

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**GUILHERME PELLIN**

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO AUTOMATIZADO PARA  
MELHORAR A EFICIÊNCIA GLOBAL DO EQUIPAMENTO EM UMA MÁQUINA  
DE MEDIÇÃO TRIDIMENSIONAL**

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**GUILHERME PELLIN**

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO AUTOMATIZADO PARA  
MELHORAR A EFICIÊNCIA GLOBAL DO EQUIPAMENTO EM UMA MÁQUINA  
DE MEDIÇÃO TRIDIMENSIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Me. Adelair Lino Colombo

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**GUILHERME PELLIN**

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO AUTOMATIZADO PARA  
MELHORAR A EFICIÊNCIA GLOBAL DO EQUIPAMENTO EM UMA MÁQUINA  
DE MEDIÇÃO TRIDIMENSIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Adelair Lino Colombo

Aprovado em \_\_/\_\_/\_\_\_\_

**Banca Examinadora**

---

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Me. Eng. Mec. Vagner Grison  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Me. Eng. Mec. Paulo Roberto Linzmaier  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

## RESUMO

Este trabalho contempla o desenvolvimento de um dispositivo de posicionamento e fixação em uma máquina de medir por coordenadas. O intuito deste estudo é melhorar a eficiência em uma linha de produção através do desenvolvimento de um dispositivo de fixação automatizado. Seu propósito é reduzir o tempo de parada para setup quando ocorre a troca do item a ser inspecionado e da mesma forma reduzir o tempo de abastecimento da máquina. Para o desenvolvimento deste trabalho foram considerados alguns conceitos de projetos de sistemas mecânicos em que foram aplicados para o dimensionamento dos componentes utilizados na movimentação de todo o sistema, bem como alguns conceitos relacionados a produção, auxiliando na identificação de algumas perdas operacionais. Como resultado após a implementação de um protótipo do dispositivo, verificou-se um ganho de eficiência na máquina de medir por coordenadas de 12%, representando um aumento de produção de 28 peças por dia em torno de 23%. Após a implementação do projeto completo com automatização plena, a expectativa é elevar a eficiência em 38% representando um aumento de produção de 88 peças por dia em torno de 74%.

**Palavras-chave: performance, automação, dispositivo automatizado.**

## **ABSTRACT**

This work contemplates the development of a positioning and fixing device in a coordinate measuring machine. The purpose of this study is to improve efficiency in a production line through the development of an automated clamping device. Its purpose is to reduce the downtime for setup when the item to be inspected is changed and in the same way reduce the time to supply the machine. For the development of the work, some concepts of mechanical systems projects were considered, which were applied to the dimensioning of the components used in the movement of the entire system, as well as some concepts related to production, helping to identify some operational losses. As a result, after implementing a prototype of the device, there was a gain in efficiency in the coordinate measuring machine of 12%, representing an increase in production of 28 pieces per day of around 23%. After implementing the complete project with full automation, the expectation is to increase efficiency by 38%, representing an increase in production of 88 pieces per day of around 74%.

**Keywords: performance, automation, automated device.**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Virabrequim. ....	18
Figura 2 – Estrutura básica de uma MMC.....	19
Figura 3 – Máquina e medir coordenada manual. ....	20
Figura 4 – Sensor de medição tátil de contato único.....	21
Figura 5 – Sensor de medição por chave de contato. ....	22
Figura 6 – Sensor de medição com cinco hastes e esfera de rubi.....	22
Figura 7 – Tipos de estrutura MMC. ....	23
Figura 8 – Localizador método 3-2-1.....	25
Figura 9 – Conceito construtivo motor de passo. ....	27
Figura 10 – Guia linear. ....	29
Figura 11 – Máquina de medir coordenadas Zeiss Prismo.....	39
Figura 12 – Dispositivo automatizado.....	41
Figura 13 – Mecanismo apoio prismático móvel. ....	42
Figura 14 – Mecanismo de movimentação das mesas.....	43
Figura 15 – Fluxograma de atividades. ....	44
Figura 16 – Modelo de Virabrequim. ....	48
Figura 17 – Sistema pinhão e cremalheira. ....	49
Figura 18 – Prisma móvel e Fuso de esferas. ....	50
Figura 19 – Polias e correia. ....	51
Figura 20 – Tolerâncias guias lineares. ....	52
Figura 21 – Dispositivo montado na MMC.....	54
Figura 22 – Gráfico de OEE antes do dispositivo. ....	55
Figura 23 – Gráfico de OEE após instalação do dispositivo manual. ....	56
Figura 24 – Gráfico de OEE após instalação do dispositivo concluído. ....	57

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Requisitos do projeto .....	45
--	----

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – OEE global classe mundial.....	18
---	----

## LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração ( $m/s^2$ )
al	Aceleração linear ( $m/s^2$ )
B	Coefficiente de atrito viscoso
b	Largura do pinhão/cremalheira (mm)
C	Distância entre centro das polias (mm)
Cd	Capacidade dinâmica (Kgf)
Cdi	Carga dinâmica (N)
d	Diâmetro primitivo do pinhão (m)
D	Distância entre o centro do pinhão e a base da cremalheira (mm)
D1	Diâmetro da polia motora (mm)
D2	Diâmetro da polia movida (mm)
Df	Diâmetro do fuso (mm)
$d\omega/dt$	Aceleração angular ( $rad/s^2$ )
e	Espaço percorrido em uma rotação do pinhão (mm)
f	Coefficiente do tipo de montagem
Fa	Força axial de arraste (N)
fct	Fator de contato
fd	Fator de dureza
Fhr	Força horizontal real (N)
Fp	Força de pré-carga (N)
ft	Fator de temperatura
Ft	Força tangencial (N)
Fw	Fator de operação
fw	Fator de carga
g	Aceleração de gravidade ( $m/s^2$ )
Jf	Momento de inércia do fuso ( $Kgm^2$ )
Jpm	Carga dinâmica ( $Kgm^2$ )
K	Fator de segurança
Lm	Distância entre mancais de apoio (mm)
L	Comprimento da correia (mm)
Ls	Comprimento da guia (mm)

M	Massa a ser movida (Kg)
m	Módulo (mm)
mm	Massa da mesa (Kg)
mp	Massa da peça (Kg)
MT	Torque de transmissão do sistema (Nm)
Mt	Torque na polia (Nm)
n	Velocidade angular (rpm)
N1	Rotação da polia motora (rpm)
N2	Rotação da polia movida (rpm)
Nc	Número de carros que irão suportar a carga
Nm	Frequência (x/min)
p	Passo (mm)
P	Potência (W)
P1	Potência da polia motora (W)
Pc	Força atuante sobre o carro (N)
Pf	Potência do fuso (W)
Pt	Força total atuante (N)
q	Fator de forma
R1	Raio da polia motora (m)
Td	Torque dinâmico total (Nm)
Te	Torque total (Nm)
Tg	Torque estático (Nm)
Tm	Torque do motor (Nm)
Tpf	Torque estático refletido (Nm)
tr	Tempo de deslocamento (s)
v	Velocidade linear (m/s)
V	Velocidade máxima do sistema (m/s)
Vl	Velocidade linear (m/s)
Vuh	Vida útil média (h)
Vuk	Vida útil (Km)
y	Largura do pinhão (mm)
z	Número de dentes
$\mu$	Coefficiente de atrito

$\mu_f$	Coeficiente de atrito do fuso de esferas
$\mu_g$	Coeficiente de atrito das guias lineares
$\Delta S$	Espaço percorrido (m)
$\Delta t$	Intervalo de tempo (s)
$\Delta v$	Variação de velocidade (m/s)
$\eta$	Rendimento
$\bar{\sigma}_{mat}$	Tensão máxima de flexão no pé do dente (MPa)
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima admissível do material (MPa)
$\varphi$	Fator de serviço
$\omega$	Velocidade angular (rad/s)
$\omega_1$	Velocidade angular polia motora (rad/s)

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

MMC	Máquina de medir por coordenadas
CNC	Controle numérico computadorizado
DoF	Graus de liberdade
OEE	Overall Equipment Effectiveness
AGMA	American Gear Manufacturers Association

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	14
1.2	OBJETIVOS .....	15
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>15</b>
<b>1.1.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>16</b>
2.1	PRODUTIVIDADE.....	16
2.2	EFICIÊNCIA GLOBAL DO EQUIPAMENTO .....	16
2.3	MÁQUINAS DE MEDIR COORDENADAS (MMC).....	18
<b>2.3.1</b>	<b>Elementos de uma MMC.....</b>	<b>19</b>
2.4	DISPOSITIVOS PARA FIXAÇÃO .....	24
2.5	AUTOMAÇÃO .....	25
<b>2.5.1</b>	<b>Motores de passo.....</b>	<b>26</b>
<b>2.5.2</b>	<b>Microcontrolador.....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.3</b>	<b>Chaves fim de curso.....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.4</b>	<b>Guias lineares .....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.5</b>	<b>Parafusos de potência .....</b>	<b>31</b>
<b>2.5.6</b>	<b>Pinhão e cremalheira .....</b>	<b>33</b>
<b>2.5.7</b>	<b>Correia .....</b>	<b>36</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>39</b>
3.1	SITUAÇÃO ATUAL.....	39
3.2	PROPOSTA DE MELHORIA .....	40
3.3	FLUXOGRAMA DE EXECUÇÃO DA PROPOSTA.....	44
3.4	ATIVIDADES PARA A EXECUÇÃO DO PROJETO.....	45
<b>3.4.1</b>	<b>Planejamento conceitual .....</b>	<b>45</b>
<b>3.4.2</b>	<b>Cálculos e seleção dos componentes do projeto .....</b>	<b>46</b>
<b>3.4.3</b>	<b>Modelar o dispositivo e seus componentes .....</b>	<b>46</b>
<b>3.4.4</b>	<b>Mensurar a Eficiência Global do Equipamento e a quantidade de peças inspecionadas por dia no projeto atual.....</b>	<b>46</b>
<b>3.4.5</b>	<b>Análise do desempenho do processo com a aplicação do dispositivo.....</b>	<b>47</b>

<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO.....</b>	<b>48</b>
4.1	ESPECIFICAÇÕES DAS MEDIDAS DE COMPRIMENTO E MASSA PARA DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES.....	48
4.2	SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO DISPOSITIVO .....	49
4.2.1	<b>Sistema pinhão e cremalheira.....</b>	<b>49</b>
4.2.2	<b>Fuso de esferas .....</b>	<b>50</b>
4.2.3	<b>Polia e correia.....</b>	<b>51</b>
4.2.4	<b>Guias lineares .....</b>	<b>52</b>
4.2.5	<b>Motores .....</b>	<b>52</b>
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	53
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>58</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>59</b>
	<b>APÊNDICE A – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO PINHÃO E CREMALHEIRA E DIMENSIONAMENTO DO MOTOR DA MESA MÓVEL.....</b>	<b>62</b>
	<b>APÊNDICE B – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DO FUSO DE ESFERAS .....</b>	<b>67</b>
	<b>APÊNDICE C – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DAS POLIAS E CORREIAS .....</b>	<b>70</b>
	<b>APÊNDICE D – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DAS GUIAS LINEARES.....</b>	<b>73</b>
	<b>APÊNDICE E – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DOS MOTORES .....</b>	<b>75</b>
	<b>APÊNDICE F – DESENHOS TÉCNICOS DAS PEÇAS FABRICADAS.....</b>	<b>81</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente a exigência de produtos com maior qualidade e preços mais competitivos é uma realidade cada vez mais presente e crucial no mundo dos negócios. Com o acesso rápido a informações os consumidores estão cada vez mais exigentes, buscando assim produtos de qualidade, que atendam às suas necessidades e expectativas. Neste cenário as indústrias se veem obrigadas a produzirem com maior qualidade, maior eficiência e performance.

A performance industrial se refere à eficiência e eficácia na produção de bens ou serviços em um ambiente industrial. Alguns indicadores são utilizados para determinar a performance industrial, tais como a produtividade, o lead time, o tempo de espera, o tempo de ciclo, a qualidade, o tempo de parada, entre outros. Ter uma boa performance industrial é decisiva para a sobrevivência e o desenvolvimento das empresas, pois a mesma tem direta influência sobre sua competitividade no mercado e rentabilidade.

Um dos indicadores amplamente utilizados na indústria para monitorar a eficiência dos processos é a Eficiência Global do Equipamento (OEE), onde este indicador leva em consideração o desempenho, a disponibilidade da máquina e a qualidade dos produtos fabricados.

Alguns produtos, possuem elevado nível de precisão, dependendo da sua aplicação possuem elementos com tolerâncias dimensionais de 0,020 mm, como é o caso dos virabrequins. Para garantir a qualidade e o funcionamento destes produtos é necessário que todas as características estejam conforme o projeto.

Devido a necessidade de se obter boa produtividade nos processos industriais e garantir boa qualidade dos produtos fabricados, este trabalho tem por objetivo realizar o estudo e o desenvolvimento de um dispositivo automatizado, que será empregado em uma máquina de medição por coordenadas localizada em uma linha de produção, melhorando a Eficiência Global do Equipamento (OEE) e aumentando o número de peças inspecionadas por dia.

### 1.1 JUSTIFICATIVA

As indústrias buscam incansavelmente serem mais competitivas no mercado em que atuam, neste contexto se faz necessário que os processos tenham boa eficiência, evitando o desperdício de tempo e de insumos. Além disso é preciso garantir boa qualidade dos produtos ao inseri-los no mercado, buscando a fidelização dos clientes para com a sua marca.

Baseando-se nisso se faz necessário que todos os produtos manufaturados sejam rigidamente avaliados antes de serem inseridos no mercado, para que todas as características atendam as especificações do projeto, garantindo assim boa qualidade.

Neste contexto para atender a melhoria de desempenho em um sistema de medição de virabrequins, foi desenvolvido o projeto de um dispositivo de posicionamento e fixação automatizado.

O desenvolvimento do projeto visa contemplar a demanda por maior performance de medição em uma linha de produção de virabrequins na empresa Susin Francescutti. A empresa atua no mercado desde 1954, produzindo itens originais e de reposição para clientes do segmento automotivo, transporte e agrícola.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é desenvolver um dispositivo de fixação e posicionamento automatizado para reduzir o tempo de ciclo de uma máquina de medir por coordenadas (MMC).

### 1.1.2 Objetivos específicos

- a) Caracterizar as especificações de construção e desempenho do dispositivo de fixação;
- b) Minimizar as perdas por paradas de máquina provenientes de abastecimento e setup;
- c) Desenvolver um dispositivo funcional para testes;
- d) Comparar a performance operacional do modelo atual de fixação com o novo modelo desenvolvido.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos importantes, que serão adotados como base para o desenvolvimento deste projeto.

### 2.1 PRODUTIVIDADE

As empresas têm investido na automação de seus processos buscando um menor custo de produção, levando em conta a agilidade e a exatidão na execução das tarefas, ou a ampliação na produtividade em um menor período de tempo (SILVEIRA; SANTOS, 2002).

A produtividade é um indicador que mede o rendimento dos recursos utilizados na produção, ou seja, relaciona a quantidade de insumos ou fatores que foram utilizados no processo produtivo com a quantidade produzida. Deste modo, trata-se de um conceito que se aproxima ao de eficiência, relacionando temas como competitividade, inserção de tecnologia e qualificação tecnológica (BONELLI, 1996 apud SCHETTINI, 2010).

### 2.2 EFICIÊNCIA GLOBAL DO EQUIPAMENTO

Segundo os autores Hedman, Subramaniyan e Almström (2016), o indicador OEE proveniente do inglês *Overall Equipment Effectiveness* é uma ferramenta criada por Seiichi Nakajima, e pode ser aplicada em produção em série com resultados significativos. Este método de avaliação de performance integra três fatores:

- a) Desempenho: indica a performance máxima que o recurso pode entregar, sendo seu índice máximo de 100%, quando a produção neste recurso for abaixo do programado seu desempenho será inferior a 100%. A medição deste fator pode ser medida manualmente pelo operador do recurso enviando os dados para uma planilha ou de maneira automática através de coletores em tempo real.
- b) Disponibilidade: Refere-se ao tempo em que o recurso está em operação, este fator leva em consideração todas as paradas programadas (domingos e feriados, treinamentos, manutenção preventiva, reuniões entre outros). Se caso o recurso tornar-se indisponível por qualquer motivo inesperado seu indicador será inferior a 100%.

- c) **Qualidade:** O último índice que compõe o OEE é a qualidade do produto. Este índice leva em consideração a quantidade de peças que são produzidas com defeito em relação a quantidade de peças programadas. A medição deste fator pode ser realizada pelo próprio operador do equipamento ou por amostragem do lote.

De acordo com Andersson e Bellgran (2015), o resultado obtido através do OEE pode ser utilizado para monitorar a performance da produção e também pode ser aplicado como um indicador para melhoria. O OEE pode ser também considerado um subconjunto da produtividade, pois além de dar suporte para a melhoria contínua, tem aptidão para monitorar o controle das atividades, otimizando o desempenho da produção.

O resultado deste indicador é proveniente do produto dos três índices citados anteriormente conforme a equação 1, assim um valor percentual é obtido e quanto mais próximo de 100% o resultado deste indicador estiver melhor é o desempenho do equipamento que está sendo avaliado, também é possível avaliar os pontos de falha do processo (HEDMAN; SUBRAMANIYAN; ALMSTRÖN, 2016).

$$OEE = Desempenho \times Disponibilidade \times Qualidade \times 100\% \quad (1)$$

Onde:

OEE= Overall Equipment Effectiveness (%)

Para Nakajima (1989), um dos métodos mais eficientes para otimizar os equipamentos é identificar as perdas. Para o autor as seis perdas que estão diretamente relacionadas a produtividade são: quebra ou falha do equipamento, troca de ferramentas (setup), redução da velocidade, pequenas paradas, refugo e retrabalho. Cada uma das perdas influencia em um dos índices que compõem o OEE, por exemplo: O índice de disponibilidade é afetado pelas quebras ou falhas, o índice de desempenho é afetado pela queda de velocidade e pelas pequenas paradas e a qualidade pelos refugos e retrabalhos.

O OEE classe mundial é o padrão ideal para as empresas, porém cada empresa pode definir um valor diferente conforme suas diretrizes. O padrão mundial é utilizado como referência para comparar o OEE atingido pela empresa. A Tabela 1, mostra o índice do OEE global classe mundial:

Tabela 1 – OEE global classe mundial

Fatores	OEE Global (%)
Desempenho	90,0
Disponibilidade	95,0
Qualidade	99,9
<b>OEE</b>	<b>85</b>

Fonte: adaptado de Singh, Rastogi e Sharma (2013)

### 2.3 MÁQUINAS DE MEDIR COORDENADAS (MMC)

Com o avanço da tecnologia os projetos necessitam de peças com um nível de precisão cada vez maior, quanto à forma, a posição geométrica e as tolerâncias dimensionais. Sob este aspecto, os processos de manufatura estão cada vez mais organizados, rápidos, com maior produtividade e com máquinas automatizadas, desde o próprio projeto. Seguindo esta evolução, a máquina de medir coordenadas (ou tridimensional), torna medições complexas (exemplo na Figura 1) mais eficazes, reduzindo o tempo e o esforço técnico se comparado a outros instrumentos convencionais (LIRA, 2015).

Figura 1 – Virabrequim.



Fonte: Site Cummins

Para Albertass e Souza (2008), a flexibilidade e a agilidade do sistema de medição são fundamentais para suprir a grande demanda industrial nas linhas de produção, atendendo a alta

produtividade e também garantido boa qualidade dos produtos fabricados. A utilização da MMC no campo fabril também pode auxiliar no desenvolvimento de novos produtos através de engenharia reversa.

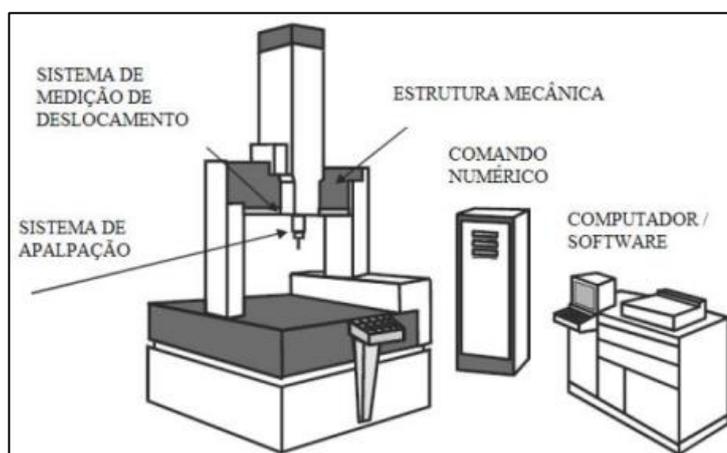
A necessidade de alta produtividade é atendida por sistemas conectados a um computador, pois fornecem maior agilidade e confiabilidade quando automatizados, garantindo boa repetibilidade nos processos (ALBERTASS; SOUZA, 2008).

As máquinas de medir por coordenadas são consideradas um sistema eletrônico e mecânico que tem por finalidade obter coordenadas nos planos cartesianos de pontos sobre superfícies sólidas VICENTE (1997).

### 2.3.1 Elementos de uma MMC

A Figura 2 ilustra algumas partes básicas que compõem uma MMC (máquina de medir coordenadas), que são elas: estrutura mecânica, mesa metrológica, sistema de medição e deslocamento, sistema de apalpação, unidade de controle, comando numérico e sistema computacional (computador e software).

Figura 2 – Estrutura básica de uma MMC.



Fonte: Bosch (1995)

A mesa metrológica é composta basicamente por uma base metálica que serve como suporte para uma mesa de granito, que por sua vez apresenta uma elevada estabilidade química e homogeneidade, permitindo assim obter uma superfície com alto nível de planeza e elevada dureza, garantido boa resistência contra desgaste e choques provenientes do uso (LIMA Jr, 2003).

Segundo Lira (2015), os eixos são acionados e controlados por uma unidade de controle, o autor classifica as unidades de controle em quatro tipos: manual, com eixos motorizados, controlados por CNC e comandada por computador.

- a) **Manual:** O movimento dos eixos e as apalpações dos pontos sobre a superfície da peça que está sendo inspecionada são realizados manualmente pelo operador conforme pode ser observado na Figura 3 e as informações obtidas na medição são processadas por um computador.

Figura 3 – Máquina e medir coordenada manual.



Fonte: Site mjdispositivos

- b) **MMC com eixos motorizados:** Os movimentos dos eixos são realizados por meio de motores elétricos e controlados pelo operador através de um joystick, a captura dos dados é realizada por um sensor eletrônico e processado por um computador.
- c) **MMC CNC:** Esta máquina foi desenvolvida com o objetivo de medir peças complexas e em série, já que é possível criar programas com movimentos específicos e dedicados para cada tipo de peça a ser inspecionada. O programa é criado pelo operador de maneira simples, gravando a sequência de movimentos a serem executados durante a medição. Os movimentos são realizados pelo joystick e gravados por um aprendizado semelhante à dos robôs. Para as medições posteriores o ciclo pode ser executado automaticamente uma vez que as posições de deslocamento e apalpação já foram previamente definidas.
- d) **MMC assistida e comandada por computador:** Os movimentos do sensor de medição podem ser programados por um computador, através das coordenadas x, y e z, também é possível realizar a troca do sensor durante o ciclo de medição.

O sensor de medição é um item fundamental nas MMCs, podendo ser tátil ou por sistema ótico, sendo possível medir por contato ou sem, respectivamente (HOCKEN; PEREIRA, 2012). O sensor tátil é a parte do sistema que realiza o contato da MMC com a peça durante a medição, podendo ser de contato único ou de múltiplos contatos. Este sistema é acionado eletricamente, mecanicamente ou pneumaticamente (HOCKEN; PEREIRA, 2012). Na Figura 4 pode ser observado um sensor de medição tátil de contato único.

Figura 4 – Sensor de medição tátil de contato único.



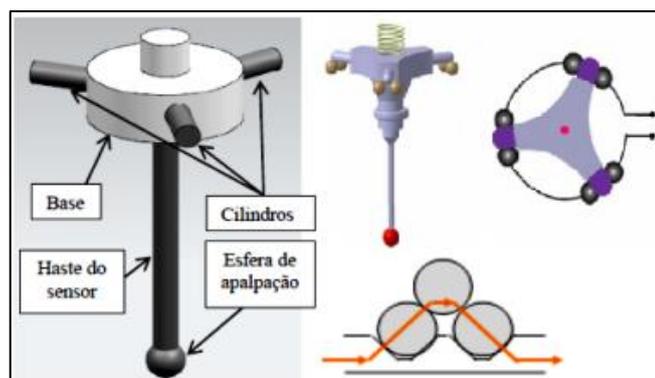
Fonte: Renishaw (2018)

Os estudos realizados por Arenhart (2007) estabelecem os principais conceitos construtivos dos sensores táteis, diferenciando os comutadores e os medidores. O funcionamento dos comutadores se dá através da chave de contato ou por cristais piezelétricos, estes são acionados no instante em que o apalpador entra em contato com o objeto mensurado.

Segundo Silva et al. (2014), os comutadores por chaves de contato consistem em três pinos cilíndricos dispostos no entorno da haste do sensor que está sobre o apoio de esferas. No instante em que a extremidade da haste promove o deslocamento do conjunto, um dos pinos irá suspender o contato com as esferas, interrompendo a corrente conduzida por ele, assim o sensor detecta o toque sobre a superfície do objeto mensurado.

O sinal de contato por cristais piezelétricos acontece por diferença de potencial elétrica quando os mesmos são submetidos a compressão mecânica (ARENHART, 2007). A Figura 5 exemplifica o apalpador por chave de contato.

Figura 5 – Sensor de medição por chave de contato.

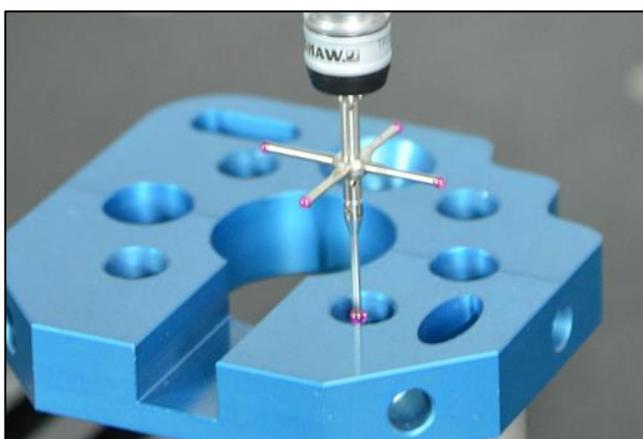


Fonte: Silva et al. 2014 (adaptado)

A haste do apalpador deve ser construída com elevada rigidez, garantindo que não ocorra deflexão devido a força atuante no momento do contato, também é fundamental conhecer e levar em conta o deslocamento que acontece neste momento. Além disso é indispensável conhecer o raio da extremidade que entra em contato com o objeto ao configurar o processamento da coordenada. O contato da esfera do apalpador deve ser o mais perpendicular possível em relação a superfície de contato minimizando o erro causado pela variação do raio compensado na ponteira do apalpador (ARENHART, 2007).

Conforme Vaz (2017), as esferas de contato localizadas na haste do apalpador geralmente são construídas de rubi, aço temperado, ou metal duro. A escolha destes materiais se deve a elevada dureza e resistência mecânica. A Figura 6 exemplifica um sensor com cinco hastes e esferas de rubi.

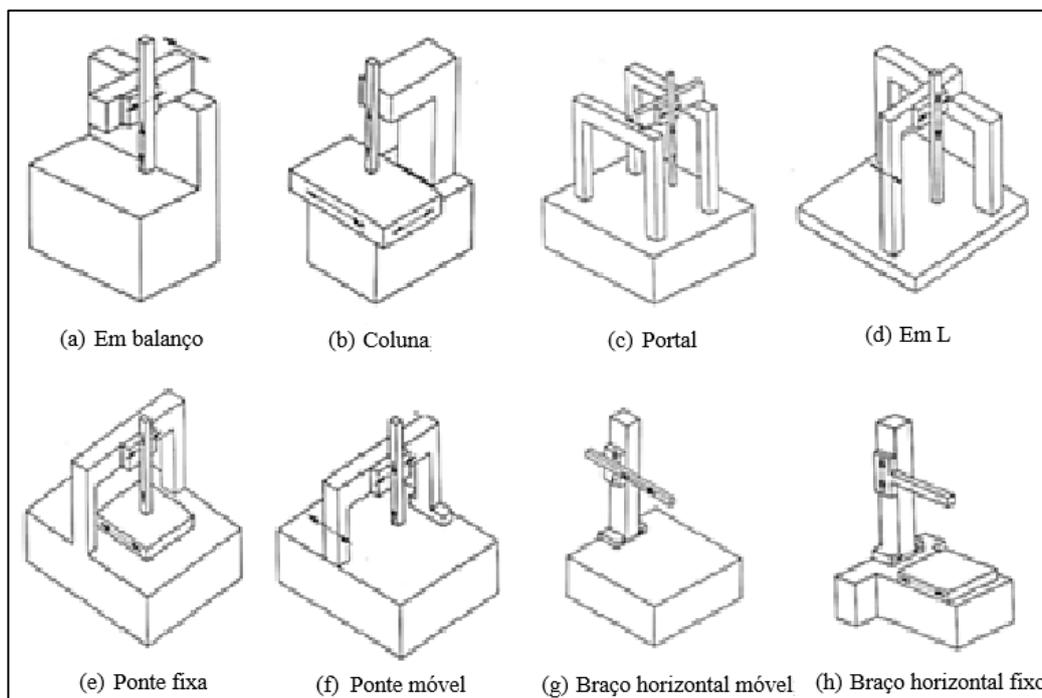
Figura 6 – Sensor de medição com cinco hastes e esfera de rubi.



Fonte: Renishaw (2023)

As MMCs são classificadas de acordo com a sua estrutura, na Figura 7 estão ilustradas as estruturas mais comuns encontradas no mercado.

Figura 7 – Tipos de estrutura MMC.



Fonte: adaptado de Lima Jr (2007)

Souza e Schneider (2000), estabelecem as principais vantagens que a inspeção com MMC em produtos manufaturadas oferecem:

- Disponibilizam de boa flexibilidade, permitindo a inspeção de dimensões e geometrias complexas e variadas, o tempo de inspeção é reduzido se comparado a outros instrumentos de medição, reduzindo os custos do produto final.
- O sistema de medição por coordenada dispensa um exato posicionamento do produto em relação ao sistema de coordenadas, já que o programa de medição realiza este alinhamento de forma teórica e com grande precisão.
- Possuindo um conhecimento básico, as MMCs podem ser facilmente operadas, geralmente um treinamento básico é oferecido pelo próprio fabricante no momento da aquisição do produto.
- É possível realizar inspeções com grande exatidão.
- Os erros de medição podem ser analisados com alto grau de complexidade e suas respectivas fontes.

## 2.4 DISPOSITIVOS PARA FIXAÇÃO

Estudos realizados por Hoffman (2004), estabelecem que os dispositivos de fixação são utilizados para produzir peças de maneira duplicatas com precisão. Para garantir um bom alinhamento da peça com a ferramenta do processo a ser executado, é necessário que os dispositivos sejam projetados e executados de maneira que possam garantir boa fixação, dar suporte e localizar as peças, assegurando que as mesmas sejam produzidas dentro das características determinadas no projeto.

As principais atribuições de um sistema de fixação segundo Gameros *et al.* (2017) são:

- a) Estratégia de localização: o sistema tem por função localizar e orientar a peça no espaço, levando em consideração o travamento de todos os graus de liberdade (DoF) necessários para o processo. No momento em que os graus de liberdade foram devidamente removidos, a peça estará sem movimento algum.
- b) Estratégia de suporte: o dispositivo deve ser projetado para minimizar o máximo possível a deflexão que ocorrerá durante o processo em questão.
- c) Estratégia de fixação: o sistema deve garantir que não ocorra movimento da peça durante o processo.

Geralmente, dispositivos de fixação são aplicados em operações de usinagem, montagem, ou inspeção, com o intuito de garantir a repetibilidade no posicionamento e também a orientação da peça em relação ao instrumento ou ferramenta utilizada, podendo ser ferramenta de corte ou sensor de medição.

Os graus de liberdade são restringidos por meio de localizadores, estes partem do princípio da soma de forças igual a zero, preservando a posição da peça enquanto ocorre a aplicação de forças provenientes do processo a ser executado, ou seja, os elementos de fixação devem exercer forças de reação contrárias as forças aplicadas sobre a peça.

Para Hoffman (2004), diversos métodos de localização são empregados para delimitar de maneira ideal os seis DoF da peça, sendo o mais utilizado para peças prismáticas o princípio 3-2-1, onde é possível localizar a um corpo rígido sem criar interferência do localizador, utilizando um número mínimo de seis pontos da seguinte maneira: Se o corpo rígido possuir ao menos três planos ortogonais estes podem servir como pontos de referência no qual três deles servirão como referência primária, dois serão referência secundária e um terceiro será referência terciária. A Figura 8 mostra um exemplo de localizador utilizando o método 3-2-1.

Figura 8 – Localizador método 3-2-1.



Fonte: Site vemax

Para o caso de o corpo rígido possuir geometria cilíndrica, os três pontos de localização não podem ser obtidos já que este não possui as superfícies planas ortogonais para realizar sua localização, assim o método 3-2-1 não poderá ser aplicado. Neste caso o método utilizado é o 4-1-1. O corpo rígido é localizado pela sua superfície utilizando quatro pontos de apoio através de um localizador em formato de V, através de um ponto na base do cilindro é possível restringir a translação no sentido do eixo do cilindro e pôr fim a rotação ao redor do eixo do cilindro é restringida através de um sexto ponto colocado na face do cilindro.

Devido à localização por dispositivos de fixação ocorrer de forma determinística, é assegurado que as peças sejam produzidas conforme requerido, oferecendo um impacto positivo no ambiente de manufatura em relação a repetibilidade e um custo unitário reduzido. Porém se um dispositivo for mal projetado, mal aplicado ou de baixa qualidade, pode-se ocorrer um efeito prejudicial direto nas peças produzidas na saída de um sistema de produção, com um número elevado de rejeito (HOFFMAN, 2004).

## 2.5 AUTOMAÇÃO

De acordo com estudos realizados por Moraes *et al.* (2007), a automação pode ter sua definição dita como um sistema automático, que possua algum tipo de controle substituindo a ação humana. Para o autor a automação não tem o viés de apenas reduzir os custos de um processo retirando postos de trabalho, mas tem também por objetivo o ganho de

competitividade e o desenvolvimento de produtos com maior qualidade. Os principais ganhos que a automação proporciona são a redução de perdas e desperdícios, pode-se realizar um melhor planejamento e controle de produção, aumento de velocidade de produção, maior qualidade e segurança na realização da atividade.

A base de um sistema de automação é o controle lógico regrado a eventos discretos, o sistema deve atuar a partir de eventos internos ou externos ao processo. Também o sistema é responsável por monitorar os sinais de comunicação e dos sensores atuantes no sistema. A aplicação de um sistema de automação requer diversos tipos de dispositivos para controle, comando, comunicação, atuação e segurança. A seguir são apresentados alguns elementos que são utilizados em projetos de automação industrial.

### **2.5.1 Motores de passo**

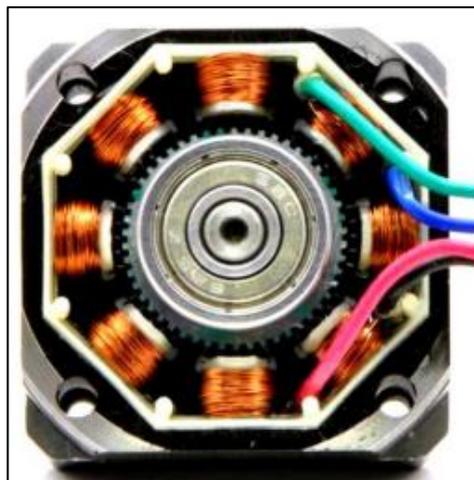
Segundo estudos realizados por Aliatore e Histan (2014), os motores de passo são máquinas elétricas construídas por estatores bobinados e um rotor composto por ímãs permanentes ou de relutância variável acoplados a um eixo. O seu princípio de funcionamento é baseado no eletromagnetismo quando ocorrem as forças sobre os polos norte e sul.

Para Fitzgerald *et al.* (2006), o rotor constitui-se de uma peça cilíndrica com algumas saliências, neste caso diferentemente dos motores por indução dispensam os enrolamentos bobinados. Seu acionamento ocorre pela tendência do rotor de se alinhar com o fluxo de onda produzida pelo estator.

Os motores de passo movimentam-se por incrementos angulares precisos, e em ambos os sentidos. Seu controle é realizado por circuitos digitais conhecidos como módulo de controle de motores de passo, estes são responsáveis pelo processamento das comutações efetuadas pelo estator. Os ângulos, velocidade e sentido de rotação nos motores de passo são definidos por pulsos gerados por um sistema de controle em função da quantidade e a frequência em que são solicitados.

Segundo o autor o rotor dos motores de passo é construído por ímãs permanentes, por característica física apresentam torque estático, quando necessário efetuar uma parada pode atuar como freio. Os polos são caracterizados pelos enrolamentos bobinados e o responsável pelo torque e movimento do motor é rotor magnético. A Figura 9 exemplifica o conceito construtivo de um motor de passo.

Figura 9 – Conceito construtivo motor de passo.



Fonte: Multilógica Shop (2017)

Segundo Brites e Santos (2008), os motores de passo podem ser unipolares ou bipolares, o motor unipolar possui dois enrolamentos por fase um para cada sentido de rotação. Já o motor bipolar possui apenas um enrolamento e a inversão de sentido ocorre através da inversão de corrente afim de realizar a inversão dos polos magnéticos.

O controle dos motores de passo é realizado através de um dispositivo denominado Módulo de Controle, o mesmo é responsável pelo controle do chaveamento das correntes que alimentam as bobinas do estator do motor, definindo a magnitude e a direção da corrente (AKIYAMA, 2009).

Segundo o autor Melconian (2008), o torque dos motores pode ser definido através da equação 2.

$$MT = \frac{d.F}{2.\eta} \quad (2)$$

Onde:

$MT$  = torque de transmissão do sistema (Nm)

$d$  = diâmetro primitivo do pinhão (m)

$\eta$  = rendimento (adimensional)

$F$  = Força (N)

### 2.5.2 Microcontrolador

Microcontroladores correspondem a microprocessadores e seus periféricos reunidos em um único chip. Os microcontroladores processam dados provenientes de um microprocessador com o auxílio de outros circuitos, como memórias, *timers* e controladores, todos estes recursos estão integrados no mesmo circuito.

Um microcontrolador é um circuito integrado simples, em sua estrutura possui circuitos específicos para funções aplicadas no desenvolvimento mecatrônico. Em sua estrutura está presente um núcleo processador, onde são processados cálculos lógicos e aritméticos (ALCIATORE E HISTAND, 2014).

Conforme Alciatore e Histanand (2014), um microcontrolador é um componente eletrônico programável, em que é possível executar programas para controle de diversas aplicações. Para os autores o microcontrolador é um dispositivo versátil, que possui baixo custo, de dimensões compactas e são programados de maneira fácil. Pode ser aplicado em diversos segmentos, como entretenimento, telecomunicações, aplicações domésticas, bem como na indústria automotiva, robótica, aviação e controle de processos.

### 2.5.3 Chaves fim de curso

De acordo com Thomazini e Albuquerque (2005), os sensores de fim de curso, são interruptores ou chaves comutadoras que atuam em um circuito como liga/desliga, no instante em que ocorre o contato em seu atuador.

Este tipo de sensor pode ser empregado de diversas formas tais como: na detecção de abertura ou fechamento de uma porta, na presença de um objeto ou produto em determinada posição, em projetos de máquinas ou dispositivos automatizados, entre outros.

Uma das principais aplicações das chaves fim de curso é detectar quando um dispositivo mecânico atinge seu limite máximo de deslocamento, evitando assim que o motor continue em funcionamento mesmo quando o deslocamento máximo foi atingido, impedindo uma sobre carga sobre todo o circuito.

### 2.5.4 Guias lineares

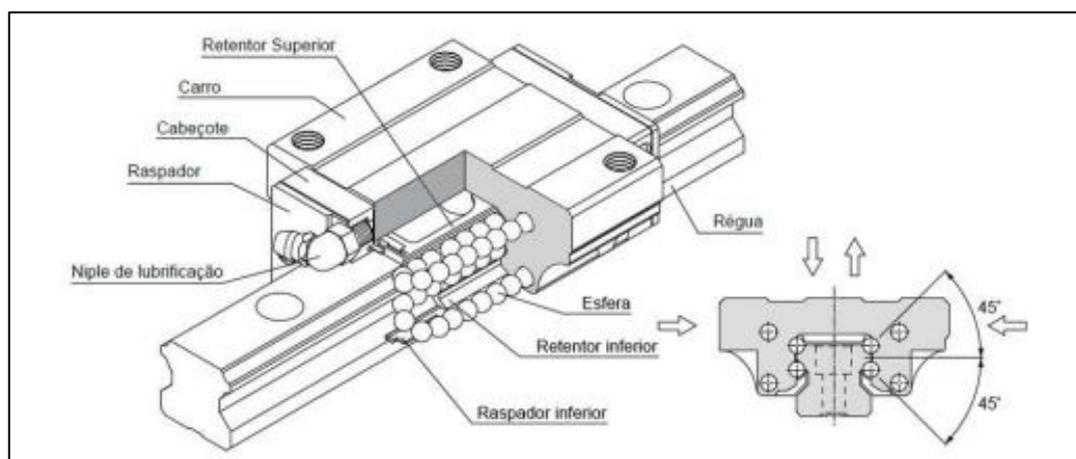
As guias lineares são sistemas para movimentação baseados no princípio de rolamento. Devido a seu funcionamento ser de contato de ponto (esferas), estes sistemas oferecem baixo

coeficiente de atrito (0,005 a 0,01), suavidade no deslocamento, elevada precisão de posicionamento, suportam altas cargas, podem ser aplicadas em movimentos que necessitam de alta velocidade, entre outros.

O sistema de guia linear pode ser amplamente utilizado na fabricação de máquinas e dispositivos, como por exemplo: Tornos, Centros de usinagem, Mandriladoras, Seccionadoras, Impressão, Plasma, Solda, Fresadoras e Ressonância Magnética. Também podem ser aplicadas em outros segmentos como na indústria aeroespacial, farmacêutica, hospitalar, alimentícia entre outras (OBR,2023).

As esferas que compõem o sistema foram projetadas para se obter um ângulo de  $45^\circ$ , afim de deslocar cargas com forças de atuação em diversas posições: Cargas radiais de tração, cargas radiais de compressão e cargas laterais. A rigidez do sistema pode ser otimizada a partir da aplicação de uma pré-carga, minimizando o nível de atrito, tornando o sistema adequado para aplicações que necessitam de elevada precisão e rigidez. Este processo também garante boa lubrificação das esferas auxiliando na suavidade do movimento e aumentando a vida útil do sistema (OBR,2023). A Figura 10 apresenta uma guia linear.

Figura 10 – Guia linear.



Fonte: Adaptado de OBR, 2023

Para a seleção da guia linear apropriada para a aplicação, alguns parâmetros devem ser calculados através das equações a seguir (OBR,2023).

A força atuante sobre o carro é calculada através da equação 3:

$$P_c = \frac{P_t}{n_c} \quad (3)$$

Onde:

$P_c$ = força atuante sobre o carro (N)

$P_t$ = força total atuante (N)

$n_c$ = número de carros que irão suportar a carga (adimensional)

O fator estático de segurança é dado pela equação 4:

$$C_e = \frac{(f_s \cdot P_c)}{f_{ct}} \quad (4)$$

Onde:

$C_e$ = fator estático de segurança (adimensional)

$f_s$ = fator estático de segurança (adimensional)

$P_c$ = força atuante sobre o carro (N)

$f_{ct}$ = fator de contato (adimensional)

Seleção em função da vida útil em quilômetros é calculada pela equação 5:

$$V_{uk} = \left[ \frac{f_d \cdot f_t \cdot f_{ct}}{f_w} \cdot \frac{C_d}{P_c} \right]^3 \cdot 50 \quad (5)$$

Onde:

$V_{uk}$ = vida útil (Km)

$f_d$ = fator de dureza (adimensional)

$f_t$ = fator de temperatura (adimensional)

$f_{ct}$ = fator de contato (adimensional)

$f_w$ = fator de carga (adimensional)

$C_d$ = capacidade dinâmica (Kgf)

A Seleção em função da vida útil em horas é determinada pela equação 6:

$$Vuh = \frac{Vuk.10^3}{2.Ls.Nm.60} \quad (6)$$

Onde:

$Vuh$ = vida útil (h)

$Vuk$ = vida útil (Km)

$Ls$ = comprimento da guia (mm)

$Nm$ = frequência (x/min)

### 2.5.5 Parafusos de potência

De acordo com Budynas (2016), parafusos que tem por objetivo a transmissão de movimentos podem ser classificados como: parafusos de porca sem fim ou parafusos de potência (são conhecidos também como parafusos de avanço ou fusos). Os parafusos de potência são aplicados quando se tem por objetivo transformar movimento de rotação em movimento linear.

Segundo estudos realizados por Norton (2013), os parafusos de potência apresentam um grande problema que é sua baixa eficiência, os parafusos Acme por exemplo possuem eficiência entre 18% e 36%. No entanto é possível obter uma eficiência significativa com a aplicação de um parafuso de esferas, já que o mesmo possui baixo coeficiente de atrito devido a utilização de um trem de esferas de rolamento na porca criando condições de contato de rolamento com os filetes de rosca do parafuso. Pode-se afirmar que o coeficiente de atrito deste tipo de parafuso é similar ao de um rolamento de esferas convencionais, em geral podem movimentar cargas mais elevadas em comparação com um parafuso de potência convencional, a definição de um fuso de esferas segue o equacionamento conforme (OBR,2023).

A força axial de arraste é calculada através da equação 7:

$$Fa = M. \mu \quad (7)$$

Onde:

$F_a$ = força axial de arraste (N)

$M$ = massa a ser movida (kgf)

$\mu$ = coeficiente de atrito (adimensional)

O passo do fuso é obtido através da equação 8:

$$p = \frac{V}{n} \quad (8)$$

Onde:

$p$ = passo (mm)

$V$ = velocidade máxima do sistema (m/s)

$n$ = velocidade angular (rpm)

A rotação de trabalho é definida pela equação 9:

$$n = \frac{V}{p} \quad (9)$$

Onde:

$p$ = passo (mm)

$n$ = rotação de trabalho (rpm)

$V$ = velocidade máxima do sistema (m/s)

A carga dinâmica é obtida pela equação 10:

$$C_{di} = (60 \cdot n \cdot V \cdot \mu \cdot h)^{1/3} \cdot F_a \cdot F_w \cdot 10^{-2} \quad (10)$$

Onde:

$C_{di}$ = carga dinâmica (N)

$n$ = rotação de trabalho (rpm)

$V_{uh}$ = vida útil média (h)

$F_a$ = força axial de arraste (N)

$F_w$ = Fator de operação (adimensional)

Para o cálculo do diâmetro do fuso aplica-se a equação 11:

$$D_f = \left( \frac{n \cdot L_m^2}{f} \right) \cdot 10^{-7} \quad (11)$$

Onde:

$D_f$ = diâmetro do fuso (mm)

$n$ = rotação de trabalho (rpm)

$L_m$ = distância entre mancais de apoio (mm)

$f$ = coeficiente do tipo de montagem (adimensional)

## 2.5.6 Pinhão e cremalheira

De acordo com Melconian (2008), a cremalheira é um dispositivo mecânico projetado para o transporte de diversos tipos de carga, que necessitam de movimentos lineares horizontais e verticais. Por outro lado, o conjunto pinhão/cremalheira compreende-se em um sistema em que a coroa (neste caso a coroa é a própria cremalheira), possui um diâmetro infinito, o que a torna reta. Os dentes podem ser retos ou helicoidais dependendo do projeto em que o conjunto será composto.

Para Shigley (1984), o dimensionamento deste conjunto é similar ao das engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais, ambos seguem a norma AGMA, a diferença ocorre que a cremalheira é linear, e não circular.

A cremalheira pode ser projetada com dentes reto ou dentes helicoidais, a diferença entre uma e outra é que as cremalheiras de dentes helicoidais geram menos ruídos, possuem maior capacidade de carga e exigem maior complexidade em seu processo construtivo (SHIGLEY *et al.* 2005).

Segundo Lopes e Galdino (2013), a distância percorrida em uma rotação do pinhão é definida pela equação 12.

$$e = \pi \cdot m \cdot z \quad (12)$$

Onde:

$m$  = módulo (mm)

$e$  = espaço percorrido em uma rotação do pinhão (mm)

$z$  = número de dentes

A velocidade linear máxima para o projeto é definida pela equação 13 segundo o autor Halliday (2013).

$$v = \Delta S / \Delta t \quad (13)$$

Onde:

$v$  = velocidade linear (m/s)

$\Delta S$  = espaço percorrido (m)

$\Delta t$  = intervalo de tempo (s)

Para o autor Hibbeler (2011), a aceleração do sistema é definida pela equação 14.

$$a = \Delta v / \Delta t \quad (14)$$

Onde:

$a$  = aceleração (m/s<sup>2</sup>)

$\Delta v$  = variação de velocidade (m/s)

$\Delta t$  = Intervalo de tempo (s)

Para Lopes e Galdino (2013), a força tangencial horizontal real é definida através da segunda lei de Newton e depende da força de atrito, da força peso e da força normal desta forma é definida pela equação 15.

$$F_{hR} = m \cdot (g \cdot \mu + a) \quad (15)$$

Onde:

$FhR$ = Força horizontal real (N)

$m$ = massa a ser movida (Kg)

$g$ = aceleração de gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$\mu$ = coeficiente de atrito

$a$ = aceleração (m/s<sup>2</sup>)

De acordo com Melconian (2008), o torque é definido através do produto da força tangencial pela metade do diâmetro primitivo e é definido pela equação 16.

$$MT = \frac{d.F}{2.\eta} \quad (16)$$

Onde:

$MT$ = torque de transmissão do sistema (Nm)

$d$ = diâmetro primitivo do pinhão (m)

$\eta$ = rendimento (adimensional)

A potência é definida através da equação 17.

$$P = \frac{Fhc.v}{\eta} \quad (17)$$

A velocidade angular é obtida através da equação 18.

$$n = \frac{30.P}{\pi.MT} \quad (18)$$

Onde:

$n$ = velocidade angular (rpm)

$MT$ = torque de transmissão do sistema (Nm)

$P$ = potência (W)

A largura do conjunto pinhão e cremalheira é definida pela equação 19 (MELCONIAN,2008).

$$y = bd \quad (19)$$

Onde:

$y = 0,75$ , engrenagem em balanço

$b$  = largura do pinhão/cremalheira (mm)

$d$  = diâmetro primitivo do pinhão (mm)

Para os autores Lopes e Galdino (2013), a tensão de flexão no pé do dente é obtida através da equação 20.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m} \quad (20)$$

Onde:

$\sigma_{\text{máx}}$  = tensão máxima de flexão no pé do dente (MPa)

$\bar{\sigma}_{\text{mat}}$  = tensão máxima admissível do material (MPa)

$q$  = fator de forma

$\varphi$  = fator de serviço

### 2.5.7 Correia

De acordo com estudos realizados pelo autor Shigley (2005), correias, cabos, correntes e outros similares elásticos são utilizados no transporte e na transmissão de potência. Frequentemente são empregados como substitutos de engrenagens, eixos, mancais ou outros sistemas mais rígidos de transmissão de potência. Em muitas situações é empregado para simplificar o projeto reduzindo custos. A aplicação de elementos flexíveis auxilia na absorção de choques e vibrações, auxiliando na vida útil das máquinas.

Para o autor a maioria dos elementos flexíveis não possuem vida infinita, o que significa que estes componentes devem passar por inspeções frequentes e devem ser substituídos ao menor sinal de avaria. As correias especificamente possuem algumas características importantes quanto a sua aplicação, que são elas: São utilizadas em grandes distâncias entre centros, pode ocorrer algum tipo de escorregamento, de modo angular entre os eixos motor e movido não é constante e exatamente igual, exceto com correias sincronizadoras,

em algumas situações pode ser utilizado, uma polia de tração, com o objetivo de evitar ajustes na distância entre centros necessário devido ao uso deste tipo de transmissão.

De acordo com Melconian (2008), para o dimensionamento de correias são necessários alguns dados, e podem ser calculados pelas equações a seguir:

A relação de transmissão é calculada pela equação 21.

$$\frac{N1}{N2} = \frac{D2}{D1} \quad (21)$$

Onde:

$N1$ = rotação da polia motora (rpm)

$N2$ = rotação da polia movida (rpm)

$D1$ = diâmetro da polia motora (mm)

$D2$ = diâmetro da polia movida (mm)

A distância entre centro das polias é obtida pela equação 22.

$$C = \frac{3D1+D2}{2} \quad (22)$$

Onde:

$C$ = distância entre centro das polias (mm)

$D1$ = diâmetro da polia motora (mm)

$D2$ = diâmetro da polia movida (mm)

O comprimento da correia é calculado pela equação 23.

$$L = 2C + \frac{\pi(D1+D2)}{2} + (D1 - D2)^2/(4C) \quad (23)$$

Onde:

$L$ = comprimento da correia (mm)  
 $D1$ = diâmetro da polia motora (mm)  
 $D2$ = diâmetro da polia movida (mm)  
 $C$ = distância entre centro das polias (mm)

A capacidade de transmissão é calculada através da equação 24.

$$ppc = (pb + pa).fcc.fcac \quad (24)$$

Onde:

$ppc$ = capacidade de transmissão por correia (CV)  
 $pb$ = potência básica (CV)  
 $pa$ = potência adicional (CV)  
 $fcc$ = fator de correção do comprimento (adimensional)  
 $fcac$ = fator de correção do arco de contato (adimensional)

O torque é obtido pela equação 25.

$$Mt = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (25)$$

Onde:

$Mt$ = torque na polia (Nm)  
 $P$ = potência (W)  
 $n$ = rotação de trabalho (rpm)

A força tangencial é dada pela equação 26.

$$Ft = \frac{Mt}{R1} \quad (26)$$

Onde:

$Ft$ = força tangencial (N)  
 $Mt$ = torque na polia (Nm)  
 $R1$ = raio da polia motora (m)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é apresentada uma proposta de projeto de um dispositivo automatizado para posicionamento e fixação destinado a melhorar a performance de produção minimizando as perdas provenientes de setup, pequenas paradas e ociosidades decorrentes do abastecimento da máquina em um processo de inspeção final de virabrequins. Considerando esta proposta foram apresentados dois cenários: um atual e um visando o cenário após a aplicação do dispositivo automatizado.

#### 3.1 SITUAÇÃO ATUAL

O processo de inspeção final é realizado em uma máquina de medir coordenadas Zeiss Prismo Navigator, como pode ser observado na Figura 11. Esta máquina está localizada em um laboratório no final de uma linha de produção, onde todos os virabrequins manufaturados são inspecionados. Os itens a serem inspecionados chegam até o laboratório através de esteiras provenientes do último processo de fabricação. No momento em que as peças entram no laboratório passam por uma inspeção visual minuciosa e após são posicionadas manualmente com o auxílio de uma grua na máquina de medir coordenadas.

Figura 11 – Máquina de medir coordenadas Zeiss Prismo.



Fonte: O Autor

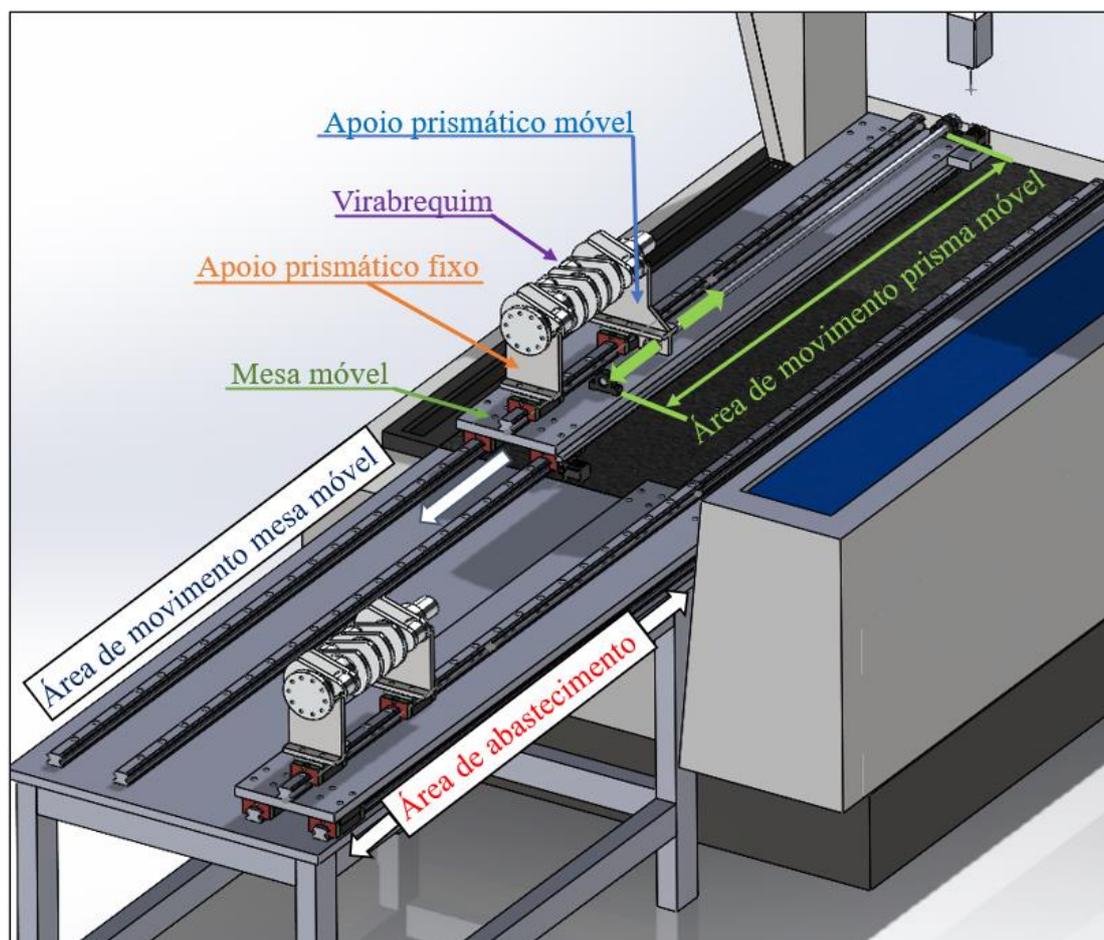
A fixação e o posicionamento da peça na máquina de medir, é executada de maneira precisa para a orientação inicial da inspeção. Para isso é utilizado um dispositivo em forma de prisma, já que a peça a ser inspecionada possui geometria cilíndrica em seus apoios. Com este modelo de dispositivo é possível colocar duas peças por ciclo, onde cada peça é inspecionada individualmente, porém a substituição da peça já inspecionada por outra só é possível no momento em que o processo de inspeção já foi realizado nas duas peças, devido ao modelo da máquina ser do tipo portal, não sendo possível acessar a peça medida com a máquina em funcionamento.

Atualmente o laboratório de inspeção final conta com apenas uma máquina de medir coordenadas e a mesma atende até quatro itens diferentes simultaneamente, o que acaba impactando no tempo de setup devido ao posicionamento dos prismas ser realizado de maneira manual. Os mesmos estão apoiados sobre guias lineares e são movimentados pelo operador até uma posição pré-determinada no programa de inspeção e sua posição é definida com o auxílio de uma régua fixada na mesa da máquina, onde cada item possui uma posição de inspeção diferente.

### 3.2 PROPOSTA DE MELHORIA

Analisando o processo de inspeção atual como um todo, foi possível perceber uma baixa performance devido a perdas com setup e também com o abastecimento da máquina, estas perdas podem ser minimizadas ou até eliminadas do processo através do desenvolvimento de um novo dispositivo para fixação e posicionamento das peças. A Figura 12 apresenta o dispositivo e seu funcionamento.

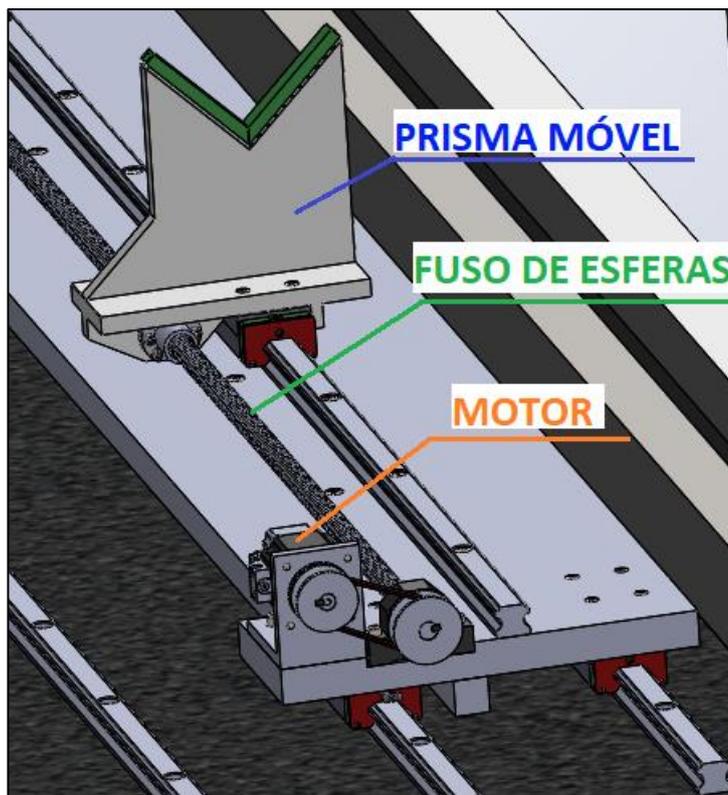
Figura 12 – Dispositivo automatizado.



Fonte: O Autor

A proposta foi desenvolver um dispositivo automatizado que executa o posicionamento dos apoios prismáticos de maneira automática e que podem receber virabrequins de diferentes tamanhos. O movimento dos apoios móveis é realizado com o auxílio de um fuso de esferas, controlados por um motor tendo em vista um programa para cada item, eliminando o tempo de setup, sendo necessário apenas executar o programa e os apoios se posicionam na coordenada programada. A Figura 13 apresenta o mecanismo de movimento do apoio prismático móvel.

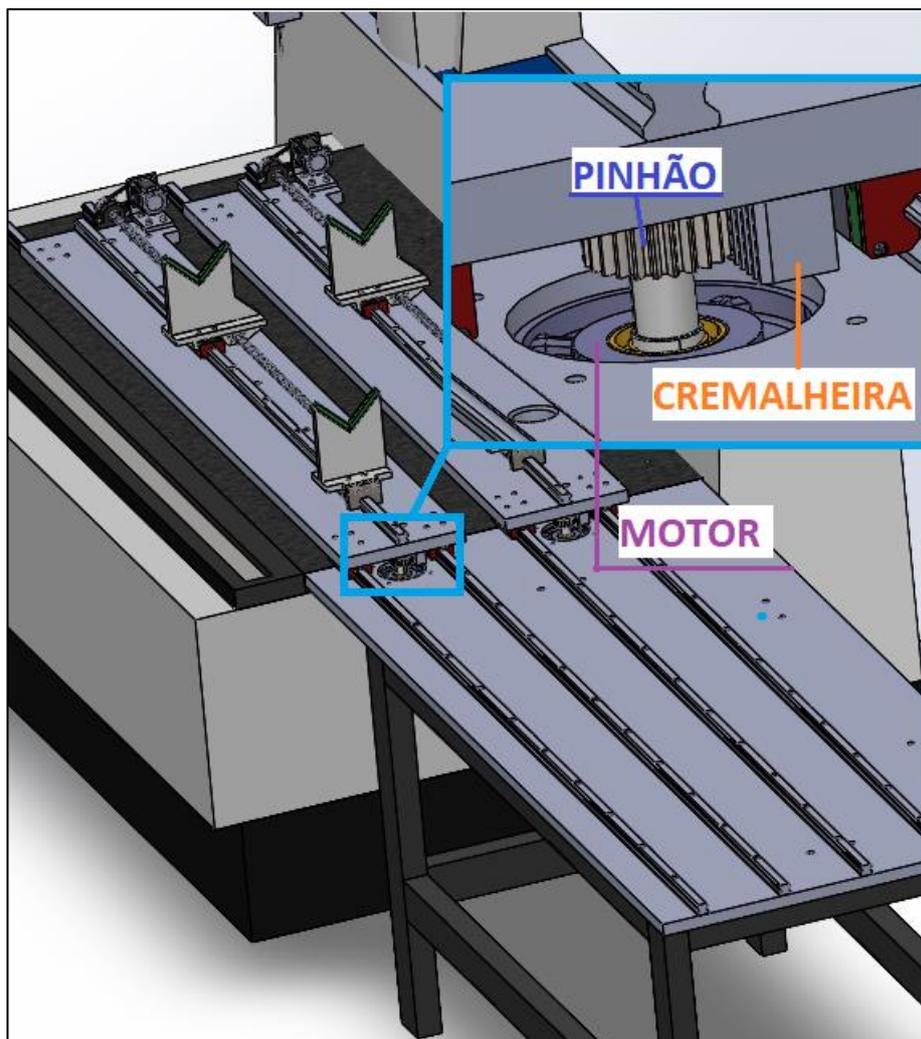
Figura 13 – Mecanismo apoio prismático móvel.



Fonte: O Autor

Este dispositivo também suporta duas peças por ciclo. O que difere do modelo já utilizado é a possibilidade de realizar a substituição da peça já inspecionada antes do final da inspeção da outra peça, já que neste novo modelo é possível programar uma posição de abastecimento do item fora da área de medição, o que elimina também o tempo que a máquina fica aguardando a substituição dos itens para um início de um novo ciclo. O movimento de todo o conjunto para a posição de abastecimento é auxiliado por um sistema de pinhão-cremalheira acionado por um motor. Na Figura 14 apresenta-se o sistema de movimentação das mesas para a posição de abastecimento.

Figura 14 – Mecanismo de movimentação das mesas.



Fonte: O Autor

### 3.3 FLUXOGRAMA DE EXECUÇÃO DA PROPOSTA

A Figura 15 apresenta o fluxograma do planejamento das atividades executadas.

Figura 15 – Fluxograma de atividades.



Fonte: O autor

### 3.4 ATIVIDADES PARA A EXECUÇÃO DO PROJETO.

#### 3.4.1 Planejamento conceitual

Nesta etapa foram planejados alguns conceitos tendo em vista o mecanismo e o funcionamento do projeto como: dimensões gerais, tipo de acionamento dos elementos móveis, quantidade de motores necessários para mover estes elementos, número de fusos, número de guias lineares, tipo de controlador do sistema, entre outros. Para o auxílio desta fase alguns requisitos de projetos foram levados em consideração que estão citados no Quadro 1.

Quadro 1 – Requisitos do projeto

(continua)

<b>Requisito do Projeto</b>	<b>Especificação</b>	<b>Meta</b>
Produtividade	Minimizar ou eliminar as perdas por paradas de máquina provenientes de abastecimento e setup	O dispositivo desenvolvido garantirá a redução das paradas com setup e ociosidades no abastecimento da MMC, realizando os posicionamentos de forma automática
Operação	O dispositivo deve garantir um posicionamento preciso da peça para que não ocorra colisões do sensor de medição com o virabrequim	Executar o posicionamento preciso da peça na área de medição sem que ocorram colisões.
Dimensões	O produto final deve abranger virabrequins de todas as dimensões e massa inspecionados na MMC.	Utilização do dispositivo para toda a faixa de peso e dimensões inspecionadas na linha. A massa variando entre 8 Kg à 200 Kg e comprimentos de 400 mm á 1300 mm

(conclusão)

<b>Requisito do Projeto</b>	<b>Especificação</b>	<b>Meta</b>
Construção	Atender o dimensional da estação de medição.	Todas as peças devem atender os requisitos do projeto

Fonte: O autor

### **3.4.2 Cálculos e seleção dos componentes do projeto**

Nesta etapa foram realizados os cálculos, baseando-se na literatura, em manuais de fabricantes e normas técnicas, para dimensionamento dos elementos e componentes mecânicos que compõem o projeto. Também nesta fase foi definido o tipo de controlador que controla o sistema, buscando um modelo simples e de fácil programação e operação.

### **3.4.3 Modelar o dispositivo e seus componentes**

O dispositivo foi modelado com o auxílio do software *Solidworks®*, todas as partes que compõem o projeto foram modeladas e montadas na máquina tridimensional, que também foi modelada para melhor análise de todas as partes.

### **3.4.4 Mensurar a Eficiência Global do Equipamento e a quantidade de peças inspecionadas por dia no projeto atual**

Foram duas métricas principais para mensurar a eficiência do processo, uma delas é a Eficiência Global do Equipamento (OEE), onde este é o principal indicador adotado pela empresa para monitorar a eficiência dos processos. A outra métrica é o número de peças inspecionadas por dia, a meta atual determinada pela empresa são 240 virabrequins/dia, porém no processo atual não é possível atingi-la. Com enfoque secundário, também foi observado o número de operadores envolvidos no processo, com o propósito de reduzir a mão de obra operacional.

### **3.4.5 Análise do desempenho do processo com a aplicação do dispositivo**

Nesta etapa foi realizado um estudo analisando a eficiência do equipamento com a aplicação do protótipo do dispositivo. Esta análise foi realizada levando em consideração a Eficiência Global do Equipamento (OEE) e também uma projeção no número de peças inspecionadas por dia. Também foi projetado uma perspectiva de produtividade após a automação do dispositivo.

## 4 DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO

Este capítulo tem por objetivo apresentar os dados de entrada para o desenvolvimento do projeto, as características de construção do dispositivo desenvolvido e os requisitos de funcionamento do mesmo.

### 4.1 ESPECIFICAÇÕES DAS MEDIDAS DE COMPRIMENTO E MASSA PARA DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES

Os modelos de virabrequins selecionados para dimensionamento dos componentes são os modelos VB100 apresentado na Figura 16 (A) e VB013 indicado na Figura 16 (B), estes modelos de virabrequins foram selecionados devido a suas dimensões abrangerem todos os virabrequins produzidos pela empresa, sendo as maiores dimensões: comprimento:1300 mm, diâmetro máximo: 325 mm, massa: 200 kg e as menores dimensões possuem comprimento de 400 mm, diâmetro máximo 175 mm e massa 8 kg.

Figura 16 – Modelos de Virabrequim.



Fonte: Site Susin Francescutti

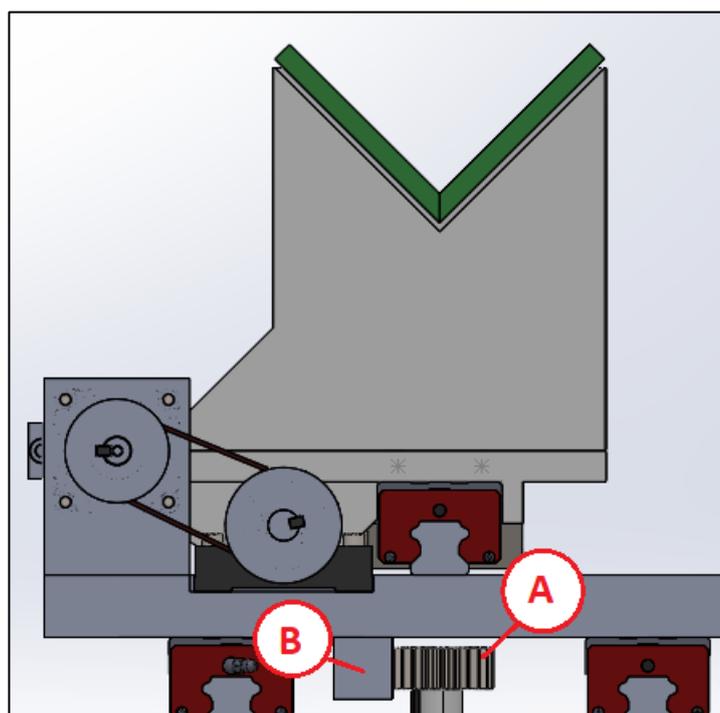
## 4.2 SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO DISPOSITIVO

### 4.2.1 Sistema pinhão e cremalheira

O sistema pinhão e cremalheira é o mecanismo responsável pelo deslocamento da mesa móvel do dispositivo e as especificações de módulo, número de dentes do pinhão, diâmetro primitivo e a distância entre o pinhão e a base da cremalheira foram obtidos através dos cálculos realizados conforme a literatura dos autores (LOPES; GALDINO, 2013) e são apresentados no Apêndice A. A carga máxima considerada para o dimensionamento dos componentes é 300 kg, sendo 100 kg a mais do que o virabrequim mais pesado fabricado pela empresa, garantido a possibilidade de aplicar o sistema para futuros projetos com maiores dimensões.

A velocidade de deslocamento linear máxima considerada é de 0,2 m/s, desta forma foi selecionado um pinhão de dentes retos fabricado de aço SAE 1045 sem tratamento térmico, sendo o diâmetro primitivo do pinhão motor 48 mm com 24 dentes e módulo de 2 mm, apresentado na Figura 17 (A). A cremalheira possui módulo de 2 mm, sendo a distância entre o centro do pinhão até a base da cremalheira de 55 mm representado na Figura 17 (B).

Figura 17 – Sistema pinhão e cremalheira.

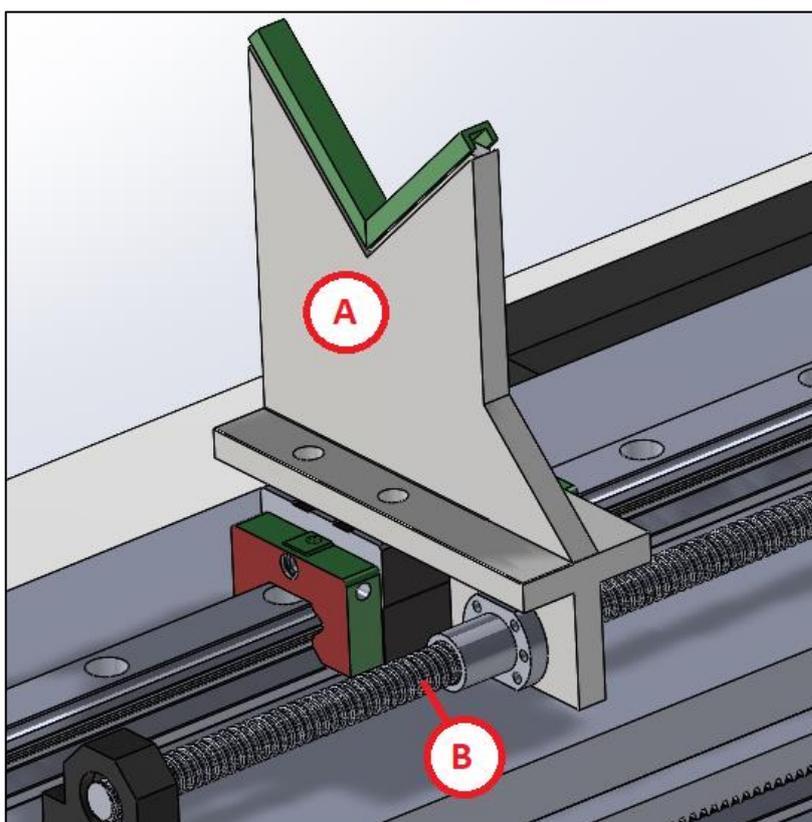


Fonte: O autor

#### 4.2.2 Fuso de esferas

Como citado no Capítulo 3, a transmissão de movimento do motor de passo para o prisma móvel apresentado na Figura 18 (A) é realizada através de um fuso de esferas apresentado na Figura 18 (B). A carga aplicada quando o sistema está em operação é de 10 N, uma vez que o mecanismo se movimenta apenas com o peso do sistema no instante em que realiza o posicionamento para receber o modelo de virabrequim requerido na inspeção. Para a seleção do fuso de esferas foram aplicados os cálculos conforme indicação do fabricante e são apresentados no Apêndice B. Para esta aplicação foi utilizado um fuso de esferas de diâmetro nominal 18 mm, comprimento de 1500 mm e passo 8 mm. A velocidade de deslocamento linear é de 0,2 m/s e velocidade angular de 1500 rpm, sendo esta velocidade a velocidade máxima projetada para o deslocamento do sistema.

Figura 18 – Prisma móvel e Fuso de esferas.



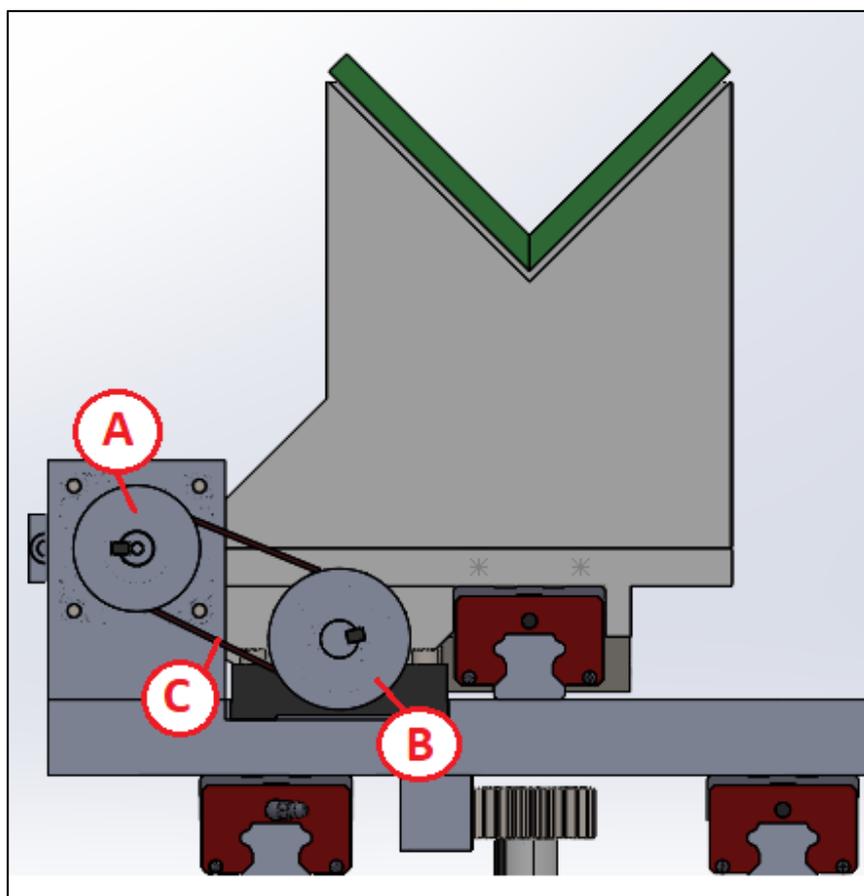
Fonte: O autor

### 4.2.3 Polia e correia

O sistema de polia e correia é o responsável pela transmissão de torque do motor para o fuso de esferas. Suas dimensões foram obtidas a partir de cálculos dispostos no Apêndice C.

A polia motora possui diâmetro de 36 mm conforme a Figura 19 (A) e a polia movida possui diâmetro de 42 mm conforme a Figura 19 (B), garantido que o torque de 0,23 Nm e a velocidade angular de 1500 rpm sejam transmitidos para o fuso de esferas. Para a transmissão foi aplicada uma correia plana, atendendo o requisito de transmitir o torque e também em caso de alguma colisão este elemento funcionará como um fusível mecânico, realizando escorregamento evitando sobrecarga nos motores. Para esta aplicação pequenos escorregamentos não geram problemas quanto ao posicionamento, tendo em vista que os programas de medição possuem uma boa margem de segurança em seus posicionamentos. A correia possui comprimento de 300 mm largura de 10 mm e espessura de 2,0 mm conforme a Figura 19 (C).

Figura 19 – Polias e correia.



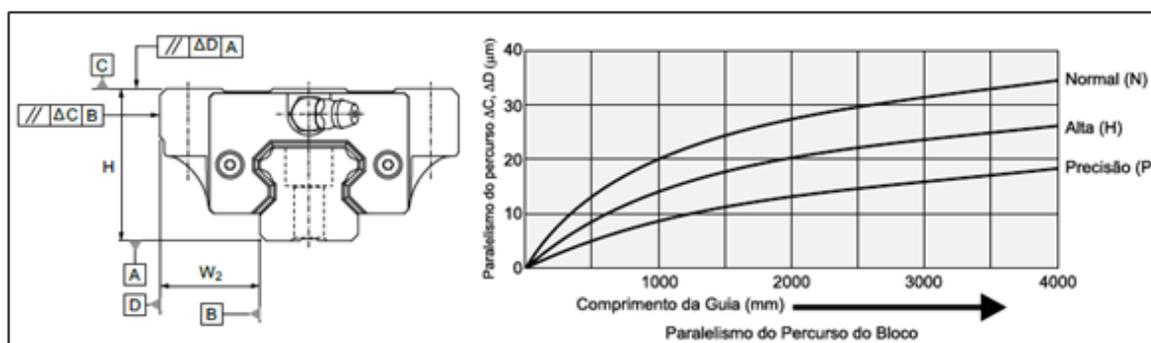
Fonte: O autor

#### 4.2.4 Guias lineares

As guias lineares que são responsáveis pelo deslocamento linear da mesa móvel e do prisma móvel foram padronizadas para ambos os sistemas. A seleção das guias foram baseadas nos cálculos indicados pelo fabricante e estão dispostos no Apêndice D.

Partindo da carga máxima que o sistema recebe que é 300 Kg (2943 N) e velocidade máxima de 0,2 m/s o modelo utilizado é OBR A 30 LS, que possui limite de carga de 705 Kg e velocidade máxima de 1,5 m/s, outro fator levado em consideração foi o grau de precisão onde o fabricante oferece três graus de tolerâncias diferentes N (normal), H (alta), P (precisão) e para cada modelo possui diferentes tolerâncias de fabricação. O modelo selecionado para esta aplicação possui grau P, e segue as tolerâncias apresentadas no gráfico da Figura 20.

Figura 20 – Tolerâncias guias lineares.



Fonte: Site OBR

#### 4.2.5 Motores

A seleção do motor foi realizada através de cálculos realizados e estão dispostos no Apêndice E. A potência necessária para movimentar o sistema do prisma móvel é de 40 W e o torque é de 0,233 Nm. O critério de definição do modelo, foi o torque máximo necessário para mover o sistema. O motor selecionado para realizar a movimentação do prisma móvel está descrito na Tabela 3.

Tabela 3 – Especificações motor do prisma móvel

Potência Nominal (kW)	Corrente nominal (A)	Corrente de pico (A)	Torque nominal (Nm)	Velocidade nominal (rpm)	Tensão (V)
0,2	1,5	4,5	0,64	3000	220

Fonte: O autor

Para realizar a movimentação da mesa móvel com uma carga de 300 Kg levando em consideração as especificações do pinhão e da cremalheira para realizar a transmissão de torque e potência para o sistema foi necessário empregar um torque que 4,29 Nm e uma potência de 35 W, a uma rotação de 80 rpm. A definição das especificações foi baseada nos cálculos realizados e dispostos no Apêndice A, desta forma o motor utilizado para esta aplicação encontrado comercialmente, segue as especificações da Tabela 4.

Tabela 4 – Especificações motor da mesa móvel

Potência Nominal (kW)	Corrente nominal (A)	Corrente de pico (A)	Torque nominal (Nm)	Velocidade nominal (rpm)	Tensão (V)
1	4,8	14,4	5,78	2000	220

Fonte: O autor

#### 4.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foi possível realizar a fabricação de um protótipo para testes, faltando a parte de automação. O sistema está em operação de forma manual o que possibilitou analisar a movimentação do sistema e trazer alguns resultados. A Figura 21 apresenta o dispositivo instalado na máquina de medir por coordenadas (MMC).

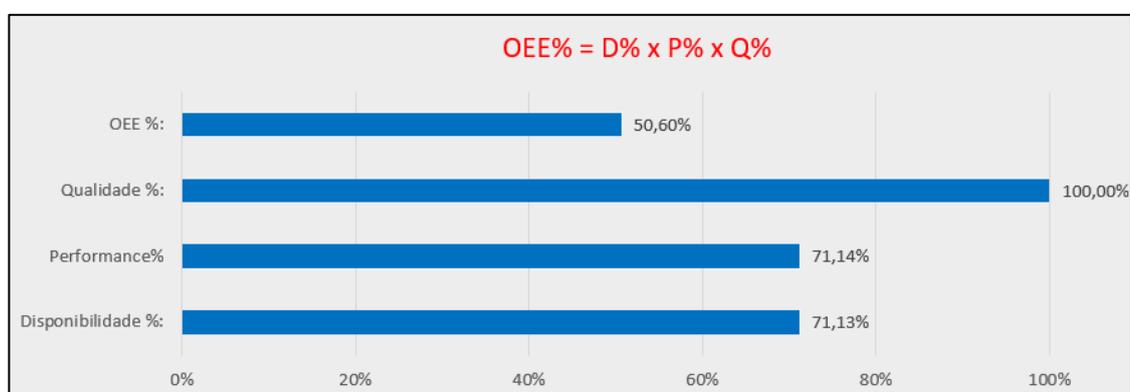
Figura 21 – Dispositivo montado na MMC.



Fonte: O autor

A aquisição dos dados de eficiência global do equipamento (OEE), bem como a quantidade de peças inspecionados por dia foram obtidas através de relatórios gerados a partir de um software de gerenciamento interno da empresa. Este sistema entrega resultados de eficiência instantânea, uma vez que a máquina monitorada possui um coletor e o operador insere a unidade produzida após o término do ciclo, também é possível analisar histórico para análise de tendências. A Figura 22 apresenta os dados de OEE de um dia de produção antes da montagem do dispositivo na máquina.

Figura 22 – Gráfico de OEE antes do dispositivo.



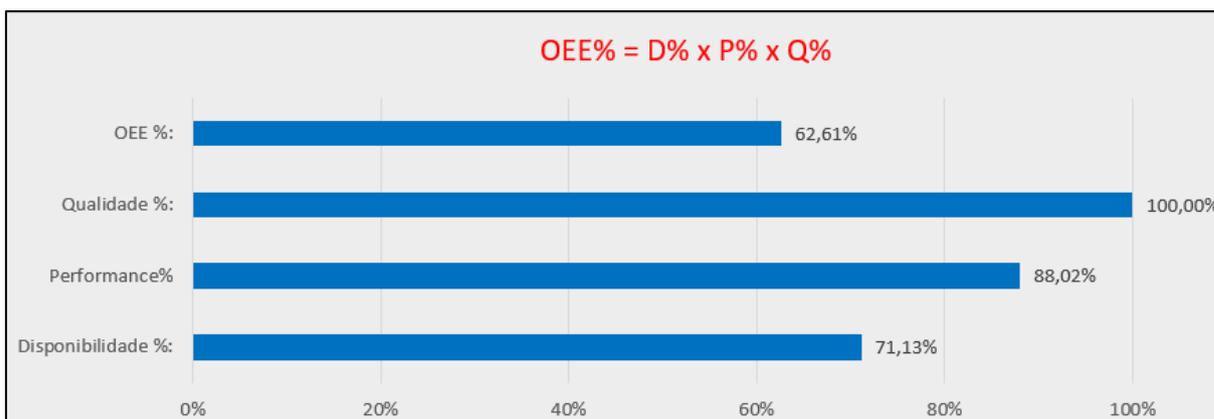
Fonte: O autor

No gráfico apresentado na Figura 22 é possível verificar pela eficiência global do equipamento (OEE) que está sendo utilizado apenas 50,60% da capacidade produtiva do recurso, levando em consideração que o OEE padrão mundial é de 85%, sendo 29,4% distantes desta meta. Os principais fatores que influenciam nestes indicadores são paradas de máquina não programadas e reduções de velocidade, indicadas pela performance e pela disponibilidade.

Para a análise acima foi considerado um dia de trabalho onde somados os dois turnos estão disponíveis 1143 minutos, deste total 240 minutos foram utilizados para setup e 30 minutos com ausência de operador, desta forma se somados os tempos resultam em 270 minutos de parada, impactando diretamente no índice de disponibilidade e consequentemente no OEE. Neste dia foram produzidos 118 virabrequins sendo 122 peças a menos do que a meta estipulada pela empresa.

O gráfico da Figura 23 apresentado a seguir mostra os índices de eficiência após a montagem do dispositivo na tridimensional, levando em consideração que o projeto ainda não está concluído e a movimentação deve ser feita manualmente, acarretando principalmente no tempo de setup.

Figura 23 – Gráfico de OEE após instalação do dispositivo manual.



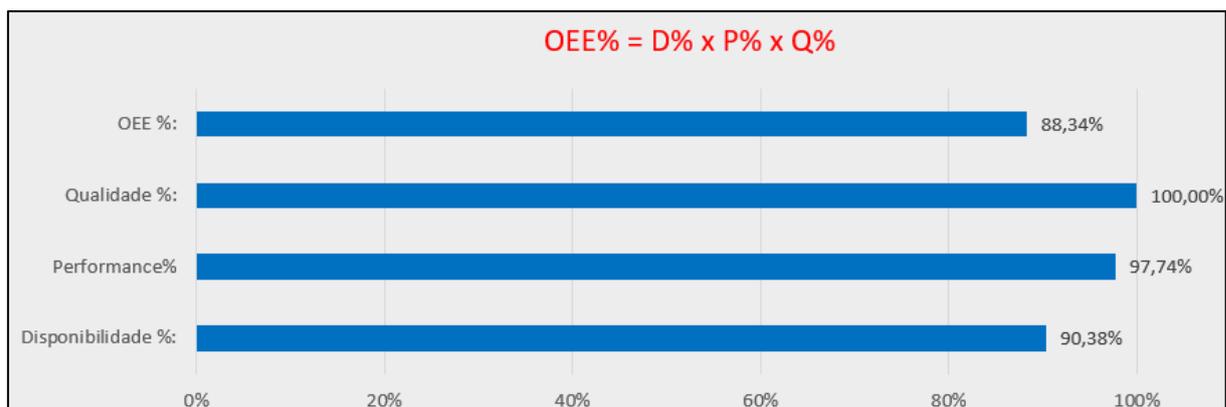
Fonte: O autor

Para esta análise foram considerados os mesmos parâmetros anteriores sendo o tempo total disponível de 1143 minutos. Neste cenário é possível observar no gráfico que o índice de disponibilidade permanece em 71,13% devido ao tempo de setup ainda permanecer em 240 minutos e ausência de operador em 30 minutos. Porém é possível verificar que a eficiência global do equipamento aumentou de 50,60% para 62,61%, e o índice que favoreceu para este aumento foi a performance, o que significa que está sendo utilizado menos tempo para executar a operação.

Levando em consideração que o tempo de medição é o mesmo, o que foi otimizado foi o tempo de abastecimento da máquina devido a aplicação do dispositivo mesmo que a movimentação das mesas seja realizada manualmente pelo operador, a máquina não fica ociosa durante o abastecimento. Neste dia foram produzidas 146 peças, 74 peças a menos do que a meta diária.

A Figura 24 apresenta um o gráfico de um cenário futuro, onde o dispositivo estará concluído e todas as movimentações estarão automatizadas conforme o projeto.

Figura 24 – Gráfico de OEE após instalação do dispositivo concluído.



Fonte: O autor

No gráfico da Figura 24 o indicador OEE deverá atingir 88,34% atendendo o nível de padrão mundial que é de 85%. É possível verificar que o índice de performance atingirá um percentual de 97,74%, levando em consideração que com o sistema de movimentação automatizado, o tempo da operação se tornará apenas o tempo em que a máquina realiza a medição, eliminando toda a ociosidade no abastecimento. O indicador de disponibilidade também chegará a um nível satisfatório de 90,38%, uma vez que o tempo de setup reduzirá para 20 minutos considerando o tempo de ausência de operador em 30 minutos, totalizando 50 minutos de parada de máquina.

Com a eficiência de 88,34% será possível atingir 206 peças inspecionadas no dia, sendo 34 peças a menos do que a meta definida pela empresa.

## 5 CONCLUSÃO

No cenário atual, a otimização dos processos é fundamental para a sobrevivência das empresas no mercado qualquer que seja o segmento, buscando menores custos de operação e maior produtividade.

Este trabalho teve como propósito fundamental otimizar a utilização de uma máquina de medir por coordenadas em uma linha produtiva de virabrequins e também aplicar alguns conceitos de engenharia mecânica para o desenvolvimento de um dispositivo automatizado.

O desenvolvimento do trabalho atendeu os objetivos específicos determinados, onde a demanda era caracterizar as especificações de construção e desempenho do dispositivo, minimizar as perdas por paradas de máquina provenientes de abastecimento e setup e comparar a performance operacional do modelo atual de fixação com o novo modelo desenvolvido.

Como resultado obteve-se um dispositivo funcional para testes, onde foi possível aumentar a eficiência global do equipamento de 50,6% para 62,61%, podendo chegar a 88,84%, da mesma forma o número de peças por dia passou de 118 para 146, sendo necessário dois operadores operando a máquina e o dispositivo. A expectativa após a automatização do projeto é atingir 206 peças/dia e utilizar apenas um operador.

Ficou evidente que, com aplicação deste dispositivo houve um aumento representativo no indicador OEE, e conseqüentemente um aumento de produtividade, porém mesmo após a conclusão do projeto e atingindo 88,34% de eficiência no equipamento não será possível atender a demanda de 240 virabrequins por dia.

Como proposta de melhoria e continuidade do trabalho, sugere-se a redução dos tempos de medições com a otimização máxima nos programas de medição da máquina visando atingir um incremento no aumento da produtividade.

Para trabalhos futuros é necessário o desenvolvimento de um software que realize a integração do todo o sistema: máquina de medição e dispositivo automatizado, onde se possa realizar os programas de posicionamentos para cada modelo de virabrequim, bem como a comunicação com o sistema já existente na máquina de medição.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERTASS, Armando; SOUZA, André R. de S. **Fundamentos da Metrologia Científica e Industrial**. Barueri: Editora Manole, 2008.

ALCIATORE, David G.; HISTAND, Michael B. **Introdução à Mecatrônica e aos Sistemas de Medições**. 4 ed. Porto Alegre: AMGH Editora. 2014.

ANDERSSON, C.; BELLGRAN, M. On the complexity of using performance measures: enhancing sustained production improvement capability by combining OEE and productivity. **Journal of Manufacturing Systems**, Lund, v. 35, p. 144-154, 2015.

ARENHART, Francisco A. **Desempenho Metrológico de Máquinas de Medição por Coordenadas no Âmbito Industrial Brasileiro**. Florianópolis, 2007. ABCM Journal. Disponível em: <[http://www.abcm.org.br/downloads/3Y\\_monografia.pdf](http://www.abcm.org.br/downloads/3Y_monografia.pdf)> Acesso em: abril 2023.

BOSCH, J.A. **Coordinate Measuring Machines and Systems**. New York: Marcel Dekker, Inc., 1995.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-10**. Edição. McGraw Hill Brasil, 2016.

CUMMINS. [Cummins Engine Crankshaft]. Disponível em: <<https://shop.cummins.com/CSSNAStore/s/product/a2w4N000003sM1gQAE/cummins-engine-crankshaft-5301009>>. Acesso em: 16 ago. 2023.

FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY, Charles, JR.; UMANS, Stephen D. **Máquinas elétricas: com introdução à eletrônica de potência**. 6 ed. Porto Alegre: Editora Bookman, 2006.

GAMEROS, A. et al. State-of-the-art in fixture systems for the manufacture and assembly of rigid components: A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, v. 123, p. 121, Dec 2017.

GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D. T. (Orgs.). **Métodos de pesquisa**. Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2009.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert. **Fundamentos de física**. 9 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012. 88p

HEDMAN, R.; SUBRAMANIYAN, M.; ALMSTRÖM, P. Analysis of critical factors for automatic measurement of OEE. **Procedia CIRP**, Gothenburg, v. 57, p. 128-133, 2016.

HIBBELER, |Russel C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 12 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011. 504p

HOFFMAN, E. G. **Jig and fixture design**. 5. ed. [S.l.]: Delmar, cengage learning, 2004. (Delmar learning drafting).

HOCKEN, Robert J.; PEREIRA, Paulo H. **Coordinate Measuring Machines and Systems**. 2 ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press. 2012.

KOOM Transmission de Precisión; 2007; **Catálogo delas transmisiones per cremallera Piñón**. Disponível em: < <http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>>. Acesso em: 05 out. 2023.

LIMA Jr, J. C. **Determinação de planeza de superfícies metrológicas assistida por computador**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Centro de Tecnologia, UFPB, João Pessoa, 2003.

LIRA, Francisco Adval de. **Metrologia Dimensional - Técnicas de Medição e Instrumentos para Controle e Fabricação Industrial**. São Paulo: Érica Ltda, 2015. 176 p. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br>>. Acesso em: 31 mar. 2023.

LOPES, José Carlos Leite; GALDINO, Luciano. Dimensionamento do sistema cremalheira pinhão de dentes retos. **Revista Augusto Guzzo**. São Paulo, n. 12, p. 127-139, 2013.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 9. ed. rev. São Paulo: Érica, 2008.

MJ DISPOSITIVOS. [**Máquina de medição tridimensional**]. Disponível em: <<https://www.mjdispositivos.com.br/maquina-medicao-tridimensional>>. Acesso em: maio 2023.

MORAES, Cícero Couto de; CASTRUCCI, Plínio de Lauro. **Engenharia de Automação Industrial**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Rio de Janeiro, 2007.

NAKAJIMA, S. **Introduction to TPM: total productive maintenance**. Cambridge: Productivity Press, 1989.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.

OBR. [**Guias lineares**]. Disponível em: < <https://www.obr.com.br/series/guias-lineares/>>. Acesso em: outubro 2023.

RENISHAW. [**Ponteira de Apalpador de MMC**]. Disponível em: <<https://www.thome-praezision.de/deu/Renishaw-M2-Tastereinsaetze.html>>. Acesso em: abril 2023.

SCHETTINI, D. C. D. **Eficiência Produtiva da Indústria de Transformação nas Regiões Brasileiras: uma análise de fronteiras estocásticas e cadeias espaciais de Markov**. 2010. 198 f. Tese (Doutorado em Economia) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010

SHIGLEY, Joseph Edward, Tradução de CARVALHO, Edival Ponciano de. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 1984.

SHIGLEY, J. E; MISCHKE, C. R; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman. f. 960. 2005.

SILVEIRA, P.; SANTOS, W. **Automação e Controle Discreto**. 4 ed. São Paulo: Érica 2002.

SINGH, J.; RASTOGI, V.; SHARMA, R. Total productive maintenance review: a case study in automobile manufacturing industry. **International Journal of Current Engineering and Technology**, Punjab, v. 3, n. 5, 2013.

SUSIN FRANCESCUTTI. **[Virabrequim Caterpillar]**. Disponível em: <<https://www.sufran.com.br/produtos/caterpillar/virabrequim-motores-caterpillar-c18-perkins-2806-6-cil/VB100>>. Acesso em: agosto 2023.

VAS TECNOLOGIA INDUSTRIAL. **Catálogo Geral 2017-2018**. Disponível em: <<http://vastecnologia.com.br/catalogo/industrial/.pdf>>. Acesso em: abril 2023.

VEMAX. **[Usinagem 5 eixos]**. Disponível em: <<https://vemax.ind.br/blog/centro-usinagem-5-eixos-o-que-e-com-funciona/>>. Acesso em: abril 2023.

VICENTE, Manuel A. F. **Estimação dos Erros de uma Máquina Estacionária de Medição de Coordenadas**. Coimbra, 1997.

## APÊNDICE A – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO PINHÃO E CREMALHEIRA E DIMENSIONAMENTO DO MOTOR DA MESA MÓVEL

A distância percorrida em uma volta realizada pelo pinhão é definida através da equação:

$$e = \pi \cdot m \cdot z$$

Onde:

$e$  = espaço percorrido em uma rotação do pinhão (mm)

$m$  = módulo (mm) = 2

$z$  = número de dentes = 29

Assim:

$e = 182,70$  mm

A distância entre o centro do pinhão e a base da cremalheira dependem do módulo e o número de dentes e seguem a relação conforme a Tabela 2:

Tabela 2 – Tabela da distância entre o centro do pinhao a base da cremalheira

<b>DIMENSÕES DA COTA "D"</b>							
<b>Z</b>	<b>Módulo do Pinhão com dentes retos (m)</b>						
	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>10</b>
<b>18</b>	-	62	81	104	-	157	195
<b>20</b>	-	65	85	109	125	165	205
<b>22</b>	-	68	89	114	131	173	215
<b>24</b>	50	71	93	119	137	181	225
<b>26</b>	52	74	97	124	143	189	235
<b>28</b>	54	-	-	129	149	197	-
<b>30</b>	56	-	-	-	155	-	-
<b>32</b>	58	-	-	-	161	-	-

Fonte: Catálogo Koom

Assim:

$D = 55$  mm

Os cálculos de velocidade e aceleração foram definidos a partir das equações a seguir:

$$v = \Delta S / \Delta t$$

Onde:

$v$  = velocidade linear (m/s)

$\Delta S$  = espaço percorrido (m) = 0,2

$\Delta t$  = intervalo de tempo (s) = 1

Assim:

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

$$a = \Delta v / \Delta t$$

Onde:

$a$  = aceleração (m/s<sup>2</sup>)

$\Delta v$  = variação de velocidade (m/s) = 0,2

$\Delta t$  = Intervalo de tempo (s) = 1

Assim:

$$a = 0,2 \text{ m/s}^2$$

A força horizontal real realizada para mover a carga suportada pelo sistema é definida através da equação:

$$F_{hR} = m \cdot (g \cdot \mu + a)$$

Onde:

$F_{hR}$  = Força horizontal real (N)

$m$  = massa a ser movida (Kg) = 300

$g$  = aceleração de gravidade (m/s<sup>2</sup>) = 9,81

$\mu$  = coeficiente de atrito = 0,01

$$a = \text{aceleração (m/s}^2\text{)} = 0,2$$

Assim:

$$F_{hR} = 89,43 \text{ N}$$

A força horizontal corrigida para um fator de segurança K definido pelo tipo de carregamento estão apresentados na Tabela 3:

Tabela 3 – Fator de segurança K.

TEMPO DE TRABALHO	TIPO DE CARGA		
	Uniforme	Moderada	Severa
Ocasional (1/2 hora)	1,5	1,8	2,3
Intermediário (3 horas)	1,8	2	2,5
8 a 10 horas	2	2,25	2,8
24 horas	2	2,5	3

Fonte: Catálogo Koom

Desta forma a força horizontal corrigida é obtida através da equação:

$$F_{hc} = F_{hR} \cdot K$$

Onde:

$F_{hR}$  = força horizontal real (N) = 89,43

$K$  = fator de segurança = 2

Assim:

$$F_{hc} = 178,86 \text{ N}$$

O torque transmitido pelo sistema é definido pela equação:

$$MT = \frac{d \cdot F_{hc}}{2 \cdot \eta}$$

Onde:

$MT$  = torque de transmissão do sistema (Nm)

$d$  = diâmetro primitivo do pinhão (m) = 58

$F_{hc}$  = força horizontal corrigida (N) = 178,86

$\eta$  = rendimento = 0,98

Assim:

$$MT = 5,18 \text{ Nm}$$

A potência necessária para realizar a movimentação da carga é definida pela equação:

$$P = F_{hc} \cdot v$$

Assim:

$$P = 35,77 \text{ W}$$

A rotação é obtida através da equação:

$$n = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot MT}$$

Onde:

$n$  = velocidade angular (rpm)

$MT$  = torque de transmissão do sistema (Nm) = 5,18

$P$  = potência (W) = 35,77

Assim:

$$n = 66 \text{ rpm}$$

A largura do pinhão é obtida através da equação:

$$y = bd$$

Onde:

$y$  = engrenagem em balanço = 0,75

$b$  = largura do pinhão/cremalheira (mm)

$d$  = diâmetro primitivo do pinhão (mm) = 58

Assim:

$$b = 12,93 \text{ mm}$$

A tensão máxima no pé do dente é calculada através da equação:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m}$$

Onde:

$\sigma_{\text{máx}}$  = tensão máxima de flexão no pé do dente (MPa)

$\bar{\sigma}_{\text{mat}}$  = tensão máxima admissível do material (MPa) = 200

$q$  = fator de forma = 0,34

$\varphi$  = fator de serviço = 1,25

$F$  = força (N) = 178,86

$b$  = largura da engrenagem (mm) = 12,93

Assim:

$$\sigma_{\text{máx}} = 75 \text{ Mpa}$$

## APÊNDICE B – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DO FUSO DE ESFERAS

A força axial de arraste é definida através da equação:

$$F_a = M \cdot \mu$$

Onde:

$F_a$  = força axial de arraste (N)

$M$  = massa a ser movida (Kgf) = 49,09

$\mu$  = coeficiente de atrito = 0,14

Assim:

$$F_a = 6,86 \text{ N}$$

O Passo é definido pela equação:

$$p = \frac{V}{n}$$

Onde:

$p$  = passo (mm)

$V$  = velocidade máxima do sistema (mm/s) = 12000

$n$  = velocidade angular (rpm) = 1500

Assim:

$$p = 8 \text{ mm}$$

A rotação de trabalho é definida por:

$$n = \frac{V}{p}$$

Onde:

$p$  = passo (mm) = 8

$n$  = rotação de trabalho (rpm)

$V$  = velocidade máxima do sistema (mm/s) = 12000

A carga dinâmica é definida pela equação:

$$C_{di} = (60 \cdot n \cdot V_{uh})^{1/3} \cdot F_a \cdot F_w \cdot 10^{-2}$$

Onde:

$C_{di}$  = carga dinâmica (N)

$n$  = rotação de trabalho (rpm) = 1500

$V_{uh}$  = vida útil média (h) = 20000

$F_a$  = força axial de arraste (N) = 6,867

$F_w$  = Fator de operação = 1,2

Assim:

$$C_{di} = 100,23 \text{ N}$$

Para o cálculo do diâmetro do fuso aplica-se a equação:

$$D_f = \left( \frac{n \cdot L m^2}{f} \right) \cdot 10^{-7}$$

Onde:

$D_f$  = diâmetro do fuso (mm)

$n$  = rotação de trabalho (rpm) = 1500

$L_m$  = distância entre mancais de apoio (mm) = 1500

$f$  = coeficiente do tipo de montagem = 21,9

Assim:

$D_f = 15,41$  mm

A partir destes resultados, o fuso aplicado para o sistema possui diâmetro de 18mm e passo de 8 mm.

## APÊNDICE C – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DAS POLIAS E CORREIAS

De acordo com o Autor Melconian (2008), a seleção para correia plana, segue o equacionamento a seguir:

$$\frac{N1}{N2} = \frac{D2}{D1}$$

Onde:

$N1$  = rotação da polia motora (rpm) = 1750

$N2$  = rotação da polia movida (rpm) = 1500

$D1$  = diâmetro da polia motora (mm) = 36

$D2$  = diâmetro da polia movida (mm) = 42

$$C = \frac{3D1 + D2}{2}$$

Onde:

$C$  = distância entre centro das polias (mm)

$D1$  = diâmetro da polia motora (mm) = 36

$D2$  = diâmetro da polia movida (mm) = 42

Assim:

$C = 75$  mm

$$L = 2C + \frac{\pi(D1 + D2)}{2} + (D1 - D2)^2 / (4C)$$

Onde:

$L$  = comprimento da correia (mm)

$D1$  = diâmetro da polia motora (mm) = 36

$D_2$ = diâmetro da polia movida (mm) = 42

$C$ = distância entre centro das polias (mm) = 75

Assim:

$L = 302,67$  mm

$$ppc = (pb + pa) \cdot fcc \cdot fcac$$

Onde:

$ppc$ = capacidade de transmissão por correia (CV)

$pb$ = potência básica (CV) = 0,67

$pa$ = potência adicional (CV) = 0

$fcc$ = fator de correção do comprimento (adimensional) = 0,99

$fcac$ = fator de correção do arco de contato (adimensional) = 1

Assim:

$ppc = 0,65$  CV

$$Mt = \frac{30 * P}{\pi * n}$$

Onde:

$Mt$ = torque na polia (Nm)

$P$ = potência (W) = 42,78

$n$ = rotação de trabalho (rpm)= 1500

Assim:

$Mt = 0,27$  Nm

$$Ft = \frac{Mt}{R_1}$$

Onde:

$F_t$  = força tangencial (N)

$M_t$  = torque na polia (Nm) = 0,27

$R_l$  = raio da polia motora (m) = 0,018

Assim:

$F_t = 15 \text{ N}$

## APÊNDICE D – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DAS GUIAS LINEARES

Inicialmente é necessário definir a força atuante sobre cada carro, para o caso da mesa móvel que suporta maior quantidade de carga, utilizou-se 4 carros, a carga atuante para cada carro é obtida através da equação (OBR, 2023):

$$P_c = \frac{P_t}{N_c}$$

Onde:

$P_c$  = força atuante sobre o carro (N)

$P_t$  = força total atuante (N) = 2943

$N_c$  = número de carros que irão suportar a carga = 4

Assim:

$$P_c = 735 \text{ N}$$

O fator estático de segurança é dado pela equação:

$$C_e = \frac{(f_s \cdot P_c)}{f_{ct}}$$

Onde:

$C_e$  = fator estático de segurança

$f_s$  = fator estático de segurança = 6

$P_c$  = força atuante sobre o carro (N) = 735

$f_{ct}$  = fator de contato = 0,81

Assim:

$$C_e = 5450$$

Seleção em função da vida útil em quilômetros:

$$Vuk = \left[ \frac{fd \cdot ft \cdot fct}{fw} \cdot \frac{Cd}{Pc} \right]^3 \cdot 50$$

Onde:

$Vuk$  = vida útil (Km)

$fd$  = fator de dureza = 1

$ft$  = fator de temperatura = 1

$fct$  = fator de contato = 0,81

$fw$  = fator de carga = 1,5

$Cd$  = capacidade dinâmica (Kgf) = 1775

Assim:

$Vuk$  = 110,54 km

Seleção em função da vida útil em horas:

$$Vuh = \frac{Vuk \cdot 10^3}{2 \cdot Ls \cdot Nm \cdot 60}$$

Onde:

$Vuh$  = vida útil (h)

$Vuk$  = vida útil (Km) = 110,54

$Ls$  = comprimento da guia (m) = 1.5

$Nm$  = frequência (x/min) = 5

Assim:

$Vuh$  = 122,83 horas

## APÊNDICE E – CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DOS MOTORES

Para o cálculo do motor do prisma móvel, inicialmente foi calculado o torque no fuso de esferas conforme (OBR, 2023):

Torque estático:

$$Tg = \frac{p}{2\pi} \mu g (m_m + m_p) g$$

Onde:

$Tg$ = torque estático (Nm)

$p$ = passo (mm) = 8

$\mu g$ = coeficiente de atrito das guias lineares = 0,01

$m_m$ = massa da mesa (Kg) = 5

$m_p$ = massa da peça (Kg) = 5

Assim:

$$Tg = 0,0012491 \text{ Nm}$$

Torque estático refletido:

$$Tpf = \mu f \frac{Df}{2} Fp$$

Onde:

$Tpf$ = torque estático refletido (Nm)

$\mu f$ = coeficiente de atrito do fuso de esferas = 0,005

$Df$ = diâmetro do fuso (mm) = 18

$Fp$ = força de pré-carga (N) = 2500

Assim:

$$Tpf = 0,1125$$

Torque total:

$$T_e = T_g + T_{pf}$$

Onde:

$T_e$  = torque total (Nm)

$T_g$  = torque estático (Nm) = 0,0012491

$T_{pf}$  = torque estático refletido (Nm) = 0,1125

Assim:

$$T_e = 0,1137 \text{ Nm}$$

Cargas dinâmicas:

$$J_{pm} = \frac{p^2}{2\pi} (m_m + m_p)$$

Onde:

$J_{pm}$  = carga dinâmica (Kgm<sup>2</sup>)

$p$  = passo (m) = 0,008

$m_m$  = massa da mesa (Kg) = 5

$m_p$  = massa da peça (Kg) = 5

Assim:

$$J_{pm} = 1,62 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

O momento de inércia do fuso é dado por:

$$Jf = \frac{1}{2}mf \left(\frac{Df}{2}\right)^2$$

Onde:

$Jf$ = momento de inércia do fuso (Kgm<sup>2</sup>)

$mf$ = massa do fuso (Kg) = 1,6

$Df$ = diâmetro do fuso (mm) = 18

Assim:

$$Jf = 6,48.10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

O momento de inércia total do fuso é dado por:

$$Jt = Jpm + Jf + Jm$$

Onde:

$Jt$ = momento de inércia total do fuso (Kgm<sup>2</sup>)

$Jpm$ = Carga dinâmica (Kgm<sup>2</sup>) =  $1,62.10^{-5}$

$Jf$ = momento de inércia do fuso (Kgm<sup>2</sup>) =  $1,62.10^{-5}$

Assim:

$$Jt = 1,01.10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

A velocidade angular é calculada pela equação a seguir:

$$\omega = \frac{Vl}{(p/2\pi)}$$

Onde:

$\omega$  = velocidade angular (rad/s)

$Vl$  = velocidade linear (m/s) = 0,2

$p$  = passo (m) = 0,008

Assim:

$\omega$  = 157,075 rad/s

A aceleração linear é calculada pela equação a seguir:

$$al = \frac{Vl}{tr}$$

Onde:

$al$  = aceleração linear (m/s<sup>2</sup>)

$Vl$  = velocidade linear (m/s) = 0,2

$tr$  = tempo de deslocamento (s) = 0,1

Assim:

$al$  = 2 m/s<sup>2</sup>

A aceleração angular é calculada pela equação a seguir:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{al}{(p/2\pi)}$$

Onde:

$d\omega/dt$ = aceleração angular (rad/s<sup>2</sup>)

$al$ = aceleração linear (m/s<sup>2</sup>) = 2

$p$ = passo (m) = 0,008

Assim:

$$d\omega/dt = 1570,75 \text{ rad/s}^2$$

O torque dinâmico total é obtido pela equação:

$$Td = Jt \frac{d\omega}{dt} + B\omega + Te$$

Onde:

$Td$ = torque dinâmico total (Nm)

$Jt$ = momento de inércia total do fuso (Kgm<sup>2</sup>) =  $1,62 \cdot 10^{-5}$

$d\omega/dt$ = aceleração angular (rad/s<sup>2</sup>) = 1570,75

$B$ = coeficiente de atrito viscoso = 0

$\omega$ = velocidade angular (rad/s) = 157,075

$Te$ = torque total (Nm) = 0,1137

Assim:

$$Td = 0,272 \text{ Nm}$$

A potência do fuso de esferas é dada por:

$$Pf = Td \cdot \omega$$

Onde:

$Pf$  = Potência do fuso (W)

$Td$  = torque dinâmico total (Nm) = 0,272

$\omega$  = velocidade angular (rad/s) = 157,075

Assim:

$$P = 42,78 \text{ W}$$

Considerando que a transmissão de torque e potência serão transmitidas por um sistema de polia e correia, é calculado o torque e potência necessária para o motor. Sabendo que a relação de transmissão é de 0,86, então:

$$Tm = \frac{P1}{\omega1}$$

Onde:

$Tm$  = Torque do motor (Nm)

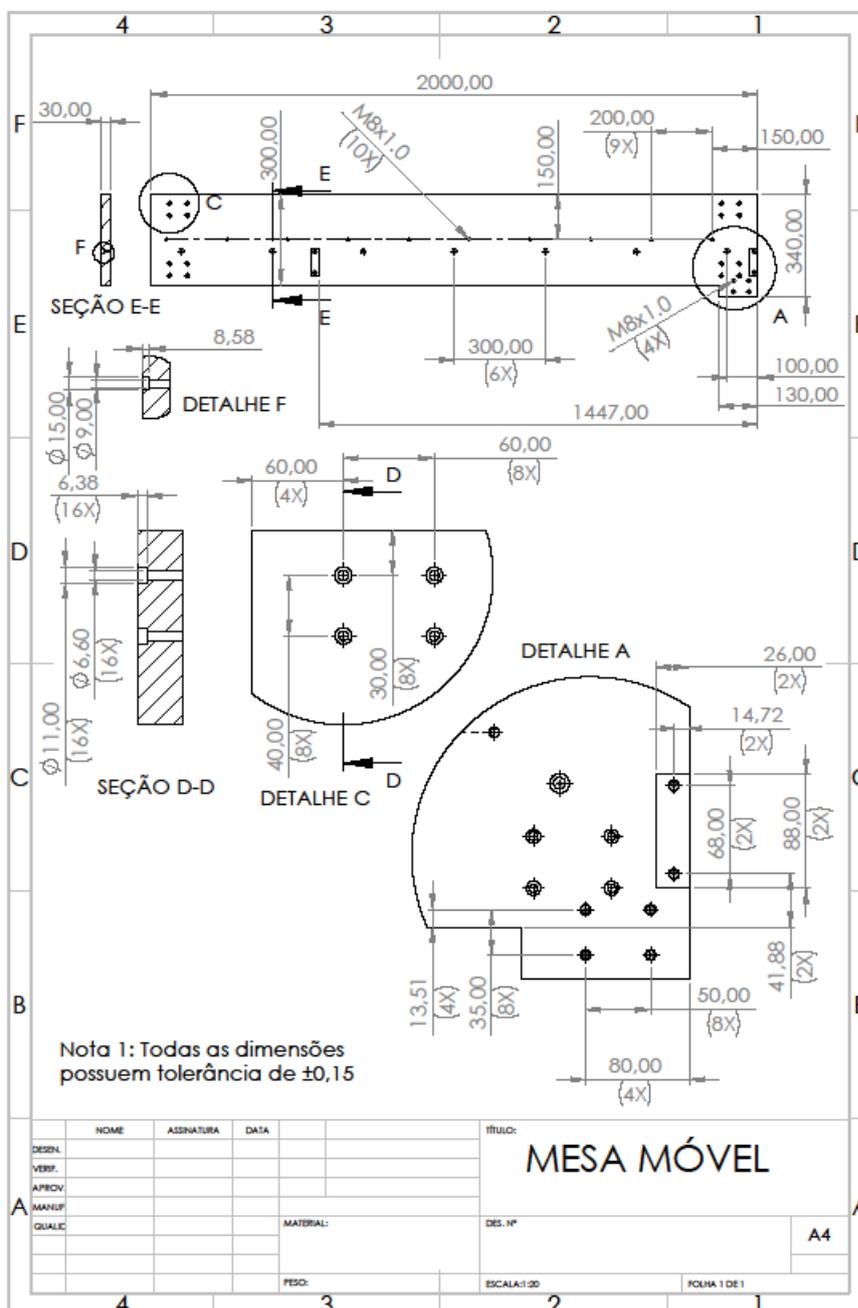
$P1$  = Potência da polia motora (W) = 42,78

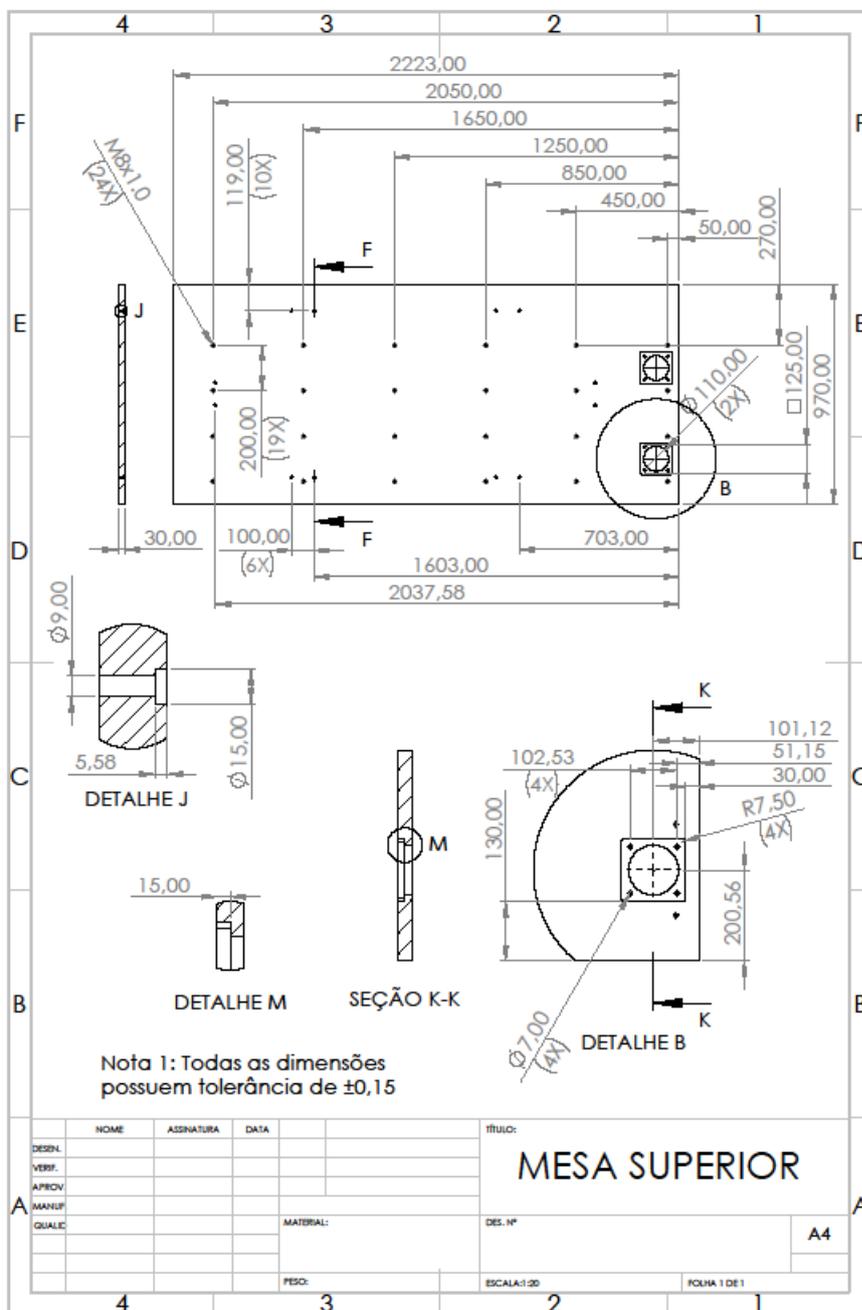
$\omega1$  = velocidade angular polia motora (rad/s) = 157,075

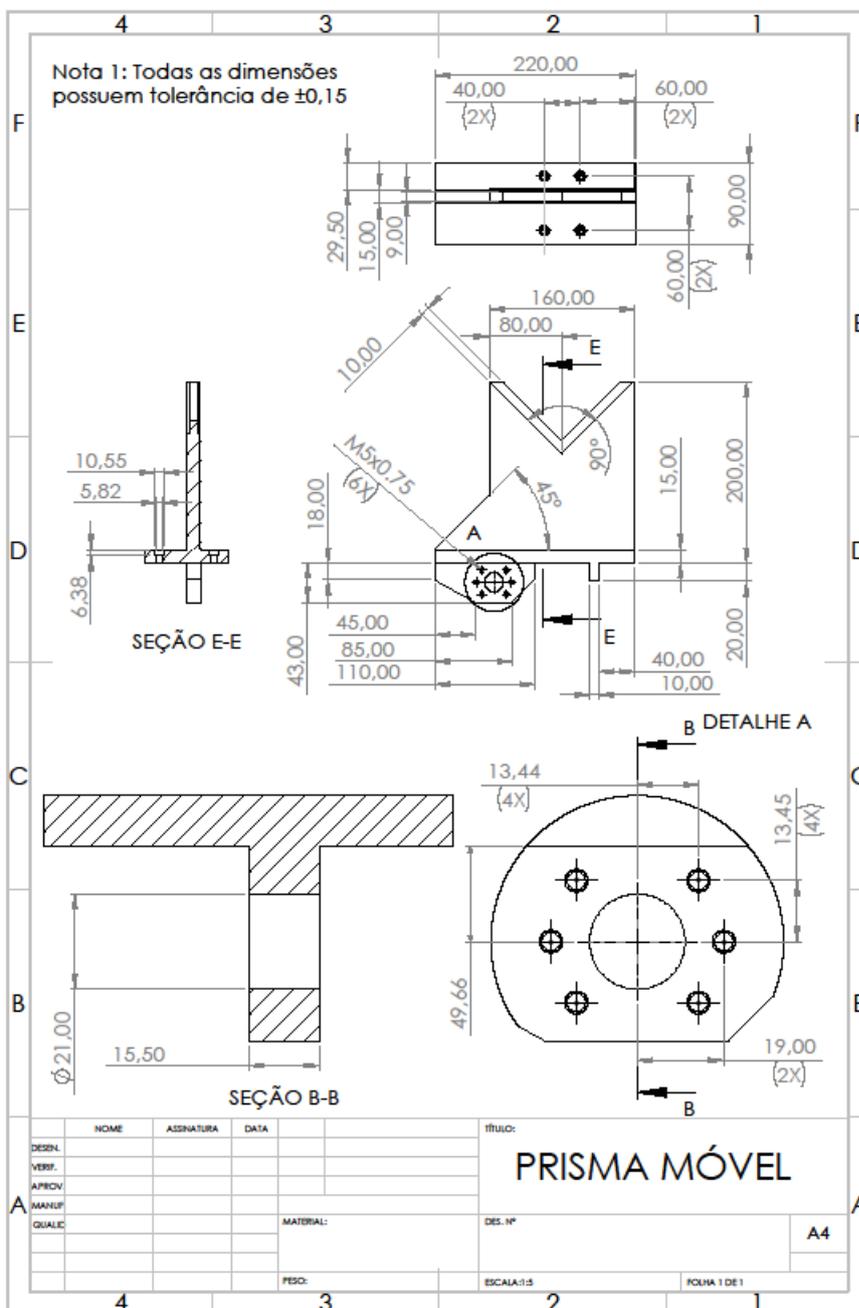
Assim:

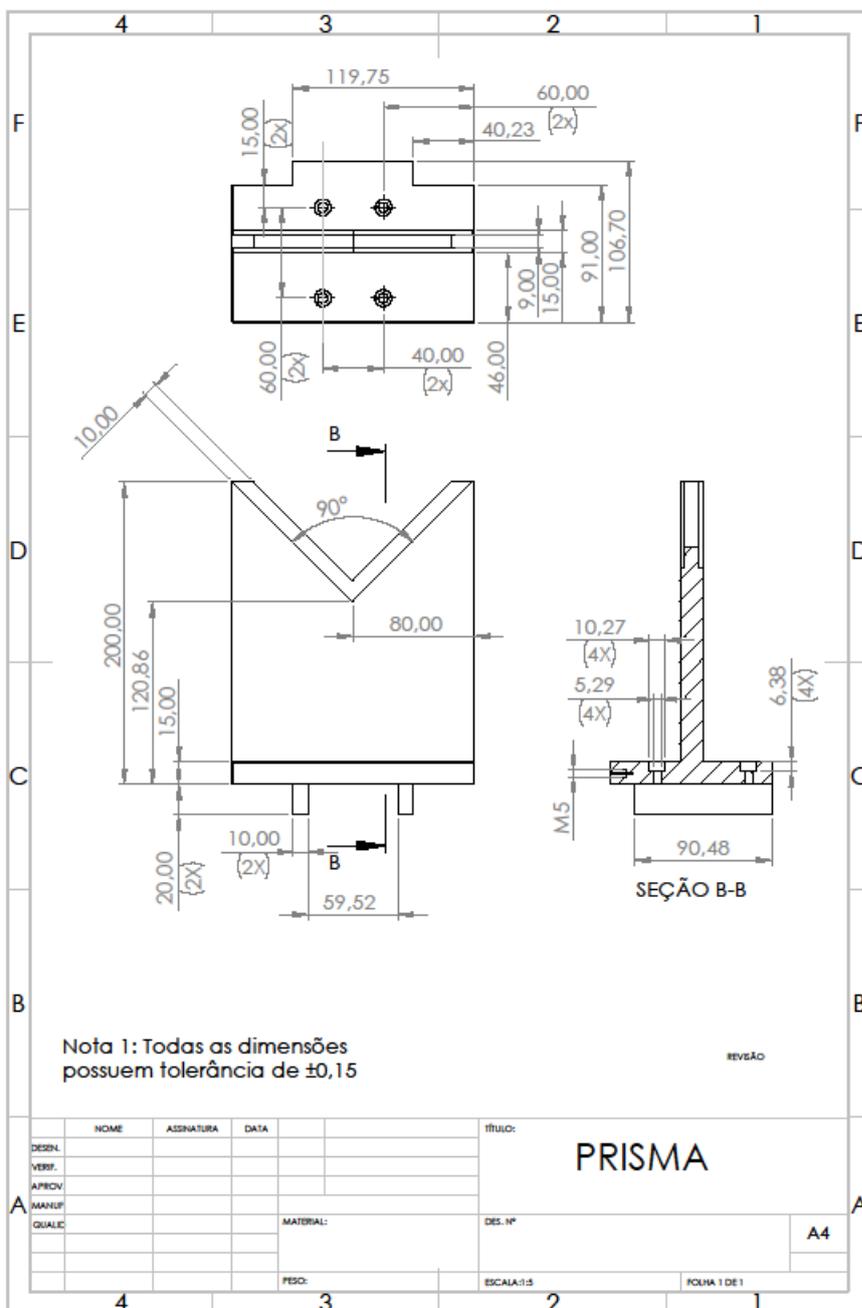
$$Tm = 0,233 \text{ Nm}$$

## APÊNDICE F – DESENHOS TÉCNICOS DAS PEÇAS FABRICADAS









NOME				ASSINATURA		DATA		TÍTULO:	
DESEN.								<b>PRISMA</b>	
VERIF.									
APROV.									
MANUF.									
QUALIC.									
				MATERIAL:		DES. Nº		<b>A4</b>	
				PESO:		ESCALA: 1:5			
						FOLHA 1 DE 1			

