$  é a reação do apoio do deslizante no guia onde ele realiza seu deslocamento. Apresenta valor de máximo de aproximadamente 152 N em toda a trajetória do deslizante. Apesar do gráfico indicar uma região com valor positivo e outra com valor negativo, em condições de funcionamento real na bancada de ensaio essa força é representada como um binário. Dessa forma, apresenta valores positivos e negativos de maneira simultânea.

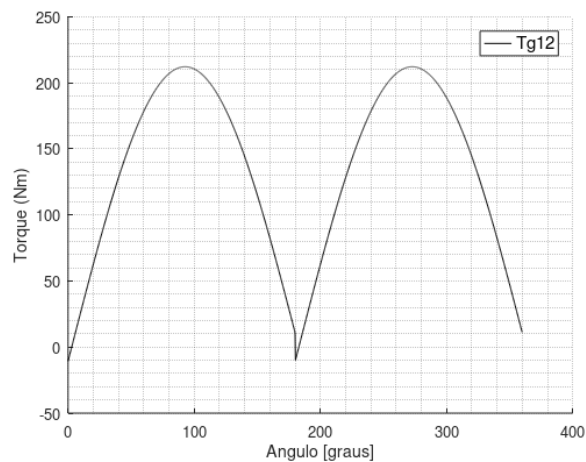
Figura 51: Forças atuantes nos componentes do mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

Os valores dos torques atuantes no mecanismo garfo escocês pode ser observado na Fig.(52). O torque  $T_{g12}$  é o responsável por movimentar a manivela do mecanismo. Ele apresenta valor máximo de aproximadamente 212 Nm quando a manivela está posicionada em  $90^\circ$  e  $270^\circ$  já que nesses instantes existe um maior comprimento do braço de alavanca em relação ao eixo X. O torque  $T_{g12}$  obtêm valores muito baixos quando a manivela encontra-se posicionada em  $0^\circ$  e em  $180^\circ$ . Ele apresenta valor positivo devido o seu giro está orientado no sentido anti-horário. O torque  $T_{g14}$ , encontrado na Eq.(43), é definido como a reação do apoio no movimento do deslizante. Ele apresenta mesmo valor que o torque  $T_{g12}$ , porém com valores negativos já que sua reação está orientada no sentido horário.

Figura 52: Torque da manivela atuante no mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

De maneira resumida, a Tab.(6) mostra os dados dinâmicos dos esforços atuantes nas juntas e componentes em função da posição angular da manivela que foram encontrados ao realizar o estudo do mecanismo garfo escocês.

Tabela 6: Valores máximos e mínimos para as forças e torques atuantes nas juntas e componentes do mecanismo garfo escocês em função da posição angular da manivela

	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>	<b>Valor ⇔ Ângulo</b>
<b>F<sub>g12</sub> [N]</b>	3023 ⇔ 179° e 359°	3039,1 ⇔ 0° e 180°
<b>F<sub>g32</sub> [N]</b>	3023,5 ⇔ 179° e 359°	3038,5 ⇔ 0° e 180°
<b>F<sub>g43x</sub> [N]</b>	-3034 ⇔ 180° até 360°	3034 ⇔ 0° até 180°
<b>F<sub>g43y</sub> [N]</b>	-152 ⇔ 270° até 90°	152 ⇔ 90° até 270°
<b>F<sub>g14x</sub> [N]</b>	-27 ⇔ 180° até 360°	27 ⇔ 0° até 180°
<b>F<sub>g14y</sub> [N]</b>	-152 ⇔ 180° até 360	152 ⇔ 0° até 180°
<b>T<sub>g12</sub> [Nm]</b>	0 ⇔ 0° e 180°	212 ⇔ 90° e 270°
<b>T<sub>g14</sub> [Nm]</b>	0 ⇔ 0° e 180°	212 ⇔ 90° e 270°

Fonte: Autor

#### 6.4 Seleção do Mecanismo para a Bancada

As análises cinemáticas e dinâmicas do mecanismo biela manivela e garfo escocês são utilizadas para ajudar a definir qual mecanismo pode ser melhor aplicado na bancada de ensaio. Além disso, outros parâmetros de projeto podem ser utilizados nessa comparação.

Para auxiliar a escolha do mecanismo, foi feito o uso de uma Matriz de Decisão. Ela é uma ferramenta de apoio a decisões que leva em consideração alguns aspectos relevantes dos itens em comparação. Porém, por apresentar certo nível de subjetividade é necessário realizar outros tipos de análises para se tomar uma decisão definitiva. A Tab.(7) mostra a Matriz de Decisão para o mecanismo biela manivela e garfo escocês. Eles são avaliados através dos parâmetros de facilidade de fabricação e manutenção, menor custo em seu desenvolvimento, aplicação e quantidade de lubrificação além da qualidade de resultados para o ensaio da bancada de testes. Em cada parâmetro de comparação é definido um peso que indica seu nível de importância para o item analisado.

Tabela 7: Matriz de Decisão aplicada aos mecanismos biela manivela e garfo escocês

		Peso					TOTAL
		4	3	3	2	5	
Parâmetros	Itens	Fabricação	Manutenção	Baixo Custo	Lubrificação	Ensaio	
	<b>Biela manivela</b>	36	21	24	18	40	<b>139</b>
	<b>Garfo escocês</b>	28	24	21	14	50	<b>137</b>

Fonte: Autor

Na fabricação, o mecanismo biela manivela possui melhor pontuação. Ele apresenta elementos com geometria mais simples, tais como a manivela, biela e bloco deslizante quando comparado ao garfo escocês. Estes por sua vez não necessitam de máquinas com alto grau de precisão para sua execução, algo que se torna necessário para fabricação da corrediça e do deslizante no garfo escocês.

Em termo de manutenção, o garfo escocês apresenta maior facilidade para troca e reparo de componentes. Pois possui menor quantidade de juntas pinadas, além de menor quantidade de componentes.

O custo financeiro para a implementação dos mecanismos é maior para o garfo escocês. Sendo necessário a utilização de maquinário com maior grau de precisão, já que alguns componentes principais funcionam com pequenas tolerâncias dimensionais.

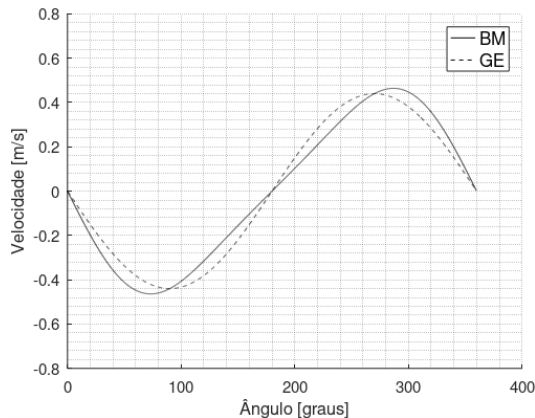
A aplicação de fluidos lubrificantes nos elementos do mecanismo biela manivela não é tão exigida quando comparado ao garfo escocês. Para este último, indica-se a instalação de um reservatório de óleo como função de um cárter, presentes em motores a combustão interna. Este reservatório é utilizado para minimizar o desgaste entre a corrediça e o deslizante, tendo como objetivo o aumento da vida útil do mecanismo.

O parâmetro de análise com maior importância é o de ensaio (peso 5), pois este indica qual mecanismo apresenta maior capacidade para gerar resultados mais confiáveis nos testes do amortecedor. Assim como já foi comentado, o garfo escocês possibilita que o amortecedor realize movimentos harmônicos simples perfeitos o que permite resultados mais confiáveis dos ensaios.

Tratando de dados cinemáticos, as trajetórias do deslizante necessariamente de ambos os mecanismos são iguais já que devem apresentar o mesmo resultado no ensaio. As

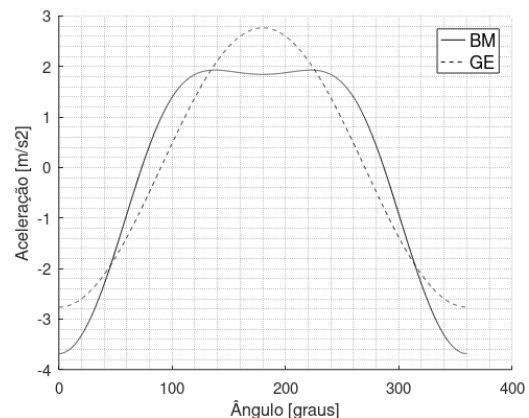
velocidades do deslizante de ambos são levemente diferentes, como mostra a Fig.(53), apresentando apenas uma variação de 0,02 m/s a mais para o biela manivela. Na aceleração, observa-se maior diferença de resultados como pode ser visto na Fig.(54). O garfo escocês possui curvas mais harmônicas e mesmo valores de  $2,76 \text{ m/s}^2$  nos picos e vales do gráfico. Diferentemente do biela manivela que apresenta  $3,68 \text{ m/s}^2$  nos vales e  $1,92 \text{ m/s}^2$  nos picos.

Figura 53: Comparativo de velocidade do deslizante entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE)



Fonte: Autor

Figura 54: Comparativo da aceleração do deslizante entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE)



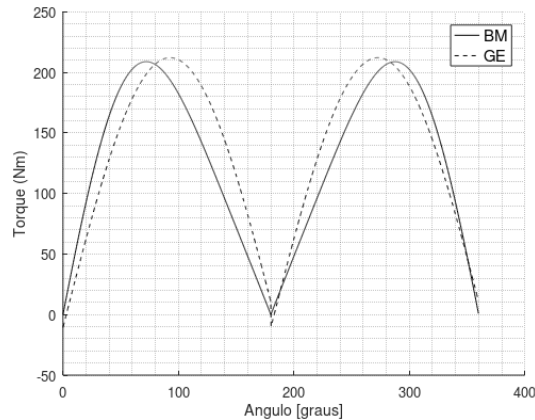
Fonte: Autor

As forças resultantes atuantes nas juntas de cada mecanismo também apresentaram resultados semelhantes e com o mesmo comportamento de gráfico. O mecanismo garfo escocês mostrou ter 0,7% a mais de esforços em suas juntas quando comparado ao biela manivela. Quanto as forças de atrito, apesar do garfo escocês possuir mais variáveis dessa grandeza, em um contexto geral, ambos os mecanismos possuem um mesmo valor.

Outro fator de grande importância a ser comparado é o torque atuante na manivela de ambos os mecanismos. Como mostrado na Fig.(55), as curvas de ambos são semelhantes além de suas intensidades máximas. O torque atuante na manivela do garfo escocês é apenas 1,41% maior que na manivela do mecanismo biela manivela.



Figura 55: Comparativo do torque na manivela entre o biela manivela (BM) e garfo escocês (GE)



Fonte: Autor

De maneira geral, os dois mecanismos avaliados neste trabalho apresentam características muito semelhantes. A Matriz de Decisão não se mostrou tão eficaz, já que a biela manivela possui uma pontuação final de apenas 1,44% maior que o garfo escocês. As forças resultantes na juntas juntamente com o torque aplicado na manivela também mostrou pouca variação, como citado anteriormente. Dessa forma, do ponto de vista dos resultados que cada mecanismo pode gerar quando aplicado na bancada de ensaio, o que se mostra mais promissor é o garfo escocês. Possibilitando que o amortecedor seja ensaiado em movimentos harmônicos, gerando resultados mais confiáveis para obtenção de sua constante de amortecimento.

## 6.5 Transmissão de Movimento

Para acionamento da bancada de ensaio foi utilizado um motor elétrico trifásico de 2 cv (1,5 kW) com 690 rpm, tensão nominal de 380 VCA-60 Hz, 8 polos. Ao relacionar a velocidade angular do rotor com a da manivela foi possível obter a relação de transmissão através da Eq.(57). Desta forma, a relação de transmissão estabelecida foi de 11,5 para 1, ou seja, a polia motora apresenta uma velocidade de rotação onze vezes e meio maior que a da polia movida.

Utilizando as informações do diagrama mostrado na Fig.(29) para seleção do perfil da correia, foi possível selecionar do tipo “A”. Para isto foram cruzadas as informações da Potência de Projeto e a Rotação da polia motora. A Potência de Projeto foi calculada com base na potência do motor elétrico e um fator de serviço para trabalho leve, como foi mostrado na Tab.(1). Observando a Fig.(30), nota-se que a correia apresenta um perfil com dimensões de 8 mm para sua altura e 13 mm para sua largura.

A capacidade de transmissão de potência por correia em perfil “A” é de 0,728 hp. Este valor é obtido com a aplicação de uma polia motora de 66 mm de diâmetro nominal com rotação de 690 rpm e um fator de correção com 1,12. Este fator de correção foi estabelecido após se determinar o comprimento comercial da correia, obtido através da Eq.(61) e consultado na tabela do Anexo 2. Dessa forma foi definido o uso de três correias do tipo A-112 com 2875 mm de comprimento com uma distância de centro entre polias em aproximadamente 820 mm. Foi possível estabelecer o diâmetro nominal da polia movida em 759 mm utilizando a relação de transmissão e o diâmetro da polia motora.

As polias não necessitam de um dimensionamento especial. Sua geometria e dimensões são bastante conhecidas e descritas nas normas NBR 8319 e PB-479. Foi selecionado um tipo de polia adequada para acoplar a correia do tipo “A”. Assim, as dimensões geométricas da polia motora e movida podem ser observadas na Tab.(8).

Tabela 8: Dimensões geométricas da polia com seção do tipo “A”

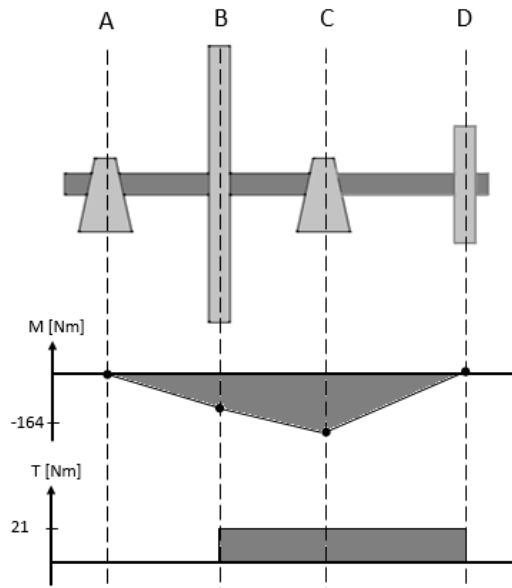
Ilustração	Dimensão	Valor
	$d_n$ [mm]	66
	$D_n$ [mm]	759
	$\varphi$ [graus]	$38 \pm 0,5$
	$l_s$ [mm]	$13,3^{+0,2}_0$
	$l_p$ [mm]	11
	$e$ [mm]	$15 \pm 0,3$
	$f$ [mm]	$10^{+2}_1$
	$bc$ [mm]	3,3
	$(hc+bc)$ [mm]	12

Fonte: Adaptado de Cruz (2008)

Os esforços atuantes na correia tanto no ramo frouxo quanto no ramo tensionado foram determinados. O ramo frouxo ( $F_2$ ) apresentou valor de aproximadamente 833 N e o tensionado ( $F_1$ ) aproximadamente 1450 N tendo uma força resultante de 1832 N. Para a força tangencial aplicada na correia foi obtido um valor de 617 N, através disso foi possível definir se o sistema de transmissão seria capaz de vencer o torque necessário para movimentar a manivela. Dessa forma, com as especificações da polia movida e da força tangencial da correia foi encontrado um torque de 234 Nm para esta polia, mostrando ser 9,4% maior que o torque mínimo necessário para movimentar a manivela.

Fazendo uso da força tangencial da correia e da força resultante aplicada na junta da manivela foi possível determinar as forças de reação nos apoios do eixo que realiza o movimento da manivela. Como mostrado na Fig.(56), os apoios estão localizados nas posições “A” e “C” onde suportam carregamento de aproximadamente 1801 N e 4223 N respectivamente. Após realizar análises através do diagrama de momento fletor e diagrama de torque, foi possível obter valores máximos para estes carregamentos. Ainda na Fig.(56), observa-se que a região no eixo que possui maior intensidade de momento fletor está entre as seções “B” e “C” com valor absoluto máximo de 164 Nm nesta última seção. Para o torque resultante no eixo, foi obtido um valor de 21 Nm para a região do eixo que se encontra entre a polia movida e a manivela.

Figura 56: Diagrama do Momento Fletor e do Torque para o eixo de transmissão



Fonte: Autor

Fazendo uso da teoria de falha por Energia de Distorção Máxima, foi possível determinar através da Eq.(68) um eixo com diâmetro de 20 mm em aço SAE 1020 laminado a quente. Para auxiliar o acoplamento da polia movida ao eixo, foi determinado um aumento de diâmetro para 24 mm na região de sua montagem. Este material foi selecionado por oferecer uma grande facilidade de aquisição no mercado, baixo valor financeiro em comparação a outros tipos de aço, além de se enquadrar nas especificações de projeto. Na Tab.(9) observa-se as propriedades mecânicas do aço SAE 1020.

Tabela 9: Propriedades mecânicas do aço SAE 1020 laminado a quente

Resistência de escoamento em tração	Resistência máxima em tração	Elongação do corpo de ensaio de 2 pol	Dureza Brinell
207 MPa	379 MPa	25%	111 -HB

Fonte: Norton (2013).

Para o acoplamento entre o eixo e a polia movida foi selecionada a chaveta do tipo retangular seguindo a norma DIN 6885, Fig.(57). Suas dimensões geométricas foram definidas para uso em eixo com 24 mm de diâmetro, apresentando 8 mm de largura e 7 mm de altura. Aplicando a teoria de falha por Energia de Distorção Máxima na Eq.(69) e na Eq.(70) com um coeficiente de segurança de 1,5 ficou constatado a necessidade de utilizar duas chavetas com 36 mm de comprimento posicionadas 90° uma da outra no eixo. Esta medida foi adotada devido o comprimento calculado da chaveta ser maior que a largura do cubo da polia. Como esclarecido em capítulo anteriores, a chaveta deve possuir material com propriedades mecânicas inferiores ao eixo, assim foi estabelecido o uso de aço SAE 1010 laminado a quente. Na Tab.(10) pode-se verificar algumas de suas propriedades mecânicas.

Figura 57: Dimensões para chavetas planas de acordo com a DIN 6885

Diâmetro do eixo d	Chaveta bxh	Rasgo		L comprimentos normalizados
		t <sub>1</sub>	t/2	
>6 até 8	2x2	1,1	1,0	6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20
>8 até 10	3 x 3	1,7	1,4	6...20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36
>10 até 12	4 x 4	2,4	1,7	8...36 - 40 - 45
>12 até 17	5 x 5	2,9	2,2	10.....36 - 40 - 45
>17 até 22	6 x 6	3,5	2,6	14...56 - 63 - 70
>22 até 30	8 x 7	4,1	3,0	18...70 - 80 - 90
>30 até 38	10 x 8	4,7	3,4	22...90 - 100 - 110

Fonte: Adaptado DIN 6885

Tabela 10: Propriedades mecânicas do aço SAE 1010 laminado a quente

Resistência de escoamento em tração	Resistência máxima em tração	Elongação do corpo de ensaio de 2 pol	Dureza Brinell
179 MPa	324 MPa	28%	95 -HB

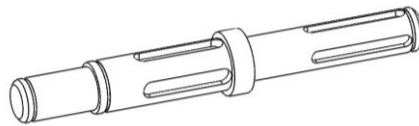
Fonte: Norton (2013)

Para o acoplamento entre o eixo e a manivela foi selecionada a chaveta do tipo quadrada seguindo a norma DIN 6885, Fig.(57). Com suas dimensões geométricas definidas para um eixo com 20 mm de diâmetro, apresentando 6 mm de largura e 6 mm de altura. Ao aplicar a teoria de falha por Energia de Distorção Máxima na Eq.(69) e na Eq.(70) com um coeficiente de segurança de 2,5 (valor utilizado devido a manivela sofrer torque variado) ficou constatado

a necessidade de utilizar duas chavetas com 50 mm de comprimento posicionadas 90° uma da outra no eixo. Esta medida foi adotada devido o comprimento calculado da chaveta ser maior que a largura do cubo da manivela. Assim como a chaveta da polia, nesta chaveta também foi utilizado aço SAE 1010 laminado a quente.

Reunindo as informações citadas anteriormente, foi possível definir as dimensões geométricas finais do eixo como mostra a Fig.(58).

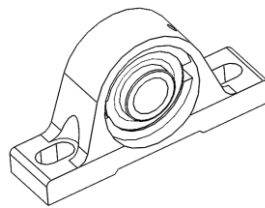
Figura 58: Eixo de transmissão para o mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

Os suportes utilizados no eixo de transmissão foram duas unidades de rolamento de esfera com a base em ferro fundido, como mostrado na Fig.(59). Este mancal foi selecionado de acordo com o Catálogo Geral NSK e apresenta furo interno para eixo de 20 mm de diâmetro. Sua fixação é realizada com usos de parafusos M10. Este tipo de mancal é capaz de suportar carga axial e radial. Por resistir a cargas superiores a 6000 N, possui total aptidão para ser utilizado neste projeto.

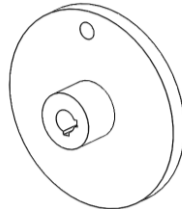
Figura 59: Unidade de rolamento de esfera



Fonte: Autor

Para a manivela, foi definido uma geometria semelhante a um disco, como mostrado na Fig.(60). Esta geometria, diferentemente de uma haste, diminui efeitos vibratórios na bancada por desbalanceamento. Neste componente foi aplicado um torque de 212 Nm, porém não se identificou nenhuma deformação plástica no material. A peça foi desenvolvida com um disco de 15 mm de espessura com material em aço SAE 1020.

Figura 60: Manivela do mecanismo garfo escocês



Fonte: Autor

Na interligação da manivela com a corrediça, foi aplicado a utilização de um pino. Observando o carregamento do estudo dinâmico do mecanismo garfo escocês para a manivela foi identificado que o pino sofre uma tensão de cisalhamento simples com uma carregamento de 3039 N. Aplicando a teoria de falha por Energia de Distorção Máxima com um coeficiente de segurança de 2,5 foi possível definir um pino com 10 mm de diâmetro em aço SAE 1010.

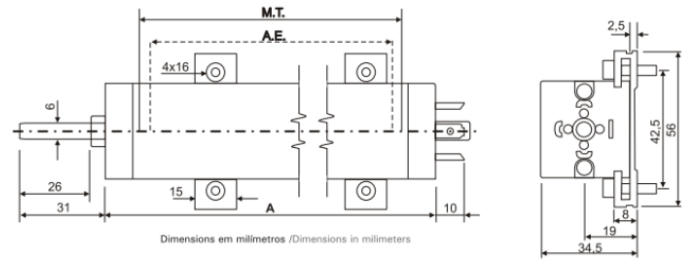
A corrediça foi desenvolvida de maneira que tenha o menor atrito possível da sua superfície de contato com o deslizante. Dessa forma, em seu processo de fabricação, é indicado que sua superfície apresente uma rugosidade da classe N6 ( $0,8 \mu\text{m}$ ) até a N9 ( $6,3 \mu\text{m}$ ) que são apropriadas para objetos deslizantes. O mesmo é indicado para as superfícies do deslizante que estão em contato com a corrediça e com os guias. Para ambos os componentes se utilizou aço SAE 1020 laminado a quente.

Os eixos guias, utilizados para direcionar o trajeto do deslizante, foram dimensionados com perfil circular em um diâmetro de 25 mm de aço SAE 1020 laminado a quente. Para isto, foi analisado carregamentos de flexão através da aplicação de um torque de 212 Nm com emprego da teoria de falha.

## 6.6 Sensoriamento da Bancada de Ensaio

Para realizar a medição do deslocamento do amortecedor nos movimentos de compressão e extensão, foi selecionada uma régua potenciométrica. Este tipo de sensor é empregado para monitorar, medir e controlar movimentos mecânicos. O sensor selecionado para esta aplicação foi o RTC200 e seus dados técnicos são apresentados na Tab.(11).

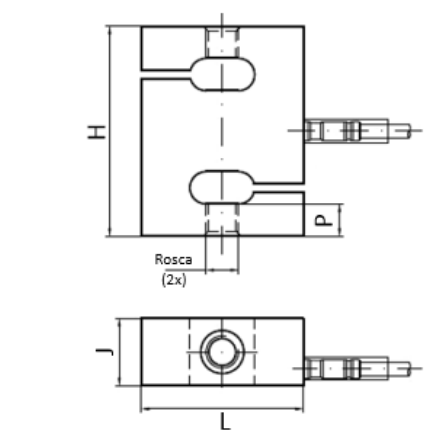
Tabela 11: Dados técnicos da Régua Potenciométrica

Ilustração	Dimensão	Valor
	Série RTC	200
	Curso Elétrico ativo (A.E.)	203 mm
	Resistência $\pm 20\%$	6,8 K $\Omega$
	Curso Mecânico (M.T.)	207 mm
	Dimensão A	266 mm
	Faixa de temperatura	-55~+125 C°

Fonte: <https://www.eletrico.com.br/> acesso 09/05/2020

É empregado na bancada de ensaio uma célula de carga para medir os esforços de tração e compressão aplicados no amortecedor e com capacidade de medição superior as forças aplicadas no amortecedor. Assim, foi selecionada uma célula de carga da Alfa instrumentos de modelo ZX-500 com 500 Kg de capacidade de carga. Alguns dados técnicos deste instrumento podem ser consultados através da Tab.(12).

Tabela 12: Célula de carga modelo ZX-500

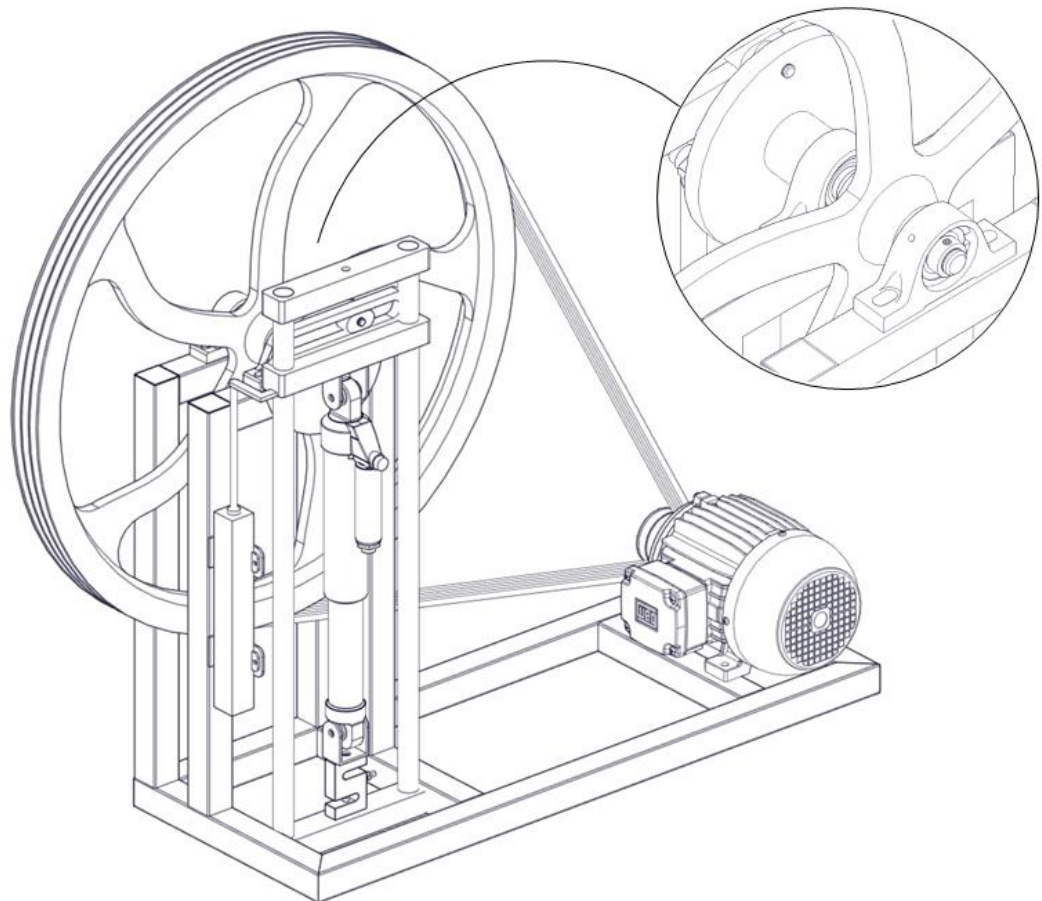
Ilustração	Dimensão	Valor
	Capacidade de Carga	500 Kg
	Cabo	5 mm
	H	78 mm
	J	25 mm
	L	60 mm
	P	11 mm
	Rosca	M12x1,75
	Número de divisões	10000
	Sensibilidade mV/V	20000+/-0.1%
	Material	Inox

Fonte: <http://www.alfainstrumentos.com.br/> acesso 09/05/2020

## 6.7 Visualização da Bancada de Ensaio

Após todo estudo realizado para seleção da bancada de ensaio juntamente com os esforços aplicados nas juntas dos componentes da bancada, dimensionamento dos componentes de transmissão e suas análises de deformações foi possível desenvolver a bancada de ensaio para amortecedores. A sua estrutura por completo foi desenvolvida com o intuito de apresentar maior simplificação de fabricação de seus componentes, menor quantidade de peças aplicadas e menor custo empregado para sua finalização. A bancada de ensaio por completo é mostrada na Fig.(61) e seus detalhes encontram-se no Apêndice 1.

Figura 61: Bancada de ensaio para amortecedor hidráulico telescópico



Fonte: Autor



## 7 CONCLUSÃO

### 7.1 Conclusão e Considerações Finais

Foi proposto neste trabalho o desenvolvimento do projeto de uma bancada de ensaio para amortecedores hidráulico telescópico com o intuito de utilizar as informações aqui geradas para futura construção da bancada e dessa forma a obtenção da constante de amortecimento intrínseca em cada amortecedor.

Foi realizado um estudo cinemático e dinâmico de maneira comparativa entre os possíveis mecanismo a serem utilizados para transmissão de movimento na bancada. Apesar de seus resultados semelhantes, foi proposto a utilização do mecanismo garfo escocês já que este é capaz de fornecer resultados mais fieis devido a formação de movimentos harmônicos por parte do mecanismo.

Para acionamento da bancada foi proposto a utilização de um motor elétrico de 2 cv (1,5 kW) com 855 rpm de maneira a aplicar uma velocidade angular de 60 rpm no eixo de transmissão. Para isto, foi selecionado um sistema de polias com três correias em uma relação de transmissão de onze e meio para um. Com o torque da polia movida e o torque necessário para movimentar o mecanismo foi possível determinar os outros componentes da transmissão avaliando sua resistência mecânica. Para isto, dentre as teorias de falha para materiais dúcteis mostrou-se mais eficiente o emprego a teoria por Energia de Distorção Máxima. E assim, o eixo de transmissão foi projetado com um diâmetro nominal de 20 mm e comprimento de 200 mm em aço SAE 1020 laminado a quente. Para as chavetas, foi aplicado o uso de duas chavetas para a polia movida com 8 mm de largura, 7 mm de altura e 36 mm de comprimento posicionadas a 90° no eixo e mais duas chavetas para a manivela com 6 mm de largura, 6 mm de altura 50 mm de comprimento posicionadas 90° uma da outra no eixo. No emprego do pino, foi determinado um diâmetro nominal de 10 mm e um comprimento de 53 mm. Os demais itens da bancada foram analisados em função das tensões empregadas nas peças em comparação com suas tensões admissíveis para a teoria de falha. Para determinação dos resultados foi empregado uso de uma régua potenciométrica com curso elétrico de 203 mm e uma célula de carga com capacidade de 500 Kg.

O presente trabalho mostrou ser capaz de atender a necessidade de obtenção de dados em projetos vibracionais que dependem das constantes de amortecimento. Comprovou-se que é necessário a fabricação física da bancada, para experimentar e identificar pontos de falha que

tenham passado despercebido no projeto. Para o aluno, a pesquisa serviu para aumentar seus conhecimentos técnicos na área de engenharia mecânica e espera ter contribuído para o desenvolvimento técnico de projetos acadêmicos dentro da instituição em que desenvolveu o trabalho.

## 7.2 Proposta para Trabalhos Futuros

Com o intuito de ampliar a capacidade de medição dos resultados, tornar mais eficiente a construção da bancada e aumentar sua adaptabilidade para amortecedores com tamanhos variados que são encontrados no mercado, são sugeridas algumas melhorias para a bancada de ensaio:

- Realizar análise de fadiga no eixo de transmissão com o intuito de identificar a vida útil da peça;
- Realizar na manivela e no deslizante uma análise MEF (Método dos Elementos Finitos) com o intuito de otimizar a geometria e a massa de ambos os componentes sem alterar sua resistência mecânica;
- Analisar a estrutura da bancada de ensaio de maneira a identificar vibrações não desejáveis na estrutura;
- Desenvolver formas de adaptar a bancada de ensaio para possibilitar uma maior capacidade de ensaio em diversos tipos de amortecedores hidráulicos telescópicos;
- Verificar a substituição do motor elétrico por outro de menor rotação nominal com mesmo torque e/ou utilizar um inversor de frequência de maneira a realizar um melhor ajuste de faixas de velocidade para o ensaio dos amortecedores;
- Verificar a necessidade de introdução de um reservatório de óleo lubrificante para reduzir desgaste por atrito entre a corrediça e o deslizante;
- Aplicar as informações geradas neste trabalho para a construção física da bancada de ensaio.

## REFERÊNCIAS

ADAMI, L. G. S.; **Análise de amortecedores comerciais para o veículo baja**. (Trabalho de conclusão de curso). 74 p. UCS. Caxias do Sul, Brasil. 2015.

ALFA INSTRUMENTOS. Produtos e serviços, Célula de carga tipo Z. Disponível em: <<http://www.alfainstrumentos.com.br> />. Acesso em: 20 fevereiro 2018.

AL-HAMOOD, A.; JAMALI, H. U.; **Dynamics and lubrication analyses of scotch yoke mechanism**. International Journal on Interactive Design and Manufacturing. 7 p. 2019.

ASEKA, E. H., **Projeto, construção e determinação de propriedades de amortecedor viscoelástico para uso em estruturas**. Dissertação (Mestre em Engenharia), 2002. UFRGS, Porto Alegre - RS, Brasil.

BOIT, F. **Projeto de Mecanismo de Inversão Tipo Garfo Escocês**. 26 f. Universidade Luterana do Brasil. Canoas, 2011.

BRITO, S. H. R.; SOARES, R. C.; SÁ, A. S., **Resposta de um sistema amortecido a movimento harmônico de base em um carro**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza-CE, 9p, 2016.

BUDYNAS, R. G. NISBETT, J. K., **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica**. Mc Graw Hill. 8ª ed.

CEPRA. **Colecção formação modular automóvel: Órgãos da suspensão e seu funcionamento**. 1ed, CEPRA – Núcleo de apoio gráfico, 104p. 2000.

CLARO, J.C.P.; FLORES, P. **Cinemática de Mecanismo – 2. Análise Descritiva de Mecanismo**. Apostila Curso Cinemática. Data completa 2007. Universidade do Minho.

CRUZ, A.J.R.S. **Elementos de máquina**, Apostila de elementos de máquina. Data março 2008.

DIXON, J. C. **The Shock Absorber Handbook**. Professional Engineering Publishing/John Wiley & Sons, Ltd. 2ª ed, 445 p. 2007.

D' OLIVEIRA, F. S., **Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora de estrada**. 2014. (Trabalho de Graduação) -UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

FIALHO, A. B. **Instrumentação Industrial: conceitos, aplicações e análises**. 7a ed. São Paulo: Érica, 2012.

FILHO, F. M.; **Elementos de Transmissão Flexíveis**. Apostila de elementos de máquina. POLI/UFRJ. 2009.

FORD, E. T. L. C.; MENDES, J. U. L.; SOUZA, E. M.; RIBEIRO, F. A.; **Desenvolvimento de um equipamento para medição do coeficiente de amortecimento de amortecedores de automóveis**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande - PB, 11p, 2010.

FOX, R.W.; PRITCHARD, P.J.; MCDONALD, A.T.; KOURY, R.N.N. e MACHADO, L. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7ªed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

GOODYEAR. **Cálculos e Recomendações para Correias de Transmissão de Potência em V**. Catálogo.

GRANJA, F.F; **Projeto e construção do mecanismo base para uma máquina de ensaios de amortecedores**. Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia – CONTECC, Maceió – AL, 5p, 2018.

HEIRICH, A. M.; SIMÃO, B. V.; **Desenvolvimento e análise de uma bancada didática para ensaios de vibrações**. (Trabalho de conclusão de curso), 58 p. FAHOR. 2013.

HIBBELER, R. C.; **Resistência dos Materiais**. Pearson Prentice Hall, 7ª ed, São Paulo, 2010.

LIMA, A. S.; DUTRA, M. S.; PINTO, F. A. N.C.; FILHO, A. C. P.; **Bancada experimental para avaliação de parâmetros de amortecedores magneto-reológicos**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande - PB, 9p, 2010.

LIMA, G. B., **Caracterização experimental do comportamento dinâmico de amortecedores hidropneumáticos**. 2014. Trabalho de Graduação.

METALTEX, RTC.; **Sensor de posição linear potenciométrico**, Disponível em: <<http://www.metaltex.com.br/produto/rtc/rtc-sensor-de-posicao-linear-otenciometrico>>. Acesso em: 20 fevereiro 2018.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 9ª ed. São Paulo: Erica, 2008. 376p.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Automotive Engineers, Inc, 1995. 918. ISBN 1 – 56091 – 526 – 3.

MONFERRARI, A. F.; SANTOS, J. H. D.; ROCHA, R. A.; GOMES, D. J. C.; VIMIEIRO, C. B. S., **Bancada de testes para amortecedores hidráulicos**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza-CE, 10p, 2016.

MUCHERONI, M.F., 2001, **Vibrações mecânicas**, EESC-USP, São Carlos, BR.

NETO, Á.C.; **Dinâmica Veicular**, 2005. Universidade de São Paulo, São Carlos, BR.

NORTON, R. L.; **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. 1 ed, SI. ISBN 978-85-63308-19-1. Mc Graw Hill, Bookman. Porto Alegre, 812p. 2010.

NORTON, R. L., **Projeto de máquinas – Uma abordagem integrada**, Bookman 4ª ed, Porto Alegre, 2013.

RAO, S; **Vibrações Mecânicas**. 4 ed, Pearson Education, São Paulo, 424p. 2008.

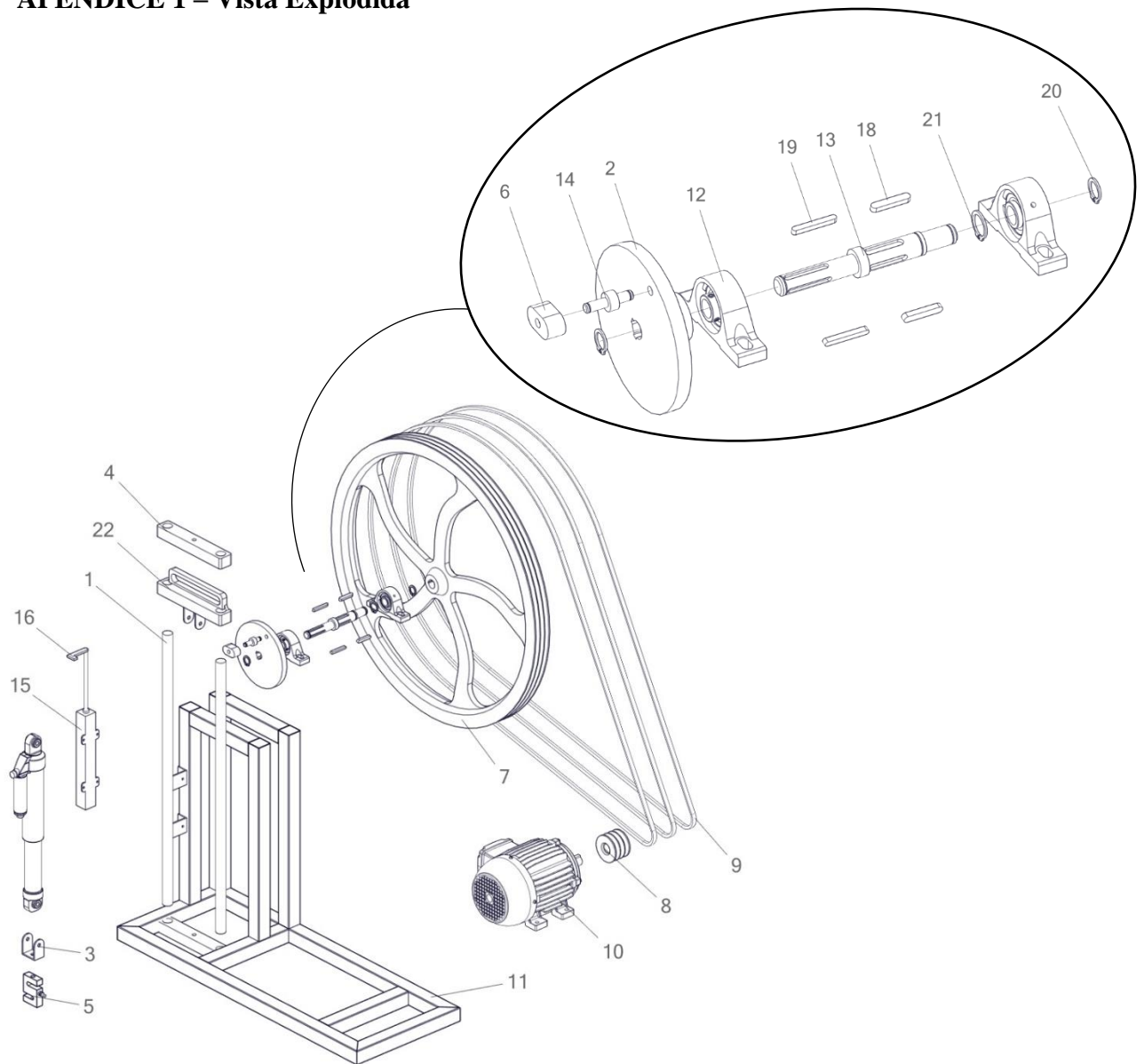
SHIMOSAKA, M. Y.; **Estudo dinâmico comparativo entre mecanismos biela-manivela e garfo escocês**. 2016. 80 f. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco-PR. 2016

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C.R. e BUDYNAS, R.G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7<sup>a</sup> ed. Porto Alegre: Bookman, 2006.

THOMAZINI, D. e ALBUQUERQUE, P.U.B. **Sensores industriais: fundamentos e aplicações**. 8a ed. São Paulo: Érica, 2011.

UMANS, S.D. **Máquinas Elétricas - de Fitzgerald e Kingsley**. 7<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill, 2014.

## APÊNDICE 1 – Vista Explodida



Item	Quant.	Componente
1	2	Eixo guia
2	1	Manivela
3	2	Olhal para fixar amortecedor
4	2	Batente fim de curso
5	1	Célula de carga
6	1	Corrediça
7	1	Polia movida
8	1	Polia motora
9	3	Correia
10	1	Motor elétrico
11	1	Estrutura da bancada

Item	Quant.	Componente
12	2	Unidade de rolamento de esfera
13	1	Eixo de transmissão
14	1	Pino
15	1	Régua Potenciométrica
16	1	Haste
18	2	Chaveta polia
19	2	Chaveta manivela
20	2	Anel elástico do rolamento
21	1	Anel elástico da polia
22	1	Deslizante

## APÊNDICE 2 – Algoritmo do Mecanismo Biela Manivela

```

clc;
clear all;
close all;

%DADOS DE ENTRADA
r2=0.07;           %Comprimento da manivela [m]
r3=0.21;           %Comprimento da biela [m]
w2=2*pi;           %Velocidade angular da manivela [rad/s]
alfa2=0;           %Manivela nao possui aceleracao angular
mi=0.18;           %Coef. atrito dina. aço-bronze
mb2=0.38;          %Massa da manivela [kg]
Ibg2=(mb2*r2^2)/(12); %Momento de inercia da manivela [kg.m2]
mb3=1.44;          %Massa da biela [kg]
Ibg3=(mb3*r3^2)/(12); %Momento de inercia da biela [kg.m2]
mb4=2;             %Massa do pistão [kg]
Fam=3000;          %Forca de reacao do amortecedor [N]

cont = 1;
for teta2 = 0:0.005: 2*pi
    teta3 = pi-asin((r2*sin(teta2))/r3); %Angulo biela com a horizontal [rad]
    mu=mi;
    if (teta2 >= pi)
        Fam=-3000;
        mu=-mi;
    end

    %POSICAO DOS COMPONENTES
    x2=r2*cos(teta2);           %Posicao da manivela
    y2=r2*sin(teta2);
    x1 (cont) = r2*cos(teta2)-r3*cos(teta3);           %Posição pistao

    %VELOCIDADE DOS COMPONENTES
    w3=((r2*w2*cos(teta2))/(r3*cos(teta3)));           %Velocidade angular da biela [rad/s]
    v1 (cont) = -r2*w2*sin(teta2)+r3*w3*sin(teta3);   %Velocidade linear do pistão [m/s]

    %ACELERACAO DOS COMPONENTES
    alfa3=((r3*w3^2*sin(teta3)-r2*w2^2*sin(teta2))/(r3*cos(teta3))); %Aceleracao angular da biela
    a1(cont)=-r2*w2^2*cos(teta2)+r3*alfa3*sin(teta3)+r3*w3^2*cos(teta3); %Aceleracao linear do pistão

```



## % ACELERACAO DO CG NA BARRA 2 E 3

abG2x=(0.5)\*(-r2\*w2^2\*cos(teta2)); %aceleracao do CG manivela em X

abG2y=(0.5)\*(-r2\*w2^2\*sin(teta2)); %aceleracao do CG manivela em Y

abG3x=-r2\*w2^2\*cos(teta2)+(0.5)\*r3\*alfa3\*sin(teta3)+(0.5)\*r3\*w3^2\*cos(teta3); %aceleracao do CG biela em X

abG3y=-r2\*w2^2\*sin(teta2)-(0.5)\*r3\*alfa3\*cos(teta3)+(0.5)\*r3\*w3^2\*sin(teta3); %aceleracao do CG biela em Y

abG4x=a1 (cont);

## % VETORES POSICAO EM RELACAO AO CG

R32x=(0.5)\*r2\*cos(teta2); %Vetor posicao de R32 em X

R32y=(0.5)\*r2\*sin(teta2); %Vetor posicao de R32 em Y

R12x=(0.5)\*r2\*cos(teta2+pi); %Vetor posicao de R12 em X

R12y=(0.5)\*r2\*sin(teta2+pi); %Vetor posicao de R12 em Y

R23x=(0.5)\*r3\*cos(teta3); %Vetor posicao de R23 em X

R23y=(0.5)\*r3\*sin(teta3); %Vetor posicao de R23 em Y

R43x=(0.5)\*r3\*cos(teta3+pi); %Vetor posicao de R43 em X

R43y=(0.5)\*r3\*sin(teta3+pi); %Vetor posicao de R43 em Y

## % MATRIZ C

D=mb2\*abG2x;

E=mb2\*abG2y;

F=Ibg2\*alfa2;

G=mb3\*abG3x;

H=mb3\*abG3y;

I=Ibg3\*alfa3;

J=mb4\*abG4x-Fam;

K=0;

## % ANALISE MATRICIAL

A=[ 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0;

0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0;

-R12y, R12x, -R32y, R32x, 0, 0, 0, 1;

0, 0, -1, 0, 1, 0, 0, 0;

0, 0, 0, -1, 0, 1, 0, 0;

0, 0, R23y, -R23x, -R43y, R43x, 0, 0;

0, 0, 0, 0, -1, 0, mu, 0;

0, 0, 0, 0, 0, -1, 1, 0;]

C=[D;E;F;G;H;I;J;K;]

```

B=A\C
Fb12x = B(1,1);
Fb12y = B(2,1);
Fb12 (cont) = sqrt(Fb12x^2 + Fb12y^2);
Fb32x = B(3,1);
Fb32y = B(4,1);
Fb32 (cont) = sqrt(Fb32x^2 + Fb32y^2);
Fb43x = B(5,1);
Fb43y = B(6,1);
Fb43 (cont) = sqrt(Fb43x^2 + Fb43y^2);
Fb14y(cont) = B(7,1);
if (teta2 < pi)
    Fb14x(cont)= abs(mu*Fb14y (cont));
else
    Fb14x(cont)= - abs(mu*Fb14y (cont));
end
Tb12 (cont) = B(8,1);
teta2g (cont)=(180/pi)*teta2;      %Conversao de radianos para graus
cont = cont + 1;
end

```

### APÊNDICE 3 – Algoritmo do Mecanismo Garfo Escocês

```

clc;
clear all;
close all;

%DADOS DE ENTRADA
rg2=0.07;           %Comprimento da manivela [m]
wg=2*pi;           %Velocidade angular da manivela [rad/s]
alfag2=0 ;         %Aceleracao angular da manivela [rad/s2]
mg2=0.38;         %Massa da manivela [kg]
IgG2=(mg2*rg2^2)/(12); %Momento de inercia da manivela [kg.m2]
mg3=0.12;         %Massa da corredica [kg]
mi3=0.05;         %Coef. atrito dina. aço-aço lubr. corredica/deslizante
mi4=0.18;         %Coef. atrito dina. aço-bronze deslizante/apoio
mg4=2.57;         %Massa do deslizante [kg]
IgG4=0.01;        %Momento de inercia do deslizante [kg.m2]
alfag4=0;         %Aceleracao angular do deslizante [rad/s2]
Dg=0.086;        %Comprimennto total do deslizante [m]
Fam=3000;        %Forca de reacao do amortecedor [N]

inf = pi/2;
sup = 3*pi/2;

cont = 1;
for teta = 0:0.005:(2*pi) % Angulo da manivela com a horizontal [rad]
    if(teta > pi)
        Fam=- 3000;      %Forca de reacao do amortecedor [N]
    end

%POSICAO DOS COMPONENTES
rg4(cont)=rg2*cos(teta); %Posicao da corredica em X
rg3(cont)=rg2*sin(teta); %Posicao da corredica em Y

% VELOCIDADE DOS COMPONENTES
Vg4(cont) =-wg*rg2*sin(teta); % Velocidade da corredica em X
Vg3(cont) =wg*rg2*cos(teta); % Velocidade da corredica em Y

%ACELERACAO DOS COMPONENTES

```

```

Ag4(cont)=- (wg)^2*rg2*cos(teta);    % Aceleracao da corredica em X
Ag3(cont)=- (wg)^2*rg2*sin(teta);    % Aceleracao da corredica em Y
% Ag(cont)=sqrt(Ag4^2+Ag3^2);

% ACELERACAO LINEAR NO CGS
AgG2x=-(0.5)*rg2*(wg)^2*cos(teta);    % Aceleracao linear da manivela (CG) em X
AgG2y=-(0.5)*rg2*(wg)^2*sin(teta);    % Aceleracao linear da manivela (CG) em Y
AgG3x=Ag4(cont);                      % Aceleracao linear da corredica (CG) em X
AgG3y=Ag3(cont);                      % Aceleracao linear da corredica (CG) em Y
AgG4x=Ag4(cont);                      % Aceleracao linear do deslizante (CG) em X
AgG4y=0;                               % Aceleracao linear do deslizante (CG) em Y

% VETORES POSICAO EM RELACAO AO CG
Rg12x=(0.5)*(rg2*cos(teta+pi));        % Vetor posicao de Rg12 em X
Rg12y=(0.5)*(rg2*sin(teta+pi));        % Vetor posicao de Rg12 em Y
Rg32x=(0.5)*(rg2*cos(teta));           % Vetor posicao de Rg32 em X
Rg32y=(0.5)*(rg2*sin(teta));           % Vetor posicao de Rg32 em Y
Rg3x=(0.32)*Dg ;
Rg3y=rg2*sin(teta);
Rg1x=0.005;
Rg1y=0.1;

% MATRIZ C
D=mg2*AgG2x;
E=mg2*AgG2y;
F=IgG2*alfag2;
G=mg3*AgG3x;
H=mg3*AgG3y;
I=mg4*AgG4x-Fam;
J=mg4*AgG4y;
K=IgG4*alfag4;

% ANALISE MATRICIAL
A=[ 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0;
    0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0;
    -Rg12y, Rg12x, -Rg32y, Rg32x, 0, 0, 1, 0;
    0, 0, -1, 0, 1, 0, 0, 0;
    0, 0, 0, -1, mi3, 0, 0, 0;
    0, 0, 0, 0, -1, mi4, 0, 0;
    0, 0, 0, 0, -mi3, 1, 0, 0;

```

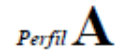
```

    0, 0, 0, 0, (Rg3y-mi3*Rg3x), (Rg1x-mi4*Rg1y), 0, 1;]
C=[D;E;F;G;H;I;J;K;]
B=A\C
Fg12x = B(1,1);
Fg12y = B(2,1);
Fg12 (cont) = sqrt(Fg12x^2+Fg12y^2);
Fg32x = B(3,1);
Fg32y = B(4,1);
Fg32(cont) = sqrt(Fg32x^2+Fg32y^2);
Fg43x (cont) = B(5,1);
Fg43y(cont) = mi3*Fg43x (cont);
Fg43 (cont) = sqrt(Fg43x.^2+Fg43y.^2) (cont);
if ((teta <= inf) || (teta >= sup))
    aux = abs(Fg43y(cont));
    Fg43y(cont) = - aux;
else
    Fg43y(cont) = abs(Fg43y(cont));
end
Fg14y (cont) = B(6,1);
Fg14x = mi4*Fg14y;
Fg14(cont) = sqrt(Fg14x.^2+Fg14y.^2)(cont);

Tg12(cont) = B(7,1);
Tg14 (cont) = B(8,1);
tetaG(cont) =(180/pi)*teta;          %Conversao de radianos para graus
cont = cont + 1;
end

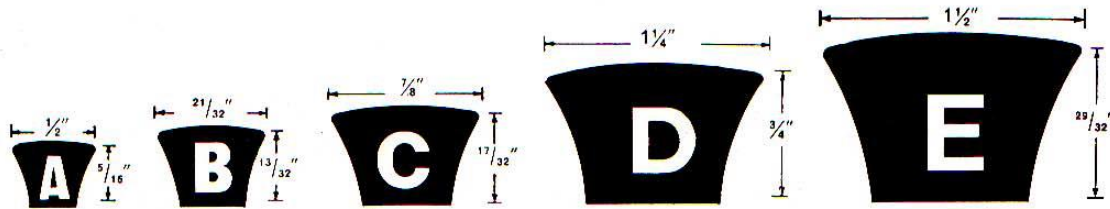
```

**ANEXO 1 – Classificação de Hp por Correia**



Rotação do eixo mais rápido	POTÊNCIA POR CORREIA [HP <sub>nominal</sub> ]												Rotação do eixo mais rápido	HP ADICIONAL POR CORREIA COM RELAÇÃO À VELOCIDADES (i)											
	Diâmetro nominal da polia menor [mm]													1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.15	1.21	1.28	1.40	1.65		
	66	71	75	81	86	91	97	102	107	112	117	122		127	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	e
575	0.46	0.55	0.63	0.72	0.80	0.88	0.97	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.45	575	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	
690	0.56	0.63	0.73	0.83	0.93	1.02	1.12	1.22	1.32	1.41	1.51	1.60	1.70	690	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	
725	0.55	0.65	0.76	0.86	0.96	1.07	1.17	1.27	1.37	1.47	1.57	1.67	1.77	725	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	
870	0.63	0.75	0.87	0.99	1.12	1.24	1.36	1.47	1.59	1.71	1.82	1.94	2.06	870	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	
950	0.67	0.80	0.93	1.07	1.20	1.33	1.45	1.58	1.71	1.84	1.96	2.09	2.21	950	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	
1160	0.77	0.93	1.08	1.24	1.40	1.55	1.70	1.86	2.01	2.16	2.30	2.45	2.60	1160	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	
1425	0.88	1.07	1.26	1.45	1.63	1.82	2.00	2.18	2.36	2.53	2.71	2.88	3.05	1425	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	
1750	1.01	1.23	1.46	1.68	1.90	2.11	2.20	2.54	2.75	2.96	3.16	3.38	3.52	1750	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23	
2850	1.31	1.64	1.97	2.29	2.50	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	2850	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38	
3450	1.40	1.78	2.15	2.51	2.86	3.20	3.52	3.84	4.14	4.43	4.71	4.97	5.22	3450	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.41	0.46	
200	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.40	0.43	0.46	0.49	0.52	0.55	0.59	200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	
400	0.35	0.41	0.48	0.55	0.63	0.71	0.80	0.89	0.98	1.07	1.16	1.25	1.34	400	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	
600	0.43	0.51	0.60	0.70	0.80	0.91	1.02	1.13	1.24	1.35	1.46	1.57	1.68	600	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23	
800	0.59	0.70	0.82	0.95	1.09	1.24	1.39	1.54	1.69	1.84	1.99	2.14	2.29	800	0.00	0.04	0.06	0.10	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	
1000	0.69	0.82	0.97	1.12	1.28	1.45	1.63	1.81	2.00	2.19	2.38	2.57	2.76	1000	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.41	0.46	
1200	0.78	0.95	1.11	1.27	1.43	1.59	1.75	1.91	2.06	2.21	2.37	2.52	2.67	1200	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16	
1400	0.87	1.06	1.25	1.43	1.61	1.79	1.97	2.15	2.32	2.50	2.67	2.84	3.01	1400	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	
1600	0.95	1.16	1.37	1.58	1.78	1.96	2.18	2.38	2.57	2.77	2.96	3.14	3.33	1600	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21	
1800	1.02	1.64	1.97	2.29	2.50	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	1800	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.21	0.24	
2000	1.09	1.34	1.69	1.84	2.08	2.32	2.56	2.79	3.02	3.25	3.47	3.69	3.91	2000	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	
2200	1.15	1.42	1.69	1.96	2.22	2.48	2.73	2.98	3.23	3.47	3.71	3.94	4.17	2200	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29	
2400	1.21	1.50	1.79	2.07	2.35	2.62	2.89	3.16	3.42	3.67	3.92	4.16	4.40	2400	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.25	0.29	0.32	
2600	1.25	1.57	1.87	2.17	2.47	2.76	3.04	3.32	3.59	3.86	4.12	4.37	4.61	2600	0.00	0.04	0.08	0.12	0.15	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35	
2800	1.30	1.63	1.95	2.27	2.58	2.88	3.18	3.47	3.75	4.02	4.29	4.55	4.80	2800	0.00	0.04	0.08	0.12	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37	
3000	1.34	1.68	2.02	2.35	2.68	2.99	3.30	3.60	3.89	4.17	4.44	4.71	4.96	3000	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40	
3200	1.37	1.73	2.08	2.43	2.76	3.09	3.41	3.71	4.01	4.30	4.57	4.84	5.09	3200	0.00	0.05	0.09	0.14	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.43	
3400	1.40	1.77	2.14	2.50	2.84	3.16	3.50	3.82	4.12	4.41	4.68	4.95	5.20	3400	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	
3600	1.42	1.81	2.19	2.55	2.91	3.25	3.58	3.90	4.20	4.49	4.77	5.03	5.28	3600	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.43	0.48	
3800	1.43	1.83	2.23	2.60	2.97	3.32	3.65	3.97	4.27	4.56	4.83	5.09	5.32	3800	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51	
4000	1.44	1.86	2.26	2.61	3.01	3.33	3.70	4.02	4.32	4.60	4.87	5.11	5.34	4000	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.53	
4200	1.44	1.87	2.28	2.67	3.04	3.40	3.74	4.05	4.35	4.63	4.88	5.11	5.32	4200	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.44	0.50	0.56	
4400	1.44	1.88	2.29	2.69	3.07	3.42	3.76	4.07	4.36	4.62	4.86	5.08	5.26	4400	0.00	0.07	0.13	0.20	0.26	0.33	0.39	0.46	0.52	0.59	
4600	1.43	1.87	2.30	2.70	3.07	3.43	3.76	4.06	4.34	4.59	4.82	5.01	5.18	4600	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61	
4800	1.42	1.86	2.29	2.69	3.07	3.42	3.74	4.04	4.30	4.54	4.74	4.91	4800	0.00	0.07	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64		
5000	1.39	1.85	2.28	2.68	3.05	3.40	3.71	3.99	4.24	4.46	4.64	5000	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.59	0.67			
5200	1.36	1.82	2.25	2.65	3.02	3.36	3.66	3.93	4.16	4.35	5200	0.00	0.08	0.15	0.23	0.31	0.39	0.46	0.54	0.62	0.69				
5400	1.33	1.79	2.22	2.62	2.98	3.30	3.59	3.84	4.05	5400	0.00	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72					
5600	1.29	1.75	2.17	2.57	2.92	3.23	3.50	3.73	5600	0.00	0.08	0.17	0.25	0.33	0.42	0.50	0.58	0.67	0.75						
5800	1.24	1.70	2.12	2.50	2.84	3.14	3.39	3.60	5800	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	-43	0.52	0.60	0.69	0.78						
6000	1.18	1.64	2.06	2.43	2.76	3.04	3.26	6000	0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.53	0.62	0.71	0.80							

**ANEXO 2 – Comprimentos Padrões das Correias**



**COMPRIMENTOS STANDARD**

PERFIL A			PERFIL B			PERFIL C			PERFIL D			PERFIL E		
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH	
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370	D-120	123.3	3130	180	184,5	4685
31	32.3	820	38	39.8	1010	55	57.9	1470	128	131.3	3335	195	199,5	5065
33	34.3	870	42	43.8	1110	60	62.9	1595	136	139.3	3540	202	206,5	5245
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800	144	147.3	3740	210	214,5	5448
38	39.3	1000	48	49.8	1265	75	77.9	1980	158	161.3	4095	225	229,5	5830
41	42.3	1075	50	51.8	1315	81	83.9	2130	162	165.3	4200	240	241,0	6120
42	43.3	1100	51	52.8	1340	85	87.9	2230	173	176.3	4480	270	271,0	6885
46	47.3	1200	53	54.8	1390	90	92.9	2360	180	183.3	4655	300	301,0	7645
50	51.3	1305	55	56.8	1440	96	98.9	2510	195	198.3	5035	325	326,0	8280
51	52.3	1330	60	61.8	1570	100	102.9	2615	210	213,3	5340	330	331,0	8405
53	54.3	1780	63	64.8	1645	105	107.9	2740	225	225.8	5735	360	361,0	9170
54	55.3	1405	64	65.8	1670	112	114.9	2920	240	240.8	6115	390	391,0	9930
55	56.3	1430	65	66.8	1695	120	122.9	3120	270	270.8	6880	420	421,0	10695
60	61.3	1560	68	69.8	1770	128	130.9	3325	300	300.8	7640	480	481,0	12215
62	63.3	1610	71	72.8	1850	136	138.9	3530	330	330.8	8400			
64	65.3	1660	75	76.8	1950	144	146.9	3730	360	360.8	9165			
68	69.3	1760	78	79.8	2025	158	160.9	4085	390	390.8	9925			
71	72.3	1835	81	82.8	2105	162	164.9	4190	420	420.8	10690			
75	76.3	1940	85	86.8	2205	173	175.9	4465	480	480.8	12210			
80	81.3	2065	90	91.8	2330	180	182.9	4645						
85	86.3	2190	93	94.8	2405	195	197.9	5025						
90	91.3	2320	95	96.8	2460	210	212.9	5405						
96	97.3	2470	97	98.8	2510	225	225.9	5740						
105	106.3	2700	105	106.8	2710	240	240.9	6120						
112	113.3	2875	112	113.8	2890	255	255.9	6500						
120	121.3	3080	120	120.8	3070	270	270.9	6880						
128	129.3	3285	124	125.8	3195	300	300.9	7640						
136	137.3	3485	128	129.8	3295	330	330.9	8405						
144	145.3	3690	136	137.8	3500	360	360.9	9165						
158	159.3	4045	144	145.8	3705	390	390.9	9930						
162	163.3	4145	158	159.8	4060	420	420.9	10690						
173	174.3	4425	162	163.8	4160									
180	181.3	4605	173	174.8	4440									
			180	181.8	4615									
			195	196.8	5000									
			210	211.8	5380									
			225	225.3	5720									
			240	240.3	6105									
			270	270.3	6865									
			300	300.3	7625									
			330	330.3	8390									
			360	360.3	9150									

Obs.: O número que aparece após a letra designativa do perfil indica a circunferência interna em polegadas.  
Ex.: A-31—Perfil A com 31" de circunferência interna.