

Artigo

Projeto mecânico de bancada para experimentos vibracionais em transmissões e acoplamentos

Fabio Francisco de Almeida Junior ^[1], Rômulo Pierre Batista dos Reis ^[2]

^[1] UFERSA, engenharia mecânica; aluno; fabio.junior@alunos.ufersa.edu.br

^[2] UFERSA, engenharia mecânica; orientador; romulopierre@ufersa.edu.br

Data da defesa: 19/04/2024;

Resumo: Devido ao aumento das demandas de produtividades, a indústria, cada vez mais, tem requerido que os processos produtivos não parem ou tenham o tempo de parada no mínimo possível. Para tal feito os processos de manutenção corretiva planejada necessitam ser precisos e rápidos. A análise vibracional nos equipamentos é uma ferramenta crucial para a manutenção preditiva, pois com o acompanhamento das análises é possível prever e identificar falhas, fazendo assim o planejamento adequado para correção. Existem estudos relacionados à manutenção e análise vibracional, muitos deles se detêm em propor um sistema operando sem defeito e posteriormente fazer a análise do sistema com um defeito pontual. Além disso, a maioria dos trabalhos buscam analisar sistemas de transmissão por engrenagens. Neste trabalho foi realizado o projeto completo de uma bancada para estudo mais aprofundado dos efeitos vibracionais que os defeitos podem ocasionar em sistemas de transmissão de movimento. Com a bancada é possível aplicar desalinhamentos, de maneira precisa, em 4(quatro) graus de liberdade e, também, é possível ajustar a folga axial ou folga nas correias e correntes precisamente. É feito o projeto mecânico detalhado completo com modelagens 3D, dimensionamentos, simulações, levantamento de custos e desenho técnico.

Palavras-chave: projeto mecânico; manutenção; preditiva; simulações; análise vibracional; modelagem 3D.

1. Introdução

A história da manutenção tem, basicamente, três grandes fases de evolução, que no final culminaram nos três conceitos principais de manutenção: manutenções corretiva, preventiva e preditiva. Até o início do século XX quando o maquinário falhava, isso, infalivelmente, significava a parada do equipamento. E então surgem atividades e termos relacionados à manutenção. Na década de 1920, nos Estados Unidos da América, a indústria começava os processos em produção em série, principalmente no setor automotivo, e, assim, a manutenção necessitou ser mais bem planejada para que a produção fosse contínua. Na Segunda Guerra Mundial, a organização da manutenção foi imprescindível e, nesta época foram implementados a investigação de falhas e tratamento estatístico, quebrando assim, a barreira de manutenção somente corretiva, na maioria dos casos, não planejada [1].

Manutenção corretiva trata-se da manutenção em que a ação é apenas de correção e acontece somente após a falha de um componente ou quebra de equipamentos. Manutenção preventiva tem como objetivo trocar as peças que se desgastam antes delas falharem. É possível praticar a preventiva, estabelecendo períodos em que o maquinário terá peças trocadas dentro desta periodicidade e sabendo que a peça resistirá até o fim deste prazo. A manutenção preditiva ou manutenção pela condição busca utilizar ferramentas para fazer o exame do maquinário para atestar suas condições (diagnóstico) e assim prever o momento em que a troca de peça ou intervenção para ajuste é necessária.

Na manutenção preditiva existem algumas técnicas, desenvolvidas pela engenharia para conseguir executar o exame do maquinário. Dentre as mais conhecidas estão as técnicas de ensaios não destrutivos, tais como: a análise de óleo, exame raio x, líquido penetrante, ultrassom, análise de pontos quentes através de câmeras térmicas e partículas magnéticas [2]. A técnica que vem ganhando destaque na manutenção preditiva é a análise e acompanhamento de vibração nos diferentes equipamentos industriais, principalmente nos equipamentos rotativos.

2. Referencial teórico

2.1. Estudo das vibrações

Existem três parâmetros essenciais na análise de vibração de um objeto ou sistema vibratório que são: deslocamento (x), velocidade (v) e aceleração (a). Estes três parâmetros são quantificados e muitas vezes

possível o seu adquirento de forma direta a partir de um sensor. Eles nos ajudam a entender o quanto o sistema vibra.

Outros resultados são calculados como: frequência (f), que vai indicar de onde vem a vibração, ou seja, qual a causa raiz do movimento oscilatório; e, também, o que é chamado de fase da onda vibratória (ϕ) [3].

Para cálculo desses parâmetros, partimos dos conceitos fundamentais da Física, dos movimentos oscilatórios.

Deslocamento:

$$x = A \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

Velocidade:

$$v = A\omega \cos(\omega t + \phi) \quad (2)$$

Aceleração:

$$a = A\omega^2 \sin(\omega t + \phi) \quad (3)$$

Onde A é a amplitude da onda, t é o instante em segundos da onda, ω é a frequência angular sendo relacionada com a frequência linear f através da fórmula abaixo:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3)$$

Lembrando que ao coletarmos dados referentes à vibração, obtemos pontos que representam uma variável em relação ao tempo. Por exemplo, podemos obter o deslocamento ao longo do tempo, ou a aceleração em função do tempo. Isso dependerá do tipo de sensor a ser utilizado no adquirento de dados como sensores acelerômetros, e/ou, sensores eletromagnéticos de proximidade, dentre outros tipos de sensores que existem no mercado. Com a obtenção dos dados, o analisador poderá estimar com precisão a frequência, período e fase das ondas oscilatórias.

Atualmente, existem aparelhos analisadores que já fazem esse trabalho básico de análise e entrega ao usuário os gráficos de frequência, o valor da fase, e o gráfico que chamamos de FFT (*Fast Fourier Transform* ou em português, Transformada Rápida de Fourier), falaremos mais sobre este conceito a seguir.

Quando precisamos fazer a análise de sinal vibracional os parâmetros no domínio do tempo não nos dão uma resposta interpretável. É então que através de uma transformada, levamos parâmetros como a aceleração que está em função do tempo para o domínio em frequência a assim podemos ter um resultado mais claro do que está acontecendo com o sistema em análise. Um exemplo é visto na Figura 1 abaixo.

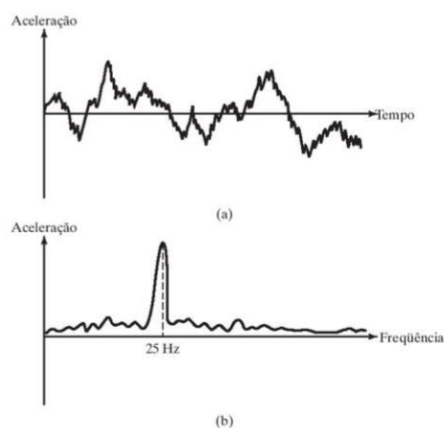


Figura 1. Histórico de aceleração [3].

2.2. Acoplamentos e transmissões

Os acoplamentos e/ou transmissões são utilizados para transmitir movimento e torque de um motor para algum tipo de maquinário que realizará alguma função conveniente. Alguns tipos de acoplamentos e transmissões são mostrados a seguir na Figura 2. Existem tipos como: acoplamentos diretos, em que a ponta de um eixo é fixada diretamente na ponta de outro eixo, semelhante a um flange; transmissão do tipo correia e polia; corrente e engrenagem; acoplamentos elásticos (podendo ser de coxim interno, elemento elástico exposto ou com ranhuras).



Figura 2. (a) Acoplamento direto [4]; (b) Compressor [5]; (c) Moto bomba [6]. (d) Moto bomba [6].

3. Metodologia

O objetivo deste trabalho é o projeto mecânico completo de uma bancada para o auxílio aos estudos de manutenção com ênfase em análises vibracionais em acoplamentos, transmissões do tipo correia, eixos, mancais e rolamentos. Tal bancada poderá proporcionar experiências reais de vibrações causadas por desalinhamentos, defeitos pontuais, folgas, lubrificação insuficiente, entre outros tantos defeitos possíveis.

O projeto consiste no *design*, modelagens 3D, dimensionamentos, simulações e levantamento de custos. A metodologia para execução deste projeto segue os conceitos acadêmicos já amplamente discutidos em literaturas clássicas de gerenciamento de projetos e engenharia. Abaixo, na Figura 3, vemos um modelo proposto por Robert L. Norton, no seu livro Projeto de Máquinas [7].



Figura 3. Formulação e Cálculo de Problema [7].

Tal modelo não deve ser encarado como um passo a passo linear, mas organiza o problema/alvo. A iteração, ou seja, a repetição entre as etapas e a combinação de uma etapa em uma etapa anterior, é totalmente necessária e pode ser feita repetidas vezes até que um resultado satisfatório seja alcançado [7].

4. Dimensionamento computacional e comentários

A bancada projetada neste trabalho contém dois, chamados, cabeçotes. Sendo o cabeçote esquerdo capaz de transladar a sua placa ao longo do eixo X, com curso total de 70mm (aproximadamente) e eixo Z, com curso total de 90mm. No cabeçote à direita é possível implementar angulação ao sistema, sendo possível rotacional a placa direita entorno do seu próprio eixo vertical, com 327° de rotação total, e, também, rotacionar entorno do seu próprio eixo na horizontal com até 135° de rotação total (para mais detalhamento das peças e suas medidas os anexos 3 e 4, podem ser consultados). Iremos eventualmente, chamar o cabeçote à esquerda de cabeçote de translação e o cabeçote à direita de cabeçote giratório. A bancada pode se visualizada na Figura 4.

No projeto desenvolvido por este trabalho cada peça ou componente foi idealizado para que sua fabricação fosse facilitada no momento da compra de material. Ou seja, as medidas das geometrias iguais ou próximas as medidas de espessura de chapa, tamanho de perfil, diâmetro de tubos, entre outros materiais amplamente comercializados.

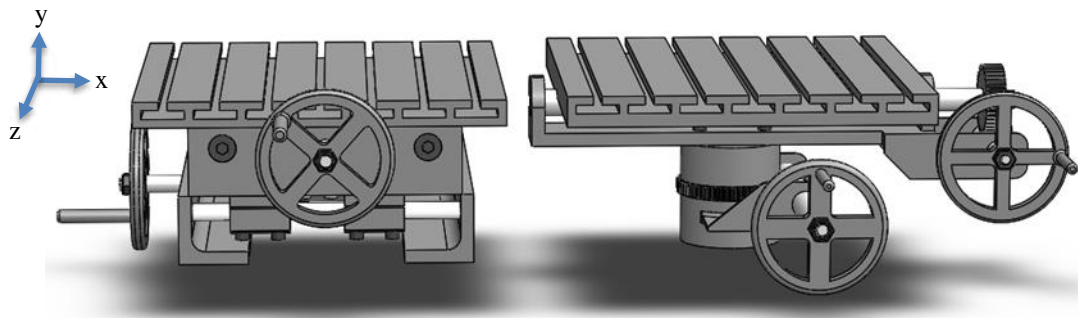


Figura 4. Projeto Bancada 3D. Fonte: Autoria própria

É utilizado o *software* SolidWorks. Que é um *software* de modelagem 3D ou *design* assistido por computador, (CAD, em inglês, *computer – aided design*), desenvolvido pela empresa Dassaut Systemes.

A bancada é pensada para que seja possível a aplicação nos laboratórios de universidade de engenharia mecânica em geral. Na Figura 5, é possível ver duas formas de posicionar a bancada de estudo vibracional dentro dos laboratórios de faculdade, pois, geralmente, já é existente nos laboratórios bancadas fixas feitas em pré-moldados, concreto armado ou madeira. Então, a bancada de estudo vibracional deste trabalho pode ser arranjada no contexto de bancada fixa já existente. Entretanto não existindo a bancada fixa, pode-se produzir uma estrutura para comportar a bancada didática em altura mais confortável para a observação.

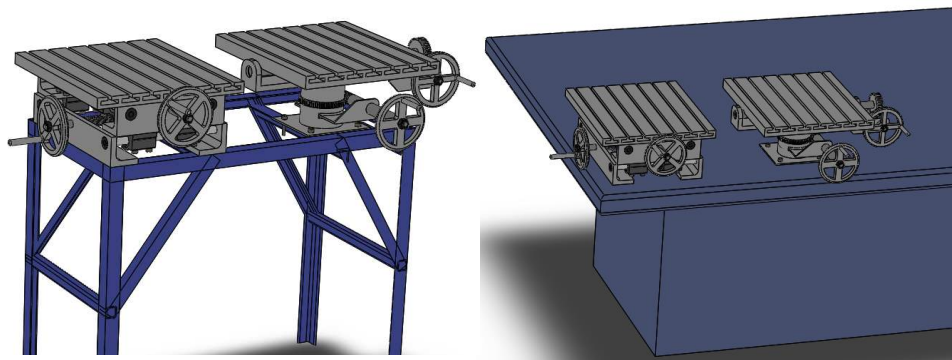


Figura 5. Sugestões de montagem em laboratório. Fonte: Autoria própria

Foram pesquisadas informações sobre as massas dos compressores, motores elétricos, bombas centrífugas, entre outros componentes que possivelmente poderiam ser objetos de estudo em análises vibracionais e, assim, sendo utilizada a bancada de estudo. Esta pesquisa sobre as massas teve como objetivo estipular forças as quais a bancada deverá suportar. Na Figura 6 temos alguns exemplos retirados do catálogo de um fabricante de compressores.



MODELO	Peso Bruto kg	Peso Líquido kg	Dimensões C x L x A cm
CSI 4 BR AD	23	21	47 x 29 x 33



MODELO	Peso Bruto kg	Peso Líquido kg	Dimensões C x L x A cm
MSWV 60 FORT / AD	35,1	27,1	68 x 47 x 54



MODELO	Peso Bruto kg	Peso Líquido kg	Dimensões C x L x A cm
CSV 10/AD	35,1	27,1	68 x 47 x 54



MODELO	Peso Bruto kg	Peso Líquido kg	Dimensões C x L x A cm
W6400C	35,1	27,1	68 x 47 x 54

Figura 6. Compressores [8].

Os conjuntos de unidades compressivas mostrados geralmente são acionados por motores elétricos, entretanto, a depender, da situação em que o compressor será locado, ou seja, se necessário que o compressor trabalhe em um local sem o acesso à energia elétrica, é possível o acoplamento a um motor de combustão a gasolina ou a diesel. Na Figura 7 temos alguns exemplos de motores elétricos e a combustão.

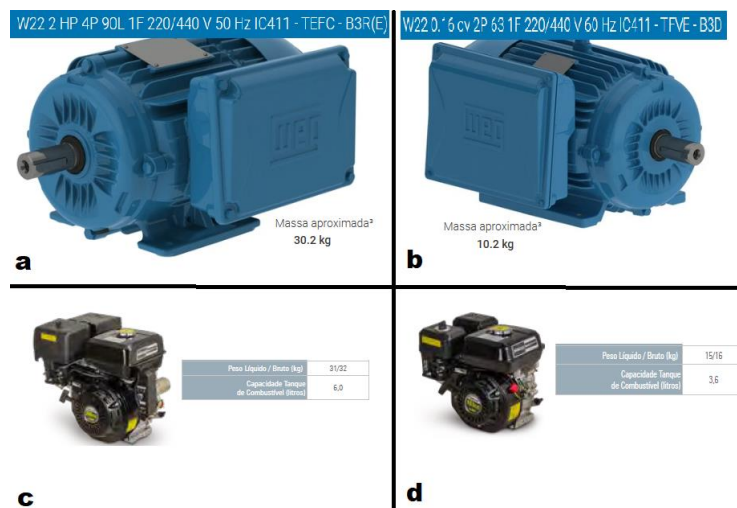


Figura 7. (a) Motor elétrico W22 2 hp [9]; (b) Motor elétrico W22 0,16 cv [9]; (c) Motor combustão 5,6 hp [8]; (d) Motor a combustão 6,5 hp [8].

Com a pesquisa feita em relação as massas dos componentes de interesse em que a bancada deverá suportar, podemos definir que um conjunto composto por um motor, transmissão e unidade de ação (compressores, bombas, entre outros), de tamanho mediano e comumente encontrados no mercado, poderá ter massas dentro de uma faixa de 25 kg até 109 kg.

Foi feito então simulações com uma carga equivalente a 200 kg sendo acomodado em cada cabeçote da bancada (Figura 8).

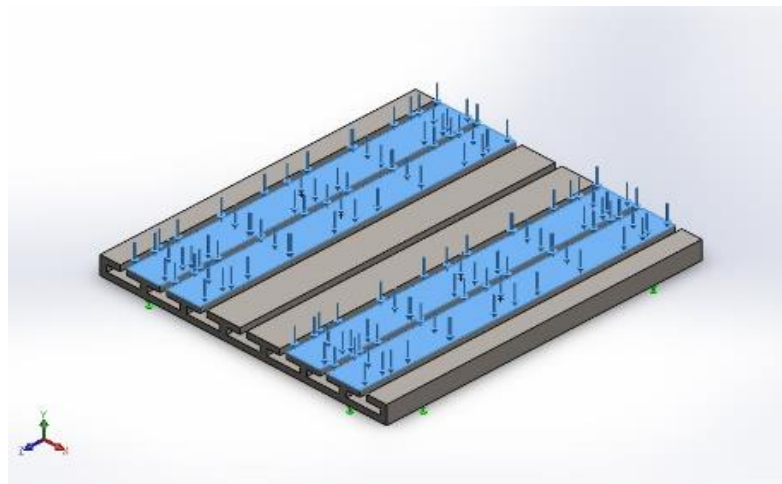


Figura 8. Distribuição de carga: placa do cabeçote esquerdo. Fonte: Autoria própria.

Todas as peças da bancada foram simuladas de maneira semelhante, utilizando os princípios do método de elementos finitos (MEF) e considerando o aço ASTM36 como o material de fabricação. A fim de que a discussão não seja prolixa e repetitiva, iremos detalhar algumas análises computacionais e seleções mais críticas ao projeto.

4.1. Cabeçote de translação.

Devemos levar em conta que um componente com função estrutural na bancada e que esteja localizada na parte mais inferior, sofre uma carga que é a soma das massas das peças a cima do componente em análise e acrescentando a massa do equipamento em cima da bancada. A placa superior do cabeçote esquerdo, mostrada na Figura 8, teve uma massa calculada pelo *software* de modelagem de 8,2 kg, essa massa foi levada em consideração para o cálculo que definiu a carga nas peças imediatamente abaixo.

Uma das peças imediatamente em contato e fixada na parte de baixo da placa esquerda, são os rolamentos lineares. Estes rolamentos foram selecionados para atender os esforços e as necessidades geométricas do projeto. A unidade do rolamento tem 12 mm de diâmetro e deve suportar uma carga imposta

em torno de 35 kgf. Vemos na Figura 9, a tabela disponibilizada pelo fabricante, que a carga suportável do rolamento é de 510 N para regime dinâmico e 784 N para regime estático o que é equivalente a 52 kgf e 79,9 kgf respectivamente. Logo as cargas estática e dinâmica estão dentro dos níveis aceitáveis para atender as solicitações de carregamento.



滑床型号 Unit Designation	主要尺寸Dimensions (mm)													配合直线轴承Slide bush			重量 Weight (g)
	T	h	E	W	L	F	G	B	C	K	S ₁	S ₂	L ₁	型号 Designation	基本额定动载荷 Basic rated dynamic load C _d (N)	基本额定静载荷 Basic rated static load C ₀ (N)	
SCS6UU	6	9	15	30	25	18	15	20	15	5	M4	3.4	8	LM6 UU	206	265	34
SCS8UU	6	11	17	34	30	22	18	24	18	5	M4	3.4	8	LM8 UU	274	392	52
SCS10UU	8	13	20	40	35	26	21	28	21	6	M5	4.3	12	LM10 UU	372	549	92
SCS12UU	8	15	21	42	36	28	24	30.5	26	5.75	M5	4.3	12	LM12 UU	510	784	102
SCS13UU	8	15	22	44	39	30	24.5	33	26	5.5	M5	4.3	12	LM13 UU	510	784	120
SCS16UU	9	19	25	50	44	38.5	32.5	36	34	7	M5	4.3	12	LM16 UU	774	1180	200
SCS20UU	11	21	27	54	50	41	35	40	40	7	M6	5.2	12	LM20 UU	882	1370	255
SCS25UU	12	26	38	76	67	51.5	42	54	50	11	M8	7	18	LM25 UU	980	1570	600
SCS30UU	15	30	39	78	72	59.5	49	58	58	10	M8	7	18	LM30 UU	1570	2740	735
SCS35UU	18	34	45	90	80	68	54	70	60	10	M8	7	18	LM35 UU	1670	3140	1100
SCS40UU	20	40	51	102	90	78	62	80	60	11	M10	8.7	25	LM40 UU	2160	4020	1590
SCS50UU	25	52	61	122	110	102	80	100	80	11	M10	8.7	25	LM50 UU	3820	7940	3340
SCS60UU	30	58	66	132	122	114	94	108	90	12	M10	10.7	25	LM60 UU	4700	10000	4270

Figura 9. Seleção rolamento linear [10].

No cabeçote esquerdo as simulações seguiram sem grandes problemas em relação as peças suportarem as cargas impostas.

Era esperado que os componentes inferiores sofressem mais cargas e consequentemente em peças semelhantes as superiores as tensões nos componentes seriam maiores. Entretanto um exemplo contrário dessa situação está na figura 10, onde o guia inferior (Figura 10 a) sofre uma tensão menor que o guia superior (Figura 10 b), mesmo sendo aplicado uma força de grandeza menor na peça superior. A força é maior na simulação do guia inferior pois a mesma considera em cálculo o peso das peças acima do guia.

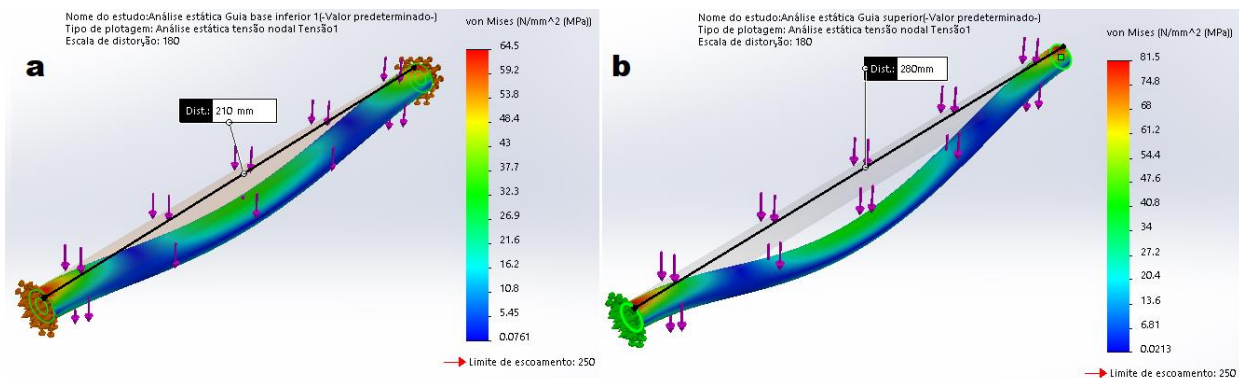


Figura 10. Comparativo de guias: (a) Guia inferior; (b) Guia Superior. Fonte: Autoria própria.

Estruturalmente as duas peças se comportam como uma viga e têm o mesmo diâmetro de 12,5 mm e rosca interna nas extremidades para a fixação de um parafuso M6, ou seja, são semelhantes, mas o guia inferior é mais curto no seu comprimento, em 70mm. Essa diferença causa maior braço de alavanca nas extremidades do guia superior, onde temos o elemento com maior tensão registrada pelo *software*.

De todas as peças simuladas do cabeçote esquerdo, este guia superior foi o componente que alcançou maior tensão na simulação. Tensão de 81,5 Mpa corresponde a 32,6% da tensão limite de escoamento, ficando de maneira segura longe de uma deformação plástica. No cabeçote direito tivemos peças que superaram esses valores, comentaremos posteriormente.

Um ponto relevante a se verificar é a possível interferência entre a placa (Figura 8) e os componentes chamados Frente-base superior (Figura 11a) e Fundo-base superior.

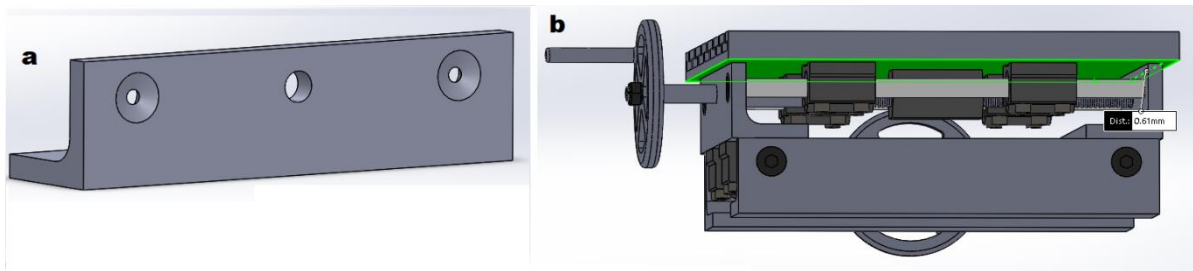


Figura 11. Distância entre peças: (a) Frente base superior; (b) Distância placa, fundo base e frente base superior.
Fonte: Autoria própria

Esta distância não deve ser menor do que o deslocamento máximo que os guias sofrerão, pois estes são os apoios da placa na parte superior da bancada e na parte inferior apoiam a frente e fundo base superiores. Observe a Figura 12.

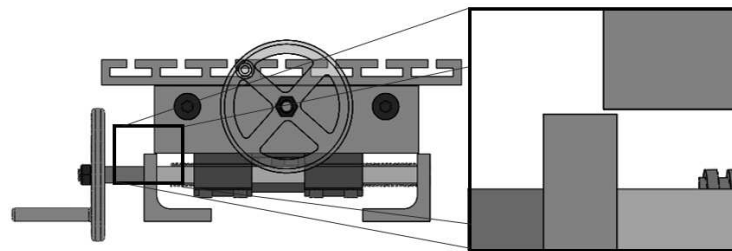


Figura 12. Distância entre peças em detalhe. Fonte: Autoria própria.

Logo devemos avaliar os guias, quanto ao seu deslocamento. Na Figura 13 conseguimos perceber que o deslocamento máximo no guia é de 0,17mm ficando abaixo da medida da distância das bases até a superfície da placa que é 0,61mm.

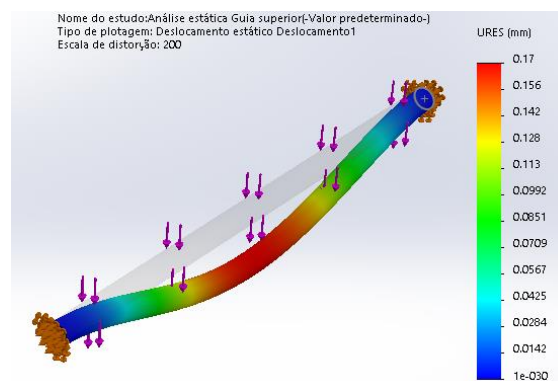


Figura 13. Deslocamento Guia superior. Fonte: autoria própria

De semelhante modo, acontece com os guias inferiores e as bases superior, o guia com um deslocamento total de 0,04mm, ou seja, tanto na porção superior quanto na parte inferior, do cabeçote esquerdo, não teremos interferência no trabalho de deslocamento da bancada, mesmo com a aplicação de uma carga superior à carga média de trabalho da bancada. Lembramos que em paralelo aos guias se encontram as barras roscadas (superior e inferior), que apesar de estarem submetidas a mesma carga apresentam tensões e deslocamentos menores, na barra superior, cerca de 58,6Mpa e 0,05mm respectivamente.

4.2. Cabeçote giratório

No cabeçote giratório (direito) foram feitas as simulações nas peças considerando uma carga estática equivalente a 200 kgf em cima da placa. E, igual ao que foi executado com o cabeçote de translação (cabeçote esquerdo), nas peças subsequentes foi somado os valores de suas massas a carga testada. Dentre os componentes simulados tivemos uma peça, nomeada de suporte do eixo horizontal (Figura 14), que inicialmente não suportou a carga nela impostas, ultrapassando o limite de escoamento de 250Mpa (limite do aço ASTM36), atingindo o valor de 265Mpa.

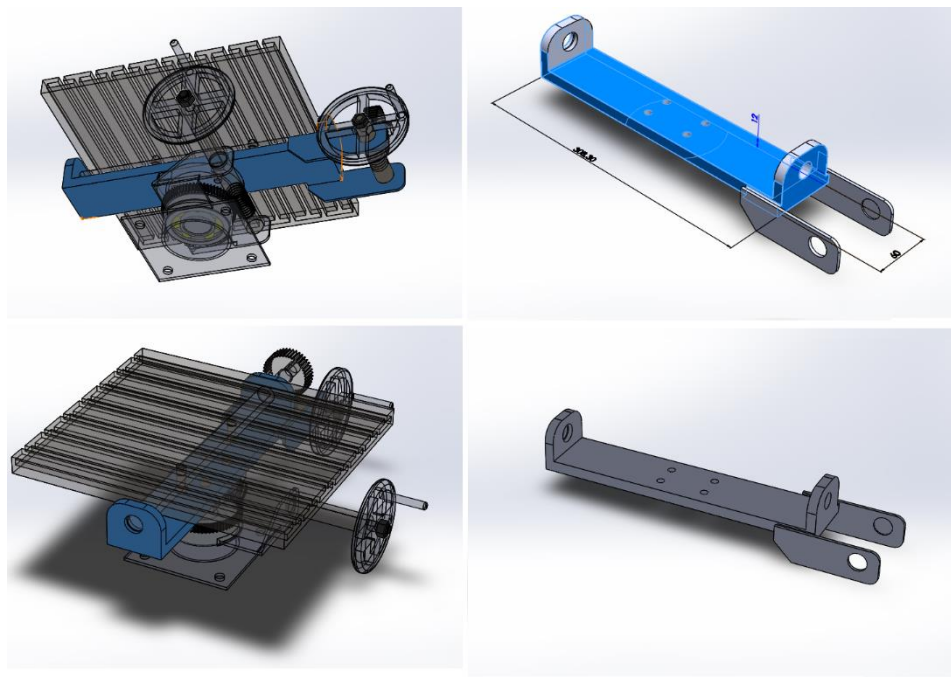


Figura 14 - Suporte de eixo horizontal em destaque. Fonte: Autoria própria

Para que a peça pudesse atender à solicitação de força foram tentadas algumas técnicas de engenharia. As medidas de sua secção transversal principal foram aumentadas, a largura de 50mm passou a ter 60mm e sua espessura que era de 10mm passou a ter 12mm. O que resulta no aumento de 44% da área transversal principal.

Com o aumento da área transversal, é refeita a simulação e a tensão máxima alcançada é de 158Mpa, ficando abaixo do limite de escoamento do material.

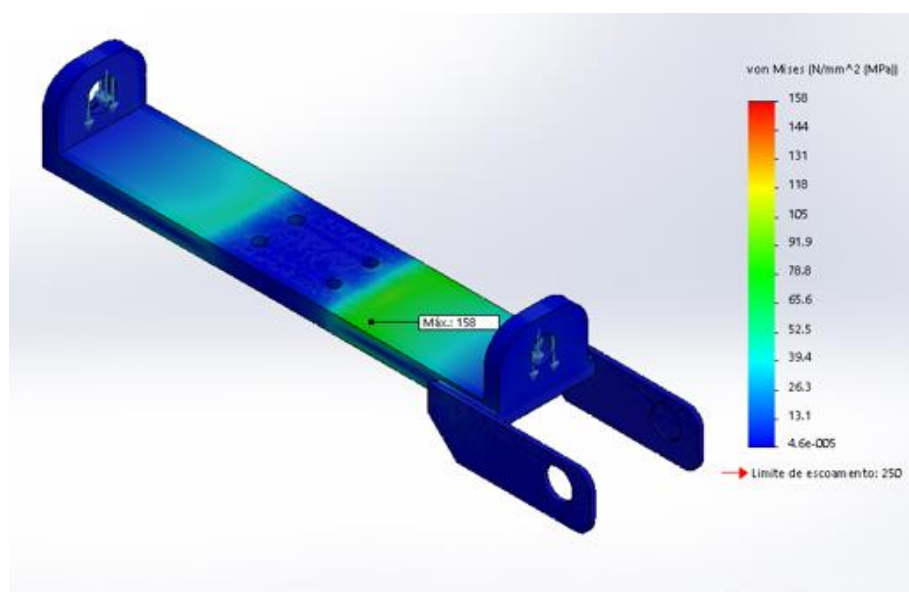


Figura 15 - Análise estática do suporte
Fonte: Autoria própria

Com os ajustes feitos nas dimensões do suporte, a mesma ficou em segundo lugar no quesito tensão máxima, pois dentre todas as peças da bancada, o componente que alcançou a tensão mais elevada foi o eixo horizontal da placa, que atingiu o valor de 170 Mpa (Figura 16). Resultando numa margem de 32% abaixo do limite a deformação plástica.

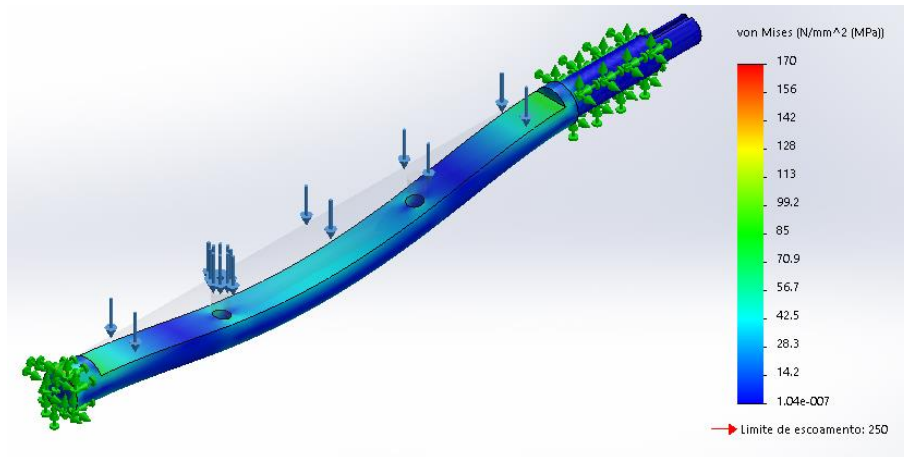


Figura 16 - Eixo da placa giratória (escala de deformação: 100x)
Fonte: Autoria própria

Ainda no cabeçote direito (giratório), um elemento limitante poderia ser o rolamento da base. É interessante perceber que é escolhido o sistema giratório para comportar um rolamento, ou seja, não foi selecionado um mecanismo de giro baseado num mancal de deslizamento e sim um rolamento. Esta escolha é feita com base nos fatos, notoriamente, conhecidos sobre mancais de deslizamentos, pois estes são vantajosos quando o conjunto sofre altas cargas radiais e necessita de um sistema de lubrificação dimensionado para a situação. Neste projeto não é apresentada uma necessidade de carga puramente radial, mas é apresentando uma solicitação de cargas combinadas e de forma que a manutenção possa ser facilitada numa possível troca corretiva das peças. Logo a escolha de um sistema mecânico que comporte um rolamento é mais aceitável.

Procedendo com a seleção de rolamentos, utilizaremos um material disponível de um fabricante mundial de rolamentos (SKF) com muitos anos de experiência de fabricação neste tipo de elemento de máquina. A SKF foi fundada no ano de 1907 [11].

Buscamos um rolamento que seja capaz de suportar cargas combinadas e algum nível de momento. Na Figura 17 vemos uma tabela de adequabilidade de rolamentos para aplicações industriais do manual de seleção de rolamentos, disponível no *site* da SKF, onde na seção de rolamentos de esferas, vemos que os rolamentos chamados de esferas com pistas profundas são adequados para atender solicitações radiais, axiais e carga de momento.

Symbols		Load carrying capability		
		Radial load	Axial load	Moment load
+++ excellent	↔ double direction			
++ good	← single direction			
+ fair	□ non-locating displacement on the seat			
- poor	■ non-locating displacement within the bearing			
-- unsuitable	✓ yes			
	✗ no			
Bearing type				
Deep groove ball bearings		+	+++	A-, B +
Insert bearings		+	+++	--
Angular contact ball bearings, single row		+1)	++ ←	--
matched single row		A, B ++ C ++1)	A, B ++ ↔ C ++ ←	A ++, B + C --
double row		++	++ ↔	++
four-point contact		+1)	++ ↔	--
Self-aligning ball bearings		+	-	--

Figura 17. Adequabilidade de rolamentos para aplicação industrial [11].

Como já foi dito anteriormente, o projeto é desenvolvido para que cada peça ou componente seja o mais fácil possível a sua fabricação. Logo ao detalhar as medidas do componente chamado base de giro (Figura 18) vemos que o diâmetro do alojamento do rolamento tem 72mm e parede de 2,1mm, logo o tubo utilizado para a fabricação desta peça é um tubo industrial de 3" (polegadas) com espessura de 1/8" (polegadas), sendo equivalente a 76,2mm e 3,175mm, respectivamente.

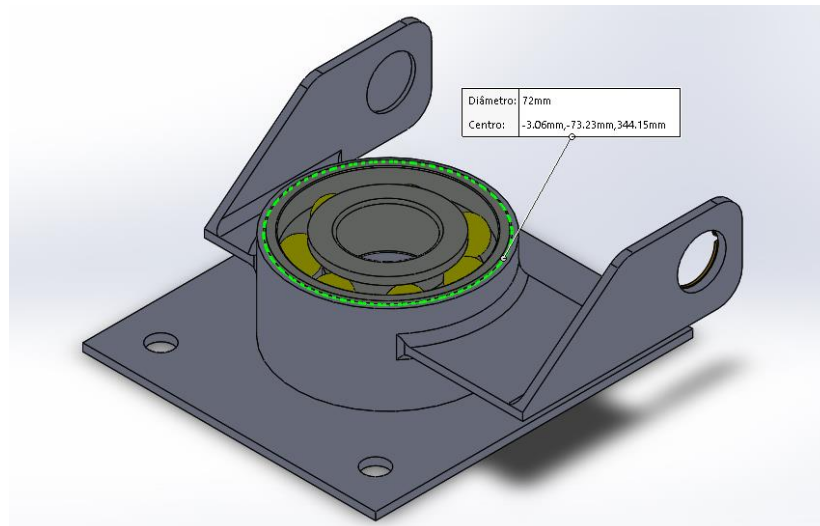


Figura 18. Base de giro e rolamento. Fonte: Autoria própria

A escolha do rolamento então, é dada para atender a geometria previamente imposta, obviamente a medida do diâmetro do alojamento do rolamento só foi definida após a escolha do rolamento e não ao contrário. Com auxílio do catálogo de rolamentos de esferas da SKF (Figura 19) é possível definir a referência do rolamento sendo: W 6306-2RS1.

Designação	Dimensões principais				Classificações de carga básica		Classificações de velocidade	
	d [mm]	D [mm]	t_1	B [mm]	dinâmica C [kN]	estática C ₀ [kN]	Velocidade de referência [r/min]	Velocidade-limite [r/min]
W 6306-2Z	30	72	19	19	22.9	15	22 000	11 000
☆ W 6306-2RS1	30	72	19	19	22.9	15		6 300
W 6306	30	72	19	19	22.9	15	22 000	14 000
W 6207-2Z	35	72	17	17	22.1	15.3	22 000	11 000
☆ W 6207-2RS1/VF311	35	72	17	17	22.1	15.3		6 000
☆ W 6207-2RS1	35	72	17	17	22.1	15.3		6 000
W 6207	35	72	17	17	22.1	15.3	22 000	14 000
W 61910-2Z	50	72	12	12	12.5	11.6	19 000	9 500

Figura 19. Produtos rolamentos rígidos de esferas [11].

Todos os rolamentos mostrados na tabela da Figura 19, são aplicáveis ao projeto, entretanto a escolha destacada para o W 6306-2RS1, se dá por dois motivos. O primeiro é o fato de que é um rolamento popular de fácil acesso no mercado (de acordo com o catálogo), representado pelo símbolo de estrela ao lado da referência. O segundo motivo é que dentre as opções, de maneira conservadora, este rolamento é o que tem a maior largura, mostrado na coluna B[mm] a medida é de 19mm, entregando ao rolamento mais estabilidade e confiabilidade.

5. Levantamento de custos para fabricação

A previsão orçamentária para os gastos com material especificamente, funcionará com preços médios por kg (quilograma) sendo negociados no mercado atual para cada categoria de peça, ou seja, foi calculado o peso de cada peça e para cada tipo de peça neste projeto existe um tipo de perfil, barra, tubo ou chapa que é o material base para a fabricação da peça. Sendo assim foi utilizado o preço médio por peso de cotações reais para estimar o custo em material de cada componente deste trabalho.

Vamos fazer um exemplo de como se procedeu o cálculo. Tomando como exemplo o componente chamado de Frente-Base superior, já mostrado anteriormente (Figura 11 a), tem uma massa de 1,38kg (calculada pelo *software* de modelagem). Esta peça será fabricada em cantoneira de 2" (duas polegadas) de lateral e com 1/4" de espessura, que é um material de fácil acesso. Dois orçamentos feitos no comércio de Mossoró tiveram os preços por quilo de R\$ 9,60 e R\$ 10,30, ou seja, o custo em material para a peça frente-base superior, em média, é de R\$ 13,73. De semelhante modo, este cálculo foi executado para todas as peças e registrado os valores na Tabela 1.

Nº	Componente	Material	Massa (kg)	Valor unitário	Valor
1	Placa de translação	Chapa de ¼"	8,19	R\$ 13,29	R\$ 108,85
2	Placa giratória	Chapa de ¼"	8,242	R\$ 13,29	R\$ 109,54
3	Guia base superior (a)	Barra redonda 12mm	0,261	R\$ 37,11	R\$ 9,69
4	Guia base superior (b)	Barra redonda 12mm	0,261	R\$ 37,11	R\$ 9,69
5	Cursor superior	Barra sextavada 27mm	0,373	R\$ 16,71	R\$ 6,23
6	Cursor inferior	Barra sextavada 33mm	0,221	R\$ 16,71	R\$ 3,69
7	Barra roscada superior	Barra redonda 18mm	0,524	R\$ 10,31	R\$ 5,40
8	fundo base superior	Cantoneira 2" x 2" x 1/4"	1,947	R\$ 9,95	R\$ 19,37
9	Frente base superior	Cantoneira 2" x 2" x 1/4"	1,382	R\$ 9,95	R\$ 13,75
10	fundo base inferior	Cantoneira 2" x 2" x 1/4"	1,95	R\$ 9,95	R\$ 19,40
11	Frente base inferior	Cantoneira 2" x 2" x 1/4"	1,946	R\$ 9,95	R\$ 19,36
12	Chapa meio	chapa de 1/8"	0,226	R\$ 10,04	R\$ 2,27
13	Guia base inferior (a)	Barra redonda 12mm	0,193	R\$ 9,69	R\$ 1,87
14	Guia base inferior (b)	Barra redonda 12mm	0,193	R\$ 9,69	R\$ 1,87
15	Barra Roscada inferior	Barra redonda 18mm	1,376	R\$ 10,31	R\$ 14,19
16	manivela translação X	chapa de 10mm	0,386	R\$ 13,29	R\$ 5,13
17	manivela translação Z	chapa de 10mm	0,386	R\$ 13,29	R\$ 5,13
18	Eixo da placa	Barra redonda 20mm	0,709	R\$ 10,31	R\$ 7,31
19	Suporte eixo da placa	chapa de 12mm	2,237	R\$ 13,29	R\$ 29,73
20		chapa de 10mm			
21		chapa de 1/8"			
22	Engrenagem pino	chapa de 10mm	0,886	R\$ 41,57	R\$ 36,83
23		tarugo 3,5"			
24		Tubo 3"			
25	Base cabeçote giratório	chapa de 1/8"	0,744	R\$ 11,48	R\$ 8,54
26		Tubo 3" x 1/8			
27	Eixo sem fim central	Barra redonda 20mm	0,517	R\$ 10,31	R\$ 5,33
28	Eixo sem fim lateral	Barra redonda 20mm	0,201	R\$ 10,31	R\$ 2,07
29	engrenagem do sem fim	tarugo 3,5"	0,217	R\$ 41,57	R\$ 9,02
30	Manivela sem fim lateral	chapa 10mm	0,386	R\$ 13,29	R\$ 5,13
31	Manivela sem fim central	chapa 10mm	0,386	R\$ 13,29	R\$ 5,13

Tabela 1. Lista de peças a serem fabricadas. Fonte: Autoria própria

Temos, também, elementos fixadores como parafusos e porcas que deverão ser comprados, assim como os rolamentos selecionados. De semelhante modo como ocorreu no levantamento de custos de material para a fabricação de peças usinadas, também foi feito orçamentos via internet e comercio local para os componentes que serão comprados. Foi considerado a média de preço da unidade. Os valores finais são mostrados na Tabela 2 a seguir.

Nº	Componente	Material	Quant. (unid.)	Valor unitário	Valor
1	Rolamento dos guias	Rolamento linear	8	R\$ 4,00	R\$ 31,97
2	Fixação frentes e fundos	Parafuso Allen cab. Chata	8	R\$ 1,75	R\$ 14,00
3	Parafuso dos rolamentos guia	Paraf. Allen comum 8mm	38	R\$ 1,15	R\$ 43,70
4	Porca das manivelas	porca sext. 14mm	4	R\$ 0,50	R\$ 2,00
5	Parafuso fixação das bases	parafuso sext. 12mm	8	R\$ 1,31	R\$ 10,48
6	Porca fixação das bases	porca sext. 14mm	8	R\$ 0,50	R\$ 4,00
7	Arruelas para base	Arruelas 12mm	16	R\$ 0,35	R\$ 5,60
8	Rolamento base giratória	Rolamento de esferas	1	R\$ 65,24	R\$ 65,24

Tabela 2 - Lista de peças a serem compradas. Fonte: Autoria própria

Temos então, um levantamento completo de custos relacionado aos materiais envolvidos, resta ainda agregarmos o valor de mão de obra envolvida. Para tanto iremos considerar o trabalho efetivo de um serralheiro ou empresa de fabricação metalmecânica. Neste quesito não foi elaborado um orçamento real, no entanto para cada peça fabricada foi considerado um dia de trabalho de serralheiro. Algumas peças será necessário conhecimento e prática de solda e de tornearia, logo também foi levado em conta o tempo de serviço destes profissionais.

Para considerar um salário real e atual ao mercado brasileiro iremos fazer uso dos dados públicos do Cadastro Geral de Empregados e Desempregados (CAGED) que é um registro permanente de admissões e dispensa de empregados, sob o regime da Consolidação das Leis do Trabalho (CLT) [12]. É utilizado pelo Programa de Seguro-Desemprego, para conferir os dados referentes aos vínculos trabalhistas, além de outros programas sociais. Para uma jornada de trabalho de 44 horas semanais de um total de registro de 233.419 salários de profissionais admitidos e desligados pelas empresas nos últimos 12 meses, três profissões foram de interesse, são elas: soldador, torneiro e serralheiro. E seus salários são de R\$ 2.845,21; R\$ 2.905,04 e R\$ 1.694,96 respectivamente.

A fim de sermos conservadores com a previsão de custos de mão de obra consideraremos o maior salário, e como foi dito anteriormente para cada componente é considerado um dia de trabalho. São 26 peças que serão fabricadas, logo 26 dias úteis necessários. Considerando um mês de 4 semanas e 44 horas semanais de trabalho do profissional, são 176 horas úteis mensais. Dividindo o salário de R\$ 2.905,04 por 176 horas úteis mensais, temos o valor da hora de trabalho de R\$ 16,51. Um dia de trabalho contém 8 h, logo, o valor do dia de trabalho é de R\$ 132,05, considerando 26 dias necessários para a fabricação, é chegado a um total de R\$ 3.433,23 em custo de mão de obra. Somando os valores das Tabelas 1 e 2 com o valor de custos de mão de obra, chegamos no valor de R\$ 4.074,73. Levando em conta, ainda, um possível BDI (benefícios e despesas indiretas) de 25%, a previsão para a manufatura completa da bancada de R\$ 5.093,41.

6. Conclusão

O presente trabalho teve como principal objetivo projetar de maneira detalhada uma bancada capaz de incrementar os estudos relacionados a análise de vibrações em equipamentos mecânicos, com ênfase em conjuntos pequenos, mas amplamente utilizados na indústria. Este objetivo foi alcançado, a bancada consegue de maneira precisa desalinhar os conjuntos de acoplamento e causar folgas ou tensões ao sistema. Sendo possível o estudo de conjuntos industriais de até 200Kg em cima de cada cabeçote.

Após este trabalho é possível em futuros projetos a confecção do protótipo da bancada para instalação na universidade.

Foi possível perceber a capacidade de auxílio de uma ferramenta de modelagem 3D (CAD) e simulações estruturais, incrementando a agilidade e a segurança no desenvolvimento do projeto.

Os custos previstos de mão de obra servem como referência para uma cotação real futura, trazendo segurança ao projetista na tomada de decisão de aceitar os serviços de um terceiro. A mão de obra de confecção se mostrou mais cara do que o material a ser gasto na fabricação. O estudo leva em conta os preços atuais dos metais negociados no comércio, é possível que aconteça variação destes valores.

A fabricação se mostra viável a universidade, tendo em vista a quantidade de alunos formados em engenharia mecânica e que atuam no mercado de trabalho na área de planejamento controle e manutenção. Maquinários mais custosos da área de análise de materiais fazem parte do contexto acadêmico da mecânica, entretanto muitas vezes o engenheiro mecânico não trabalha especificamente com análise de materiais.

Com a bancada os estudos em vibrações são aperfeiçoados, o engenheiro mecânico tem mais capacidade em atuar no gerenciamento, liderança e análise vibracional de abordagens de manutenções reais para melhoramento dos processos industriais e aumentando a produção.

7. Referências

- [1] AMARAL, Fernando Dias. Gestão da Manutenção. In: **GESTÃO DA MANUTENÇÃO NA INDÚSTRIA**. [S. l.: s. n.], 2016. cap. Função Manutenção.
- [2] HOLANDA, Sandra Maria Santos. **APLICAÇÃO DA MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS DE TRENS URBANOS COM PLANO DE MANUTENÇÃO PROPOSTO**. 2016. Dissertação (Mestrado) - UFPE - Universidade Federal de Pernambuco, [S. l.], 2016.
- [3] RAO, SINGIRESU. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS**. 4. ed. [S. l.]: PEARSON, 2009.
- [4] BELTEX. **ACOPLAMENTOS**. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://beltexcorreias.com.br/>. Acesso em: 21 fev. 2024.
- [5] KOMASA. [S. l.], 2024. Disponível em: [Komasa.com.br](https://komasa.com.br/). Acesso em: 1 abr. 2024.
- [6] KSB. [S. l.], 2024. Disponível em: ksb.com.br. Acesso em: 14 mar. 2024.
- [7] Norton, Robert L. **PROJETO DE MÁQUINAS: UMA ABORDAGEM INTEGRADA** / Robert L. Norton ; [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... et al.]. – 4. ed. –Dados eletrônicos. – Porto Alegre: Bookman, 2013.
- [8] SHULZ - **CATÁLOGO GERAL DE PRODUTOS**. 2022. catálogo.
- [9] **W22 2 HP 4P 90L 1F 220/440 V 50 Hz IC411 - TEFC - B3R(E)**. In: WEG. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-El%C3%A9tricos/Monof%C3%A1sico/Usos-Gerais/W22-2-HP-4P-90L-1F-220-440-V-50-Hz-IC411---TEFC---B3R%28E%29/p/14178453>. Acesso em: 15 mar. 2024.
- [10] UP TECH BRASIL. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.uptechbrasil.com/produtos/rolamentos/rolamentos-pillow-block>. Acesso em: 18 mar. 2024.
- [11] SKF. In: SKF. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.skf.com/br/organisation/about-skf>. Acesso em: 26 mar. 2024.
- [12] **CADASTRO GERAL DE EMPREGADOS E DESEMPREGADOS (CAGED)**. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/servicos/empregador/caged>. Acesso em: 10 abr. 2024.
- [13] WEG. Weg. **MANUAL GERAL DE INSTALAÇÃO, OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DE MOTORES ELÉTRICOS**. 2022. Manual.
- [14] KARDEC, Alan; NASCIF, Júlio Aquino. **MANUTENÇÃO: Função Estratégica**. [S. l.: s. n.], 2009
- [15] **QUANTO GANHA UM SOLDADOR**. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.salario.com.br/profissao/soldador-cbo-724315/>. Acesso em: 15 abr. 2024.
- [16] THOMSON. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.thomsonlinear.com/en/product/1NAM12NM0L600.000>. Acesso em: 18 mar. 2024.

8. ANEXOS

Suitability of rolling bearings for industrial applications

Symbols		Load carrying capability				Misalignment		Arrangement		Suitable for				Design features					
+++ excellent ++ good + fair - poor --- unsuitable	↔ double direction ← single direction □ non-locating displacement on the seal ■ non-locating displacement within the bearing ✓ yes ✗ no																		
Bearing type		Radial load	Axial load	Moment load	Static misalignment	Dynamic misalignment (few tenths of a degree)	Locating	Non-locating	Adjusted	Floating	Long grease life	High speed	Low run-out	High stiffness	Low friction	Integral sealing	Separable ring mounting	Tapered bore	Standard housings and accessories available
Deep groove ball bearings	 A  B	+	+++	A ₁ -B ₊	-	--	↔	□	✗	✓	A+++ B++	A+++ B+	A+++ B++ C++	+	+++	A✓	✗	✗	✗
Insert bearings	 A  B  C	+	+++	--	++	--	↔	↔	✗	✗	+++	++	+++	+	++	✓	✗	✗	✓
Angular contact ball bearings, single row	 A  B  C	+1)	+++	--	-	--	✗	✗	✓	✗	+++	++	+++	++	++	✓	✗	✗	✗
matched single row	 A  B  C	A ₁ B ₊₊ C ₊₊₁)	A ₁ B ₊₊₊ C ₊₊	A ₊₊ ⁺ B ₊ C ₋₋	A ₁ C ₋₋₋ B ₋₋	--	A ₁ B ₊₊ C ₋₋	A ₁ B ₀ C _✗	✗	✗	+++	++	+++	++	++	✓	✗	✗	✗
double row	 A  B	++	+++	++	--	--	↔	□	✗	✗	++	++	++	++	++	A✓	B✓	✗	✗
four-point contact	 A  B	+1)	+++	--	--	--	↔+1)	--	--	--	+	+++	++	+++	++	✗	✓	✗	✗
Self-aligning ball bearings	 A  B	+	-	--	+++	+2)	↔	□	✗	✓	+++	++	+++	+	+++	✓	✗	✗	✓
Cylindrical roller bearings, with cage	 A  B	++	--	--	-	--	✗	■	✗	✗	++	+++	+++	++	+++	✓	✗	✗	✗
full complement, single row	 A  B  C  D	++	A ₁ B ₊₊ C ₁ D ₊₊₊	--	-	--	←	A ₁ B ₊₊ C ₁ D ₊₊	✗	✓	--	+	+	+++	-	✗	✗	✗	✗
full complement, double row	 A  B  C  D	+++	A ₁ -B ₊₊ C ₁ D ₊₊₊	--	-	--	←	B ₁ - C ₁ D ₊₊	✗	✓	-	+	+	+++	-	D✓	A✗ B✓	✗	✗
Needle roller bearings, with steel rings	 A  B  C	++	--	--	-	--	←	A ₁ ++ B ₁ ++	✗	✓	-	+	+	+++	-	D✓	✗	✗	✗
assemblies / drawn cups	 A  B  C	++	A ₁ B ₋₋ C ₋₋	--	-	--	←	A ₁ B _✗ C ₁ --	✗	✗	++	++	+	++	+	A✓	✗	✗	✗
combined bearings	 A  B  C	++	A ₁ -B ₊ C ₊₊	--	--	--	←	A ₁ B _✗ C ₁ --	✓	✗	+	+	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
Tapered roller bearings, single row	 A	+++1)	+++	--	-	--	←	✗	✓	✗	+	+++	+++	++	+	✗	✓	✗	✗
matched single row	 A  B  C	A ₁ B ₊₊₊ C ₊₊₁)	A ₁ B ₊₊₊ C ₊₊	A ₊₊ ⁺ B ₊ C ₋₋	A ₁ C ₋₋₋ B ₋₋	--	A ₁ B ₊₊ C ₋₋	A ₁ B ₀ C _✗	A ₁ B _✗ C ₁ ✓	✗	+	+	+++	+	+	✗	✓	✗	✗
double row	 A  B	+++	+++	++	--	+2)	↔	□	✗	✗	+	+	+++	+	+	✓	✓	B✓	✗
Spherical roller bearings	 A	+++	+++	--	++	--	↔	□	✗	✓	+	++	+++	++	+	✓	✗	✗	✓
CARB toroidal roller bearings, with cage	 A	+++	--	-	++	-	✗	■	✗	✗	+	++	+++	++	+	✗	✗	✓	✓
full complement	 A	+++	--	-	++	-	✗	■	✗	✗	-	+	+++	++	-	✓	✗	✓	✓
Thrust ball bearings	 A  B	--	A ₊₊ B ₊₊	--	--	--	←	A ₁ ++ B ₁ ++	✗	✗	+	-	++	+	+	✗	✓	✗	✗
with spherical housing washer	 A  B	--	A ₊₊ B ₊₊	--	++	--	←	A ₁ ++ B ₁ ++	✗	✗	+	-	+	+	+	✗	✓	✗	✗
Cylindrical roller thrust bearings	 A	--	+++	--	--	--	←	✗	✗	✗	-	-	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
Needle roller thrust bearings	 A	--	+++	--	--	--	←	✗	✗	✗	-	-	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
Spherical roller thrust bearings	 A	+1)	+++	--	+++	+2)	←	✗	✓	✗	-	+	+	+++	+	✗	✓	✗	✗

2) Provided the F_g/F_r ratio requirement is met

2) Reduced misalignment angle – contact SKF 3) Depending on cage and axial load level

3) Depending on cage and axial load level

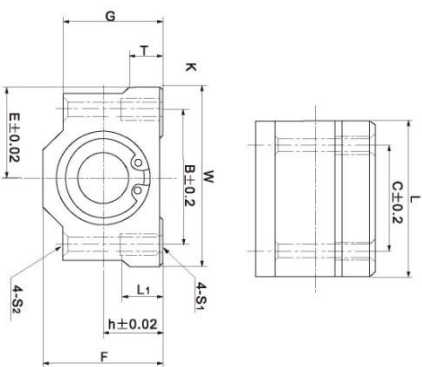
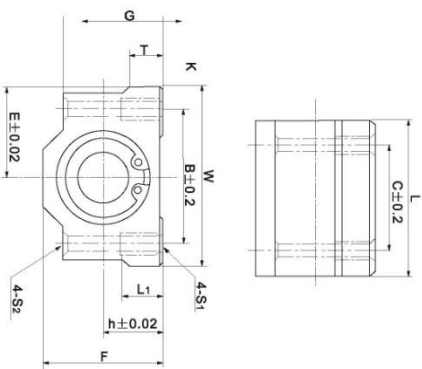
CWL

Linear motion ball slide units series
SCS...UU



Linear motion ball slide units series
SCS...LUU

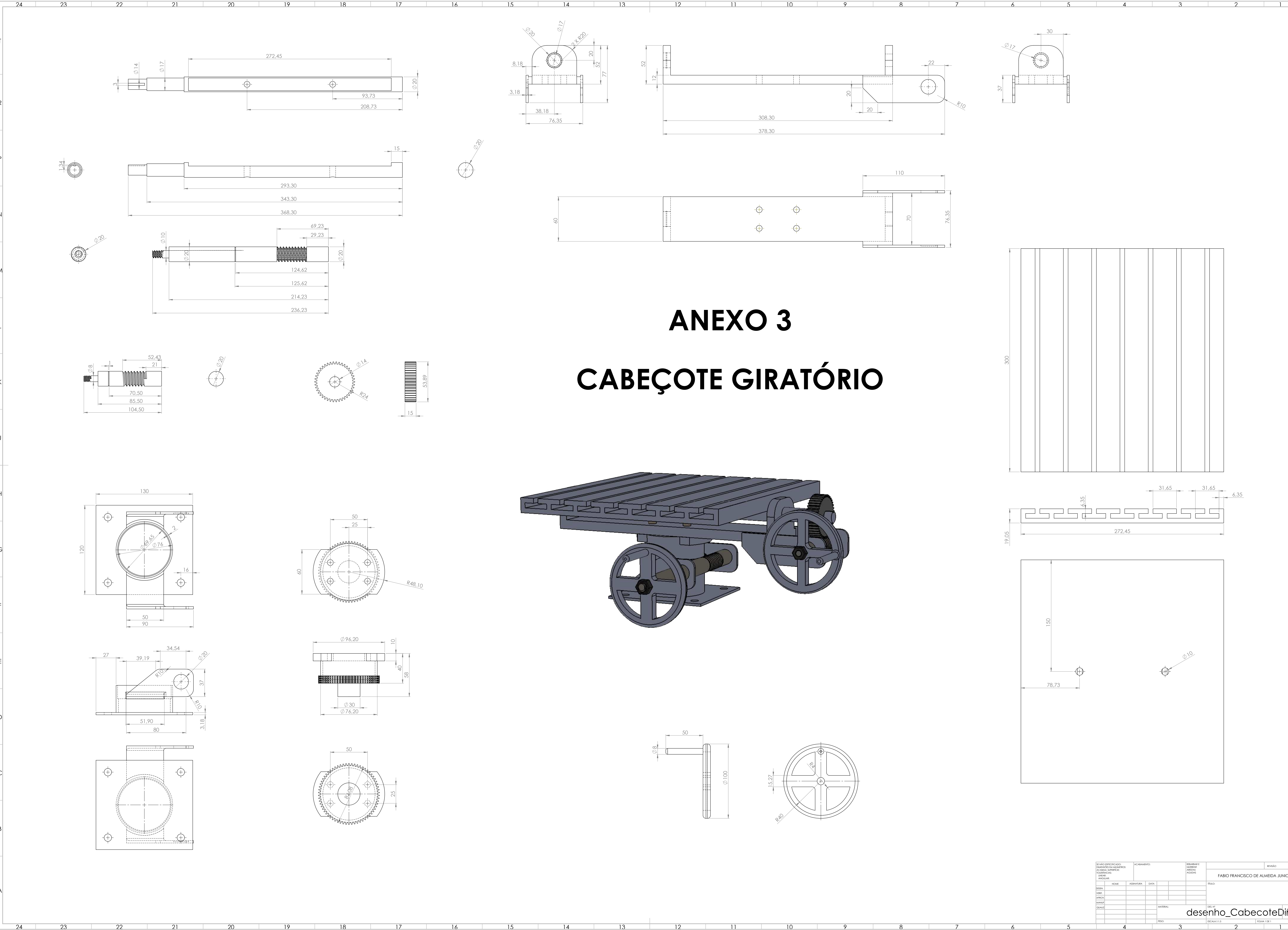
ANEXO 2



滑块型号 Unit Designation	主要尺寸Dimensions (mm)														配合直线轴承Slide bush			重量 Weight (g)
	T	h	E	W	L	F	G	B	C	K	S1	S2	L1	型号 Designation	基本负载Basic load rating			
															F _N	dyn		
SCS6UU	6	9	15	30	25	18	15	20	15	5	M4	3.4	8	LM6 UU	206	265	34	
SCS8UU	6	11	17	34	30	22	18	24	18	5	M4	3.4	8	LM8 UU	274	392	52	
SCS10UU	8	13	20	40	35	26	21	28	21	6	M5	4.3	12	LM10 UU	372	549	92	
SCS12UU	8	15	21	42	36	28	24	30.5	26	5.75	M5	4.3	12	LM12 UU	510	784	102	
SCS13UU	8	15	22	44	39	30	24.5	33	26	5.5	M5	4.3	12	LM13 UU	510	784	120	
SCS16UU	9	19	25	50	44	38.5	32.5	36	34	7	M6	5.2	12	LM16 UU	774	1180	200	
SCS20UU	11	21	27	54	50	41	35	40	40	7	M6	5.2	12	LM20 UU	882	1370	255	
SCS25UU	12	26	38	76	67	51.5	42	54	50	11	M8	7	18	LM25 UU	980	1570	600	
SCS30UU	15	30	39	78	72	59.5	49	58	58	10	M8	7	18	LM30 UU	1570	2740	735	
SCS33UU	18	34	45	90	80	68	54	70	60	10	M8	7	18	LM35 UU	1670	3140	1100	
SCS40UU	20	40	51	102	90	78	62	80	60	11	M10	8.7	25	LM40 UU	2160	4020	1390	
SCS50UU	25	52	61	122	110	102	80	100	80	11	M10	8.7	25	LM50 UU	3820	7940	3340	
SCS60UU	30	58	66	132	122	114	94	108	90	12	M10	10.7	25	LM60 UU	4700	10000	4270	

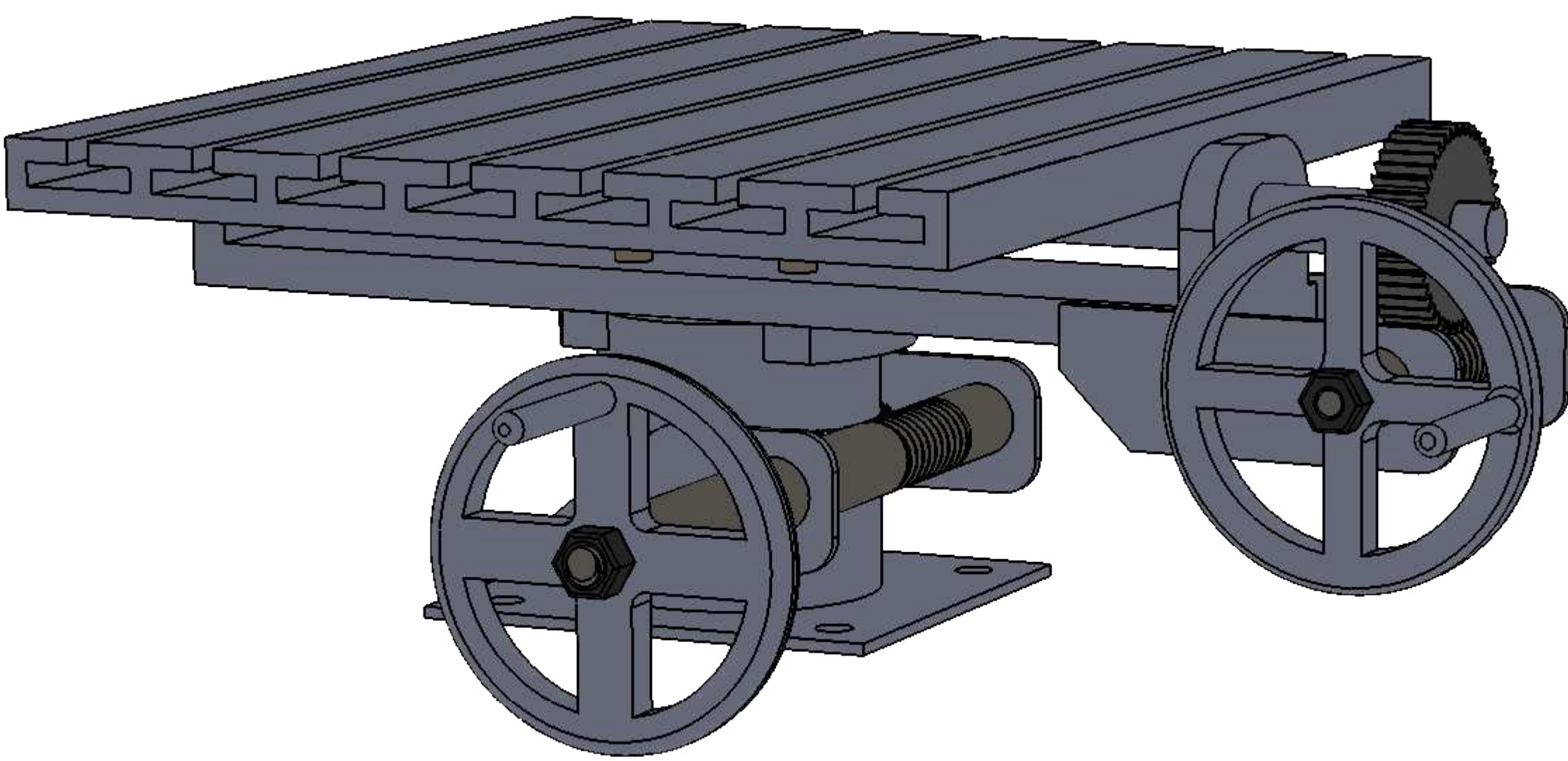
滑块型号 Unit Designation	主要尺寸Dimensions (mm)														配合直线轴承Slide bush				重量 Weight (g)
	T	h	E	W	L	F	G	B	C	K	S ₁	S ₂	L ₁	型号 Designation	基本负载 Basic load rating		重量 Weight (g)		
															F _N	kg			
SCS8LUU	6	11	17	34	58	22	18	24	42	5	M4	3.4	8	LM8UU×2	274	392	0.1		
SCS10LUU	8	13	20	40	68	26	21	28	46	6	M5	4.3	12	LM10UU×2	372	549	0.18		
SCS12LUU	8	15	21	42	70	28	24	30.5	50	5.75	M5	4.3	12	LM12UU×2	510	784	0.20		
SCS13LUU	8	15	22	44	75	30	24.5	33	50	5.5	M5	4.3	12	LM13UU×2	510	784	0.23		
SCS16LUU	9	19	25	50	85	38.5	32.5	36	60	7	M5	4.3	12	LM16UU×2	774	1180	0.39		
SCS20LUU	11	21	27	54	96	41	35	40	70	7	M6	5.2	12	LM20UU×2	882	1370	0.49		
SCS25LUU	12	26	38	76	130	51.5	42	54	100	11	M8	7	18	LM25UU×2	980	1570	1.165		
SCS30LUU	15	30	39	78	140	59.5	49	58	110	10	M8	7	18	LM30UU×2	1570	2740	1.43		
SCS33LUU	18	34	45	90	155	68	54	70	120	10	M8	7	18	LM33UU×2	1670	3140	2.13		
SCS40LUU	20	40	51	102	175	78	62	80	140	11	M10	8.7	25	LM40UU×2	2160	4020	3.09		
SCS50LUU	25	52	61	122	215	102	80	100	160	11	M10	8.7	25	LM50UU×2	3820	7940	6.53		
SCS60LUU	30	58	66	132	240	114	94	108	180	12	M12	10.7	25	LM60UU×2	4700	10000	9.29		

11-3379-8863 - www.UPTTECHBRASIL.com



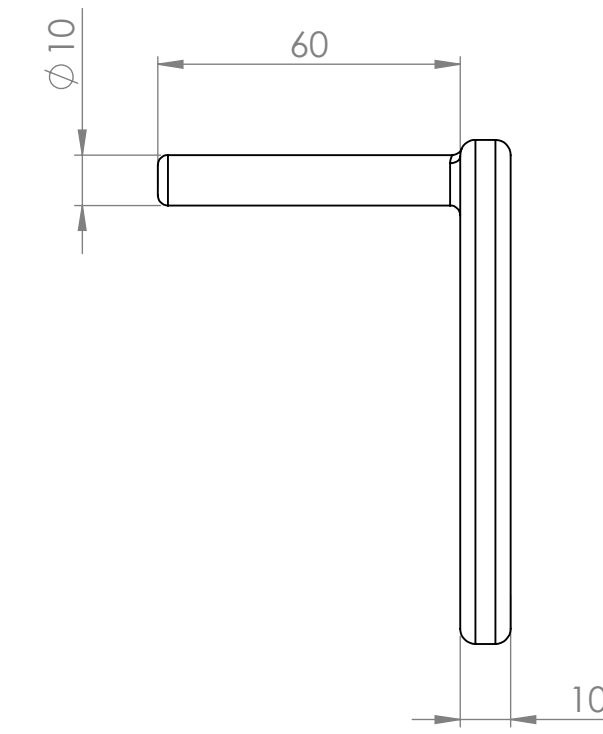
ANEXO 3

CABCOTE GIRATÓRIO



TODAS DIMENSÖES DADOS EM MILÍMETROS TOLERÂNCIAS: LINEAR ANGULAR				ACABAMENTO	PREPARAÇÃO GERAR MISTO AGUDO	REVISÃO
DESIGN VERO APROV MATER QUANT				NOME	ASSINATURA	DATA
				MATERIAL	PERFIL	
				PERFIL		
				ESCALA 1:1	1	1

CABEÇOTE DE TRANSLAÇÃO



SE NÃO ESPECIFICADO (DADOS) EM METROS ACABAMENTO		ACABAMENTO		REBARBE E QUEBRA MISTO MISTO		MISTO	
FABIO FRANCISCO DE ALMEIDA JUNIOR							
NOME		ASSINATURA		DATA		FILHO	
DESL							
VARI							
ATROV							
MANOT							
QUINTE							
		MATERIAL		DESL V		R.D	
		PISO		ESCALA 1:10		ESCALA 1:20	
4		3		2		1	