



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA

Rodrigo Perrotta Brandão

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro. Rodrigo Perrotta Brandão

Orientador: Sylvio José Ribeiro de Oliveira.

RIO DE JANEIRO
AGOSTO DE 2013



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



**PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA**

Rodrigo Perrotta Brandão

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira.

Prof. Flávio de Marco Filho.

Prof. Vitor Ferreira Romano.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013

Perrotta Brandão, Rodrigo

Projeto mecânico de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa./ Rodrigo Perrotta Brandão. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

X, 66 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Sylvio José Ribeiro de Oliveira

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 41.

1. Projeto Mecânico. 2. Dimensionamento dos Componentes. 3. Conclusão. I. De Oliveira, Sylvio José Ribeiro. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Título

Agradecimentos

Aos meus pais e familiares pela dedicação, apoio e incentivo incondicional aos meus estudos.

Ao professor Sylvio José pela sua paciência, dedicação e habilidade com que me orientou neste trabalho.

Aos professores do departamento de engenharia mecânica pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus colegas de turma pelo companheirismo e apoio durante a minha formação.

E a todos os outros que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA

Rodrigo Perrotta Brandão

Agosto/2013

Orientador: Sylvio José Ribeiro de Oliveira

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta um projeto de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa que foi desenvolvido a partir de requisitos estabelecidos no início do projeto. Dados iniciais foram coletados e, a partir destes, foram realizados todos os cálculos de dimensionamento necessários e feito o desenho mecânico final de projeto, com base nos valores dos componentes presentes no equipamento e com base nos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia mecânica.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

MECHANICAL DESIGN OF A ROTATING BEAM FATIGUE TEST MACHINE

Rodrigo Perrotta Brandão

August/2013

Advisor: Sylvio José Ribeiro de Oliveira

Course: Mechanical Engineering

This paper presents a project of a rotating beam fatigue test machine which was developed from established requirements at project start. Initial data was collected and, from these, all dimensioning calculations and the final design were performed, based on the values of the components present in fatigue test machine and based on the knowledge acquired during the mechanical engineering course.

Índice

Agradecimentos.....	iv
1. Introdução.....	1
1.1. Objetivo.....	1
2. Revisão Bibliográfica.....	2
2.1. Fadiga.....	2
2.2. Fadiga - Histórico.....	3
3. Mecanismos Físicos da Fratura.....	6
3.1. Nucleação.....	6
3.2. Propagação da Trinca.....	7
3.3. Ruptura.....	8
4. Abordagens de Fadiga.....	10
5. Resistência à Fadiga.....	14
5.1. Resistência à Fadiga para Vida Finita.....	14
5.2. Resistência à Fadiga para Vida Infinita.....	15
5.3. Fator de Acabamento Superficial (ka).....	16
5.4. Fator de Tamanho ou Dimensão (kb).....	16
5.5. Fator de Confiabilidade (kc).....	17
5.6. Fator de Temperatura (kd).....	18
5.7. Fator de Concentração de Tensões (ke).....	18
5.8. Fator de Modificação de Efeitos Variados (kf).....	20
6. Tensão média.....	21
7. Ensaio de Fadiga.....	25
7.1. Tração – Compressão.....	26
7.2. Torção.....	27
7.3. Flexão Rotativa.....	27
8. Corpo de Prova.....	29
9. Projeto Mecânico.....	31
10. Dimensionamento dos Componentes.....	33
10.1. Eixos.....	33
10.2. Rolamentos.....	34
10.3. Estrutura do Componente.....	35
10.4. Estrutura da Carga.....	36
10.5. Estrutura do Equipamento.....	36

10.6.	Acoplamento Flexível	37
10.7.	Cone Morse	38
10.8.	Corpo de Prova.....	40
11.	Conclusão	41
12.	Referências	42
13.	Apêndice A.....	44
14.	Anexo A	56
15.	Anexo B.....	66

1. Introdução

1.1. Objetivo

O projeto consiste em desenvolver uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa, utilizando os conhecimentos adquiridos no curso de engenharia mecânica.

A máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa foi desenvolvida por meio da seleção do motor, eixos, rolamentos, sistema de aplicação de carga e os componentes estruturais, respeitando os requisitos pré-determinados no início do projeto. São eles:

- Rotação aplicada ao sistema.
- Carga aplicada ao sistema.
- Carga máxima suportada pelo sistema.
- Número de ciclos.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Fadiga

A maioria das falhas geradas nas máquinas ocorre devido a um conjunto de cargas que variam no tempo. Essas falhas ocorrem, tipicamente, em níveis de tensão inferiores aos valores da resistência de escoamento dos materiais.

Dentre essas ocorrências, a fadiga é responsável por grande parte das falhas geradas nos componentes mecânicos (entre 80% e 90%).

Fadiga é uma falha mecânica causada pela aplicação repetida e localizada de carregamentos (tensões ou deformações) variáveis, sendo que sua característica principal é a propagação lenta e gradual de trincas, levando ao desgaste e ruptura repentina dos componentes, após um determinado número de ciclos. A figura 2.1.1 representa um gráfico tensão x tempo.

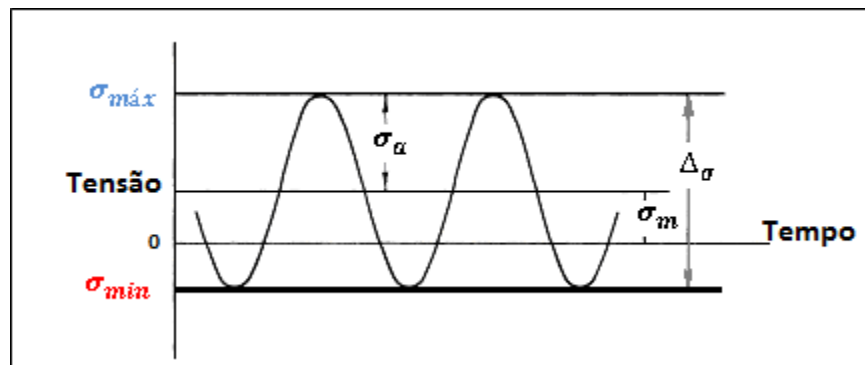


Figura 2.1.1 - Gráfico Tensão x Tempo. Referência [1]

A resistência à fadiga de um material, definida pelo nível de tensão pelo qual a falha irá ocorrer para um determinado número de ciclos, depende de diversos fatores como as propriedades mecânicas do material (dureza e composição química), acabamento superficial do material, a forma com o qual o carregamento é aplicado, temperatura de

operação, umidade do ambiente, presença de gradientes de tensão e defeitos de fabricação (riscos, rebarbas e etc.) [1, 5, 6, 7].

2.2. Fadiga - Histórico

A fadiga teve suas primeiras observações no início do século XIX, quando W. A. J. Albert publicou seus resultados obtidos de testes realizados em correntes de ferro submetidos a carregamentos cíclicos.

Em 1860, o alemão August Wöhler passou a estudar as rupturas que ocorriam nos eixos ferroviários. O efeito de tais falhas era imprevisível para os engenheiros da época, que não possuíam a expertise do assunto. Após uma pequena distância percorrida, eram observados que vários eixos apresentavam fraturas, mesmo sendo projetados de acordo com os critérios de resistência estática. Após a realização de estudos, e a constatação de que mesmo o ensaio de tração indicando que o material era tido com ductilidade correta, o mesmo não apresentava deformação plástica quando sofria uma ruptura em serviço. Ainda, estes mesmos ensaios realizados no material após a fratura, apresentava a ductilidade inicial. Como tal fenômeno era desconhecido na época, o mesmo foi denominado fadiga, pois se dizia que o material “fadigava” ou “cansava”, quando tais falhas ocorriam [5, 6].

No mesmo período, Wöhler realizou ensaios em escala natural e em corpos de prova, com o objetivo de determinar o número de ciclos que cada material poderia suportar antes da fratura. Os resultados foram reproduzidos sob a forma de um gráfico tensão - vida (curva S - N), onde foi possível observar que o número de ciclos aumentava com a redução da tensão aplicada [5, 6].

Durante a realização destes ensaios, foi observado que para o ferro e o aço, havia um nível de tensão alternada abaixo do qual não ocorria nenhum tipo de fratura, independente do número de ciclos. Com isso, foi obtido o conceito de tensão limite de fadiga.

Foi observado também, que para os materiais não ferrosos, como por exemplo, o alumínio, tais características não eram apresentadas, ou seja, a tensão é sempre decrescente para o número de ciclos.

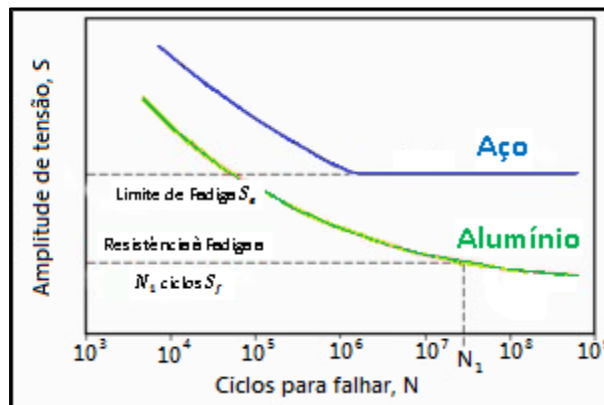


Figura 2.2.1 - Gráfico Tensão x Vida para dois materiais distintos.
Referência [1]

Durante as pesquisas e descobertas de Wöhler, outros cientistas também contribuíram para a evolução dos trabalhos. Foram eles:

- Gerber e Goodman: responsáveis pelos tratamentos das tensões médias;
- Bauschinger: Confirmou os estudos de Wöhler, além de ser o responsável pela constatação da variação das propriedades elásticas devido às cargas cíclicas.
- Ewing e Humfrey: responsáveis pela interpretação das propriedades microestruturais e definição das bandas de deslocamento dos materiais

cristalinos (Teoria da Cristalização), estudo dos micro mecanismos da fratura e do colapso do componente devido a uma única trinca dominante.

- Soderberg: responsável pela avaliação do efeito da tensão média.
- Griffith: responsável pelo desenvolvimento da propagação das trincas e mecânica da fratura.
- Gough: responsável pelo mecanismo físico de dano por fadiga através da microscopia ótica.

Outros ramos também foram desenvolvidos como o conceito de danos cumulativos, falhas por fadiga envolvendo deformações plásticas, crescimento e propagação das trincas causadas pela fadiga entre outros.

No período da Segunda Guerra, foi introduzido o conceito de fadiga através da relação $\epsilon - N$ (deformação x vida). Este conceito foi necessário para se realizar o estudo da fadiga para um baixo número de ciclos, pois os mecanismos dos trens de pouso, mísseis, flaps, equipamentos de lançamento de naves espaciais, submetidos a esforços muito elevados, exigiam uma vida relativamente curta [6].

Nas últimas décadas, foram realizados trabalhos que foram responsáveis pelo desenvolvimento dos materiais como o método de cálculo da velocidade de propagação das trincas (Paris, 1961), avanços nos estudos das propriedades microestruturais (microscopia eletrônica, laser, raios-X), efeitos ambientais, processos de fabricação, carregamentos complexos e etc..

3. Mecanismos Físicos da Fratura

Devido às propriedades mecânicas dos materiais metálicos, que são compostos por um conjunto de grãos cristalinos, os níveis de tensão possuem distribuição não uniforme. Nas regiões onde são aplicadas elevados níveis de tensão, encontram-se os pontos de maior probabilidade para o início da falha por fadiga.

Este mecanismo de falha pode ser dividido em três etapas: nucleação, propagação da trinca e ruptura [5].

3.1. Nucleação

As trincas iniciam-se a partir de pequenas falhas nos planos cisalhantes localizados, geralmente, nas regiões de concentração de tensões (variação de seções, rasgos, entalhes, roscas, furos e etc.) ou em regiões de baixa resistência local.

A nucleação pode ocorrer devido ao processo de fabricação ou manufatura dos equipamentos, inclusões, contornos de grão, porosidade acentuada, defeitos de solidificação e presença de pontos de corrosão na superfície.

Para as regiões que não apresentam nenhum tipo de defeito, a concentração de tensão pode ocasionar um escoamento local, mesmo que a tensão nominal esteja abaixo do valor da tensão de escoamento do material. Esta deformação plástica causa distorções, gerando bandas de deslizamento, que se caracterizam por serem regiões de alta deformação, devido às tensões cisalhantes. A presença de defeitos na região interna dos materiais diminui o tempo necessário para a nucleação, pois estes defeitos concentram a tensão aplicada.

O local de maior probabilidade para o aparecimento das intrusões é a superfície do material, devido ao fato de ser o local onde estão presentes as maiores tensões. A presença de defeitos oriundos da fabricação aumenta a probabilidade do aparecimento de trincas na superfície. A figura 3.1.1 representa os mecanismos de nucleação das trincas geradas nas falhas por fadiga [5, 6, 13].

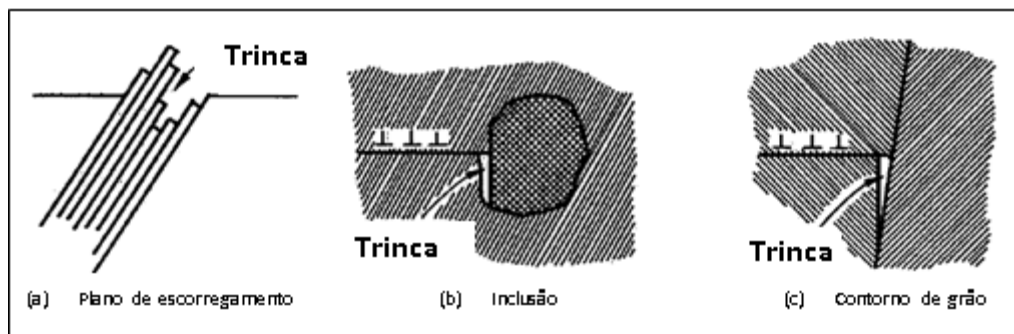


Figura 3.1.1 - Mecanismos de nucleação das trincas por fadiga. Referência [13].

3.2. Propagação da Trinca

A partir do momento que a nucleação é gerada, o carregamento tende a continuar atuando no material, o que acarretará no crescimento e propagação da trinca ao longo do plano cristalográfico através dos contornos de grãos. Este processo pode ser dividido em dois estágios. O primeiro estágio é caracterizado pela propagação das trincas pelos planos orientados a aproximadamente 45° do eixo de tensão. A taxa de crescimento das trincas neste estágio é da ordem de micrometros por ciclo. No segundo estágio, a propagação é orientada em uma direção perpendicular ao eixo de tensão. Neste estágio, as trincas geralmente apresentam estrias ou marcas de praia, correspondentes ao número de ciclos do carregamento.

A região localizada na ponta da trinca tende a gerar concentração de tensões, o que terá como consequência a deformação plástica local. Esta zona de deformação tende a crescer até um ponto em que atinge a mesma medida da espessura do material.

As tensões de compressão não possuem interferência no desenvolvimento da trinca, uma vez que a mesma tende a fechá-la, interrompendo momentaneamente o escoamento. A figura 3.2.1 ilustra os estágios de nucleação e propagação da trinca [5, 6, 13].

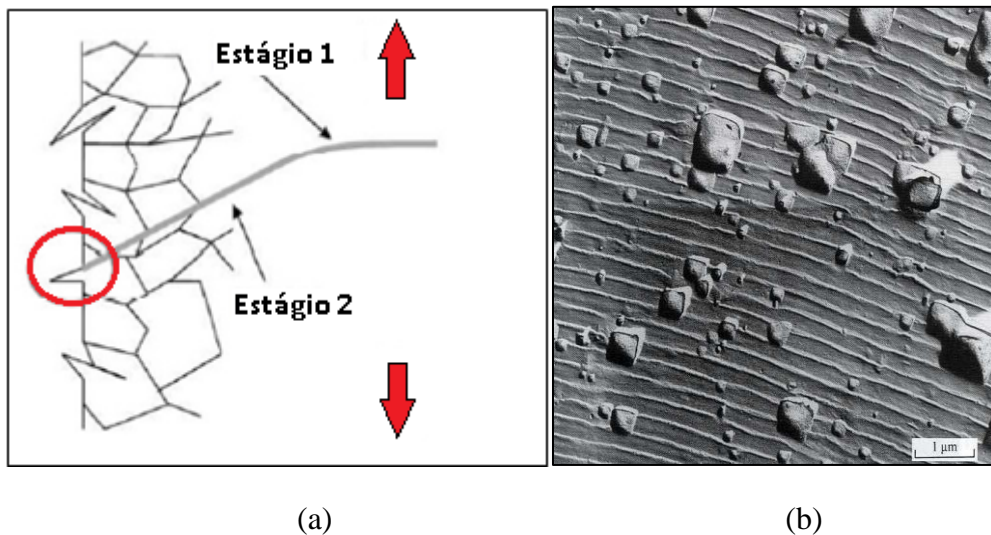


Figura 3.2.1 – (a) Estágios de formação da Trinca. Referência [6]; (b) Estrias geradas pela propagação de trincas a cada ciclo. Referência [13].

3.3. Ruptura

Com a constante aplicação das tensões, a trinca tenderá a se expandir. Consequentemente, o tamanho da trinca irá aumentar o fator de intensidade de tensão do material, até o estágio da fratura, onde irá ocorrer a ruptura total e repentina do material.

A falha por fadiga pode ser reconhecida pela análise da aparência da superfície de fratura do elemento. Normalmente, possui uma região lisa, correspondente ao estágio de propagação da trinca, e uma região áspera, correspondente à ruptura do material. As figuras 3.3.1 e 3.3.2, representam os estágios de propagação da trinca por fadiga [1, 5, 6, 13].

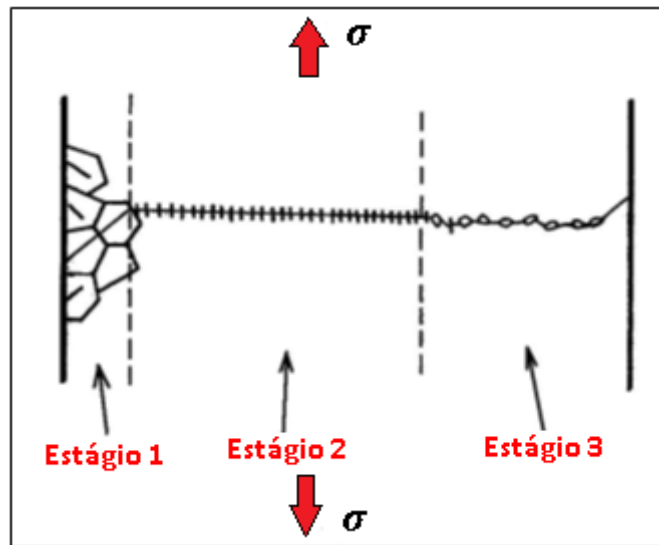


Figura 3.3.1 - Estágios de propagação da trinca por fadiga. Referência [13].

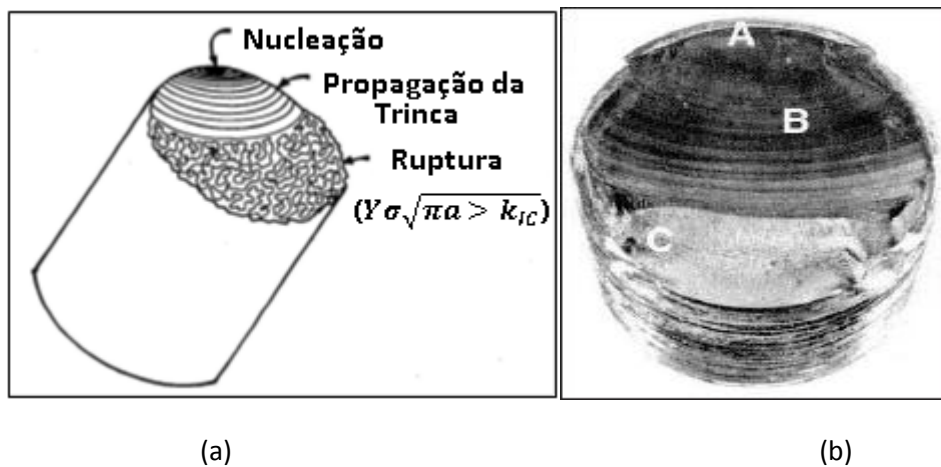


Figura 3.3.2 - (a) Representação das superfícies características da falha por fadiga. Referência [13]; (b) Superfície de um material após a ruptura. Referência [1].

A figura 3.3.3 apresenta o aspecto das trincas quando submetidas a um carregamento cíclico. Este comportamento é evidenciado não só nos materiais metálicos, mas também, nos polímeros [1, 5, 6, 12, 13].

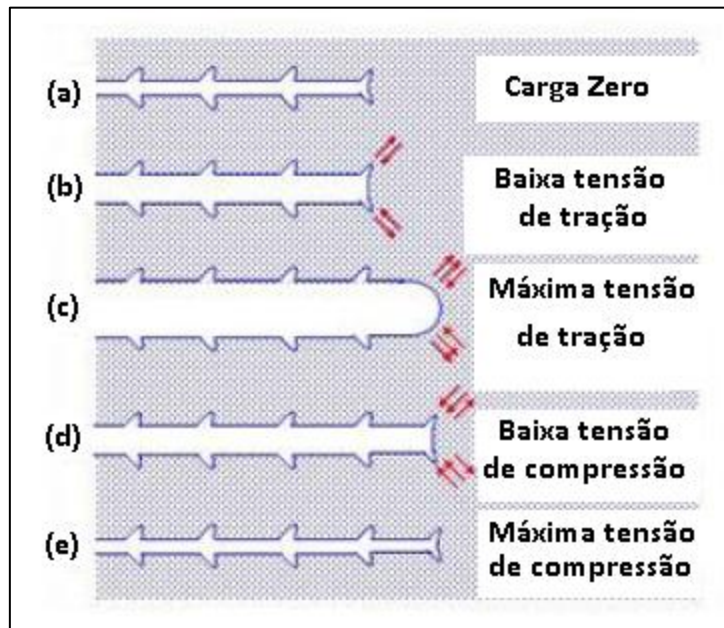


Figura 3.3.3: Comportamento das trincas. (a) Carga zero; (b) Baixa tensão de tração; (c) Máxima tensão de tração; (d) Baixa tensão de compressão; (e) Máxima tensão de compressão. Referência [15].

4. Abordagens de Fadiga

Existem duas formas de se abordar o processo da fadiga, através da vida total e da tolerância ao dano.

A abordagem em termos da vida total se caracteriza de duas formas, sendo uma através da tensão (curva S - N), e a outra através da deformação (curva ϵ - N). Ambos os métodos tem como objetivo informar a vida do material, de acordo com o número de ciclos, até a ocorrência da fratura.

A abordagem baseada na tensão (curva S - N) é o método mais utilizado para se determinar as resistências à fadiga, bem como o seu limite. Esta abordagem trata-se de um gráfico que determina a relação entre a amplitude da tensão aplicada e o número de ciclos até a falha para uma determinada razão entre as tensões máximas e mínimas.

Com relação ao número de ciclos, o processo pode ser dividido em dois tipos: fadiga de alto ciclo (FAC), correspondente aos pontos acima de 1000 ciclos, e fadiga de baixo ciclo (FBC), correspondentes à faixa até 1000 ciclos. Os estudos relacionados aos carregamentos dinâmicos, em sua maioria, não realizam análise do material para a fadiga de baixo ciclo, pois a aplicação é relativamente curta (Figura 4.1).

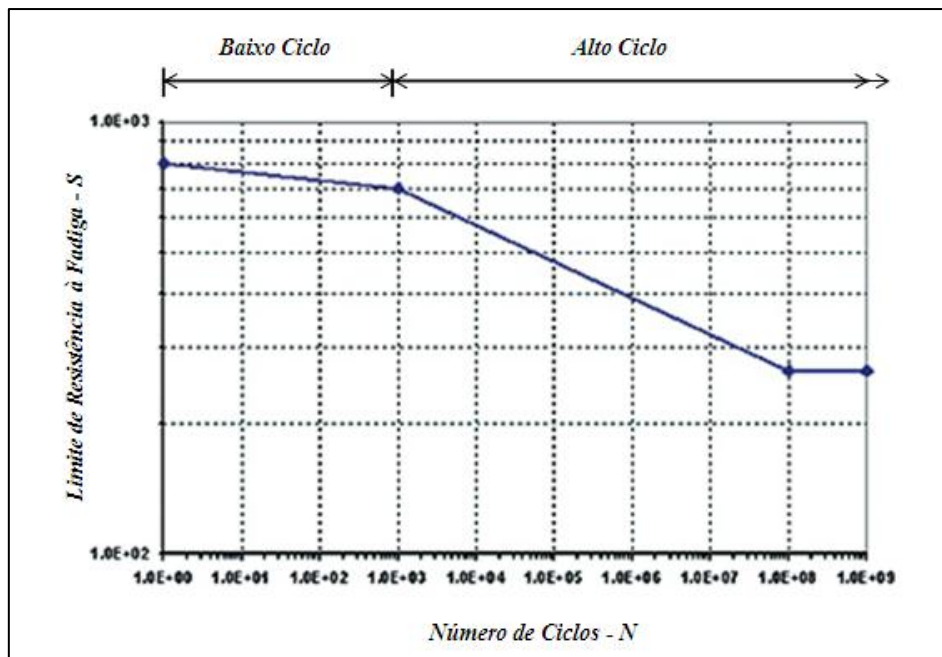


Figura 4.1 – Diagrama S – N para materiais submetidos à fadiga. Referência [1].

O gráfico da figura 4.1 é obtido através dos ensaios realizados em corpos de prova, onde são submetidos níveis de tensão variáveis.

Estas abordagens também se diferem pelo nível de tensão envolvida. Nos casos em que o nível de tensão está próximo do limite de escoamento, envolvendo deformações plásticas consideráveis, a abordagem por deformação é recomendada. Porém, quando o nível de solitação está abaixo da tensão de escoamento, a abordagem por tensão é indicada [1, 6].

A tensão média é uma representação referente à razão das tensões aplicadas. Quando a razão for igual a -1, a tração aplicada no corpo de prova é igual à compressão e a tensão média igual à zero. Se a razão das tensões for igual à zero, a tensão trativa será predominante no material, o que ocasionará no aumento da média dos esforços para metade da amplitude [6].

O principal objetivo destes ensaios é verificar como o material irá reagir de acordo com a tensão média (Figura 4.2).

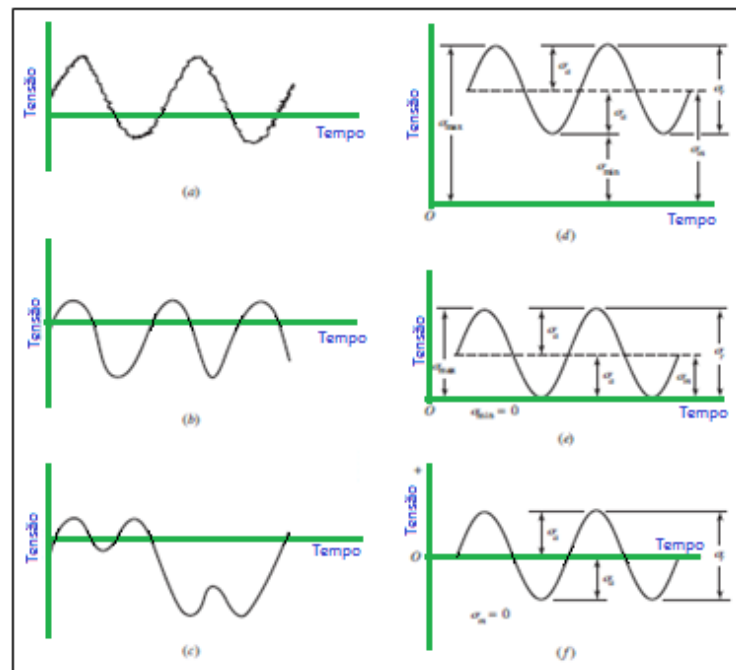


Figura 4.2 – Algumas relações tensão-tempo: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência; (b e c) tensão flutuante não senoidal; (d) tensão flutuante senoidal; (e) tensão repetida; (f) tensão senoidal inversa. Referência [1].

Tomando como base os dados obtidos experimentalmente, verifica-se que o número de ciclos vividos pelo material muda com maior intensidade, quando comparado com a variação da amplitude da tensão. Este fato dificulta a construção do gráfico em escala linear, principalmente para um baixo número de ciclos, o que ocorre quando níveis de tensão são elevados. Com isso, adotou-se como padrão traçar o eixo correspondente à vida, em escala logarítmica, e o eixo correspondente à amplitude, em escala linear. A figura 4.3 ilustra um diagrama S – N para uma liga de alumínio [6].

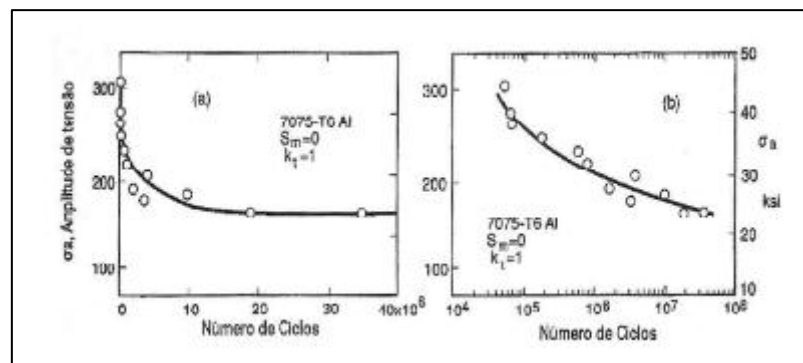


Figura 4.3 – Diagrama S – N. (a) em escala linear; (b) em escala logarítmica. Referência [5].

O diagrama S – N apresenta duas regiões características. A primeira é representada por uma reta com coeficiente angular negativo, mostrando que a vida do material varia de acordo com a tensão alternada. Nesta região, o par ordenado é composto por (N, S_f) , onde S_f é a resistência à fadiga e N , a vida. A outra região é caracterizada por uma reta horizontal que representa a vida infinita do material. Nesta região, o par ordenado é composto por (N, S_e) , onde S_e representa o limite de resistência à fadiga do material. Caso o material atinja um número de ciclos superior a 10^7 , diz-se que o mesmo atingiu a vida infinita [5, 6].

5. Resistência à Fadiga

Nos projetos relacionados à fadiga, um dos pontos principais é a determinação da resistência (ou limite) à fadiga do material. Os resultados mais consistentes provêm de ensaios com montagens reais ou protótipos dos dispositivos do projeto real. O limite de resistência à fadiga é obtido a partir da determinação dos seguintes dados:

- $S_e \rightarrow$ Limite de resistência à fadiga para vida infinita do corpo de prova.

Este é o valor limite de tensão abaixo do qual o material pode suportar um número infinito de ciclos de carga regulares, sem ruptura [1, 12].

- $S_f \rightarrow$ Limite de resistência à fadiga para vida finita do corpo de prova [1].

$$S_f = f(N) \quad (1)$$

- $N \rightarrow$ Número de ciclos, aplicações de carga (vida).

5.1. Resistência à Fadiga para Vida Finita

Para a vida finita, com número de ciclos na faixa de $10^3 \leq N \leq 10^7$, o limite de resistência à fadiga é calculado da seguinte forma [1]:

$$S_f = 10^C \cdot N^b \quad (2)$$

O cálculo do número de ciclos (vida) é determinado da seguinte forma [1]:

$$N = S_f^{1/b} \cdot 10^{C/b} \quad (3)$$

Onde:

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \frac{0,8 \cdot S_{ut}}{S_e} \quad (4)$$

$$C = \log \frac{(0,8 \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (5)$$

5.2. Resistência à Fadiga para Vida Infinita

Para a vida infinita, com número de ciclos na faixa de $N > 10^7$, o limite de resistência à fadiga é calculado levando-se em conta os fatores modificadores. Estes fatores quantificam os efeitos da condição de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens variados. Estes fatores são aplicados para corrigir as diferenças dos corpos de prova e das condições de ensaio para a peça real. Desta forma, o limite de resistência à fadiga é dado por [1, 12]:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (6)$$

Onde:

S_e → Limite de resistência à fadiga do elemento de máquina;

S_e' → Limite de resistência à fadiga do corpo de prova (ensaio);

k_a → Fator de acabamento superficial;

k_b → Fator de tamanho ou dimensão;

k_c → Fator de confiabilidade;

k_d → Fator de temperatura;

k_e → Fator de concentração de tensões;

k_f → Fator de modificação de efeitos variados.

5.3. Fator de Acabamento Superficial (k_a)

A superfície de um corpo de prova é altamente polida, com um polimento final na direção axial que visa a alisar completamente quaisquer riscos circunferentes. Este fator depende da qualidade do acabamento da peça real e da resistência à tração do material que a constitui, podendo ser quantificado da seguinte forma [1]:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (7)$$

Onde S_{ut} é a resistência à tração mínima. Os valores de a e b podem ser determinados a partir da tabela 1.

Acabamento Superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} [kpsi]	S_{ut} [MPa]	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou Laminado a Frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado a Quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Tabela 1 - Parâmetros para o fator de modificação superficial. Referência [1].

5.4. Fator de Tamanho ou Dimensão (k_b)

O fator de tamanho ou dimensão k_b , para flexões e torções é calculado por [1]:

$$k_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,1133}, \text{ para } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in (pol)} \quad (8)$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = 1,24d^{-0,107}, \text{ para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (9)$$

$$k_b = 0,859 - 0,000837d, \text{ para } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \quad (10)$$

Para valores maiores, k_b varia entre 0,60 a 0,70 para flexões e torções. Se a peça estiver sob cargas axiais, o tamanho não tem nenhum efeito sobre o limite de resistência à fadiga e, portanto, adota-se $k_b = 1$. Quando a peça não estiver girando ou a seção transversal for não for circular, o valor do fator k_b deve ser calculado. Nestes casos utiliza-se o conceito de diâmetro efetivo, que é obtido equacionando-se o volume do material submetido à carga e 95% da carga máxima para o mesmo volume do corpo de prova. Quando os dois volumes são iguados, o comprimento é cancelado e precisa-se considerar apenas as áreas [1].

No caso de peças com seções não circulares, o diâmetro efetivo é dado pela seguinte fórmula [1]:

$$d_e = 0,808(bh)^{1/2} \quad (11)$$

Onde h é a altura e b a largura da seção retangular.

5.5. Fator de Confiabilidade (k_c)

É a probabilidade de um elemento ou equipamento apresentar um desempenho adequado, sem falhas, durante o período de tempo estabelecido pelo projetista, sob condições especificadas, ou seja, é a probabilidade da falha ocorrer. A tabela 2 representa os valores de k_c .

Confiabilidade [%]	Fator de Confiabilidade [k_c]
50	1,00
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Tabela 2 - Fator de confiabilidade. Referência [1].

5.6. Fator de Temperatura (k_d)

Quando o componente que está sendo projetado deve trabalhar a uma temperatura distinta da temperatura em que os ensaios de fadiga foram realizados, é necessária uma correção na resistência à fadiga do material para adequá-la à temperatura de trabalho.

Com isso, o fator de temperatura pode ser definido da seguinte forma [1]:

$$k_d = \begin{cases} 1 \rightarrow T \leq 350 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 0,5 \rightarrow 350 \text{ } ^\circ\text{C} \leq T \leq 500 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (12)$$

5.7. Fator de Concentração de Tensões (k_e)

A concentração de tensão está presente nas estruturas que contém curvaturas significativas, entalhes e outra forma de perturbação brusca na geometria da peça. Os fatores de concentração teóricos k_t são obtidos, na sua maioria, de forma experimental ou podem ser obtidos em tabelas e gráficos próprios, como mostrado na figura 5.7.1 [1].

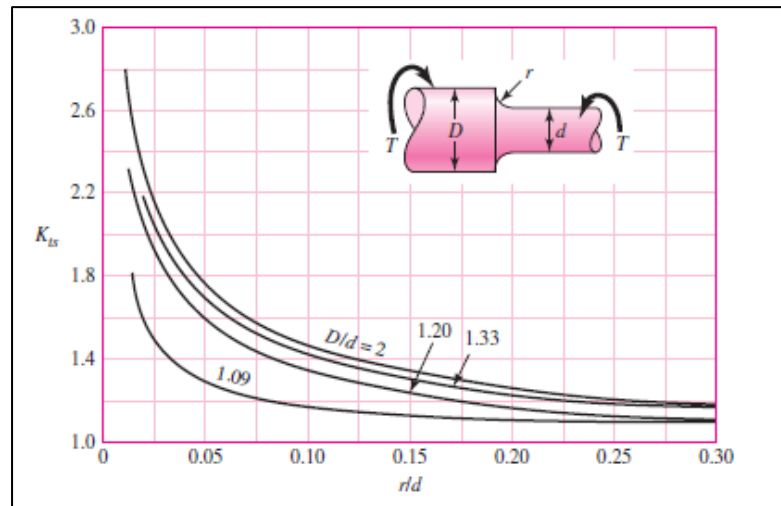


Figura 5.7.1 – Fator de concentração teórico. Referência [1].

Este fator, quando multiplicado pela tensão nominal, ou seja, tensão σ_0 calculada pelo modelo matemático sem a existência de entalhe, permite determinar a tensão máxima que atua no entalhe [1].

$$\sigma_{m\acute{a}x} = k_t \cdot \sigma_0 \rightarrow k_t = \left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_0} \right) \quad (13)$$

Dependendo do tipo de material ou da sua resist\encia, este fator de concentra\c3o de tens\ao geom\etrico ou te\orico, k_t , sofre altera\c3es, diminuindo sua intensidade em fun\c3o da sensibilidade q do entalhe. A rela\c3o que determina este fator de concentra\c3o k_f (fator efetivo ou pr\atico) foi definida por Peterson [1], como:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad k_f = 1 + q (k_t - 1) \quad (14)$$

Onde: k_t = fator de concentra\c3o de tens\ao est\atico;

k_f = fator de concentra\c3o de tens\ao em fadiga.

A sensibilidade ao entalhe q depende do limite de resistência à tração e do raio do entalhe. Os valores experimentais utilizam q variando de 0 a 1, sendo que os valores mais utilizados se encontram na faixa de 0,6 a 0,9 [1].

Calculado o fator k_f , temos que: Referência [1]:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (15)$$

Este é o fator k_e utilizado como fator corretivo na fórmula para o cálculo do limite de resistência à fadiga.

5.8. Fator de Modificação de Efeitos Variados (k_f)

O fator de modificação de efeitos variados é reservado para qualquer outro tipo de efeito que ocorra no equipamento ou elemento de máquina. Como exemplo destes fatores temos as tensões residuais, corrosão, ambiente químico e etc.

6. Tensão média

A tensão média representa a forma que o material está sendo solicitado. Se o seu valor for nulo, o carregamento é do tipo alternado, se o seu valor for exatamente igual a amplitude de carregamento, é denominado variado ou repetido e caso seu valor não esteja enquadrado em nenhum dos casos anteriores, o carregamento é dito flutuante ou pulsante. A figura 6.1 representa as três possíveis situações, onde σ_a é a amplitude do carregamento e σ_m é a tensão média [5, 6].

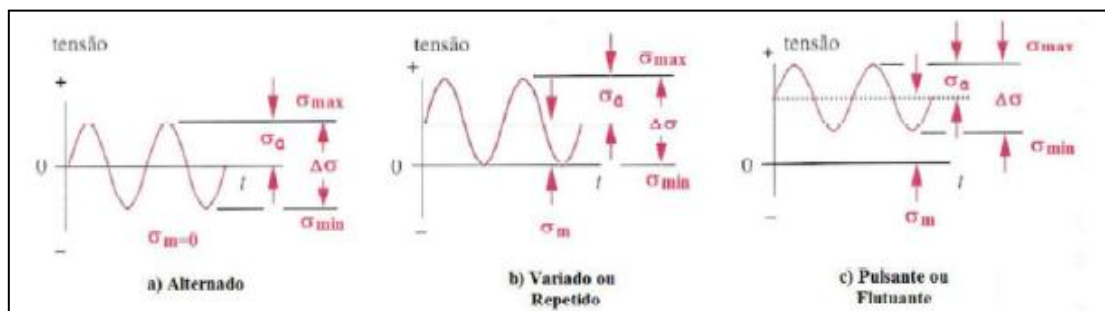


Figura 6.1 - Tipos de carregamentos dinâmicos. Referência [5].

Estes gráficos são representados pelas seguintes relações matemáticas:

Faixa de tensões, correspondente à diferença entre as tensões máximas e as tensões mínimas [1, 6]:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (16)$$

Tensão média, que é representada pela média aritmética entre a tensão máxima e mínima [1, 6]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (17)$$

Tensão alternada ou amplitude de tensão, que é uma das principais entradas em um gráfico S-N e tem como valor a metade da faixa de tensão $\Delta\sigma$ [1, 6].

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (18)$$

Tensão máxima e mínima, correspondentes à tensão média mais ou menos a amplitude, respectivamente [1, 6].

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (19)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (20)$$

Razão de tensões, fator que representa o tipo de carregamento, sendo esta, uma entrada indireta, porém importante, da curva S-N [1, 6].

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (21)$$

A tensão média é um fator preponderante para a variação da curva S-N. Os casos em que a tensão média possui valor nulo são esporádicos. Tal efeito funciona da seguinte forma: quanto maior for a tensão média trativa, menor será o tempo cujo o material tenderá a falhar, levando-se em conta uma mesma tensão alternada, já quando as tensões médias são compressivas, a ruptura do material se dará em um número maior de ciclos, para uma mesma amplitude de tensão. Este comportamento se deve a contribuição das tensões médias trativas na abertura e propagação da trinca, enquanto que as tensões compressivas dificultam estes acontecimentos. Quando a tensão média é nula, a curva se situa entre estes dois casos [5,6]. A figura 6.2 relaciona estes casos.

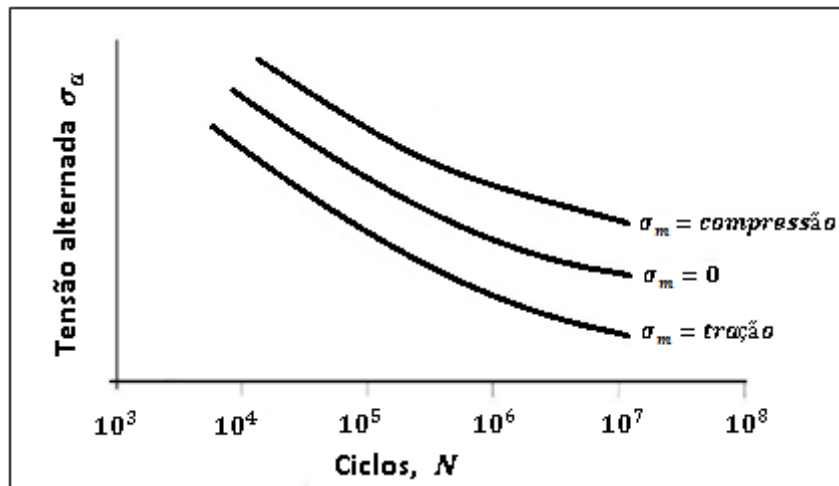


Figura 6.2 – Tensão média. Referência [5].

A relação da vida de um material com sua tensão média e sua tensão alternada foi realizada por três cientistas: Goodman, Gerber e Soderberg. Estes propuseram cada um, uma maneira de traçar a linha de falha do material em um gráfico. A interpretação destes gráficos é realizada partindo-se das tensões alternada e média de projeto, apontando a localização do seu ponto. Se o mesmo se localizar abaixo da linha de critério adotada, considera-se que o material não falhará antes de atingir sua vida infinita [6].

A curva que melhor se adapta aos dados existentes na literatura é a curva de Gerber, enquanto que a curva de Goodman, que representa o comportamento mínimo dos materiais, é um método mais conservador, se apresentando como uma alternativa comumente utilizada para projetos. A curva de Soderberg é ainda mais conservadora e, geralmente, não é usada como critério de projeto [6]. A figura 6.3 representa as três curvas em um gráfico tensão alternada por tensão média ($\sigma_a \times \sigma_m$).

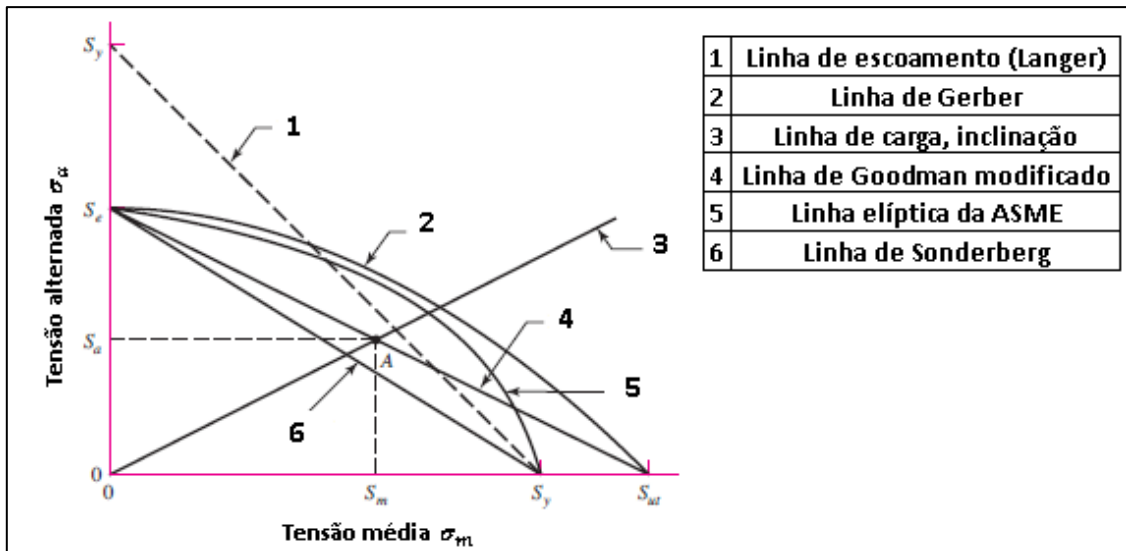


Figura 6.3 – Representação das curvas $\sigma_a \times \sigma_m$ para os três métodos. Referência [1].

Conforme a representação da figura 6.3, verifica-se que a curva de Soderberg é a mais conservadora das três por ligar a tensão de escoamento S_y com o limite de resistência à fadiga e S_e . Já a curva de Goodman liga a tensão última de tração com S_{ut} , se mostrando uma metodologia que engloba mais pontos admissíveis para projeto. Para o método de Goodman, deve-se verificar se as tensões de projeto não excedem a tensão de escoamento do material, o que geraria uma falha. As equações a seguir representam os três critérios de falha [1, 6].

- Gerber: $\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m^2}{S_{ut}^2}\right)$ (22)

- Goodman: $\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)$ (23)

- Soderberg: $\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y}\right)$ (24)

Das equações mostradas acima, os valores de S_e , S_{ut} , S_y são conhecidos. Com isso, a tensão média, para se atingir a vida infinita é função da tensão alternada σ_a . Vale ressaltar que como o intuito das equações é facilitar as decisões de projeto, e S é o limite de resistência à fadiga quando o tipo de carregamento é alternado ($R = -1$), um

parâmetro de fácil acesso na literatura, do contrário haveria sempre a necessidade de se obter uma nova curva S – N para o R de projeto [6].

7. Ensaio de Fadiga

Ensaio de fadiga definem-se pela aplicação de uma carga cíclica em um determinado corpo de prova, apropriado e padronizado segundo o tipo de ensaio a ser realizado. Os corpos de prova são submetidos a cargas variáveis (tensões máximas e mínimas), levando o mesmo a ruptura após um determinado número de ciclos. Através destes ensaios são possíveis as detecções do limite de tensão e tempo de uso de um determinado componente. Outra utilidade destes ensaios são as definições das aplicações de diferentes materiais [1, 6, 12].

A preferência para os ensaios de fadiga se dá pela utilização do próprio produto, feito em condições normais de produção. Estes casos são aplicáveis a molas, barras, pontas de eixo e etc. Porém, muitas vezes, não é possível ensaiar o produto diretamente, com isso, os ensaios são realizados em corpos de prova padronizados [6].

Os equipamentos que realizam os ensaios de fadiga são constituídos por um sistema de aplicação de cargas, permitindo a alteração da intensidade e sentido do esforço. Estes testes podem ser realizados de acordo com o tipo de esforço desejado. Os ensaios estão relacionados ao tipo de esforço que se deseja aplicar. Dentre estes ensaios, os mais utilizados são: tração-compressão, torção e flexão rotativa [1, 6, 12].

7.1. Tração – Compressão

O teste de fadiga por tração-compressão (força axial) é utilizado para determinar o efeito da variação em diferentes materiais, geometrias, acabamentos superficiais, níveis de tensão e os demais parâmetros sujeitos a tensões diretas em um determinado número de ciclos. Seu principal objetivo é determinar os tipos de materiais metálicos destinados a trabalharem sob diferentes níveis de tensão [6].

Os esforços observados neste tipo de ensaio são puramente de tração e compressão, assim sendo, estes ensaios são realizados em equipamentos convencionais de tração sob cargas cíclicas. As máquinas para este tipo de ensaio possuem programas específicos para controlar a frequência e a carga de tração e compressão, até a falha do corpo de prova.

Os equipamentos utilizados para este tipo de ensaio variam de acordo com o fabricante, capacidade, objetivo da realização do ensaio e etc. A figura 7.1.1 representa o esquema mecânico de uma máquina de fadiga por tração-compressão.



Figura 7.1.1 – Máquina de ensaio de fadiga por tração-compressão.

Referência [14].

7.2. Torção

Este tipo de ensaio é realizado em corpos de prova cilíndricos sujeitos a esforços de torção alternados.

O equipamento utilizado para o ensaio de fadiga por torção é semelhante ao utilizado no ensaio de tração-compressão, alterando-se apenas o esforço aplicado.

A figura 7.2.1, representa os pontos de falha para flexão e torção alternadas, em ensaios sob estado duplo de tensão, onde os eixos de coordenadas correspondem aos valores de $\sigma_1 - \sigma_3$ [6, 12].

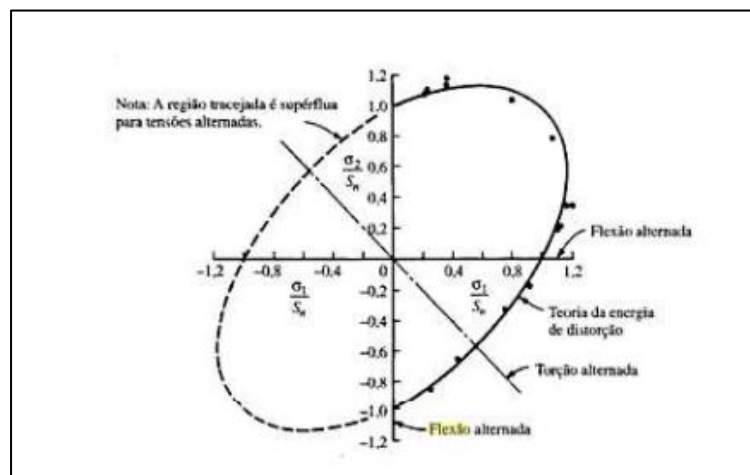


Figura 7.2.1 – Pontos de falha para flexão e torção alternada. Referência [12].

7.3. Flexão Rotativa

Este ensaio consiste em um corpo de prova submetido a solicitações de flexão, enquanto o mesmo é girado em torno de um eixo, por um sistema motriz, em uma rotação específica e constante [6, 12].

O ensaio é iniciado sob um determinado nível de tensão até a ocorrência da falha, sendo registrados o número de ciclos e o nível de tensão até a ruptura. O ensaio é

executado com diferentes corpos de prova de mesmo material, alterando-se apenas a tensão aplicada. Os dados coletados são representados no diagrama S – N [6, 12].

O equipamento utilizado para a execução dos ensaios de fadiga por flexão rotativa é composto por um contador de rotação, um motor, um dispositivo aplicador de carga, e suportes para o corpo de prova. O contador de rotação registra o número de ciclos até a ruptura do corpo de prova. O motor gera a rotação necessária para a realização dos testes. Para ocorrer a flexão, são necessários dispositivos capazes de aplicar uma determinada carga ao corpo de prova, isto é feito pelos dispositivos aplicadores de carga. A fixação e o suporte do corpo de prova são feitos através de mandris e pinças [6].

Abaixo, na figura 7.3.1, é apresentado um equipamento para o teste de fadiga por flexão rotativa.

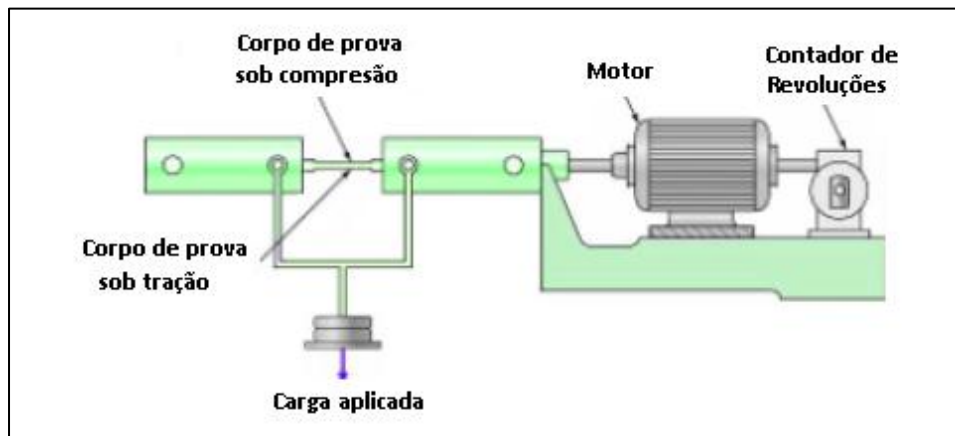


Figura 7.3.1 – Esquema de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Referência [15].

Como opção alternativa ao equipamento apresentado anteriormente, temos o modelo com aplicação de carga em apenas uma das extremidades do corpo de prova, conforme a figura 7.3.2.

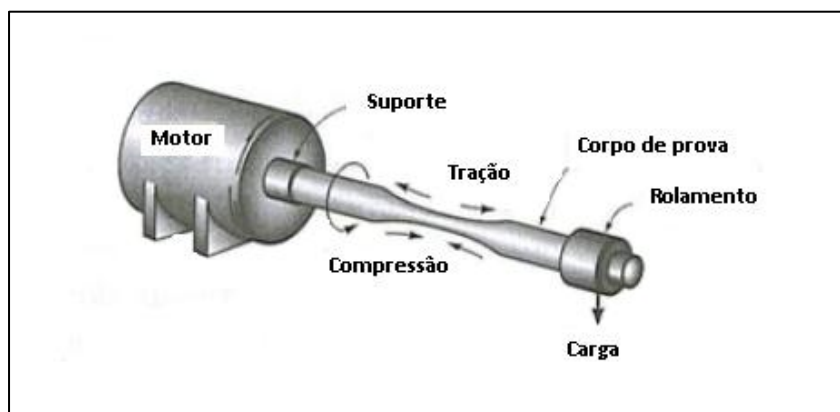


Figura 7.3.2 – Esquema de uma máquina de fadiga por flexão rotativa com carga aplicada na extremidade. Referência [15].

8. Corpo de Prova

Os corpos de prova utilizados nos ensaio de fadiga variam de acordo com o objetivo do teste, do equipamento, da capacidade do equipamento e da forma na qual o material está disponível.

Para a realização do ensaio de tração e dos ensaios dinâmicos de tensão (vida e deformação), são necessários corpos de prova que estejam de acordo com as normas pré-estabelecidas. Estas normas especificam as dimensões principais, dimensões mínimas e condições de realização dos testes [1, 6, 12].

Os corpos de prova utilizados nestes ensaios são geralmente de dois tipos: cilíndrico com seção de teste de perfil reto e cilíndrico com seção de teste definida por um raio de concordância [6, 12].

O modelo cilíndrico deve ser fabricado de acordo com a norma ASTM-606-04, onde especificam-se os corpos de prova para testes de fadiga de carregamento uniaxial com controle de deformação, sendo então aplicáveis tanto para o levantamento da curva S-N quanto da curva ϵ -N do material a ser testado [1, 6, 12].

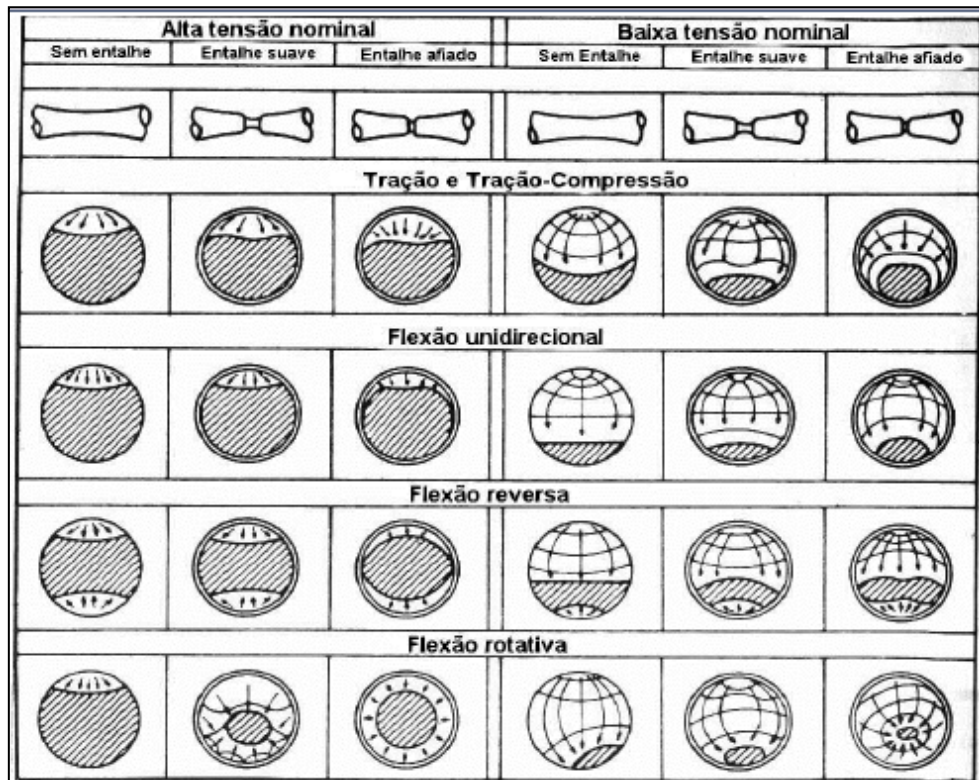


Figura 8.1 – Corpos de prova submetidos aos diferentes tipos de ensaios de fadiga. Referência [1].

9. Projeto Mecânico

O esquema cinemático da máquina de fadiga por flexão rotativa foi escolhido tendo em vista os requisitos iniciais de projeto e o número de ciclos na pior situação. A partir destes dados, é possível elaborar uma projeção em duas dimensões de como será a disposição geométrica dos componentes presentes no equipamento, assim como suas quantidades. O esquema cinemático encontra-se representado na figura 9.1.

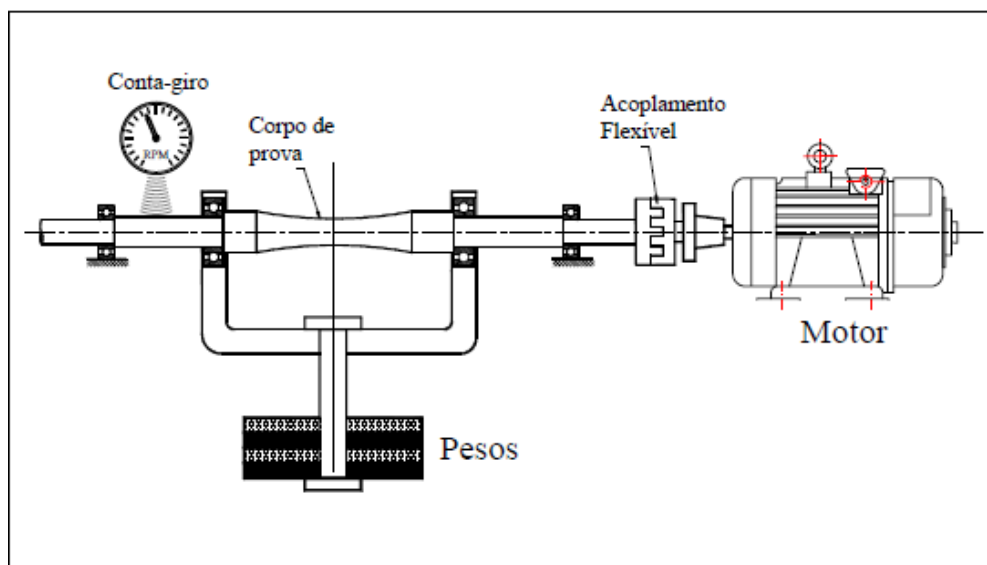


Figura 9.1 – Esquema cinemático da máquina de fadiga por flexão rotativa. Referência [7].

É possível verificar que teremos dois eixos, responsáveis pela sustentação dos componentes do sistema e pela transmissão do movimento rotativo, que é gerada por um motor elétrico.

Há também a presença de rolamentos, e de um acoplamento flexível, responsável por absorver as vibrações do sistema, de modo que não interfira nos ensaios realizados, garantindo a veracidade dos resultados.

A aplicação da carga é feita por um conjunto de anilhas acopladas a estrutura do equipamento. Este conjunto é responsável pela aplicação da carga de tração e compressão atuante no corpo de prova, simulando os esforços aplicados sobre o material em situação real. O conjunto de anilhas encontra-se representado na figura 9.2.



Figura 9.2 – Conjunto de anilhas. Referência [11].

Para a máquina projetada, adotou-se uma carga máxima aplicada ao sistema de 100 N, com variação de carga a cada 10 N. Com isso, a resolução do equipamento varia de acordo com a tabela 3.

Carga Aplicada	Tensão	Disposição das Anilhas
10 kg	100 N (máxima)	1 Anilha (5 kg) 1 Anilhas (3 kg) 1 Anilha (2 kg)
9 kg	90 N	1 Anilha (5 kg) 2 Anilhas (2 kg)
8 kg	80 N	1 Anilha (5 kg) 1 Anilha (2 kg) 1 anilha (1 kg)
7 kg	70 N	1 Anilha (5 kg) 1 Anilha (2 kg)

6 kg	60 N	1 Anilha (5 kg) 1 Anilha (1 kg)
5 kg	50 N	1 Anilha (5 kg)
4 kg	40 N	2 Anilhas (2 kg)
3 kg	30 N	1 Anilha (2 kg) 1 Anilha (1 kg)
2 kg	20 N	1 Anilha (2 kg)
1 kg	10 N	1 Anilha (1 kg)

Tabela 3 – Resolução do equipamento [17].

10. Dimensionamento dos Componentes

10.1. Eixos

Após a determinação da resolução do sistema e da localização da aplicação das cargas, é possível iniciar o dimensionamento dos eixos, uma vez que temos o seu tamanho estimado e os esforços resultantes, podendo-se calcular as reações nos apoios e o momento fletor resultante.

Os eixos são usinados e foram projetados para uma confiabilidade de 90% e para temperaturas de trabalho inferiores a 80°C. O material selecionado para a fabricação foi o aço AISI 1045 laminado. A escolha desse material se deu pelas boas propriedades mecânicas e pelo fato de este ser um material destinado a esta aplicação.

Os cálculos para o dimensionamento dos eixos respeitaram os critérios e métodos de [1], sendo o critério de fadiga de Goodmam utilizado, pois este tem sua aplicação recomendada para materiais dúcteis [1].

Os cálculos do dimensionamento dos eixos estão presentes no Apêndice A, junto com os diagramas de corpo livre, explicitando as reações nos apoios e os momentos fletores sofridos por cada eixo. Com isso, foi possível selecionar um diâmetro padronizado para os eixos.

10.2. Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos, são necessárias as cargas radiais envolvidas nos apoios dos eixos, que foram determinadas nos diagramas de esforços. Para este projeto mecânico, as cargas axiais não são aplicáveis devido aos esforços aplicados ao sistema.

A partir das cargas radiais, foram selecionados rolamentos rígidos de esferas de uma carreira. Estes rolamentos são capazes de suportar maiores deflexões dos eixos. O esquema de um rolamento rígido de esferas está presente na figura 10.2.1

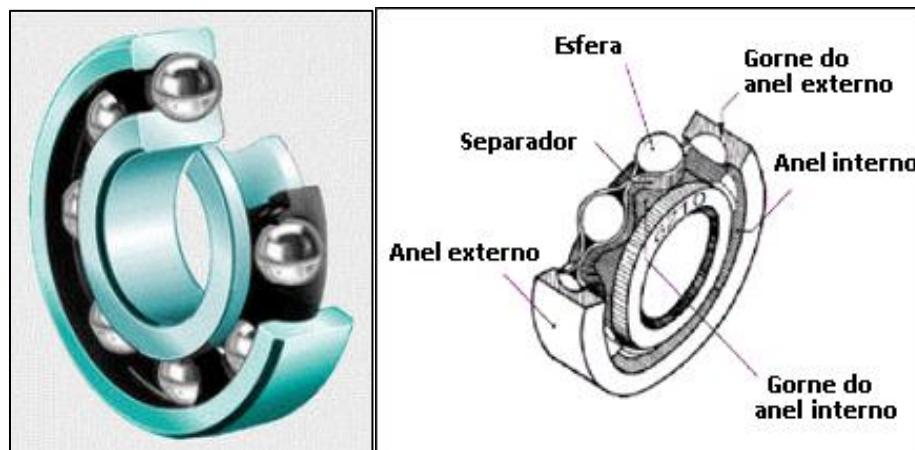


Figura 10.2.1 – Rolamento rígido de esferas. Referência [8].

Os rolamentos foram selecionados para trabalharem por um período de 10000 horas e com a maior rotação possível (pior situação) da máquina de ensaio de fadiga. Foram consideradas as recomendações e cálculos de [1], assim como as especificações do catálogo SKF [8] para a seleção dos rolamentos. Os cálculos referentes a seleção dos rolamentos encontram-se no Apêndice A.

10.3. Estrutura do Componente

A principal função da estrutura do componente é a sustentação do equipamento e a proteção dos elementos mecânicos inseridos nele. Além disso, ela deve ser capaz de executar o isolamento da parte interna com o meio externo, para que não haja riscos de contaminação por impurezas das áreas lubrificadas, e também riscos de segurança.

A estrutura do componente é fabricada a partir de um tubo de aço com parede schedule 120, sendo este, usinado até as dimensões desejadas para se obter a montagem correta dos componentes.

Nesta estrutura, além da montagem dos componentes internos, são fixadas, por meio de parafusos, quatro placas com a função de possibilitar a montagem dos pinos de deslizamento e dos pinos de suporte da carga. Os pinos de deslizamento e suporte são fabricados a partir da usinagem de uma barra de aço AISI 1045 para se obter um índice de qualidade IT7, permitindo o apoio da estrutura do componente e do sistema de aplicação da carga. O primeiro será responsável pela montagem do componente a estrutura e conseqüentemente seu movimento. Já o segundo será responsável pela sustentação do conjunto de anilhas, permitindo que a carga seja aplicada ao sistema.

10.4. Estrutura da Carga

A estrutura da carga possui a função de suportar o peso exercido pelo conjunto de anilhas. Esta estrutura deve ser capaz de garantir que a carga aplicada fique posicionada no centro do sistema, garantindo a uniformidade da aplicação da mesma.

Esta estrutura possui sua fabricação oriunda da usinagem de uma chapa de aço AISI 1020 que terá a função de acoplar a estrutura da carga a estrutura do componente. Estas estruturas serão interligadas por barras roscadas de aço AISI 1020 usinadas, com a presença de um gancho na região central, permitindo o acoplamento ao conjunto de anilhas.

10.5. Estrutura do Equipamento

A estrutura do equipamento possui a função de suportar e acomodar todos os componentes da máquina de fadiga por flexão rotativa. Esta estrutura possui sua fabricação oriunda de um bloco de Aço AISI 1020, onde o mesmo sofrerá um processo de usinagem para se obter uma maior precisão nas dimensões e tolerâncias mais apertadas, permitindo a correta montagem com os demais componentes.

Outros itens presentes na estrutura do equipamento são os pinos de apoio e as placas de sustentação para os deslocamentos laterais. Os pinos de apoio são fabricados a partir da usinagem de uma barra de aço AISI 1020 e possuem a função de apoiar a estrutura do equipamento para que esta não sofra uma flexão maior do que o desejado no momento do ensaio. Já as placas de sustentação são fabricadas a partir do corte de placas de teflon, e possuem a função de evitar os deslocamentos laterais da estrutura do equipamento.

10.6. Acoplamento Flexível

O acoplamento flexível possui a função de amortecer as vibrações oriundas do funcionamento do equipamento, assim como absorver as deflexões causadas pelas variações do sistema.

Para este projeto, foi selecionado o acoplamento elástico de garra Acriflex. Estes acoplamentos são compostos por dois cubos simétricos de ferro fundido e um elemento elástico localizado entre eles, de borracha sintética de elevada resistência a abrasão. Esta configuração torna o acoplamento capaz de resistir a torções e flexões em todas as direções, absorvendo choques, vibrações desalinhamentos radiais, axiais e angulares, protegendo os equipamentos acoplados [9].

Este tipo de acoplamento permite o trabalho nas posições horizontais e verticais e podem ser utilizados em temperaturas de -20°C a 80°C .

Outro fator fundamental para a escolha deste tipo de acoplamento é a sua forma construtiva simples, permitindo que sua montagem seja rápida e fácil, sem a utilização de ferramentas especiais. Não necessitam de manutenção preventiva e nem de lubrificação, possuindo um baixo peso, o que gera um baixo momento de inercia [9]. Na figura 10.6.1 é mostrado o modelo de acoplamento flexível utilizado na elaboração do projeto.

A seleção do acoplamento flexível foi realizada a partir dos dados de projeto, ou seja, o torque máximo gerado pelo motor elétrico, a rotação máxima e o diâmetro do eixo.

Para o acoplamento selecionado os desalinhamentos permissíveis devido as deflexões variam de acordo com o tipo de esforço a ser executado. Os valores para os desalinhamentos axiais (X), radiais (Y) e angulares (δ) encontram se na tabela 4.

Desalinhamento		
Axial (X)	Radial (Y)	Angular (δ)
1,0	0,5	1,5

Tabela 4 - Valores dos desalinhamentos permissíveis do acoplamento.

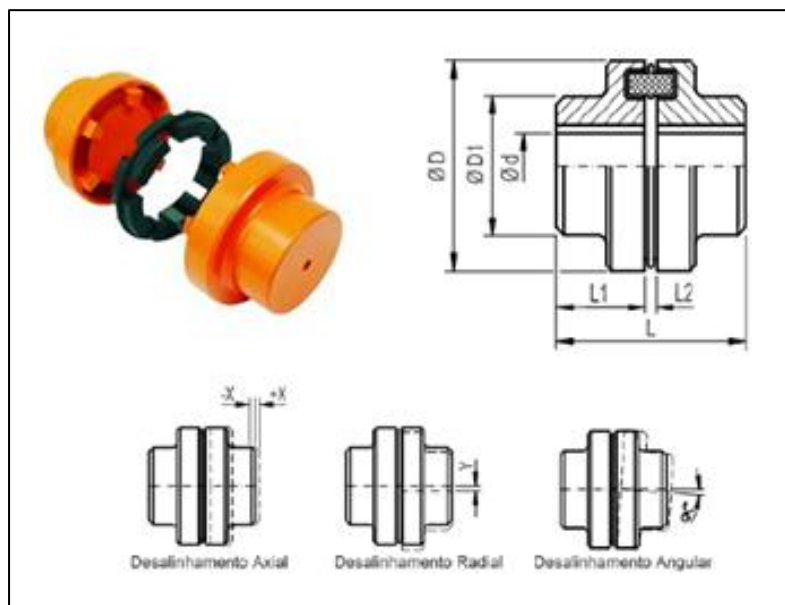


Figura 10.6.1 – Acoplamento flexível tipo garra. Referência [9].

10.7. Cone Morse

O cone morse possui a função de acoplar o corpo de prova ao eixo, permitindo que as amostras sejam submetidas aos ensaios requeridos.

Para o projeto da máquina de fadiga por flexão rotativa, selecionou-se um cone morse capaz de suportar uma taxa de compressão, para que seja possível o acoplamento do corpo de prova de forma que não haja folga na montagem, o que causaria desvios nas medições dos ensaios. Este cone possui rasgos localizados a 120° , permitindo a compressão.

A montagem se dará por meio de uma porca cônica, previamente selecionada de acordo com as dimensões do cone morse. Como o motor selecionado para o equipamento gera uma rotação no sentido horário, as porcas serão montadas de forma que não haja folga durante a execução do ensaio. Desta forma, uma porca terá rosca direita e a outra rosca esquerda, de forma que o sentido de rotação do equipamento seja o mesmo sentido de aperto das porcas. A figura 10.7.1 ilustra o sentido de aperto das porcas.

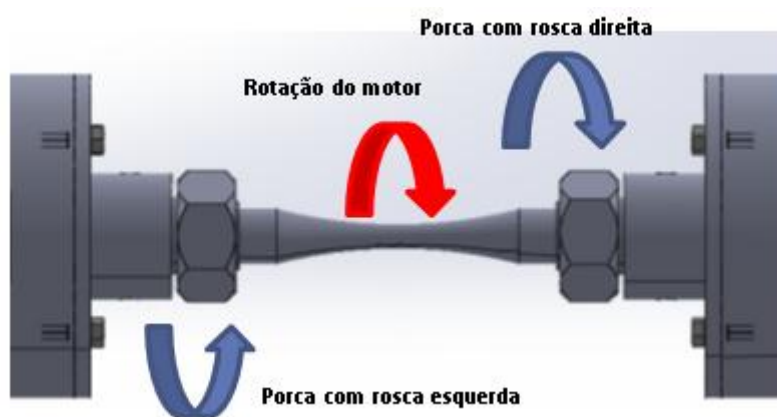


Figura 10.7.1 – Sentido de aperto das porcas.

A montagem do cone morse é realizada através da introdução de uma ferramenta no eixo do equipamento. O eixo presente na máquina ensaio é vazado de uma extremidade a outra, sendo que a extremidade livre é roscada, para que seja possível a entrada da ferramenta. Feito isso, o eixo deve ser travado, para que o mesmo não rotacione no durante a atividade. Este travamento é realizado pela fixação de um dispositivo nos furos existentes nos eixos. Com a porca cônica retirada e o eixo devidamente travado, utilizasse a ferramenta para empurrar o cone morse, de forma que o mesmo seja desacoplado do eixo. A figura 10.7.2 ilustra a forma com a qual o cone morse é montado.



Figura 10.7.2 – Esquema de montagem do cone morse.

10.8. Corpo de Prova

Conforme dito anteriormente, o corpo de prova utilizado nos ensaios de fadiga variam de acordo com o objetivo do teste, do equipamento, da capacidade do equipamento e da forma na qual o material está disponível.

Para a máquina de fadiga por flexão rotativa, foi selecionado um corpo de prova cilíndrico com seção de teste de perfil reto de forma que fosse garantida uma tensão de $\sigma = 800$ MPa. A partir deste dado, foi calculado o diâmetro mínimo do corpo de prova para a tensão aplicada. Este cálculo pode ser verificado no Apêndice A.

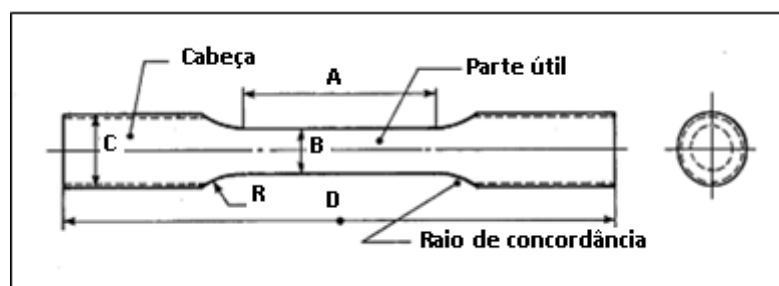


Figura 10.8.1 – Corpo de prova cilíndrico. Referência [1].

11. Conclusão

O projeto teve como objetivo, a composição de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa capaz de executar a avaliação do limite de resistência de diferentes materiais respeitando os critérios definidos inicialmente como o número de rotações, a tensão máxima suportada pelo equipamento e a carga máxima aplicada ao sistema.

Devido as seleções realizadas durante o projeto, onde foram consideradas todas as variáveis atuantes no sistema, sua funcionalidade foi limitada a uma carga máxima de 100 N, sendo considerada uma tensão de 800 MPa atuante no corpo de prova. As seleções foram realizadas baseadas em itens catalogados, com o objetivo de facilitar a obtenção dos mesmos tanto para a montagem, quanto para a troca, quando necessário.

O conhecimento das diversas disciplinas adquirido durante o curso de engenharia mecânica foi essencial para o início e conclusão do trabalho. Dessa maneira, disciplinas das áreas de projeto de máquinas, fabricação mecânica e materiais foram constantemente aplicadas no dimensionamento dos componentes mecânicos presentes no projeto.

As maiores dificuldades encontradas foram as decisões que tiveram que ser tomadas durante a elaboração do projeto como a seleção dos componentes, assim como seus métodos de fabricação e o desenho final da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa.

12.Referências

- [1] SHIGLEY, Joseph E., *Projeto de Engenharia Mecânica* / Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar, 7ª ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.
- [2] CALLISTER JUNIOR, W. D., *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*. 5ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2002.
- [3] PROVENZA, F., *Projetista de Máquinas*. 71 ed. São Paulo, F. Provenza, 1996.
- [4] PROVENZA, F., *Desenhista de Máquinas*. 1989 ed. São Paulo, F. Provenza, 1989.
- [5] DE OLIVEIRA, F. FERREIRA, J.L., ARAÚJO, J. A., *Identificação das Condições de Falha por Fadiga em Materiais Usados na Fabricação de Pás de Turbinas Hidráulicas – Determinação da Resistência à Fadiga do Aço ASTM A743 – CA6NM*, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2004.
- [6] MARQUES SILVA, Fabrício C., AREVALOS M., Rodrigo, *Modernização da Máquina de Fadiga por Flexão Rotativa do Laboratório de Ensaios de Materiais*. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2011.
- [7] FILHO, Flávio de Marco, Notas de Aula, UFRJ, 2010.
- [8] Catálogo SKF, Catálogo Geral de Rolamentos SKF, ed 2003.
- [9] Catálogo Acriflex, Catálogo de Acoplamentos Flexíveis Acriflex, ed. 2012.
- [10] Catálogo Seco, Catálogo de Cones e Mandris Seco, ed. 2012.
- [11] Projeto de Elementos de Máquinas, Ebah. Disponível em:
<file:///C:/Users/win%207/Desktop/Projeto%20Final/Projeto%20Final%20-%20Escrito/Fadiga%20-%20Apostila%20sobre%20fadiga%20de%20material.htm>.
Acesso em: 15/07/2013.
- [12] NORTON, Robert L., *Projetos de Máquinas*, 2ª ed., Porto Alegre, Bookman, 2004.

- [13] MEYERS, M. A., Chawla, K.K., *Mechanical behavior of Materials*, 1ª ed., Prentice Hall, 1998.
- [14] Catálogo MTS, Catálogo de Máquinas de Ensaio, ed. 2013.
- [15] UDOMPHOL, T., *Mechanical Metallurgy Laboratory – Fatigue Testing*, ed. 2012.
- [16] Catálogo WEG, Catálogo de Motores Elétricos. Disponível em:
<http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Motores-Eletricos/Industriais/W21-Aluminio-Multimontagem>. Acesso em 10/06/2013.
- [17] Catálogo Rubber, Catálogo de Anilhas. Disponível em:
http://www.newfitness.com.br/catalogo_xtreme.pdf. Acesso em 15/07/2013.

13. Apêndice A

Memória de Cálculo

Dimensionamento do eixo:

Dados de entrada:

Potência gerada pelo motor: $Pot = 1 \text{ hp} = 0,75 \text{ kw}$

Frequência gerada pelo motor: $f = 60 \text{ hz}$

Rotação: $\omega = 3420 \text{ rpm}$

Lubrificante: Óleo SAE 30

Carga aplicada na pior situação: $P = 10 \text{ kg}$

Temperatura de operação: $T_{op} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de rolamento: $T_{rol} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de ciclos na pior situação: $n = 10^6 \text{ ciclos/h}$

Voltagem: $v = 380 \text{ a } 660 \text{ V}$

Conjugado de partida: 330%

Determinação do torque aplicado:

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T = \frac{0,75}{3420 \left(\frac{2\pi}{60}\right)}$$

$$T = 2,71 \times 10^{-3} Nm$$

$$T = 2,1 Nmm$$

Determinação do torque de partida:

$$T_{part} = 3,3T_{nom}$$

$$T_{part} = 3,3 \times (2,1)$$

$$T_{part} = 6,93 Nmm$$

Determinação do momento aplicado ao sistema:

$$M = FL_1$$

$$\text{Tomando: } \begin{cases} L_1 = 200 mm \\ F = 100 N \end{cases}$$

$$M = 100 \times (200)$$

$$M = 20000 Nmm$$

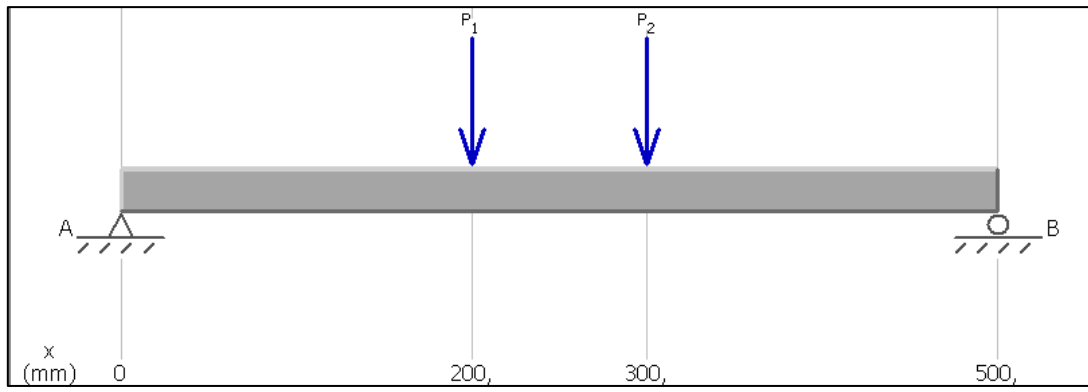


Figura A.1 – Diagrama de esforços.

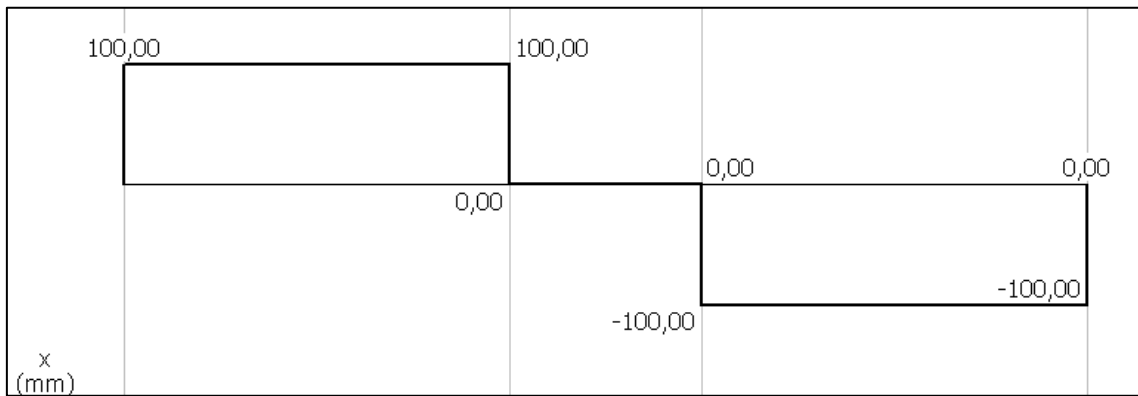


Figura A.2 – Diagrama de tensões cisalhantes.

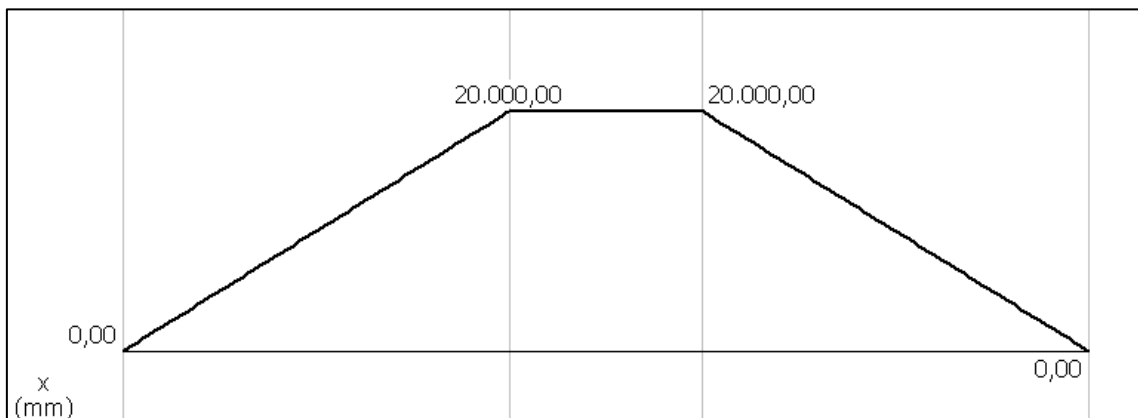


Figura A.3 – Diagrama de momentos.

Exame da seção mais solicitada:

$$\text{Temos que: } \sigma_{adm} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{adm} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS}$$

Tomando: $FS = 4$

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32(20000)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{2,04 \times 10^5}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T_{part}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(6,93)}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{35,3}{d^3}$$

Seleção do material:

Para o eixo utilizado no projeto, selecionou-se o material Aço AISI 1045 laminado. As propriedades deste material são as seguintes:

$$\begin{cases} \sigma_R = 67(9,81) = 657 \text{ MPa} \\ \sigma_e = 41(9,81) = 402 \text{ MPa} \end{cases}$$

Logo, temos:

$$\frac{\sigma_R}{FS} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$d^3 \geq \frac{\sqrt{(2,01 \times 10^5)^2 + 3(35,3)^2}}{\frac{402}{4}}$$

$$d \geq 12,66 \text{ mm}$$

Cálculo da fadiga do material:

$$\text{Temos que: } \sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + \sigma_{ya}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

Temos que:

$$\sigma_{xa} = \frac{\sigma_{xmáx} - \sigma_{xmin}}{2}$$

$$\sigma_{xm} = \frac{\sigma_{xmáx} + \sigma_{xmin}}{2}$$

$$\tau_{xya} = \frac{\tau_{xymáx} - \tau_{xymin}}{2}$$

$$\tau_{xym} = \frac{\tau_{xym\acute{a}x} + \tau_{xym\acute{i}n}}{2}$$

Temos que: $\sigma_{xm} = 0$ e $\tau_{xya} = 0$

Com isso, temos:

$$\sigma_a = \frac{2,04 \times 10^5}{d^3}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \times \frac{35,3}{d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{61,14}{d^3}$$

Com as informações obtidas, podemos definir o limite de resist\encia \a fadiga. Este \e calculado da seguinte forma:

$$\sigma_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma'_n$$

- Fator de superf\icie (k_a): Usinado

$$k_a = 0,8$$

- Fator de tamanho (k_b):

$$k_b = 0,85$$

- Fator de confiabilidade (k_c): Confiabilidade de 90%

$$k_c = 0,9$$

- Fator de temperatura (k_d):

$$k_d = 1$$

- Fator de concentração de tensões (k_e): Canto vivo

$$k_e = \frac{1}{1,6}$$

- Fator de modificação de efeitos variados (k_f)

$$k_f = 1$$

- Limite de resistência a fadiga do corpo de prova (σ'_n):

$$\sigma'_n = 0,5(657)$$

Logo, temos:

$$\sigma_n = 0,8 \times 0,85 \times 0,9 \times 1 \times 1 \times \frac{1}{1,6} \times 0,5 \times 657$$

$$\sigma_n = 126 \text{ MPa}$$

Pelo critério de Goodmam, temos:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{2,04 \times 10^5}{126d^3} + \frac{61,14}{657d^3} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{1619}{d^3} + \frac{0,093}{d^3} = \frac{1}{2}$$

$$d^3 \geq 3238$$

$$d \geq 14,8 \text{ mm}$$

Cálculo do diâmetro mínimo do corpo de prova:

O projeto em vigor visa garantir uma tensão de $\sigma = 800 \text{ MPa}$

Com isso, temos:

$$\sigma = \frac{32FL_1}{\pi d^3}$$

$$800 = \frac{32 \times 100 \times 200}{\pi d^3}$$

$$d = 6,4 \text{ mm}$$

Determinação e cálculo do rolamento do equipamento:

Número de revoluções:

$$N_{rev}^o = 10^6(3420)$$

$$N_{rev}^o = 3,42 \times 10^9 \text{ revoluções}$$

Escolha do rolamento:

Como o sistema é submetido apenas a esforços radiais, os rolamentos utilizados serão de esferas. O fabricante escolhido é a SKF.

1ª Tentativa:

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$D = 68 \text{ mm}$$

$$C = 14000$$

$$C_0 = 9800$$

Cálculo da vida ajustada:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Temos que:

Confiabilidade: 90%

Logo: $a_1 = 1$

$a_2 = 1$

Temos que:

Diâmetro médio:

$$d_m = \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = \frac{45 + 68}{2}$$

$$d_m = 56,5 \text{ mm}$$

Determinação de a_3 :

Do gráfico abaixo temos:

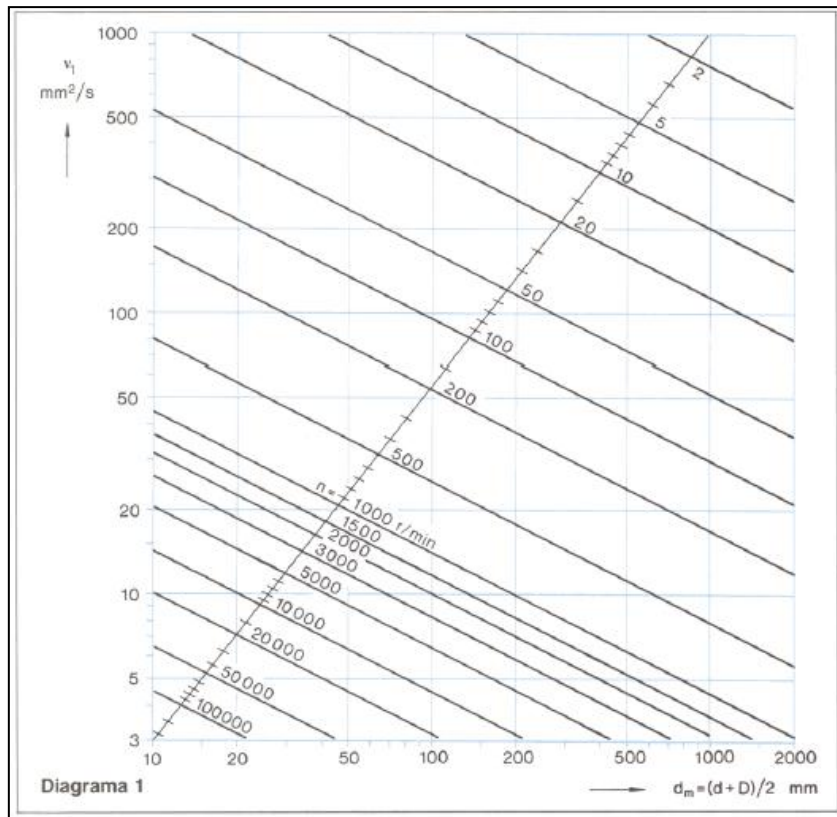


Figura A.4 – Gráfico da viscosidade. Referência [8].

$$\vartheta_1 = 12 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo gráfico 12.13 de [1], temos:

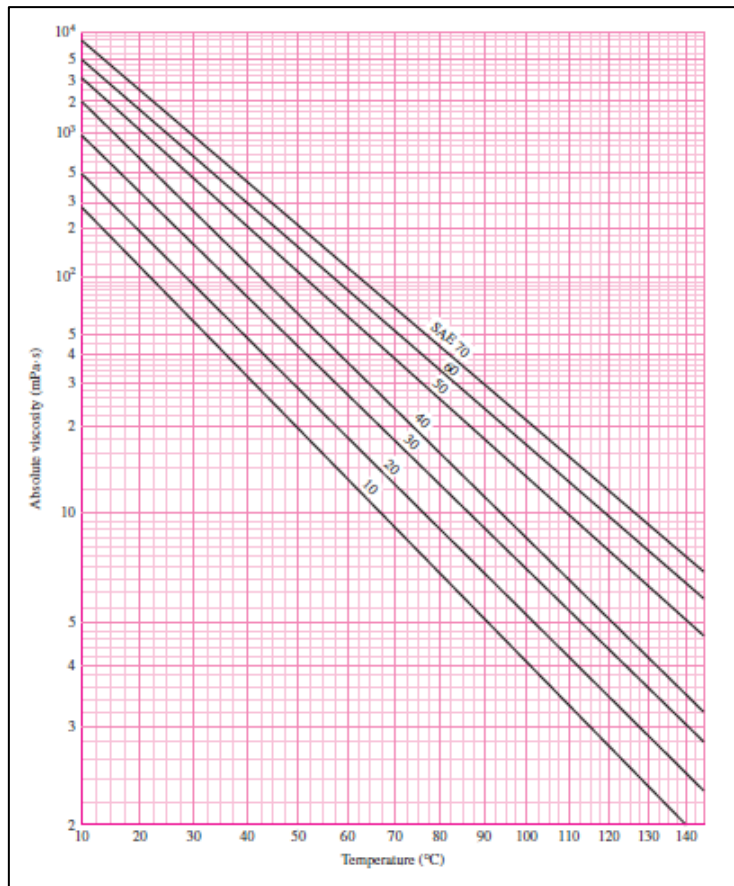


Figura A.5 – Diagrama Viscosidade x Temperatura. Referência [1].

Viscosidade absoluta = 12 mPas

Temos que:

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\vartheta = \frac{0,012}{870}$$

$$\vartheta = 14 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\vartheta = 14 \frac{mm^2}{s}$$

Pelo Diagrama 3, temos:

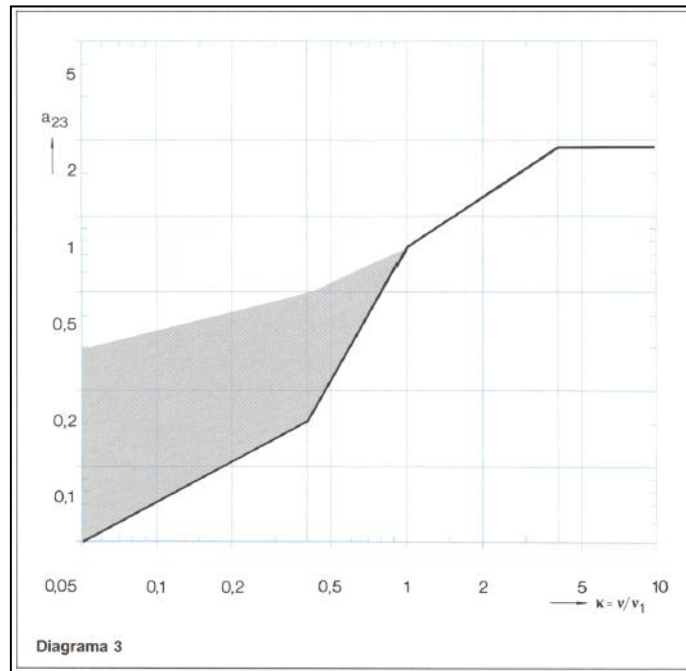


Figura A.6 – Gráfico do fator de ajuste de vida. Referência [8].

$$K = \frac{\vartheta}{\vartheta_1}$$

$$K = \frac{14}{12}$$

$$K = 1,17$$

Temos que: $a_3 = a_{23} \cong 1$

Logo, podemos definir que:

$$L_{10} = 1 \times 1 \times 1 \left(\frac{14000}{100} \right)^3$$

$$L_{10} = 2744 \times 10^9 \text{ revoluções}$$

14.Anexo A

Rolamento SKF 61909. Referência [8].

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
45	68	12	14	10,8	20000	13000	61909

The image contains two technical drawings of the SKF 61909 bearing. The left drawing shows the bearing with dimensions: B 12, D 68, d 45, d₁ 52,4, f_{1,2min} 0,6, and D₂. The right drawing shows the bearing with dimensions: D_{amax} 64,8, d_{amin} 48,2, and f_{amax} 0,6. Below the drawings, the calculation factors are listed: k_r 0,02 and f₀ 16.

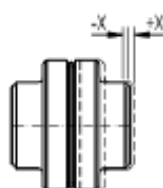
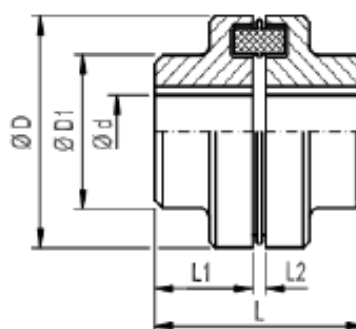
Calculation factors
 k_r 0,02
 f_0 16

Acoplamento flexível Acriflex. Referência [9].

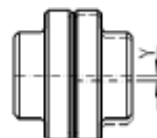


▶ CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

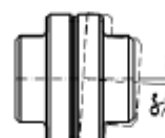
- Os acoplamentos ACRIFLEX AG são compostos por dois cubos simétricos de ferro fundido cinzento, e um elemento elástico alojado entre eles, de borracha sintética de elevada resistência a abrasão.
- Esta configuração torna apto ao acoplamento ACRIFLEX AG ser torcionalmente elástico e flexível em todas as direções, absorvendo vibrações, choques, desalinhamentos radiais, axiais e angulares; protegendo desta forma os equipamentos acoplados.
- Estes acoplamentos permitem trabalho em posição horizontal e vertical, desde que corretamente fixados, e aceitam reversões de movimentos. Podem ser usados em temperaturas de -20 a 80C° .
- Em função de sua forma construtiva simples, dispensam cuidados e ferramentas especiais para sua montagem, tornando este trabalho rápido e fácil.
- Não necessitam manutenção preventiva e nem lubrificação.
- São compactos, possuem baixo peso, e conseqüentemente um baixo momento de inércia.



Desalinhamento Axial



Desalinhamento Radial



Desalinhamento Angular

Tabela 1 Características técnicas dos Acoplamentos ACRIFLEX AG:

CÓDIGO	DESCRIÇÃO	D	D1	Ød máx	L	L1	L2	Torque Nm	rpm máx.	J Kg·m ²	Peso total	Desalinhamento		
												Axial ± x	Radial Y	Angular α°
10.1	AG 050	50	33	22	52,0	25	2,0 ± 0,5	41	9550	0,0002	0,45	0,5	0,5	1,5
10.1	AG 067	67	46	30	62,5	30	2,5 ± 0,5	72	7100	0,0004	0,93	0,5	0,5	1,5
10.3	AG 082	82	53	38	83,0	40	3,0 ± 1,0	162	5820	0,0012	1,80	1,0	0,5	1,5
10.4	AG 097	97	68	45	103,0	50	3,0 ± 1,0	340	4920	0,0028	3,50	1,0	0,5	1,5
10.5	AG 112	112	79	50	123,5	60	3,5 ± 1,0	540	4260	0,0052	5,00	1,0	0,5	1,2
10.6	AG 128	128	90	60	143,5	70	3,5 ± 1,0	865	3730	0,0112	7,90	1,0	0,8	1,2
10.7	AG 148	148	107	70	163,5	80	3,5 ± 1,0	1350	3220	0,0190	12,30	1,0	0,8	1,2
10.8	AG 168	168	124	80	183,5	90	3,5 ± 1,5	2250	2840	0,0460	18,40	1,5	0,8	1,2
10.9	AG 194	194	140	90	203,5	100	3,5 ± 1,5	3800	2460	0,0950	26,30	1,5	0,7	1,2
10.90	AG 214	214	157	100	224,0	110	4,0 ± 2,0	5400	2230	0,1506	35,60	2,0	0,7	1,2
10.91	AG 240	240	179	120	244,0	120	4,0 ± 2,0	8640	1990	0,2506	46,80	2,0	0,7	1,2
10.92	AG 265	265	198	130	285,5	140	5,5 ± 2,5	13500	1800	0,4306	66,30	2,5	0,7	1,2
10.93	AG 295	295	214	140	308,0	150	8,0 ± 2,5	18000	1620	0,8856	85,20	2,5	0,8	1,2
10.94	AG 330	330	248	170	328,0	160	8,0 ± 2,5	23400	1480	1,2606	120,0	2,5	0,8	1,0

ACRIFLEX ACOPLEMENTOS FLEXÍVEIS

Rua Abramo Casagrande, 130 - CEP. 88803-510 - São Luiz - Criciúma - SC
Fone: 0**48 3438 0453 Fax: 0**48 3438 0453 - Home Page www.acriflex.com.br

Tabela 2: SELEÇÃO DE ACOPLAMENTOS ACRIFLEX AG

Motor Dv	Motor 860 rpm – 8 Pólos					Motor 1160 rpm – 6 Pólos				
	Fator de serviço Fc					Fator de serviço Fc				
	1,5	2	2,5	3	3,5	1,5	2	2,5	3	3,5
0,25	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,33	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,5	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,75	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
1	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067
1,5	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067
2	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082
3	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082	AG 067	AG 067	AG 082	AG 082	AG 082
4	AG 082	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097	AG 067	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082
5	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097	AG 097	AG 082	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097
6	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097	AG 097
7,5	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 112	AG 082	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097
10	AG 097	AG 097	AG 112	AG 112	AG 112	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 112
12,5	AG 112	AG 112	AG 112	AG 112	AG 128	AG 097	AG 097	AG 097	AG 112	AG 112
15	AG 112	AG 112	AG 112	AG 128	AG 128	AG 097	AG 097	AG 112	AG 112	AG 128
20	AG 112	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148	AG 097	AG 112	AG 112	AG 128	AG 128
25	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148	AG 112	AG 112	AG 128	AG 128	AG 148
30	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148	AG 168	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148
40	AG 128	AG 148	AG 168	AG 168	AG 168	AG 128	AG 148	AG 148	AG 148	AG 168
50	AG 148	AG 168	AG 168	AG 168	AG 194	AG 148	AG 148	AG 168	AG 168	AG 168
60	AG 148	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	AG 148	AG 148	AG 168	AG 168	AG 194
75	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	-	AG 148	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194
100	AG 168	AG 194	AG 194	-	-	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	-
125	AG 194	AG 194	-	-	-	AG 168	AG 194	AG 194	-	-
150	AG 194	-	-	-	-	AG 194	AG 194	-	-	-
175	-	-	-	-	-	AG 194	-	-	-	-
200	-	-	-	-	-	AG 194	-	-	-	-

Motor Dv	Motor 1750 rpm – 4 Pólos					Motor 3500 rpm – 2 Pólos				
	Fator de serviço Fc					Fator de serviço Fc				
	1,5	2	2,5	3	3,5	1,5	2	2,5	3	3,5
0,25	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,33	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,5	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
0,75	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
1	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
1,5	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
2	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050	AG 050
3	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067
4	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067
5	AG 067	AG 067	AG 082	AG 082	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067
6	AG 067	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082	AG 067	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082
7,5	AG 082	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097	AG 067	AG 067	AG 067	AG 082	AG 082
10	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097	AG 097	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082
12,5	AG 082	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 082	AG 082	AG 082	AG 082	AG 097
15	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 112	AG 082	AG 082	AG 082	AG 097	AG 097
20	AG 097	AG 097	AG 112	AG 112	AG 112	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097
25	AG 097	AG 112	AG 112	AG 112	AG 128	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097
30	AG 112	AG 112	AG 112	AG 128	AG 128	AG 097	AG 097	AG 097	AG 097	AG 112
40	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128
50	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128
60	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148	AG 168	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128
75	AG 128	AG 148	AG 148	AG 168	AG 168	AG 128	AG 128	AG 128	AG 128	AG 148
100	AG 148	AG 168	AG 168	AG 168	AG 194	AG 128	AG 128	AG 148	AG 148	AG 148
125	AG 168	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	AG 148	AG 148	AG 148	AG 148	AG 168
150	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	-	AG 148	AG 148	AG 148	AG 168	AG 168
175	AG 168	AG 194	AG 194	-	-	AG 148	AG 148	AG 168	AG 168	AG 194
200	AG 168	AG 194	AG 194	-	-	AG 148	AG 168	AG 168	AG 168	AG 194
250	AG 194	AG 194	-	-	-	AG 168	AG 168	AG 194	AG 194	AG 194

Obs.: Verificar na Tabela 1 o diâmetro máximo permitido pelo acoplamento selecionado.

ACRIFLEX Acoplamentos Flexíveis

 Rua Abramo Casagrande, 130 - CEP. 88803-510 - São Luiz - Criciúma - SC
 Fone: 0**48 3438 0453 Fax: 0**48 3438 0453 - Home Page www.acriflex.com.br

SELEÇÃO DE ACOPLAMENTOS ACRIFLEX AG

DADOS NECESSÁRIOS PARA SELECIONAR UM ACOPLAMENTO	
Máquina acionadora (Classe do acionamento)?	Dimensões dos eixos da máquina acionadora e acionada?
Máquina acionada (Fs)?	Número de horas de trabalho por dia (Ft)?
Potência necessária (Cv)?	Número de partidas por hora (Fp)?
Rotação de operação (rpm)?	Condições ambientais?

MÉTODO DE SELEÇÃO 1

1 - Definir a classe da máquina acionadora na Tabela 3;

2 - Selecionar o fator de serviço Fa em função da classe da máquina acionadora e a máquina acionada na Tabela 4;

3 - Selecionar o fator de serviço Ft em função do número de horas que a máquina trabalha por dia na Tabela 5;

4 - Selecionar o fator de serviço Fp em função do número de partidas por hora que a máquina na Tabela 6;

5 - O fator de serviço Fc usado nos cálculos e nas tabelas de seleção é: $F_c = F_a \cdot F_t \cdot F_p$ (Se o valor de Fc for maior que 3,5, usar o método de seleção 2)

6 - Na Tabela 2 Seleção de acoplamento tipo ACRIFLEX AG, seleciona-se o tamanho do acoplamento na interseção da potência (Cv) com o fator de serviço (Fc).

7 - Na Tabela 2 os acoplamentos estão selecionados para uso em eixos de motores elétricos, para uso com outros tipos de motores, e para a parte movida deve-se observar que o diâmetro do eixo ØD, seja menor ou igual ao diâmetro máximo Ød admissível do acoplamento, ver Tabela 1.

MÉTODO DE SELEÇÃO 2

1. Para fatores de serviço Fc maiores que 3,5, e velocidades diferentes daquelas encontradas na tabela 2 devemos selecionar o tamanho do acoplamento de forma que o torque (kgfm) calculado pela fórmula abaixo seja menor ou igual ao torque kgfm da tabela 1.

$\text{Torque} = 716,2 \cdot \frac{N \cdot F_c}{n} \text{ (kgfm)}$	Onde: N = Potência (Cv) n = Rotação de trabalho do acoplamento (rpm) Fc = Fa . Ft . Fp Fator de serviço
--	---

2. Observar que a velocidade máxima (rpm) do acoplamento seja menor ou igual aos valores na tabela 1.

3. Os diâmetros ØD, dos eixos das partes motoras e movidas devem ser iguais ou menores que os valores de Ød max. dos acoplamentos, tabela 1.

Tabela 4: Fator de serviço (Fs)

TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACIONADA	CLASSE DO ACIONAMENTO		
		A	B	C
Leve	Alimentadores, Agiladores, Bombas centrífugas, Compressor de parafuso, Cortadoras de metais, Decantadores, Classificadores, Clarificadores, Dinamômetros, Geradores, Filtros de ar, Máquinas de engrenar, Ventiladores centrífugos,	1	1,5	2
Moderado	Agiladores, Betoneras, Bobinadeiras, Compressor de lâbulas, Correias transportadoras, Cozinhadores de cereais, Destobnadeiras, Eixos de transmissão, Elevadores de carga e canoas, Escadas rolantes, Esticadores, Filtros rotativos e de prensa, Fornos rotativos, Impressoras, Máquinas Ferramentas, Máquinas para madeira, Máquinas para massas, Máquinas Têxteis, Mesa de transferência, Misturadores, Secadores, Puxador de cerros, Ventiladores de minas,	1,5	2	2,5
Pesado	Aeradores, Bombas de poço profundo, Bomba para petróleo, Calendras, Cortadora de papel, Descascadores, Desfibradeiras, Desperneadeiras, Dragas, Elevadores de passageiros, Extrusoras, Fornos rotativos, Guinchos, Guindastes, Impressoras, Lavadoras, Moinos, Máquinas de lavanderia, Moendas, Portas Rolantes, Pressas, Secadores, Trefiladores, Torres de resfriamento, Transportadores,	2	2,5	3
Muito pesado Alta inércia Inversão de rotação	Basculadores de vagões, Britadores, Bombas alternativas ou recíprocas, Compressores alternativos ou recíprocos, Geradores para solda, Laminadoras, Máquina de fabricação de pneus, Misturadores de borracha, Peneira vibradora, Triburadores,	2,5	3	3,5

ACRIFLEX Acoplamentos Flexíveis

Rua Abramo Casagrande, 130 - CEP. 88803-510 – São Luiz – Criciúma – SC
 Fone: 0**48 3438 0453 Fax: 0**48 3438 0453 – Home Page www.acriflex.com.br

SELEÇÃO DE ACOPLAMENTOS ACRIFLEX AG

Tabela 5: Fator de serviço Ft

Nº de horas de trabalho / dia	
< 2	0,9
3 - 12	1
13 - 16	1,1
17 - 24	1,2

Tabela 6: Fator de serviço Fp

Nº de partidas por hora	
< 5	1,0
5 - 20	1,2
20 - 40	1,3

Exemplo de Seleção de Acoplamento Elástico ACRIFLEX AG

▶ Para selecionar um acoplamento para um ventilador centrífugo acionado por motor elétrico de 7,5 Cv, 1750 rpm, que opera 18 horas por dia, e possui 16 partidas por hora, temos que seguir os seguintes passos:

- 1º Definir a classe da máquina acionadora, na **tabela 3**.
- 2º Localizar o tipo de carga da máquina acionada, na **tabela 4**, neste caso ventilador centrífugo, é carga leve, localizada na primeira linha. Na parte superior desta tabela localizamos a classe da máquina acionadora, que é um motor elétrico, primeira coluna. Na interseção destas duas linhas achamos o fator de serviço $F_s = 1$.
- 3º Localizar o fator de serviço F_t em função do número de horas de trabalho por dia, ver **tabela 5**, neste caso como são 18 h/dia $F_t = 1,2$.
- 4º Localizar o fator de serviço F_p em função do número de partidas por hora, ver **tabela 6**, neste caso são 16 partidas por hora então $F_p = 1,2$.
- 5º O fator de serviço $F_c = F_s \cdot F_t \cdot F_p$; substituindo os valores tem-se $F_c = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2$; então $F_c = 1,44$ para efeito de cálculo adotamos $F_c = 1,5$.
- 6º Agora para selecionar-mos um acoplamento ACRIFLEX AG, vamos até a **tabela 2**, escolhemos o quadro que indica 1750 rpm, pois esta é a velocidade do motor. Com o fator de serviço $F_c = 1,5$, segunda coluna deste quadro, e com a potência do motor 7,5 Cv, décima segunda linha, teremos uma interseção que indica AG 082. Este é o acoplamento indicado neste caso, para conhecer as dimensões deste acoplamento ver **tabela 1** nas características técnicas do acoplamento.

▶ Para selecionar um acoplamento para uma laminadora acionada por um motor de combustão 4 cilindros com 15 Cv e 1850 rpm, que opera 16 horas por dia, temos que seguir os seguintes passos:

- 1º Primeiro achamos os fatores de serviço da mesma forma que no exemplo anterior, neste caso da **tabela 4** para laminadora acionada por motor de combustão com 4 cilindros $F_s = 3$. Da **tabela 5** obtemos o fator de serviço para o número de horas de trabalho por dia, assim para 17 h/dia $F_t = 1,2$. Como o laminador parte menos que 5 vezes por hora localizamos $F_p = 1$ na **tabela 6**.
- 2º Com os valores dos fatores de serviço calculamos o fator de serviço $F_c = F_s \cdot F_t \cdot F_p$; adotando os valores achados $F_c = 3,0 \cdot 1,2 \cdot 1$; então $F_c = 3,6$.
- 3º Como podemos observar o fator de serviço $F_c = 3,6$ não é tabelado, além disto, o valor de velocidade 1850 rpm também não é tabelado, assim sendo devemos usar o método de seleção 2.
- 4º Este método consiste em calcular o torque com a seguinte fórmula:

Neste caso: N é a potência do motor, 15 Cv; e n é a rotação do motor 1850 rpm.

Obs: Nesta fórmula N deve ser sempre em Cv, e n em rpm.

$$\text{Torque} = 716,2 \cdot \frac{N \cdot F_c}{n} \quad (\text{kgfm})$$

Substituindo os valores:

$$\text{Torque} = 716,2 \cdot \frac{15 \cdot 3,6}{1850} \quad ; \quad \text{Então Torque} = 20,9 \text{ kgfm}$$

- 5º Com o valor de torque devemos ir para a **tabela 1** caso desejamos escolher um acoplamento do tipo ACRIFLEX AG. Na coluna que indica o Torque escolhemos um valor imediatamente superior ao valor calculado, que é 20,9 kgf-m. Na tabela o valor que atende esta solicitação é 30 kgf-m, que é o valor que o acoplamento AG 112 suporta; portanto o acoplamento selecionado é: AG 112.

Obs.: Sempre deve ser observado se os diâmetros dos eixos onde o acoplamento será montado é compatível com o diâmetro máximo que o mesmo comporta, onde se lê Ød máx. na **tabela 1**. Também deve ser observada a máxima rotação admissível para o acoplamento. Na seleção de um acoplamento deve-se sempre usar $F_c \geq 1,5$.

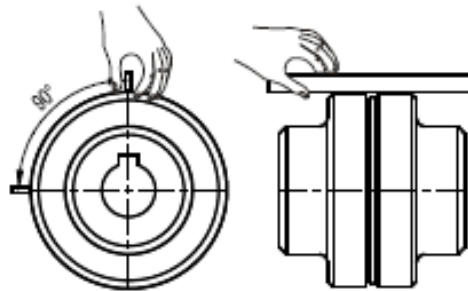
ACRIFLEX Acoplamentos Flexíveis

Rua Abramo Casagrande, 130 - CEP. 88803-510 - São Luiz - Criciúma - SC
Fone: 0**48 3438 0453 Fax: 0**48 3438 0453 - Home Page www.acriflex.com.br

MONTAGEM DO ACOPLAMENTO ELÁSTICO ACRIFLEX AG

1. Verificar se os eixos e os cubos dos acoplamentos estão limpos e sem rebarbas;
2. Montar os dois cubos nos eixos a serem acoplados e fixa-los axialmente;
3. Montar o elemento elástico em um dos cubos;
4. Acoplar as máquinas;
5. Alinhar as máquinas com o auxílio de uma régua, este procedimento deve ser realizado em duas posições a 90° uma da outra, conforme figura abaixo.

Atenção: devem ser respeitados os valores de desalinhamentos máximos admissíveis que são encontrados na tabela 1. O correto alinhamento aumenta a vida útil do elemento elástico e evita esforços sobre os mancais das máquinas acopladas.



▶ TROCA DO ELEMENTO ELÁSTICO

1. Deslocar axialmente uma das máquinas acopladas;
2. Substituir o elemento elástico;
3. Acoplar as máquinas observando os mesmos procedimentos de montagem, principalmente respeitando os valores de desalinhamentos máximos admissíveis.

Cone morse Seco. Referência [10].

EPB - Equipamentos adicionais

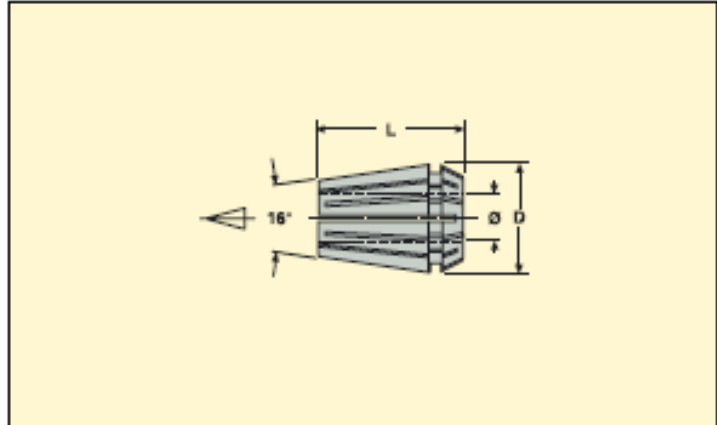


Pinças ER standard, tipo 5880

DIN 6499



- Batimento máximo 35 µm a 3rd.
- Limite de fixação -0,5 ou -1 mm.
- Consulte também as pinças de precisão ER, tipo 5880HP, depois das páginas do tipo 5880.



Para mandril		Código	Dimensões em mm			
Capacidade \varnothing mm	Tamanho		Limite de fixação	Furo da pinça	D	L
0,5-5	ER 08	5880 08 01	-0,5	1	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 015	-0,5	1,5	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 02	-0,5	2	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 025	-0,5	2,5	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 03	-0,5	3	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 035	-0,5	3,5	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 04	-0,5	4	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 045	-0,5	4,5	8,5	13,5
	ER 08	5880 08 05	-0,5	5	8,5	13,5
	0,5-7	ER 11	5880 11 01	-0,5	1	11,5
ER 11		5880 11 015	-0,5	1,5	11,5	11
ER 11		5880 11 02	-0,5	2	11,5	11
ER 11		5880 11 025	-0,5	2,5	11,5	11
ER 11		5880 11 03	-0,5	3	11,5	11
ER 11		5880 11 035	-0,5	3,5	11,5	11
ER 11		5880 11 04	-0,5	4	11,5	11
ER 11		5880 11 045	-0,5	4,5	11,5	11
ER 11		5880 11 05	-0,5	5	11,5	11
ER 11		5880 11 055	-0,5	5,5	11,5	11
ER 11		5880 11 06	-0,5	6	11,5	11
ER 11		5880 11 065	-0,5	6,5	11,5	11
ER 11		5880 11 07	-0,5	7	11,5	11
0,5-10	ER 16	5880 16 01	-0,5	1	17	27
	ER 16	5880 16 02	-1	2	17	27
	ER 16	5880 16 03	-1	3	17	27
	ER 16	5880 16 04	-1	4	17	27
	ER 16	5880 16 05	-1	5	17	27
	ER 16	5880 16 06	-1	6	17	27
	ER 16	5880 16 07	-1	7	17	27
	ER 16	5880 16 08	-1	8	17	27
	ER 16	5880 16 09	-1	9	17	27
	ER 16	5880 16 10	-1	10	17	27

EPB - Equipamentos adicionais



Pinças ER standard, tipo 5880

DIN 6499

Para mandril		Código	Dimensões em mm				
Capacidade \varnothing mm	Tamanho		Limite de fixação	Furo da pinça	D	L	
1-16	ER 25	5880 25 02	-1	2	26	34	
	ER 25	5880 25 03	-1	3	26	34	
	ER 25	5880 25 04	-1	4	26	34	
	ER 25	5880 25 05	-1	5	26	34	
	ER 25	5880 25 06	-1	6	26	34	
	ER 25	5880 25 07	-1	7	26	34	
	ER 25	5880 25 08	-1	8	26	34	
	ER 25	5880 25 09	-1	9	26	34	
	ER 25	5880 25 10	-1	10	26	34	
	ER 25	5880 25 11	-1	11	26	34	
	ER 25	5880 25 12	-1	12	26	34	
	ER 25	5880 25 13	-1	13	26	34	
	ER 25	5880 25 14	-1	14	26	34	
	ER 25	5880 25 15	-1	15	26	34	
	ER 25	5880 25 16	-1	16	26	34	
	2-20	ER 32	5880 32 03	-1	3	33	40
ER 32		5880 32 04	-1	4	33	40	
ER 32		5880 32 05	-1	5	33	40	
ER 32		5880 32 06	-1	6	33	40	
ER 32		5880 32 07	-1	7	33	40	
ER 32		5880 32 08	-1	8	33	40	
ER 32		5880 32 09	-1	9	33	40	
ER 32		5880 32 10	-1	10	33	40	
ER 32		5880 32 11	-1	11	33	40	
ER 32		5880 32 12	-1	12	33	40	
ER 32		5880 32 13	-1	13	33	40	
ER 32		5880 32 14	-1	14	33	40	
ER 32		5880 32 15	-1	15	33	40	
ER 32		5880 32 16	-1	16	33	40	
ER 32		5880 32 17	-1	17	33	40	
ER 32		5880 32 18	-1	18	33	40	
ER 32	5880 32 19	-1	19	33	40		
ER 32	5880 32 20	-1	20	33	40		
3-26	ER 40	5880 40 04	-1	4	41	46	
	ER 40	5880 40 05	-1	5	41	46	
	ER 40	5880 40 06	-1	6	41	46	
	ER 40	5880 40 07	-1	7	41	46	
	ER 40	5880 40 08	-1	8	41	46	
	ER 40	5880 40 09	-1	9	41	46	
	ER 40	5880 40 10	-1	10	41	46	
	ER 40	5880 40 11	-1	11	41	46	
	ER 40	5880 40 12	-1	12	41	46	
	ER 40	5880 40 13	-1	13	41	46	
	ER 40	5880 40 14	-1	14	41	46	
	ER 40	5880 40 15	-1	15	41	46	
	ER 40	5880 40 16	-1	16	41	46	
	ER 40	5880 40 17	-1	17	41	46	
	ER 40	5880 40 18	-1	18	41	46	
	ER 40	5880 40 19	-1	19	41	46	
	ER 40	5880 40 20	-1	20	41	46	
	ER 40	5880 40 21	-1	21	41	46	
	ER 40	5880 40 22	-1	22	41	46	
	ER 40	5880 40 23	-1	23	41	46	
	ER 40	5880 40 24	-1	24	41	46	
	ER 40	5880 40 25	-1	25	41	46	
	ER 40	5880 40 26	-1	26	41	46	

Verifique a disponibilidade no programa de vendas.

Motor Weg. Referência [16].



W21 Alumínio - Multimontagem

Motor em carcaça de alumínio, assíncrono de indução trifásico e grau de proteção IP55. Baixo custo e alta tecnologia. Versatilidade, agilidade na instalação, facilidade na operação e baixo custo com manutenção.

Aplicações

Os motores carcaça de alumínio WEG com pés removíveis foram desenvolvidos para atender aplicações como: bombas, centrais de ar condicionado, ventiladores, talhas, compressores, transportadores contínuos, máquinas operatrizes, bobinadeiras, trefiladeiras, centrífugas, prensas, guindastes, pontes rolantes, elevadores, teares, trituradores, picadores de madeira, injetoras, extrusoras, embaladeiras e outras necessidades do mercado pois têm a flexibilidade de permitir todas as posições de montagens. O sistema de montagem dos pés oferece grande flexibilidade e facilidade na mudança da configuração sem necessidade de usinagem ou modificações adicionais. A caixa de ligação pode ser rotacionada de 90 em 90 graus, permitindo a conexão dos cabos do motor em qualquer lado. Além disso, esses motores são totalmente intercambiáveis com os motores de ferro fundido. Os motores em carcaça de alumínio estão disponíveis nos tamanhos 63 a 132M.

Características

- Rendimento Plus – em conformidade com a nova lei de eficiência energética, em vigor desde janeiro de 2010;;
- Potência: 0,16 a 15 cv;
- Pólos: 2, 4, 6 e 8;
- Carcaças: 63 a 132M;
- Tensão: 220/380V;
- Frequência: 60 Hz;
- Fator de Serviço: 1.15;
- Grau de Proteção: IP55;
- Forma Construtiva: B3D;
- De acordo com a Norma ABNT / IEC.

Opcionais

- 2ª ponta de eixo;
- Flange C ou FF;
- Chapéu para aplicações Verticais;
- Pintura especial;
- Resistência de aquecimento;
- Proteção térmica termistores, termostatos ou termorresistências (PT-100);
- Caixa de ligação adicional para acessórios;
- Isolamento classe "H";
- Outras opcionais sob consulta.

Anilhas. Referência [17].

LINEA
XRUBBER
max

A Linha Xtreme Rubber Max fabricada com borracha de alta qualidade e padrão internacional possui design exclusivo em anilhas, dumbbells e barras montadas.

Dumbbell Rubber Max
Pesos Disponíveis
10 kg a 50kg
de 2,5 em 2,5 kg



Anilhas Rubber Max furação olímpica
2,5 kg / 5kg / 10 kg / 20 kg



Barras Montadas Rubber Max
vendidas apenas em conjunto

Barra Retá



Barra W



Pesos Disponíveis 10 kg a 55kg
de 5 em 5kg

LINEA
XRUBBER

A Linha Xtreme Rubber é a nossa linha com melhor custo x benefício mantendo o mesmo padrão de qualidade internacional e fabricado com borracha de alta densidade.

o melhor
custo x benefício

Anilhas Rubber
furação olímpica e standart

Pesos Disponíveis
1,25 kg / 2,5 kg / 5kg / 10 kg / 20 kg



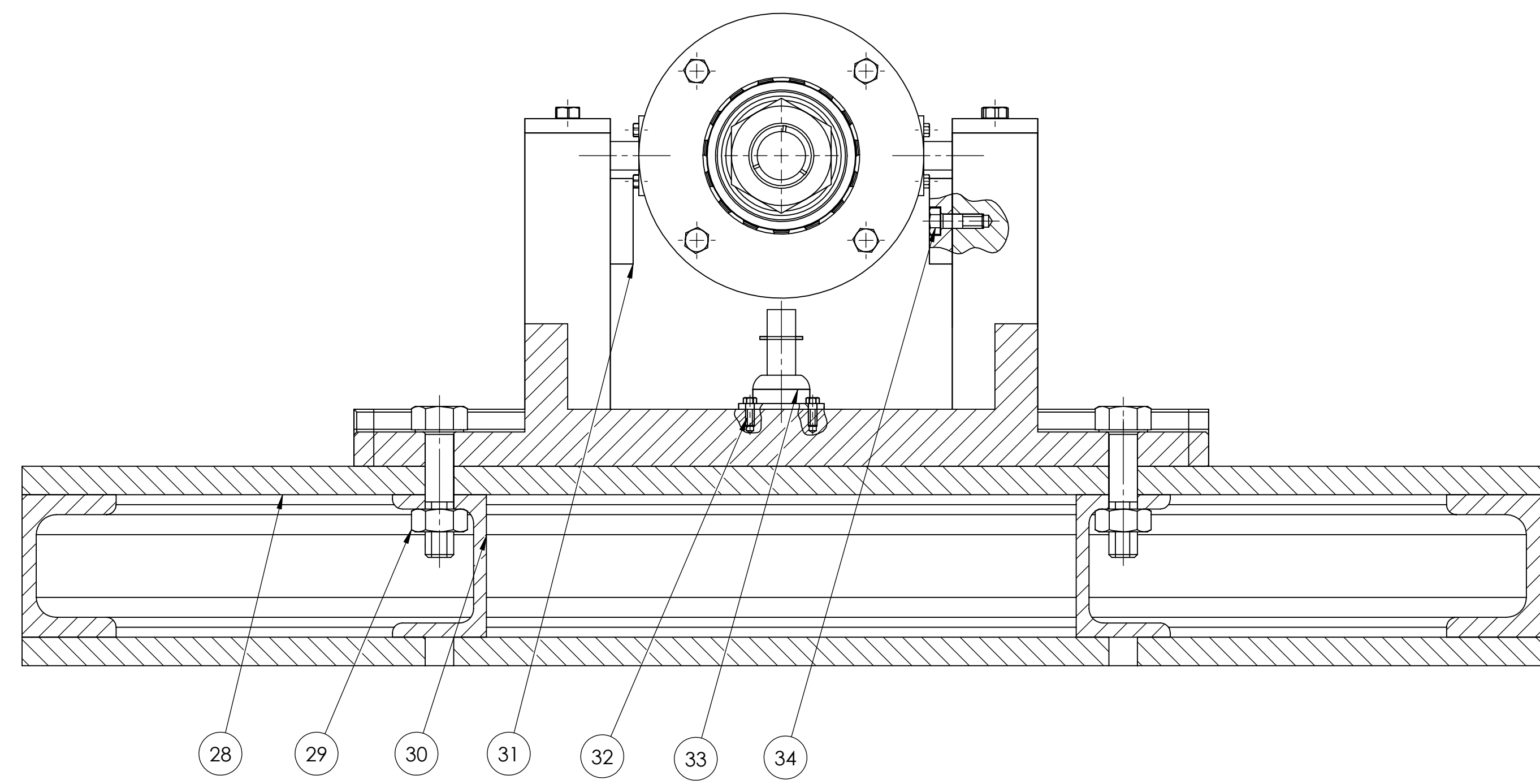
Conjunto Halteres e Dumbbells Rubber Hexagonal

Halteres de 1kg a 10kg
de 1 em 1kg

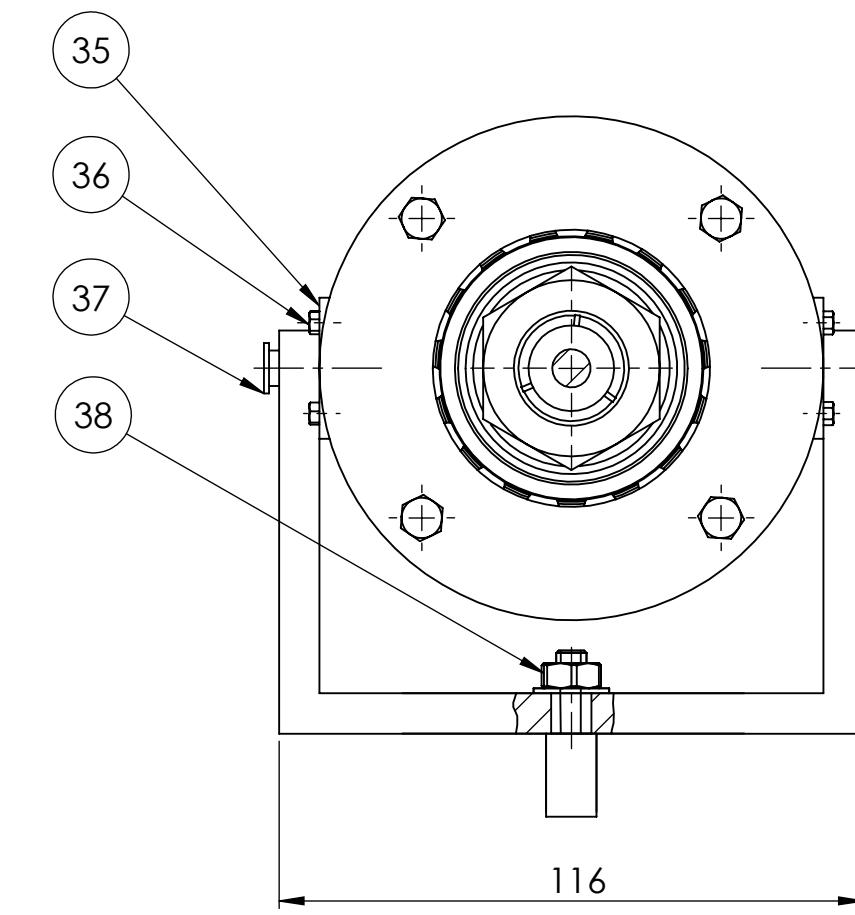
Dumbbells de 10kg a 32,5kg
de 2,5 em 2,5kg



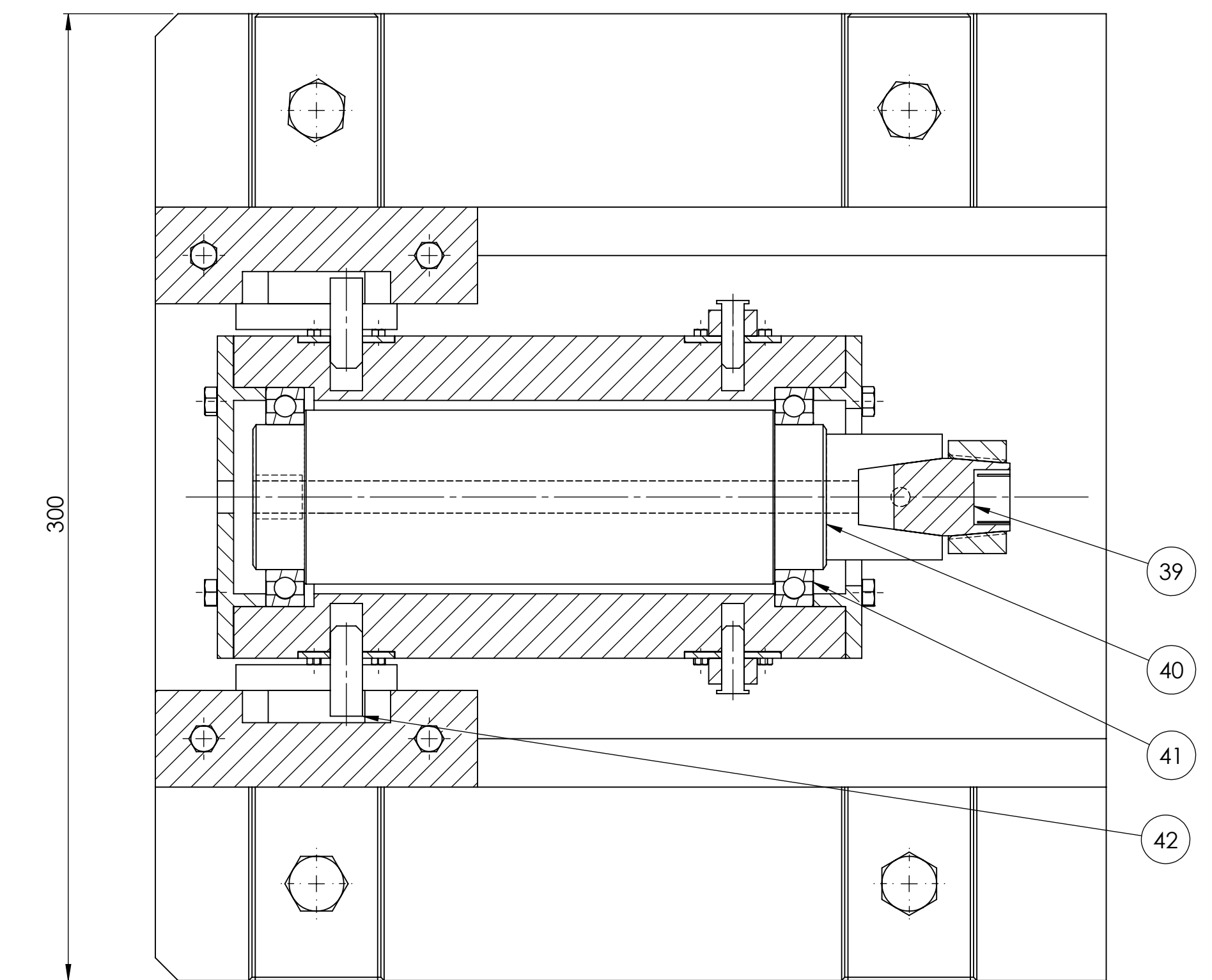
15.Anexo B



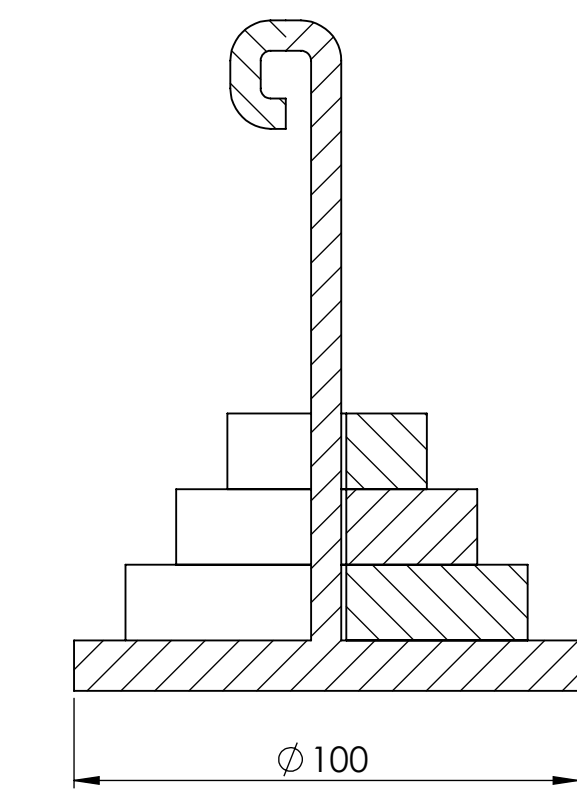
SEÇÃO A-A



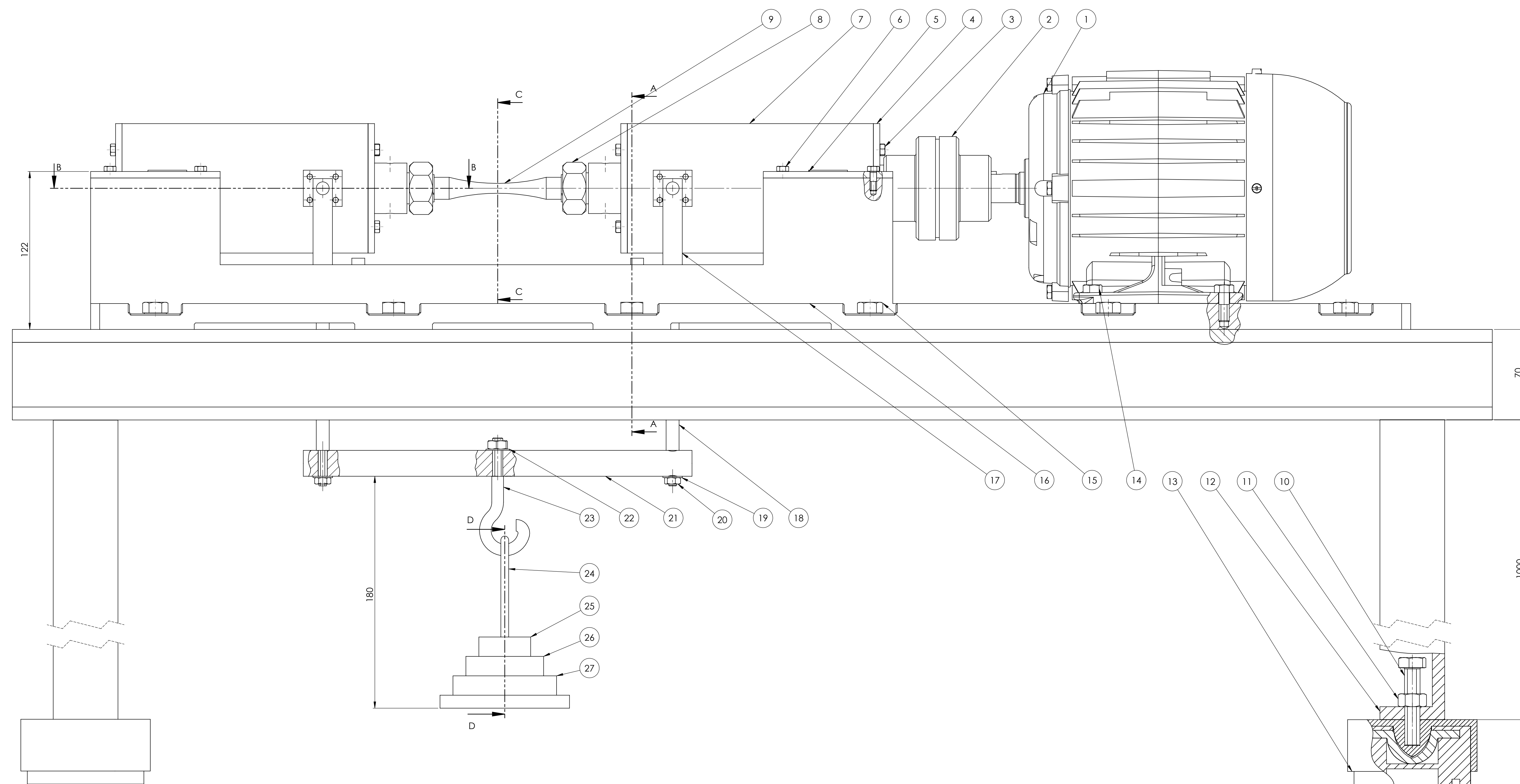
SEÇÃO C-C



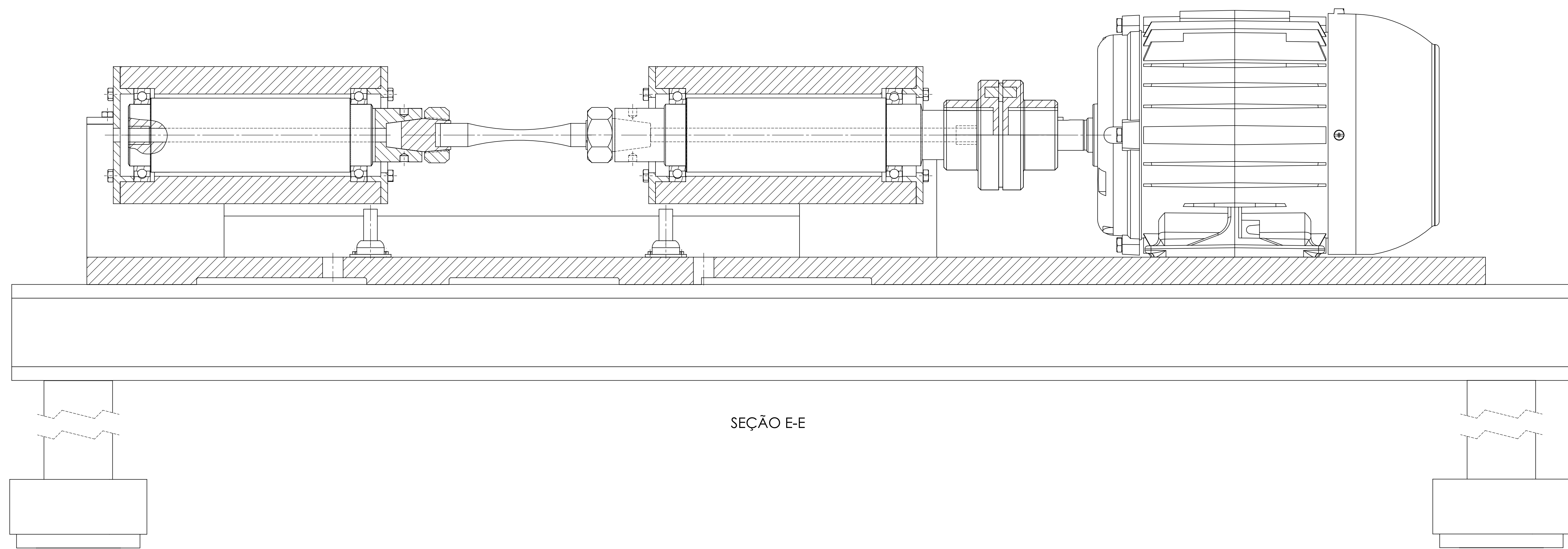
SEÇÃO B-B



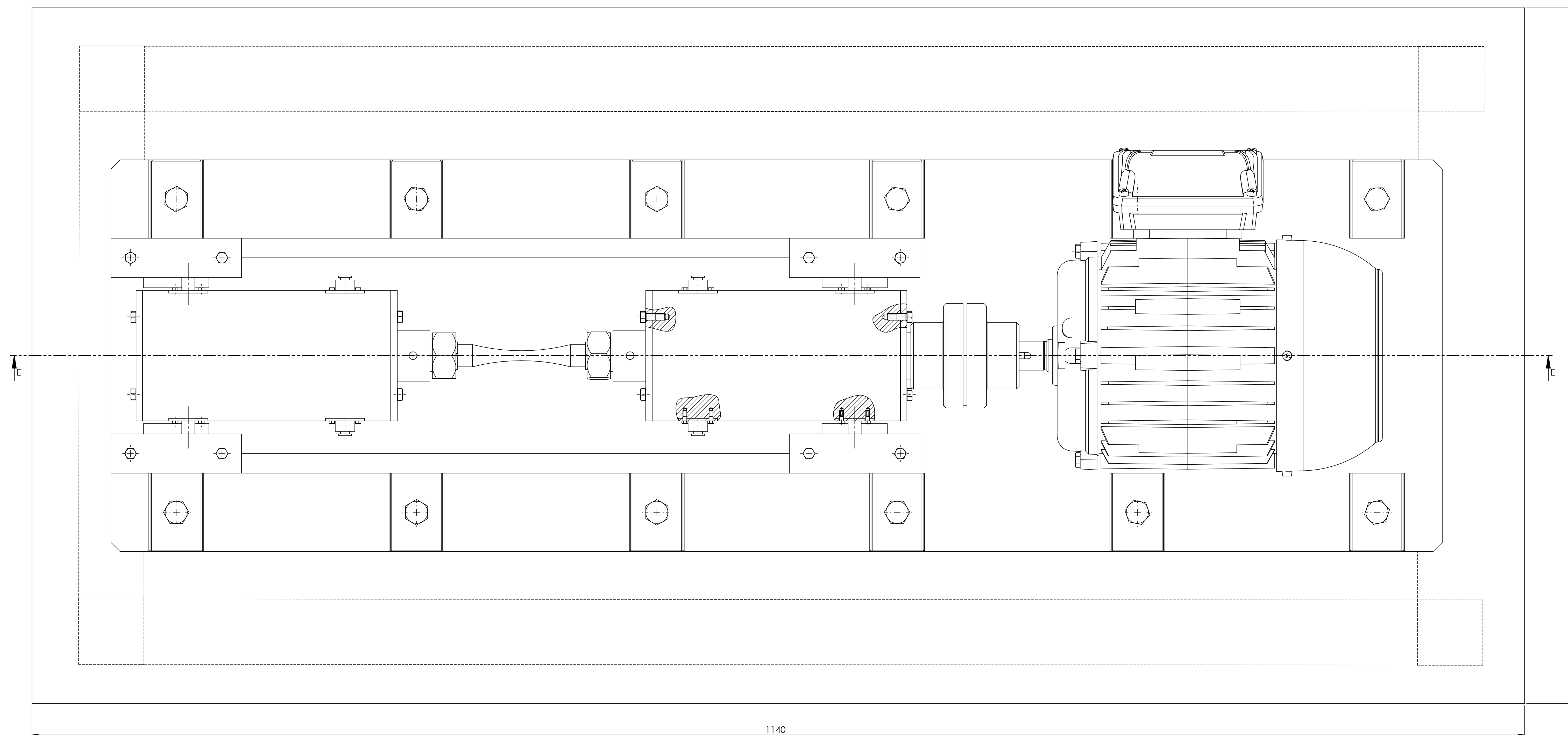
SEÇÃO D-D



42	Pino Suporte	4	Barra Aço AISI 4130 ϕ 22 mm
41	Rolamento	4	SKF 61909
40	Eixo	2	Barra Aço AISI 1045 ϕ 60 mm
39	Cone Morse	2	Seco ER32
38	Porca M6	2	Porca Sextavada
37	Pino de Apoio da Carga	4	Barra de Aço AISI 4130 ϕ 10 mm
36	Parafuso M3	32	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
35	Suporte do Pino	4	Chapa Aço AISI 1020
34	Parafuso M5	8	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
33	Apoio	2	Barra Aço AISI 1020 ϕ 22 mm
32	Parafuso M3	8	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
31	Apoio Lateral	4	Chapa de Teflon
30	Viga de Apoio	6	Perfil U 50mm x 33mm
29	Porca M10	12	Porca Sextavada
28	Base da Bancada	2	Chapa Aço AISI 1020
27	Anilha 5kg	1	Ferro Fundido ASTM 20
26	Anilha 3kg	1	Ferro Fundido ASTM 20
25	Anilha 2kg	1	Ferro Fundido ASTM 20
24	Suporte das Anilhas	1	Chapa Aço AISI 1020
23	Gancho	1	Helevar - Classe 540 401 PS
22	Arruela M8	1	Arruela M8
21	Base da Carga	1	Barra Aço AISI 1020 ϕ 22 mm
20	Porca M6	2	Porca Sextavada
19	Arruela M6	4	Arruela M6
18	Barra Roscada	2	Barra Aço AISI 1020 ϕ 12 mm
17	Suporte da Carga	2	Chapa de Aço AISI 1020
16	Estrutura do Equipamento	1	Chapa de Aço AISI 1020
15	Parafuso M10	12	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
14	Parafuso M8	4	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
13	Vibra Stop	4	Vibra Stop Standard
12	Viga de Apoio	8	Perfil Cantoneira 50 x 50 x 9,5 mm
11	Porca M12	4	Porca Sextavada
10	Parafuso M12	4	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
9	Corpo de Prova	1	Material a ser Testado
8	Porca Cônica	2	Porca Sextavada 30mm x 20NF
7	Estrutura	2	Tubo de Aço ANSI Sched. 120 ϕ 4"
6	Parafuso M5	8	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
5	Placa	4	Chapa de Aço AISI 1020
4	Tampa	4	Tubo de Aço ANSI Sched. 120 ϕ 4"
3	Parafuso M5	16	Parafuso Prisioneiro Sext. Externo
2	Acoplamento Flexível	1	Acrifflex - Garra AG
1	Motor Elétrico	1	Motor WEG W21
Número	Denominação	Quantid.	Especificação



SEÇÃO E-E



1140

530