

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PROJETO DE UMA MÁQUINA DE CORTE A PLASMA CNC PARA USO NO CORTE
DE CHAPAS DE AÇO INOX ABNT 304

por

Henrique Soares Niada

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2020

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Soares Niada, Henrique
PROJETO DE UMA MÁQUINA DE CORTE A PLASMA CNC PARA
USO NO CORTE DE CHAPAS DE AÇO INOX ABNT 304 / Henrique
Soares Niada. -- 2020.
26 f.
Orientador: Heraldo José de Amorim.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2020.

1. Máquinas industriais. 2. Máquina cnc. 3. Corte a
plasma. I. José de Amorim, Heraldo, orient. II.
Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Henrique Soares Niada

PROJETO DE UMA MÁQUINA DE CORTE A PLASMA CNC PARA USO NO CORTE
DE CHAPAS DE AÇO INOX ABNT 304

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte/Processos de Fabricação/Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Heraldo José de Amorim

Comissão de Avaliação:

Prof. Heraldo José de Amorim

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Tiago Becker

Porto Alegre, novembro de 2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço às pessoas que acreditaram em mim desde o começo, mesmo com toda dificuldade não deixaram de me apoiar, Marta e Aldo, minha mãe e meu pai. A minha mulher Daiana Cambri que ficou ao meu lado e me incentivou nessa reta final, aos meus primos e sócios Fábio e Filipe Soares que sempre me colocaram no caminho certo dos estudos e a todas as pessoas que tiveram do meu lado e me ajudaram desde o início.

Niada, Henrique. Projeto de uma máquina de corte a plasma para uso no corte de chapas de aço inox ABNT 304. 2020. 26. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

RESUMO

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento do projeto mecânico de uma máquina de corte a plasma CNC, com o objetivo de atender as necessidades de uma empresa de pequeno porte. O Dimensionamento da máquina levou em consideração diversos requisitos de projeto, como corte em chapa de aço inox ABNT 304 com espessura de 3 mm, e as dimensões necessárias da mesa de corte, de 1500 mm x 1500 mm. A análise da estrutura principal foi realizada numericamente. Ainda analiticamente e com auxílio de dados fornecidos por fabricantes, foram selecionados os componentes de transmissão de potência, como o motor de passo, conjunto pinhão e cremalheira, correias, eixo dos roletes. A etapa final do projeto consistiu numa análise de risco conforme a norma NR12, identificando e encontrando as soluções adequadas de proteção. Por fim foi realizada uma análise de custo, que comprovou a viabilidade econômica da produção interna da máquina através de sua comparação com a aquisição de um equipamento comercial.

PALAVRAS-CHAVE: Corte a plasma, Inox, projeto mecânico.

Niada, Henrique. Design of a cnc plasma cutting machine for use in cutting of ABNT 304 stainless steel sheets. 2020. 26. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

Abstract

This work presents the development of the mechanical design of a cnc plasma cutting machine for a small business. The dimensioning of the machine considered several design requirements, such as cutting of 3 mm thick abnt 304 stainless steel plate and the desired dimensions of the working table (1500 mm x 1500 mm). The analysis of the main structure was carried out through finite element analysis. Other components, such as stepper motors, pinion and rack assembly, belts and roller axles were selected from technical catalogs through analytical analysis. The final design step consisted of a risk analysis based on nr-12 technical norm, where risks were identified and solutions provided. Finally, a cost analysis was performed, which revealed that the internal production of the machine was economically viable when compared with the cost of a commercial machine.

Keywords: plasma cutting, stainless, mechanical design.

NOMENCLATURA

Símbolos

| | | |
|-----------------|-----------------------------|---------------------|
| F_i | Pré-torque | [N] |
| dp | Diâmetro nominal parafuso | [mm] |
| P | Peso | [N] |
| T_a | Torque aplicado | [N.m] |
| K | Coefficiente de torque | |
| V | Esforço cortante | [N] |
| M | Momento fletor | [N.m] |
| L | Comprimento | [mm] |
| A | Área | [m ²] |
| d | Diâmetro | [mm] |
| v | Velocidade | [m/s] |
| a | Aceleração | [m/s ²] |
| M | Módulo engrenagem | |
| Z | Número dentes engrenagem | |
| e | Passo engrenagem | [mm] |
| F_{hr} | Força Horizontal real | [N] |
| F_{hc} | Força Horizontal corrigida | [N] |
| m_1 | Massa deslocada | [M] |
| F | Força | [N] |
| k | Fator de segurança | |
| P | Potência | [W] |
| n | Velocidade angular | [RPM] |
| n_1 | Velocidade angular | [RPM] |
| n_2 | Velocidade angular | [RPM] |
| t | Passo da correia | [mm] |
| L_c | Comprimento da correia | [mm] |
| B_c | Largura da correia | [mm] |
| η | Coefficiente rendimento | |
| q | Fator de forma | |
| b | Largura | [mm] |
| t | Passo Correia | [mm] |
| M_t | Torque requerido | [Nm] |
| M_p | Torque de partida | [Nm] |
| Símbolos gregos | | |
| μ | Coefficiente de atrito | |
| y | Critério de desgaste | |
| b_{ef} | Largura efetiva correia | [mm] |
| L_{ef} | Comprimento efetivo correia | [mm] |
| K | Fator de segurança | |
| τ | Tensão cisalhante | [Mpa] |
| τ_{max} | Tensão cisalhante máxima | [Mpa] |
| σ | Tensão | [Mpa] |
| σ_{max} | Tensão máxima | [Mpa] |
| σ_{adm} | Tensão admissível | [Mpa] |

Abreviações

| | |
|------|---|
| CNC | Comando Numérico Computadorizado |
| ABNT | Associação Brasileira de Normas Técnicas |
| AISI | American Iron and Steel Institute |

SUMÁRIO

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 2. PROJETO CONCEITUAL | 2 |
| 2.1 REQUISITOS DE PROJETO | 2 |
| 2.1.2 ESTRUTURA..... | 2 |
| 2.1.3 GUIAS DE DESLOCAMENTO | 3 |
| 2.1.4 MOTORES | 3 |
| 3.DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE | 4 |
| 3.1 ESTRUTURA DA MESA DE CORTE | 4 |
| 3.2 GUIAS DE DESLOCAMENTO | 5 |
| 3.2.1 VERIFICAÇÃO | 5 |
| 3.3 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO | 6 |
| 3.3.1 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA CREMALHEIRA PINHÃO..... | 7 |
| 3.4 SELEÇÃO MOTOR..... | 10 |
| 3.5 SELEÇÃO DA CORREIA..... | 10 |
| 3.6 FONTE DE ALIMENTAÇÃO..... | 10 |
| 4. SISTEMA DE SEGURANÇA | 11 |
| 4.1 TRATAMENTOS DOS RISCOS | 11 |
| 4.1.1 RISCO DE COLISÃO..... | 11 |
| 4.1.2 ESMAGAMENTO / CORTE EM MEMBROS..... | 12 |
| 5. ESTIMATIVA DE CUSTO | 12 |
| 6. CONCLUSÃO..... | 13 |
| 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 14 |
| APÊNDICE A – ANÁLISE ESTRUTURAL | 15 |
| APÊNDICE B – SELEÇÃO DAS CORREIAS SINCRONIZADORAS | 18 |

1. INTRODUÇÃO

Assim como a maioria dos países emergentes, o Brasil teve um processo de industrialização muito tardio, em especial quando comparado a países como Alemanha e Inglaterra. Conforme (Contri, 2015), para manter um crescimento a longo prazo, a produção industrial brasileira vai depender muito da capacidade de inovação, essa podendo ser através da utilização de máquinas que facilitem e melhorem os processos de fabricação trazendo maior produtividade e menor custo.

Uma das áreas no qual a utilização de máquinas é importante é a de corte de metais, pois é uma etapa da produção muito utilizada na indústria metal-mecânica. Como alternativa a métodos antigos de corte, o corte a plasma vem sendo utilizado cada vez mais, sendo um dos principais métodos de corte de metais. Esse processo permite cortar uma grande variedade de materiais condutores, incluindo aço carbono, aço inoxidável, alumínio e outros metais, com maior velocidade, melhor acabamento e menores custos em comparação com o oxicorte e corte manual com esmerilhadeira, além de permitir cortar peças com geometrias complexas, o que não é possível em uma guilhotina, onde o corte é reto.

O processo de corte a plasma foi desenvolvido por volta dos anos 50, se destacando como uma importante opção entre os métodos até então existentes (MACHADO, 1996). Este processo ocorre através da utilização de um bico com um orifício para comprimir o gás ionizado em alta temperatura até que possa ser utilizado para cortar seções de metais eletricamente condutores. Ao entrar em contato com o metal, o arco plasma o derrete ao mesmo tempo, em que a alta velocidade do gás remove o material derretido, fazendo um corte preciso e limpo. (AVENTA, 2015).

O corte a plasma pode ser tanto manual como mecanizado. O corte manual se caracteriza pela condução da tocha ser realizada por um operador, como em um processo de soldagem. Já o corte mecanizado é caracterizado pela manipulação automatizada da tocha, que permite corte mais precisos e de geometrias complexas.

No processo manual, a qualidade do corte depende do operador, ocasionando erros e aumentando o tempo de ciclo de produção. Alguns erros comuns que ocorrem no corte manual são devidos a alterações na velocidade de corte e distância entre o bico de corte e o material a ser cortado, esses erros resultam em imperfeições de forma, chanframento indesejado, rebarbas excessivas e regiões onde não há separação total do material.

Tanto no corte manual como no mecanizado é importante ressaltar a questão de segurança do operador. No Brasil os critérios de segurança de máquinas são estabelecidos na norma NR-12 - SEGURANÇA NO TRABALHO EM MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS.

Assim, para empresas em desenvolvimento que necessitam aumentar sua produção sem aumentar os custos com terceirização, o corte plasma CNC (controle numérico computadorizado) se faz necessário. Dependendo da realidade da empresa, o custo para aquisição de uma máquina nova de corte a plasma CNC, se torna inviável. Assim, o objetivo deste trabalho é projetar uma máquina a plasma CNC que possa ser produzida por uma empresa de pequeno porte. Para alcançar esse objetivo, primeiramente é feito uma análise das opções de tipos de máquinas e peças existentes no mercado, que atendam os requisitos de projeto. Após o projeto preliminar da máquina CNC são realizadas as análises e dimensionamentos dos componentes e o desenvolvimento do sistema de segurança, chegando, por fim, a uma análise comparativa entre o custo de produção da máquina projetada e o custo de aquisição de uma máquina CNC com características similares.

2. PROJETO CONCEITUAL

2.1 REQUISITOS DE PROJETO

Para o projeto de uma máquina a plasma CNC deve-se levar em consideração nos requisitos de projeto, alguns parâmetros iniciais, como material que irá ser cortado, espessura da chapa, peso da estrutura, precisão de corte, qualidade do corte, dimensão de área útil de corte, área de ocupação do equipamento. No projeto desenvolvido deseja-se cortar peças com em aço inox ABNT 304 com espessura de 3 mm, com dimensões máximas de 500 mm x 1400 mm.

A máquina plasma CNC deverá ser compacta ocupando menor área possível, não havendo necessidade de peças com rigidez elevada uma vez que as forças dinâmicas e de reação no corte a plasma são baixas, podendo ser desconsideradas. Isso faz com que o projeto de uma máquina CNC para corte plasma seja mais simples do que, por exemplo, o de uma fresadora CNC, onde as componentes da força de usinagem devem ser considerados.

2.1.2 ESTRUTURA

As estruturas de máquinas CNC podem ser diversas, porém nas máquinas a plasma são comumente usadas dois tipos de estruturas:

- Estrutura de pórtico com vigas I – Utilizada em indústria metalúrgica pesada com alta produção, normalmente usada para corte de chapas de alta espessura, acima de 25,4 mm, tem maior robustez, permitindo chapas mais pesadas e velocidades de corte mais altas, e uma maior resistência ao desgaste. Ocupa uma área maior do que as compactas. A mesa de sacrifício (local onde fica a chapa durante o corte) é separada da estrutura da máquina, com isso a estrutura de movimentação não sofre com o peso das chapa. A figura 1(a) apresenta um exemplo de máquina comercial que usa esse tipo de estrutura.
- Estrutura de pórtico monobloco – Estrutura mais simples onde a mesa de sacrifício é apoiada na estrutura da mesa, utilizada para cortes em chapa finas e de média espessuras de até 25,4 mm com precisão, chapas mais grossas podem acarretar em movimentação na estrutura e diminuição da precisão de corte. A figura 1(b) apresenta um exemplo de uma máquina com bloco único.

Figura 1. (a) Máquina de corte a plasma CNC robusta da marca Quarksautomação; (b) Máquina de corte a plasma CNC da marca Elite ônix.



Fonte: Quarksautomação (2020)

(a)



Fonte: Elite soldas e robótica (2020)

(b)

Conforme os requisitos de projeto, se optou pela estrutura mais compacta (monobloco): os componentes possuem uma geometria mais simples de produzir e a área necessária é menor, assim como o custo de produção. O fato de o projeto visar o corte de chapas finas (até 3 mm) é o principal requisito a permitir uma estrutura menos rígida.

2.1.3 GUIAS DE DESLOCAMENTO

Os sistemas de guias suportam as forças geradas pelo deslocamento da estrutura, os mais utilizados são os eixos guias, sistema de roletes e guia linear patins. A Tabela 1 mostra os principais aspectos a serem levados em consideração na escolha.

Tabela 1 Sistema de guias mais utilizados em máquinas plasma CNC

| | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
|-----------------------------|---------------|--------------------|---------------|
| Sistema de guias | Eixos guia | Sistema de roletes | Patins |
| Precisão de deslocamento | Alta | Boa | Alta |
| Necessidade de lubrificação | Alta | Baixa | Média |
| Fricção | Média | Média | Baixa |
| Montagem | Fácil | Fácil | Fácil |
| Custo | Médio | Baixo | Alto |

Fonte: Autor (2020)

Para esse projeto foi escolhido o sistema de guia com roletes (alternativa 2: além de ser de fácil produção e custo mais baixo, esse sistema apresenta manutenção mais simples.

2.1.4 MOTORES

Os motores mais utilizados para deslocamento da mesa e da torre em máquinas CNC são motores de passo e servo motores. Cada um deles possui características positivas e negativas em relação aos objetivos deste trabalho.

Motores de passo possuem velocidade e torque intermediários, com o torque sendo inversamente proporcional à velocidade. São mais utilizados em máquinas compactas e com mais flexibilidade, trabalham com malha aberta e, assim, têm precisão menor do que os servos motores. Um problema comum no uso de motores de passo é que, quando sujeitos a forças de reação significativas, podem apresentar resultados imprecisos, o que limita seu uso em operações de usinagem mais severas, por exemplo. O custo de um motor de passo é muito inferior ao dos servos motores, sendo facilmente encontrados. Além disso, motores de passo dispensam o uso de encoders, o que contribui para reduzir os custos de projeto.

Servo motores têm um desempenho ampliado, em geral com torque constante até a máxima velocidade nominal. Esses componentes trabalham com malha fechada, ou seja, necessitam de encoders para a conferência da posição, mas, em contrapartida, oferecem maior precisão, sendo muito utilizados em aplicações com altas acelerações e cargas dinâmicas. Os servos motores tem um custo mais elevado, normalmente utilizados em máquinas de alta precisão.

No presente projeto serão utilizados motores de passo, que são mais baratos que os servos motores. Além disso eles possibilitam uma precisão adequada e, como o corte a plasma possui baixo esforço de reação (como, por exemplo, ocorreria com uma fresadora), o risco de perda de exatidão devido à perda de um ou mais passos do motor é bastante reduzido.

2.1.5 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Os sistemas de transmissão mecânica são responsáveis por transmitir movimento, torque e potência de um elemento a outro de uma máquina. Em máquinas plasma, onde a força do movimento parte de um motor, os elementos de transmissão são de extrema importância, pois transformam seu movimento angular em movimento linear.

Os sistemas de transmissão mais utilizado em máquinas CNC são engrenagens, correias e polias, fusos trapezoidais e fusos de esfera.

Em relação a precisão e folgas, os fusos trapezoidais e de esferas são melhores, com o de esfera ainda apresentando um rendimento de 90% do torque do motor, enquanto os trapezoidais apresentam em torno de 40% (Oriental Motor do Brasil Ltda, 2018). O problema desses fusos é que, devido à sua complexidade de produção, ele se torna até cinco vezes mais caro do que a utilização de correias e polias.

Para o sistema de transmissão foi escolhido, devido ao custo e facilidade em encontrar no mercado, um sistema de engrenagens. Nos casos onde o motor não esteja diretamente ligado ao eixo da engrenagem essa conexão será feita através de um sistema de correias e polias.

3.DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE

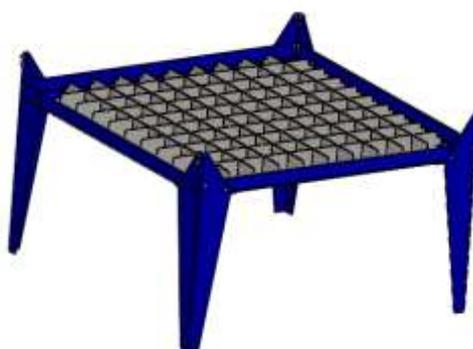
O dimensionamento mecânico dos componentes da estrutura foi dividido em 5 sistemas críticos: análise estrutural da mesa, verificação de resistência dos roletes, verificação do sistema de cremalheira, seleção do motor de passo e, finalmente, seleção da correia dentada utilizada no sistema de transmissão.

O material escolhido para a fabricação da mesa é o aço AISI 1020 laminado a frio, com tensão de escoamento igual a 350 MPa, coeficiente de Poisson igual a 0,3 e Módulo de Elasticidade de 205 GPa (AZOM MATERIALS). Já nos roletes, na cremalheira e rodas dentadas o material utilizado foi o aço AISI 1045, com tensão de escoamento de 415 MPa (MATWEB).

3.1 ESTRUTURA DA MESA DE CORTE

O dimensionamento da mesa baseou-se nas medidas nos requisitos de projeto, como também uma maneira fácil de produzir. A figura 2 ilustra a estrutura da mesa de corte, onde é possível identificar uma estrutura central, normalmente chamada de mesa de sacrifício, que sofre cortes junto com o chapa posicionada sobre ela. Considerando as dimensões dos componentes que devem ser produzidos, definiu-se uma mesa com área de 1500 mm x 1500 mm.

Figura 2 Mesa de corte com estrutura central de sacrifício



Fonte: Autor (2020)

3.2 GUIAS DE DESLOCAMENTO

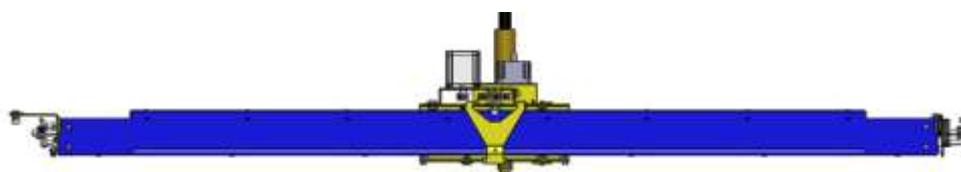
Para as guias foram escolhidos roletes com diâmetros de 12,7 mm, com bucha torneadas e um eixo de 4,83 mm.

3.2.1 VERIFICAÇÃO

A verificação ocorre no rolete das pontas do eixo, que são os que sofrem maior carga.

A verificação de resistência dos roletes se deu com a idealização de uma viga bi apoiada, submetida apenas a esforços cortantes. A Figura 3 exibe a estrutura em questão.

Figura 3 – Estrutura suportada pelos roletes



Fonte: Autor (2020)

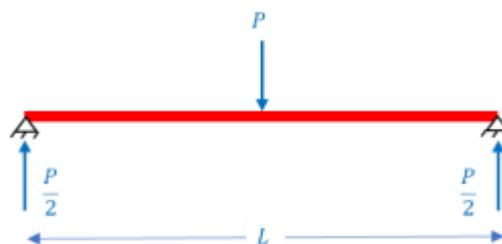
O peso total (P) da estrutura é calculado sobre uma massa total de 21,4 kg, atuando no centro geométrico da estrutura, resultando em 209,93 N. Com isso, calculam-se as reações (neste caso são, em módulo, iguais aos esforços cortantes), através da Equação (1), e o momento fletor máximo, através da Equação (2) atuantes na estrutura (HIBBELER, 2010), que possui um comprimento, L , de 1,492 m.

$$V = \frac{P}{2} \quad (1)$$

$$M = \frac{V \cdot L}{2} \quad (2)$$

Assim, é possível idealizar a estrutura em questão de acordo com a Figura 4.

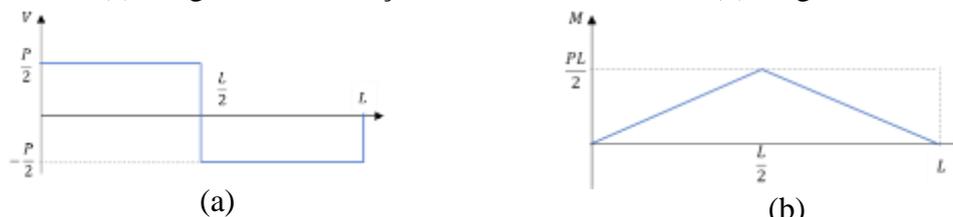
Figura 4 – Idealização da estrutura mecânica para análise de resistência mecânica dos roletes



Fonte: Autor (2020)

O esforço cortante (V) atuante na seção transversal do rolete resulta em 104,97 N, enquanto o momento fletor máximo (M), no centro geométrico da estrutura, resulta em 78,31 Nm. Assim, criam-se os diagramas de esforços cisalhantes e de momento fletor – Figura 5– entre as duas extremidades dos pinos (POPOV, 1978).

Figura 5 – (a) Diagrama de esforço cortante na estrutura e (b) diagrama de momento fletor



(a)
Fonte: Autor (2020)

(b)
Fonte: Autor (2020)

Visto que o momento fletor nos roletes é nulo, a tensão atuante nessas estruturas é puramente cisalhante, e pode ser calculada pela Equação (3), onde A é a área da seção transversal do rolete, calculada com base no diâmetro do eixo do rolete – neste caso, 4,83 mm.

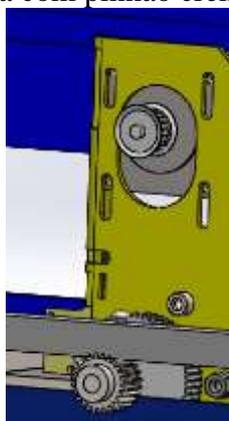
$$\tau_{max} = \frac{V}{A} \quad (3)$$

Dessa forma, calcula-se uma área igual a $1,83 \cdot (10^{-5}) \text{ m}^2$ e a tensão cisalhante máxima de 11,46 MPa. Ou seja, considerando-se apenas dois roletes de cada lado da estrutura, com as porcas do rolete soltas de forma que a carga atue diretamente no eixo de menor seção transversal desses componentes, tem-se um coeficiente de segurança igual a 36 em relação à tensão de escoamento do material utilizado.

3.3 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

O sistema de transmissão que será utilizado nesse projeto será o de pinhão e cremalheira, em conjunto com correia e polias. No projeto será necessário estabelecer um conjunto de pinhão e cremalheira e dois conjuntos de correias e polias. A figura 6 mostra o conjunto de pinhão-cremalheira e polias que será responsável pela movimentação do pórtico central.

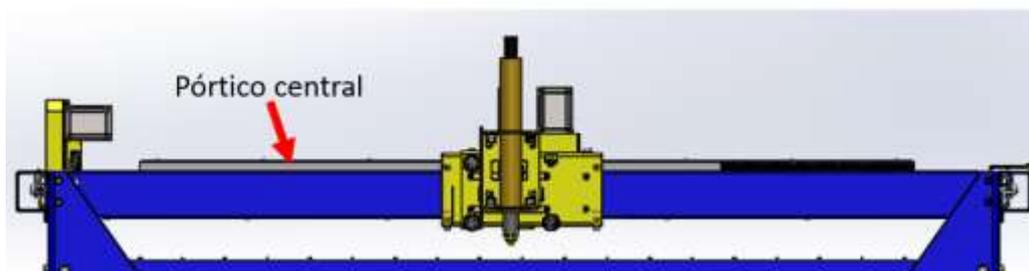
Figura 6 Sistema com pinhão cremalheira e polias.



Fonte: Autor (2020)

A figura 7 ilustra a estrutura do tipo pórtico central que será deslocada com esse primeiro conjunto de transmissão.

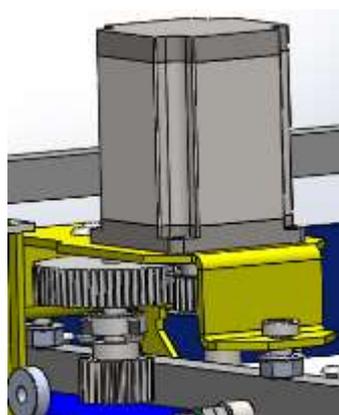
Figura 7 Estrutura da máquina.



Fonte: Autor (2020)

O mesmo sistema de pinhão-cremalheira será utilizado na movimentação da estrutura do suporte da tocha, no próprio pórtico central. Porém, devido a uma maior restrição de espaço, a distância entre centros das polias será menor. A figura 8 apresenta esse sistema, chamado de sistema de transmissão superior.

Figura 8 Sistema de transmissão superior.



Fonte: Autor (2020)

Alguns itens (como chapas e parafusos) foram suprimidos nas figuras para não aparecerem, assim facilitando a visualização dos sistemas.

3.3.1 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA CREMALHEIRA PINHÃO

Para o dimensionamento do sistema pinhão-cremalheira foi utilizada a metodologia proposta por (Lopes & Galdino, 2013). Adicionalmente, foi necessário definir uma velocidade (v) para a movimentação do sistema e uma aceleração máxima de operação, (a). Seguindo as recomendações de corte do fornecedor da fonte de energia (Hypertherm, 2020), definiu-se $v = 8260$ mm/min e $a = 0,14$ m/s².

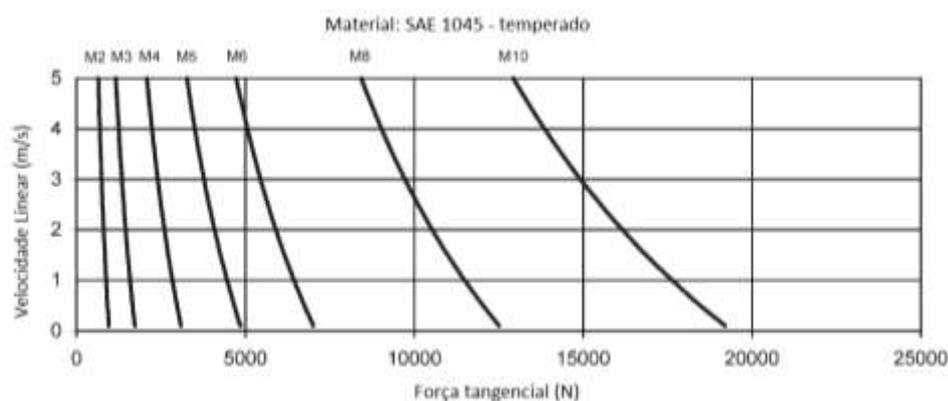
Para a análise de carregamentos foram utilizadas as Equações (4) e (5), que definem a força horizontal real (F_{hr}), 77,02 N, e a força tangencial horizontal corrigida (F_{hc}), 138,63 N. Além disso, considera-se a massa a ser deslocada (m_1), de 25 kg, correspondente ao conjunto do pórtico, o coeficiente de atrito (μ), estimado em 0,3, e o fator de segurança (K), estimado em 1,8 (SHIGLEY, et al., 2005).

$$F_{hr} = m_1 \cdot (g \cdot \mu + a) \quad (4)$$

$$F_{hc} = F_{hr} \cdot K \quad (5)$$

Com os valores de velocidade e força corrigidos, seleciona-se o módulo adequado da engrenagem. A Figura 9 apresenta curvas para a seleção do módulo com base na velocidade máxima e na força tangencial corrigida.

Figura 9 Seleção do módulo da engrenagem.



Fonte: (KOOM Transmission de Precisión, 2007)

Seguindo as recomendações apresentadas, selecionou-se um módulo de engrenamento igual a 2 mm.

Tomando uma engrenagem no qual o número de dentes (Z) é 24 é possível determinar o diâmetro primitivo (d), 48 mm, e o espaço percorrido em uma rotação do pinhão (e), 150,80 mm, nas equações (6) e (7).

$$d = m \cdot Z \quad (6)$$

$$e = \pi \cdot d \quad (7)$$

O catálogo utilizado para determinar a distância entre o eixo do pinhão e a base da cremalheira (D), 50 mm, é da (KOOM Transmission de Precisión, 2007), apresentado na tabela 2.

Tabela 2 Definição de distância entre eixo da pinhão e a base da cremalheira com base no número de dentes e no módulo do pinhão.

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

Fonte: (KOOM Transmission de Precisión, 2007)

Utilizando as Equações (8), (9) e (10) é possível determinar o torque requerido (M_T), igual a 3,70 Nm, a potência mecânica (P), 21,21 W, e a velocidade angular (n), 54,78 rpm. Assumindo que todo sistema de transmissão mecânica possui perdas energéticas, essas equações consideram um coeficiente para a perda de rendimento (η). Para o presente trabalho foi considerado um valor para a perda de rendimento de 10%, considerando uma hipótese conservadora dada a alta eficiência de engrenagens de dentes retos (Gomes, 2014).

$$M_T = \frac{d \cdot F_{hc}}{2 \cdot \mu} \quad (8)$$

$$P = \frac{F_{hc} \cdot v}{\eta} \quad (9)$$

$$n = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot M_T} \quad (10)$$

Para determinar a largura do pinhão faz-se necessário utilizar o critério de desgaste (y) na Equação (11). Este termo, segundo (Lopes & Galdino, 2013), pode ser menor ou igual a 1,2, se o pinhão estiver bi apoiado, ou menor ou igual a 0,75, caso o pinhão esteja em balanço. Considerando o pinhão em balanço, a largura do pinhão (b) e, por consequência, da cremalheira, foi definida em 36 mm.

$$y = \frac{b}{d} \quad (11)$$

Finalmente, é necessário calcular a tensão máxima de flexão no pé do dente, $\sigma_{m\acute{a}x}$, com o uso da Equação (12) – 7,70 MPa. Para isso alguns parâmetros devem ser definidos, entre eles, fator de forma (q) e fator de serviço (φ). Ressalta-se que os valores desses fatores foram retirados de (Andrade, 2019) e definidos como 3,2 e 1,25, respectivamente.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_{hc} \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m} \quad (12)$$

Comparando a tensão máxima com a admissível (σ_{adm}) com o uso do aço AISI 1045, igual 120 Mpa (Andrade, 2019), obtém-se um coeficiente de segurança igual a 15,58.

3.4 SELEÇÃO MOTOR

O motor que será utilizado será o motor de passo. Os parâmetros necessários na seleção do motor é o Torque requerido (calculado no dimensionamento pinhão e cremalheira) e a resolução necessário do motor.

Torque requerido = 3,7 Nm

Para a resolução é necessário considerar a tolerância de corte que é 1 mm.

O cálculo da resolução do motor se dá pelo deslocamento do pinhão em uma revolução dividida pelo número de passos do motor, então como foi calculado no dimensionamento pinhão cremalheira, o deslocamento em uma revolução é igual a 159,80 mm. Assim para alcançar a resolução de 1mm necessária o motor deve ter no mínimo 160 passos.

Com o torque e o número de passos, foi selecionado o motor Neomotion AK34/42F8FN1.8., onde o torque do motor será de 4,2 Nm e o número de passos é de 200.

3.5 SELEÇÃO DA CORREIA

A partir da seleção do motor AK34/42F8FN1.8, pode-se realizar a seleção da correia sincronizadora do sistema, A metodologia proposta no trabalho foi utilizada da Norelem (2020). O motor de passo em questão possui 4,2 Nm de torque de partida (M_p).

A seleção da correia é feita com base da distância entre eixos desejada, da rotação de saída necessária para a aplicação da correta velocidade na engrenagem em contato com a cremalheira e do número de dentes de cada roda dentada.

Sabendo que o número de dentes da polia menor, Z_k , é igual a 20 e da polia maior, Z_g , é igual a 60, a partir da Equação (13), calcula-se a relação de transmissão do sistema (i). Além disso, a partir do dimensionamento da cremalheira, tem-se que a rotação necessária para o acionamento do eixo da engrenagem (mesmo eixo da polia maior), n_2 , é de 55 rpm. A partir da Equação (14), tem-se que a rotação de acionamento do motor, n_1 , é de 165 rpm.

$$i = \frac{Z_g}{Z_k} \quad (13)$$

$$n_1 = i \cdot n_2 \quad (14)$$

Dessa forma, é possível calcular qual a potência de acionamento do motor, P , através da Equação (15), resultando em 71,17 W.

$$P = \frac{M \cdot n_1 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \quad (15)$$

A partir do procedimento da Norelem, a classe de correia sincronizadora adequada aos requisitos do projeto, tanto para o sistema de movimentação do pórtico central, quanto para o deslocamento no pórtico central, é a T5, com perfil em T e passo, t , de 5 mm. Além disso, calcula-se uma largura mínima, b_c , de 11,8 mm e de 15,9 mm, e um comprimento, L_c , de 424,1 mm e 327,2 mm, para as correias vertical e horizontal, respectivamente.

Dessa forma, a seleção se dá com a largura efetiva, b_{ef} , mínima do catálogo de Correias Dentadas Perfil T da Norelem, 16 mm para ambas as correias. O comprimento selecionado, L_{ef} , para a vertical é de 425 mm e para a horizontal de 330 mm. Assim, as correias especificadas são a 22052-0516X0425 e a 22052-0516X0330.

O cálculo detalhado da seleção das correias é apresentado no APÊNDICE A – Seleção das Correias Sincronizadoras.

3.6 FONTE DE ALIMENTAÇÃO

Fonte alimentação de corrente contínua CC. A tensão de circuito aberto está, normalmente, entre 240 a 400 VCC. A corrente de saída (corrente) e a classificação geral de quilowatts da

fonte de alimentação determina a velocidade e a capacidade de espessura de corte do sistema. A função principal da fonte de alimentação é fornecer a energia correta para manter o arco plasma após a ionização. (Hypertherm, 2020)

Calcular a capacidade de corte dos sistemas a plasma é um assunto complicado até para os usuários mais experientes. O ponto principal a se considerar deve ser a potência elétrica do arco plasma gerado pela máquina de corte: quanto mais potente, mais rápido o corte será feito. (Hypertherm, 2015). Outro fator importante na hora de escolher uma fonte de alimentação é o fator de utilização. O fator de utilização é tomado como o tempo que o arco plasma deve permanecer aberto dentro de um intervalo de 10 minutos, em um ambiente com temperatura de 40 °C.

Entre as fontes de alimentação com menor amperagem são as de 45 A e 65 A, as duas cortam a espessura inox na espessura de 3mm. O que diferencia são as velocidades de corte e o fator de utilização. Tomando em consideração o corte na potência máxima da máquina de 45 A que é o necessário conforme (Hypertherm, 2020), o fator de utilização da máquina fica em 50%, indicando que a cada 10 minutos de trabalho ela precisará permanecer desligada durante 5 minutos. Já a máquina com potência de 65 A trabalhando a 45A terá um fator de utilização de 100%.

Assim seleciona-se o sistema de corte a plasma powermax 65 da marca Hypertherm.

4. SISTEMA DE SEGURANÇA

Primeiramente foi feita uma análise de risco conforme NR-12 (2019) , para identificar possíveis riscos.

Os riscos identificados são citados na tabela 3.

Tabela 3 Análise dos riscos de acidente

| | Perigo | Risco | Grau de risco |
|----------|---|---------------------------------------|---------------|
| Acidente | Aproximação de elemento móvel a um fixo | colisão, esmagamento/corte em membros | alto |
| | Arcos voltaicos | choque elétrico | crítico |
| | Projeção de fagulhas | queimaduras | Alto |

Fonte: Autor (2020)

Ainda existem alguns outros riscos como rebarbas no material, problemas de visão devido a luz do arco elétrico, porém esses riscos são necessários uso de equipamentos de proteção individual e não fazem parte do escopo do projeto.

4.1 TRATAMENTOS DOS RISCOS

4.1.1 Risco de colisão

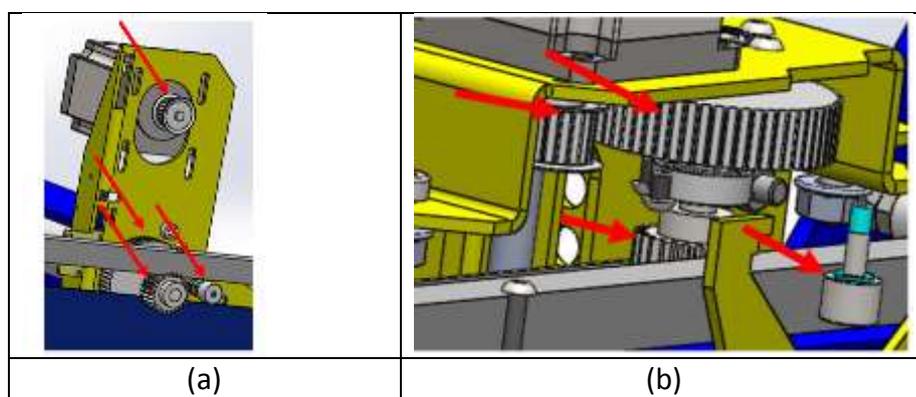
O risco de colisão na máquina pode ocorrer quando a máquina está em movimento, podendo tanto ser durante o corte, ou a preparação da máquina ou durante a alimentação da chapa para corte. Enquanto está em movimento, a estrutura de pórtico central da máquina e o suporte onde é colocada a tocha se movimentam em toda a extensão de área de corte. Assim, caso tenha algum material sobre os trilhos, ou mesmo intrusão na área de corte, pode ocorrer uma colisão, com potenciais danos ao equipamento e lesões ao operador. Assim, seguindo a norma NR12, foram selecionados os seguintes sistemas de segurança para uso na máquina:

- Sistema de sensoriamento de presença de pessoas no acesso a zona de corte;
- Botão de parada de emergência;
- Sistema de sensoriamento nas regiões móveis para colisões com partes fixas;
- Sensor de fim de curso;

4.1.2 Esmagamento / corte em membros

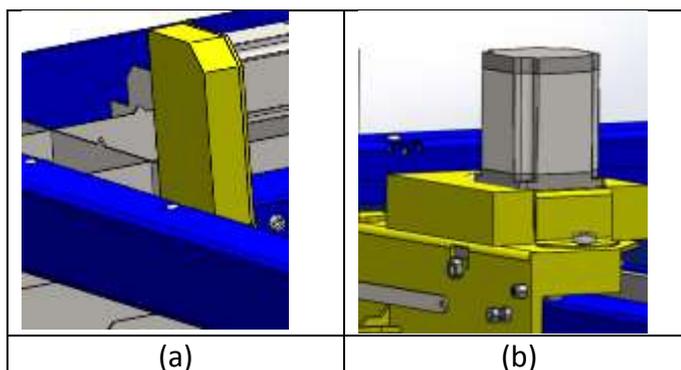
Para que haja movimentação da máquina, há os sistemas de transmissão de potência, nesses sistemas foram usadas correias, polias, cremalheira e pinhão. Assim, as regiões assinaladas na figura 10, devem ficar confinadas para que não haja a possibilidade de haver contato com essas regiões, evitando esmagamento e cortes. As proteções projetadas são ilustradas na figura 11, e isolam todo o sistema de transmissão.

Figura 10. (a) Sistema de movimentação do pórtico central (b) Sistema de movimentação do suporte da tocha.



Fonte: Autor (2020)

Figura 11 (a). Sistema de movimentação do pórtico central com proteção (b) Sistema de movimentação do suporte da tocha com proteção.



Fonte: Autor (2020)

5. ESTIMATIVA DE CUSTO

A tabela 4 apresenta uma estimativa de custo para a fabricação de uma máquina de corte a plasma por código numérico. Não foi incluída nessa estimativa de custo o gasto com honorários relacionados ao projeto mecânico realizado.

Tabela 4 Custo estimado para produção da máquina corte a plasma CNC.

| Descrição | Quantidade | Custo unitário (R\$) | Custo total (R\$) |
|--------------------------------------|------------|----------------------|-------------------|
| Chapa AISI 1020 | 40 kg | 5,85 | 234,00 |
| Corte e dobra | 40 kg | 1,50 | 60,00 |
| Cremalheira | 2 | 710,00 | 1420,00 |
| Engrenagem | 4 | 83,50 | 334,00 |
| Kit motor de passo | 2 | 787,00 | 2361,00 |
| Sistema CNC | 1 | 6000,00 | 6000,00 |
| Tocha de corte | 1 | 342,00 | 342,00 |
| Correias | 2 | 62,00 | 124,00 |
| Mão de obra montagem | 60 horas | 40,00 | 2400,00 |
| Polias | 4 | 57,00 | 228,00 |
| Fonte plasma power max 65 | 1 | 21000,00 | 21000,00 |
| Sensor de fim de curso | 3 | 280,00 | 840,00 |
| Sesor de presença humana | 2 | 599,00 | 599,00 |
| Sensor de proximidade contra colisão | 4 | 199,00 | 796,00 |
| | | Total | R\$36738,00 |

Fonte: Autor (2020)

Comparando com a máquina de preço mais baixo disponível no mercado, observa-se grande diferença nos valores. Conforme cotação, essa máquina possuiria um custo de R\$100.500,00 , que é quase 3 vezes maior do que o custo de fabricação da máquina projetada.

6. CONCLUSÃO

O objetivo de se projetar uma máquina de corte a plasma CNC de baixo custo foi atingido, com o equipamento desenvolvido sendo capaz de atender os requisitos de projeto.

A estrutura projetada é de fácil fabricação e montagem, com custo acessível. A parte de corte e dobra que entra também peças cortadas no plasma e laser, são de fácil fabricação, podendo ser fabricada pela própria empresa que irá utilizar o equipamento.

Na questão estrutural o coeficiente de segurança da estrutura chegou a ficar em 10,6 mostrando que a estrutura resiste muito bem às cargas que serão requeridas. Nas guias de deslocamento foram encontrados valores de coeficiente de segurança altos, que indicam que os materiais estão acima do que seria necessário.

Todos os componentes da máquina podem ser encontrados com facilidade no mercado nacional ou são de fácil produção.

O custo final da máquina, R\$34503 , ficou muito inferior ao de comprar uma máquina com especificações próximas no mercado. O menor valor de uma máquina encontrada no mercado ficou sendo da máquina cnc para corte a plasma modelo easy cutter lc com fonte geradora de 65A no valor de R\$100.500,00.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

MATWEB. **AISI 1040 Steel, as rolled**. Matweb.com. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=c8ada14779744d008a6c3e80f035c5d5&ckck=1>>.

AZOM Materials. **AISI 1020 Carbon Steel Cold Rolled**. AZoM.com. Disponível em: <<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9145>>.

ABAQUS. (2020). **ABAQUS User's Manual**. Providence, Rhode Island, USA: Dassault Systèmes. Simulia Corporation ABAQUS vs. 6.20.

SHIGLEY, Joseph E.; Mischke, Charles R.; Budynas, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

INDUFIX PARAFUSOS. **Torque de Parafuso - Indufix Parafusos**. Indufix Parafusos. Disponível em: <<https://www.indufix.com.br/tag/torque-de-parafuso/>>.

POPOV, Egor P. **Introdução à mecânica dos sólidos**. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010

NORELEM. **Indicação Técnica Sobre as Correias Dentadas**. Disponível em: <https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/Technische_Hinweise/22052_22057-Zahnriemen/22052-22057-Indicacao-tecnica-sobre-as-correias-dentadas_PT.pdf>.

NORELEM. **Correias Dentadas Perfil T | Norelem**. Norelem.com. Disponível em: <<https://www.norelem.com/pt/pt/Produtos/Vis%C3%A3o-geral-de-produtos/Sistemas-e-componentes-para-a-constru%C3%A7%C3%A3o-de-m%C3%A1quinas-e-engenharia-mec%C3%A2nica-industrial/22000-Tecnologia-de-acionamento/Polias-Eixos-dentados-Correias-dentadas/22052-Correias-dentadasperfil-T.html>>.

Datasheet de produto motores de passo. Neomotion, 2020. Disponível em: <<https://www.neomotion.com.br/wp-content/uploads/2017/07/Cat%C3%A1logo-Datasheet-dos-motores-de-passo-R01.pdf>>

Sistema a plasma powermax65. Hypertherm, 2020. Disponível em: <<https://www.hypertherm.com/pt/hypertherm/powermax/powermax65>>

Entenda o processo de corte a plasma. Aventa, 2015. Disponível em: <<https://aventa.com.br/novidades/entenda-o-processo-de-corte-plasma#:~:text=O%20corte%20plasma%20%C3%A9%20feito,e%20outros%20metais%20electricamente%20condutores>>

Norton, R.L. **Projeto de máquinas**. 4ª ed. Porto alegre: Bookman, 2013

Machado, I. G. **Soldagem e técnicas conexas: Processos**. Porto Alegre: Editado pelo autor, 1996

QPxt máquina de corte a plasma de alta produção. Quarksautomação. Disponível em: <<https://quarksautomacao.com/qpxt-maquina-de-corte-plasma-e-oxicorte-cnc-de-alta-producao>>

Âmbar. Elite soldas e robóticas. Disponível em: <<https://www.elitesoldaserobotica.com.br/ambar>>

Contri, A. L. **O desempenho industrial brasileiro e as conjunturas nacional e internacional**. Indic. Econ. FEE, Porto Alegre, v. 43, n. 1, 29-40, 2015. Disponível em: <<file:///C:/Users/Usu%C3%A1rio/Downloads/3547-21676-1-PB.pdf>>

Tudo que você precisa saber sobre motores de passo. Oriental Motor do Brasil Ltda. Disponível em: <<https://www.orientalmotor.com.br/tecnologia/tudo-que-voce-precisa-saber-sobre-motores-de-passo.html>>

Gomes, P. F. **Cinemática e Dinâmica de Engrenagens**. Guimarães, 2014.

Andrade, A. S. (s.d.). **ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II**. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula03.pdf>>.

Norma Regulamentadora 12: **Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos**. 2018.

APÊNDICE A – ANÁLISE ESTRUTURAL

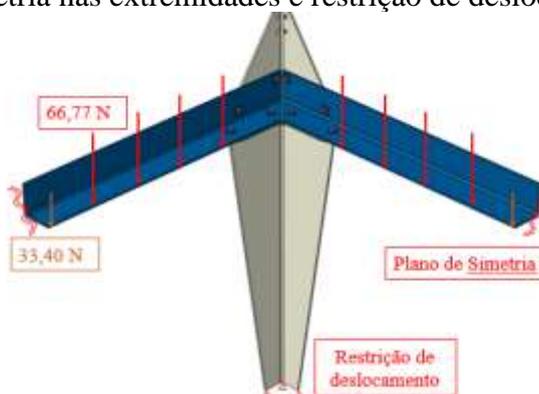
Devido à existência de uma série de contatos, complexidade da geometria e a existência de conexões parafusadas, o cálculo analítico da resistência da mesa se torna excessivamente complexo. Dessa forma, a alternativa adotada foi a realização de uma análise estrutural com o Método de Elementos Finitos e a utilização do *software* Abaqus CAE®, utilizando teoria de elasticidade linear.

Algumas hipóteses foram adotadas visando facilitar a modelagem do sistema. Devido à natureza geométrica de carregamentos e da estrutura, utilizaram-se dois planos de simetria, de forma que foi necessário modelar apenas ¼ da geometria total. Além disso, devido à grade apresentar uma rigidez bastante elevada, o componente foi tratado como um corpo rígido e o peso foi distribuído de forma uniforme e diretamente na superfície.

O peso máximo que a estrutura é projetada para suportar é o equivalente a uma placa de aço de 1,2 m x 1,2 m x 19 mm, equivalente a aproximadamente 2.110 N. Além disso, é necessário levar em consideração o peso da própria grade, de aproximadamente 295 N.

Os parafusos que unem a cantoneira com os pés da mesa são parafusos M10 x 20 mm classe 5.8, foram modelados a partir do torque recomendado pela Indufix Parafusos, de 35 Nm, e a única restrição de deslocamento aplicada ao modelo foi na base da perna da mesa, na direção das cargas. Desse modo, considera-se que as pernas da mesa não podem penetrar no piso. Os carregamentos e as condições de contorno são apresentados na Figura 12.

Figura 12 – Modelagem da estrutura da mesa. Cargas são aplicadas pontualmente, com os planos de simetria nas extremidades e restrição de deslocamento na base.



Fonte: Autor (2020)

A pré-carga dos parafusos (F_i) foi calculada através da Equação (16) (SHIGLEY, et al., 2005). A partir da correlação entre o diâmetro nominal do parafuso (d_p), do coeficiente de torque (K), apresentado na Tabela 5, e do torque aplicado (T_a) – nesse caso, 35 Nm.

$$T_a = K \cdot F_i \cdot d_p \quad (16)$$

Tabela 5 – Coeficiente de torque (K)

| Condição do parafuso de porca | K |
|----------------------------------|------|
| Não revestido, acabamento negro | 0,30 |
| Revestido de zinco, (zincagem) | 0,20 |
| Lubrificado | 0,18 |
| Revestido de cádmio, (cadmiagem) | 0,16 |
| Com antiaderente da Bowman | 0,12 |
| Com porcas de agarre da Bowman | 0,09 |

Fonte: SHIGLEY, et al., 2005

Utilizando um valor médio de K igual a 0,2 e sendo um parafuso de diâmetro nominal de 10 mm, o F_i calculado é de 17.500 N.

A malha do modelo numérico é constituída a partir de elementos 2D para as chapas e 1D para os parafusos, com formulação linear, tamanho médio de elementos 5 mm. No entanto, próximo a regiões de aplicação de concentradores de tensão – nesse caso, a região próxima dos parafusos, sob o cone de influência criado devido ao aperto do parafuso e responsáveis pelas conexões entre as partes, apresentados na Figura 13 – aplicou-se um refino da malha a partir de uma análise de convergência.

Figura 13 – concentrador de tensão do modelo numérico

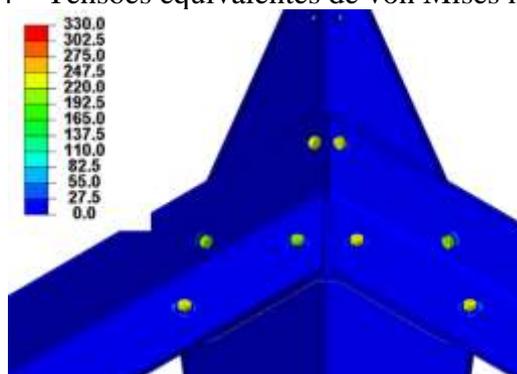


Fonte: Autor (2020)

Com exceção dos contatos entre o parafuso, arruelas e estruturas da mesa, que foram modelados sem permitir deslocamento relativo entre os nós, todos os outros foram modelados com penalização de deslocamento normal e tangencial equivalentes a um coeficiente de atrito estático de 0,7 (contato entre aço sem lubrificação - SHIGLEY, et al., 2005).

Os resultados de tensão nos parafusos, após a aplicação de carga e do peso, resultam em uma tensão de 235 MPa - Figura 14. Assim, levando-se em consideração da tensão de escoamento mínima para parafusos de classe 5.8, igual a 420 MPa (SHIGLEY, et al., 2005), tem-se um coeficiente de segurança igual a 1,8 nesses componentes.

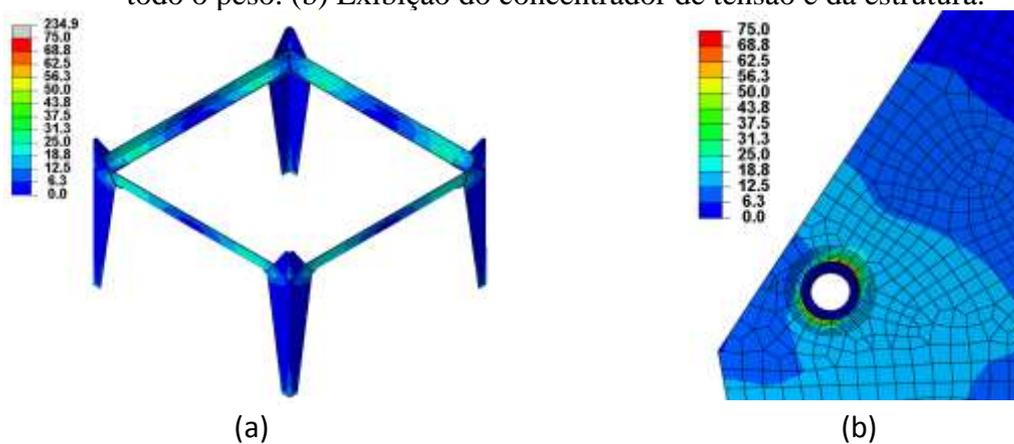
Figura 14 – Tensões equivalentes de von Mises nos parafusos



Fonte: Autor (2020)

Os resultados de tensões equivalentes de von Mises na montagem completa são apresentados na Figura 15. O valor máximo de tensão é atingido no braço da mesa, na conexão com o parafuso, chegando até 38 MPa. Dessa forma, tem-se um coeficiente de segurança de 10,9 nas chapas da mesa.

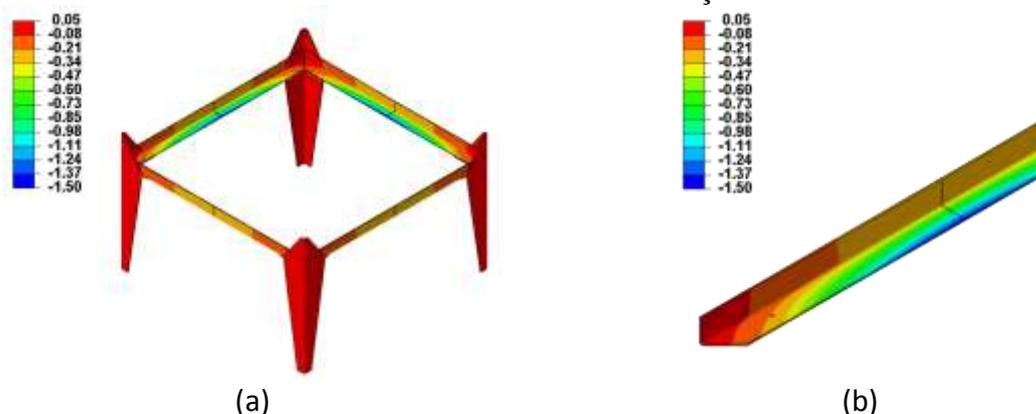
Figura 15 – (a) Estado de tensão de von Mises na montagem da mesa após a aplicação de todo o peso. (b) Exibição do concentrador de tensão e da estrutura.



Fonte: Autor (2020)

Finalmente, o deslocamento máximo é apresentado na Figura 16, chegando-se a um valor de 1,5 mm de deflexão na aba do braço.

Figura 16 – (a) Deslocamentos na direção da carga aplicada na mesa. (b) Deslocamento máximos nas abas dos braços.



Fonte: Autor (2020)

APÊNDICE B – Seleção das Correias Sincronizadoras

A seleção da correia sincronizadora foi realizada com base na metodologia proposta pela Indicação Técnica Sobre as Correias Dentadas da Norelem.

Para carregamentos uniformes e sem choques mecânicos, tem-se que o fator de segurança necessário c_1 para a seleção é igual a 1. Além disso, como a velocidade de rotação de saída, n_2 , é inferior à de entrada, n_1 , o fator de segurança de aceleração c_2 também é igual a 1, de forma que o fator operacional total, c_0 , é 1 – Figura 17.

Figura 17 – (a) Fator de segurança e (b) fator de segurança de aceleração

| Acionamento com carga uniforme $c_1 = 1,0$ | | | |
|---|---|-----|---|
| Acionamento com picos de carga ou carga dinâmica: | | | |
| leve c_1 | = | 1,4 | $i = \text{de } 0,66 \text{ até } 1,0$ $c_2 = 1,1$ |
| média c_1 | = | 1,7 | $i = \text{de } 0,40 \text{ até } 0,66$ $c_2 = 1,2$ |
| pesada c_1 | = | 2,0 | $i < 0,40$ $c_2 = 1,3$ |

(a)

(b)

Fonte: Catálogo de seleção de Correia dentada (Norelem)

$$c_1 = 1$$

$$c_2 = 1$$

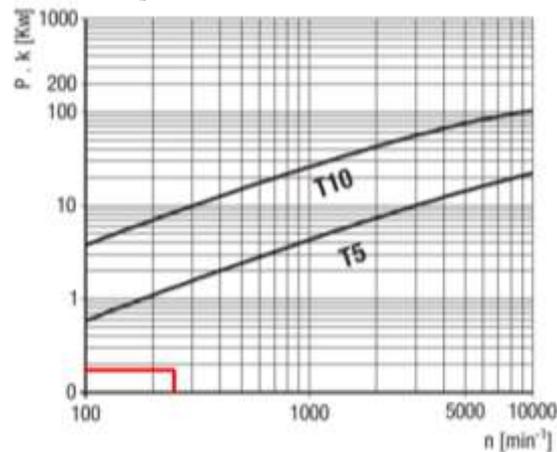
$$c_0 = c_1 \cdot c_2 = 1$$

A partir da potência de acionamento calculada e da rotação de saída, determina-se a divisão da correia dentada com a Figura 18.

$$P = 71,17 \text{ W}$$

$$n_2 = 165 \text{ rpm}$$

Figura 18 –Gráfico de seleção da divisão da correia dentadas, com perfil T



Fonte: Catálogo de seleção de Correia dentada (Norelem)

Assim, opta-se pela seleção da divisão de correia T5, com a distância entre dentes, t , igual a 5 mm.

Com base em valores tabelados, tem-se os valores de potência P_{spez} e momento M_{spez} específico. Na Tabela 6 se calcula, a partir de uma interpolação linear, os valores referentes para n_2 .

Tabela 6 – Interpolação linear para o cálculo de M_{spez} e de P_{spez} para o n_2 .

| n_2 | M_{spez} | P_{spez} |
|------------|--------------|--------------|
| 100 | 2,276 | 0,238 |
| 200 | 2,135 | 0,447 |
| 165 | 2,184 | 0,374 |

Fonte: Autor (2020)

$$P_{spez} = 0,374 \text{ W/cm}$$

$$M_{spez} = 2,184 \text{ Ncm/cm}$$

Para o cálculo do ângulo de abraçamento β , é necessário o valor da distância entre centros desejada, A .

Para a correia na vertical, $A_v = 107,3 \text{ mm}$:

$$\beta_v = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{t(Z_g - Z_k)}{2 \cdot \pi \cdot A_v} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{5(60 - 20)}{2 \cdot \pi \cdot 107,3} \right) = 145,5^\circ$$

Para a correia na horizontal, $A_h = 53,9 \text{ mm}$:

$$\beta_h = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{t(Z_g - Z_k)}{2 \cdot \pi \cdot A_h} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{5(60 - 20)}{2 \cdot \pi \cdot 53,9} \right) = 107,6^\circ$$

Calcula-se a quantidade de dentes em contato Z_e .

Para a correia vertical:

$$Z_{e,v} = \frac{\beta_v \cdot Z_k}{60} = \frac{145,5 \cdot 20}{60} = 8,1$$

Para a horizontal:

$$Z_{e,h} = \frac{\beta_h \cdot Z_k}{60} = \frac{107,6 \cdot 20}{60} = 6,0$$

A largura mínima da correia, b , é calculada na sequência.

Para a correia vertical:

$$b_v = 10 \left(\frac{(P \cdot c_0)}{Z_k \cdot Z_{e,v} \cdot P_{spez}} \right) = 10 \left(\frac{(35,58.1)}{20 \cdot 8,1 \cdot 0,374} \right) = 5,9 \text{ mm}$$

Para a correia horizontal:

$$b_h = 10 \left(\frac{(P \cdot c_0)}{Z_k \cdot Z_{e,h} \cdot P_{spez}} \right) = 10 \left(\frac{(35,58.1)}{20 \cdot 6,0 \cdot 0,374} \right) = 8,0 \text{ mm}$$

Assim, opta-se pela seleção da menor largura apresentada no catálogo de Correias Dentadas Perfil T da Norelem. Portanto, b_{ef} é igual a 10 mm para ambas as correias.

O comprimento é calculado:

Para a correia vertical:

$$L_v = 2 \cdot A_v \cdot \sin\left(\frac{\beta_v}{2}\right) + \left(\frac{t}{2}\right) \cdot \left[Z_g + Z_k + \left(1 - \frac{\beta_v}{180}\right) \cdot (Z_g - Z_k) \right]$$

$$L_v = 2 \cdot 107,3 \cdot \sin\left(\frac{145,5}{2}\right) + \left(\frac{5}{2}\right) \cdot \left[60 + 20 + \left(1 - \frac{145,5}{180}\right) \cdot (60 - 20) \right]$$

$$L_v = 424,1 \text{ mm}$$

Para a correia horizontal:

$$L_h = 2 \cdot A_h \cdot \sin\left(\frac{\beta_h}{2}\right) + \left(\frac{t}{2}\right) \cdot \left[Z_g + Z_k + \left(1 - \frac{\beta_h}{180}\right) \cdot (Z_g - Z_k) \right]$$

$$L_h = 2 \cdot 53,9 \cdot \sin\left(\frac{107,6}{2}\right) + \left(\frac{5}{2}\right) \cdot \left[60 + 20 + \left(1 - \frac{107,6}{180}\right) \cdot (60 - 20) \right]$$

$$L_h = 327,2 \text{ mm}$$

Assim, opta-se pelo comprimento efetivo de $L_{ef,v} = 425 \text{ mm}$ e $L_{ef,h} = 330 \text{ mm}$.

Recalculando-se os valores das distâncias entre centros, a partir dos comprimentos efetivos:

Correia vertical:

$$A_{ef,v} = \frac{L_{ef,v} - \left(\frac{t}{2}\right) \cdot \left[Z_g + Z_k + \left(1 - \frac{\beta_v}{180}\right) \cdot (Z_g - Z_k) \right]}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_v}{2}\right)}$$

$$A_{ef,v} = \frac{425 - \left(\frac{5}{2}\right) \cdot \left[60 + 20 + \left(1 - \frac{145,5}{180}\right) \cdot (60 - 20) \right]}{2 \cdot \sin\left(\frac{145,5}{2}\right)}$$

$$A_{ef,v} = 107,8 \text{ mm}$$

Correia horizontal:

$$A_{ef,h} = \frac{L_{ef,h} - \left(\frac{t}{2}\right) \cdot \left[Z_g + Z_k + \left(1 - \frac{\beta_h}{180}\right) \cdot (Z_g - Z_k) \right]}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_h}{2}\right)}$$

$$A_{ef,h} = \frac{330 - \left(\frac{5}{2}\right) \cdot \left[60 + 20 + \left(1 - \frac{107,6}{180}\right) \cdot (60 - 20) \right]}{2 \cdot \sin\left(\frac{107,6}{2}\right)}$$

$$A_{ef,h} = 55,6 \text{ mm}$$

O diâmetro de atuação é o mesmo para ambas as correias:

$$dw = \frac{Z_k \cdot t}{\pi}$$

$$dw = \frac{20 \cdot 5}{\pi}$$

$$dw = 31,84 \text{ mm}$$

A força máxima permitida também é a mesma para ambas as correias:

$$F_u = 2000 \cdot \frac{M}{dw}$$

$$F_u = 2000 \cdot \frac{2,1}{31,84}$$

$$F_u = 129,4 \text{ N}$$

A força de pré-tensão é calculada a partir do número de dentes da correia.

Correia vertical:

$$Z_{r,v} = \frac{L_{ef,v}}{t}$$

$$Z_{r,v} = \frac{425}{5}$$

$$Z_{r,v} = 85$$

Correia horizontal:

$$Z_{r,h} = \frac{L_{ef,h}}{t}$$

$$Z_{r,h} = \frac{330}{5}$$

$$Z_{r,h} = 66$$

O cálculo da força de pré-tensão, F_{tv} , depende do valor do número de dentes Z_r :

$$\begin{array}{ll} Z_r < 75 & F_{tv} = 1/3 F_U \\ 75 \leq Z_r < 150 & F_{tv} = 1/2 F_U \\ Z_r \geq 150 & F_{tv} = 2/3 F_U \end{array}$$

Assim, para a correia vertical:

$$F_{tv,v} = \frac{F_U}{2}$$

$$F_{tv,v} = 64,70 \text{ N}$$

E para a correia horizontal:

$$F_{tv,h} = \frac{F_U}{3}$$

$$F_{tv,h} = 43,13 \text{ N}$$

A força estática sob o eixo do motor é calculada por:

$$F_{W_{sta}} = 2 \cdot F_{tv} \cdot \cos(\beta)$$

Para a correia vertical:

$$F_{W_{sta,v}} = 2 \cdot 64,70 \cdot \cos(145,5)$$

$$F_{W_{sta,v}} = 72,80 \text{ N}$$

E para a correia horizontal:

$$F_{W_{sta,v}} = 2 \cdot 43,13 \cdot \cos(107,6)$$

$$F_{W_{sta,v}} = 60,54 \text{ N}$$

Finalmente, a partir do catálogo da Norelem, é possível selecionar a correia vertical, com largura de 10 mm e comprimento de 425 mm, e a correia na horizontal com 10 mm de largura

e 330 mm de comprimento. Portanto, as especificações são 22052-0510X0425 para a correia vertical e 22052-0510X0330 para a horizontal.