



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO ENGENHARIA MECÂNICA**

MAXWELL MARTINS DE MELO

**DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES ESTRUTURAIS E SELEÇÃO DOS
ATUADORES PNEUMÁTICOS PARA REALIZAR A MOVIMENTAÇÃO DE UMA
ESTEIRA DE ROLAGEM**

TERESINA

2019

MAXWELL MARTINS DE MELO

**DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES ESTRUTURAIS E SELEÇÃO DOS
ATUADORES PNEUMÁTICOS PARA REALIZAR A MOVIMENTAÇÃO DE UMA
ESTEIRA DE ROLAGEM**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de Bacharel
em Engenharia Mecânica do Instituto
Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí. Campus Teresina
Central.

Orientador: Prof. Dr. Hélder Pontes Gomes

Coorientador: Prof. Ms. Ricardo Soares

Teresina
2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Melo, Maxwell Martins de

M465d Dimensionamento dos componentes estruturais e seleção dos atuadores
pneumáticos para realizar a movimentação de uma esteira de rolagem /
Maxwell Martins de Melo. - 2019.
53 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal do Piauí, Campus Teresina Central, 2019.
Orientador : Prof Dr. Hélder Pontes Gomes.

1. Automatismos. 2. Modelagem Computacional.. 3. Análise estrutural.
I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

AGRADECIMENTOS

Queria agradecer inicialmente ao meu pai Ulisses Melo e a minha mãe Maria Lúcia que trabalham diariamente para me dar todo suporte e condições de estudo para que eu chegasse até aqui. Tenho a agradecer também aos meus irmãos Mayara e Ulisses filho pela colaboração nesta luta de 5 anos de curso e também a minha namorada Marina Moura que sempre me ajudou quando precisei de carinho e atenção em momentos difíceis.

Digo obrigado também a todos os meus amigos da equipe de manutenção da Socimol, que propuseram todas as ferramentas e meios de elaboração do projeto, em especial aos meus amigos engenheiros Maycon Renan, Victor Bittencourt e Reinaldo Lopes, ao chefe da manutenção Francisco Evangelista e ao coordenador de manutenção Fernando de Sousa.

Peço agradecimentos também aos meus amigos de turma por compartilharem seus conhecimentos durante todo o curso, principalmente ao meu amigo Caio Vitor, que estando junto a mim desde a sétima série sempre foi uma amizade de grande apoio. Agradeço também ao meu orientador Prof. Dr. Hélder Pontes e ao meu coorientador Prof. Ms. Ricardo Soares, que me conduziram para a elaboração deste trabalho.

Agradeço por fim a minha avó Alita, que com seu coração enorme sempre foi um alicerce forte em toda minha vida.

RESUMO

O trabalho aqui exposto tem como finalidade demonstrar o projeto desenvolvido na indústria de colchões e móveis Socimol S/A, onde foi feito o dimensionamento de elementos estruturais e a seleção de atuadores pneumáticos para realizar a movimentação de uma esteira de rolagem. A principal motivação deste projeto foi empregar automatismos capazes de substituir o trabalho de movimentação da esteira, que antes era realizada por dois operadores do setor, corroborando assim em benefício à saúde dos mesmos. Dessa maneira, fez-se o uso de importantes ferramentas computacionais que promovem robustez à análise e de métodos práticos dentro do ambiente industrial para a obtenção do resultado final do projeto.

Palavras-chave: Automatismos. Modelagem Computacional. Análise Estrutural.

ABSTRACT

The work presented here is an example of the project developed in the mattress and furniture industry, Socimol S/A, where elements were dimensioned and a selection of pneumatic operators was used to carry out the movement of a scrolling belt. The main version of this project was to employ automatisms capable of replacing the work of driving the machine that had already been performed by two operators in the sector, thus corroborating in benefit of the same. In this way, the use of important tools was developed that promote robustness to the analysis and elaboration of indicators within the industrial environment for a constant selection of the final result of the project.

Keywords: Automatisms. Computational modeling. Structural analysis.

LISTA DE IMAGENS

Figura 1 - Máquina de fabricação de blocos de espuma	18
Figura 2 - Elemento infinitesimal	20
Figura 3 - Tensão normal	21
Figura 4 - Tensão de cisalhamento	21
Figura 5 - Elementos finitos mais utilizados	25
Figura 6 - Esteira 3D	27
Figura 7 - Aplicação da célula de carga	28
Figura 8 - Esteira móvel simplificada	29
Figura 9 - Esboço estrutural	30
Figura 10 - Esboço do mecanismo	31
Figura 11 - Aplicação da gravidade	32
Figura 12 - Aplicação de força na retração.....	32
Figura 13 - Aplicação de força no avanço	33
Figura 14 - Acessórios dos atuadores	33
Figura 15 - Pré-dimensionamento das estruturas	34
Figura 16 - Fixação da haste do cilindro	35
Figura 17 - Fixação da base do atuador	35
Figura 18 - Movimentação da barra 3	36
Figura 19 - Relações de posição	36
Figura 20- Exportação para o ADAMS	37
Figura 21- Mecanismo no ADAMS (Retração)	38
Figura 22- Mecanismo no ADAMS (Avanço)	38
Figura 23- Forças em x (C2 Retração)	39
Figura 24 – Forças em y(C Retração).	39
Figura 25 - Forças em x (C3 Retração)	40
Figura 26 - Forças em y (C3 Retração)	40
Figura 27 - Forças em x(C2 Avanço)	42
Figura 28 - Forças em y (C2 Avanço)	42
Figura 29 - Forças em x (C3 Avanço)	43
Figura 30 - Forças em y(C3 Avanço)	43
Figura 31 - Forças de reação em L4	44
Figura 32 - Módulos no Ansys.....	46
Figura 33 - Cordões de solda nas peças.....	47

Figura 34 - Condições de contorno para o elemento estrutural dois	47
Figura 35 - Condições de contorno para o elemento estrutural um (Retração)	48
Figura 36 - Condições de contorno para o elemento estrutural um (Avanço)	48
Figura 37 - Malha do elemento estrutural um	49
Figura 38- Malha do elemento estrutural dois	50
Figura 39 - Resultado da simulação para o elemento estrutural dois	50
Figura 40 - Pontos de maior concentração de tensão	51
Figura 41 - Resultado da simulação para o elemento estrutural um (Retração)	51
Figura 42 - Resultado da simulação para o elemento estrutural um (Avanço)	52
Figura 43 - Coeficiente de segurança para o elemento um	52
Figura 44 - Coeficiente de segurança para o elemento dois	53
Figura 45 - Aplicação do mecanismo	53

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão normal
τ	Tensão de cisalhamento
σ'	Tensão equivalente de Von Mises
σ_{adm}	Tensão normal admissível
τ_{adm}	Tensão cisalhante admissível
σ_e	Tensão de escoamento
FS	Fator de segurança
F_{CP}	Força em cada parafuso
F_{CA}	Força na placa
A	Área no parafuso
$\emptyset$	Diâmetro do parafuso

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
1.1.1 Atuadores pneumáticos	19
1.1.2 Fundamentos de mecânica dos sólidos	20
1.1.2.1 Tensão	20
1.1.2.2 Tensão normal.....	20
1.1.2.3 Tensão de cisalhamento.....	21
1.1.2.4 Tensão admissível.....	22
1.1.2.5 Tensão equivalente de Von Mises.....	22
1.1.3 Recursos e ferramentas computacionais para projeto	23
1.1.4 Fundamentos de elementos finitos.....	24
1.1.5 Condições de contorno	25
1.1.6 Dimensionamento simplificado de parafusos	25
2. METODOLOGIA	27
2.1 REFINAMENTO DE CARGA.....	27
2.2 SELEÇÃO DOS ATUADORES PNEUMÁTICOS COM O USO DA FERRAMENTA SOLID WORKS MOTION	29
2.3 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS ESTRUTURAIS.....	34
2.4 UTILIZAÇÃO DO SOFTWARE MSC ADAMS PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA DO MECANISMO E OBTENÇÃO DAS FORÇAS DE REAÇÃO	35
2.5 SIMULAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS DOS ELEMENTOS ESTRUTURAIS NO SOFTWARE ANSYS	44
2.6.1 Condições de contorno aplicados nos elementos estruturais	47
2.6.2 Geração da malha	50
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	50
3.1 RESULTADO DAS SIMULAÇÕES DAS ESTRUTURAS E DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA.....	53

3.2 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE SEGURANÇA.....	52
3.3 RESULTADO DA CONSTRUÇÃO E TESTES DO MECANISMO.....	53

4 CONCLUSÃO	54
--------------------------	-----------

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEXO A - TABELA FORÇA DE RETRAÇÃO E AVANÇO DE ATUADORES PNEUMÁTICOS.....	55
ANEXO B - TABELA DE CLASSIFICAÇÃO DE PARAFUSOS PELA RESISTÊNCIA DO MATERIAL.....	56
ANEXO C - CATÁLOGO DE PARAFUSOS	57
ANEXO D - TABELA DE FIXADORES EXPANSIVOS WB.....	58

1 INTRODUÇÃO

Em toda metodologia de um projeto é essencialmente um grande exercício de criatividade aplicada. O engenheiro muitas vezes pode se deparar com situações conhecidas que já se tenham etapas definidas por outro estudo semelhante. No entanto, sempre pode existir casos específicos e inéditos, que necessitaram de uma desenvoltura maior para chegar a solução. Dependendo do tipo de projeto, pode-se existir diversas etapas para serem seguidas. Contudo, algumas etapas já são conhecidas, como por exemplo, a princípio é importante identificar o problema, segundo elaborar uma pesquisa de suporte e na terceira etapa definir os objetivos do projeto.

De acordo com Norton (2013), no desenvolvimento de uma máquina ou mecanismo, as etapas da metodologia de projeto envolvem a síntese de tipo das configurações cinemáticas capazes de proporcionar os movimentos desejados. Esta síntese tem como fundamento escolher o tipo de mecanismo mais adequado ao problema. Sendo uma tarefa complexa, pois exige uma certa experiência e conhecimento dos diversos tipos de mecanismo. Cada tipo de solução avaliada pode ou não ser favorável, tendo seus pontos negativos e pontos positivos, havendo sempre um balanceamento entre aplicabilidade e os custos. Assim, a escolha do tipo de equipamento tem um grande impacto na qualidade do projeto.

Dentro dessa perspectiva, na indústria de colchões e móveis S/A, há uma máquina que fabrica blocos de espuma, que são utilizados na fabricação dos colchões de espuma. Nesta máquina há uma esteira de rolagem que transporta os blocos de espuma fabricados e se divide em duas partes: uma esteira móvel e uma fixa. Sua configuração segue desta forma devido a porta da máquina, de onde saem os blocos, não ser possível aplicar uma esteira diretamente, pois por possuir um movimento basculante a porta necessita de uma região livre para poder abrir e fechar. Nisso, quando é finalizado a fabricação de um bloco a esteira móvel está levantada e apoiada em dois batentes e em seguida a porta da máquina abre completamente, após isso, a esteira móvel é abaixada até tocar o chão e por fim transportar os blocos fabricados, a figura 1 ilustra a descrição acima.

Figura 1. Máquina de fabricação de blocos de espuma



Fonte: Autoria Própria

Contudo, anteriormente esta movimentação era feita manualmente, ou seja, dois operadores, um de cada lado, eram necessários para levantar e abaixar a esteira a cada ciclo produtivo. Tendo em vista essa problemática o trabalho aqui presente teve como objetivo geral desenvolver um mecanismo para que pudesse tirar os operados da condição de exercer o esforço repetitivo de levantar e abaixar a esteira. Com isso, foi selecionado dois atuadores pneumáticos e dimensionado os elementos estruturais necessários para que o equipamento fosse capaz de movimentar a esteira com segurança. Dessa maneira, os objetivos específicos foram:

- . Analisar o diagrama de corpo livre;
- . Calcular a solicitação dos esforços;
- . Selecionar os atuadores;
- . Modelar o mecanismo;
- . Encontrar as forças de reação através de uma simulação dinâmica com o uso do software Adams;
- . Dimensionar os elementos de fixação;
- . Simular os elementos estruturais no Ansys;
- . Especificar os coeficientes de segurança.

Para alguns pontos do projeto não foi empregado determinações normativas, devido ao projeto ser muito específico. No entanto, as condições de risco adotadas no planejamento do projeto e na forma como foi obtido os resultados, nota-se que foi possível chegar a resultados pertinentes e confiáveis. Desse modo, este trabalho é dividido em 4 partes além da introdução; inicialmente é exposto na fundamentação teórica todo o material adotado para o desenvolvimento do projeto. No capítulo seguinte é demonstrada a metodologia do trabalho, que contém as etapas específicas para a construção do projeto, desde o conceito. Em seguida, nos resultados e discussões foi mostrado os resultados das simulações dos componentes estruturais e como ficou o mecanismo montado na esteira. Por fim, na conclusão faz-se um comentário geral do trabalho expondo os impactos gerados pelo emprego do mecanismo dentro do processo produtivo da máquina.

1.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção será abordado os conteúdos e materiais que foram utilizados como base para a elaboração deste projeto.

1.1.1 Atuadores pneumáticos

De acordo com Arivelto (2003), atuadores pneumáticos são elementos mecânicos de movimentação linear ou rotativa capazes de transformar energia cinética gerada pelo ar comprimido e em expansão, em energia mecânica, produzindo trabalho. Assim, os atuadores pneumáticos desenvolvem importantes funções mecânicas e sua aplicabilidade é mais recorrente no ambiente industrial. Existem em diferentes tamanhos e categorias, por esse motivo sua utilidade é bastante diversificada.

Os cilindros pneumáticos são redigidos pelas seguintes normas internacionais:

- . ISO 6431 e 6432 (internacional);
- . DIN ISO 6431 e VDMA 24562 (Alemanha);
- . NF E 49003.1 (França);
- . UNI 20.290 (Itália).

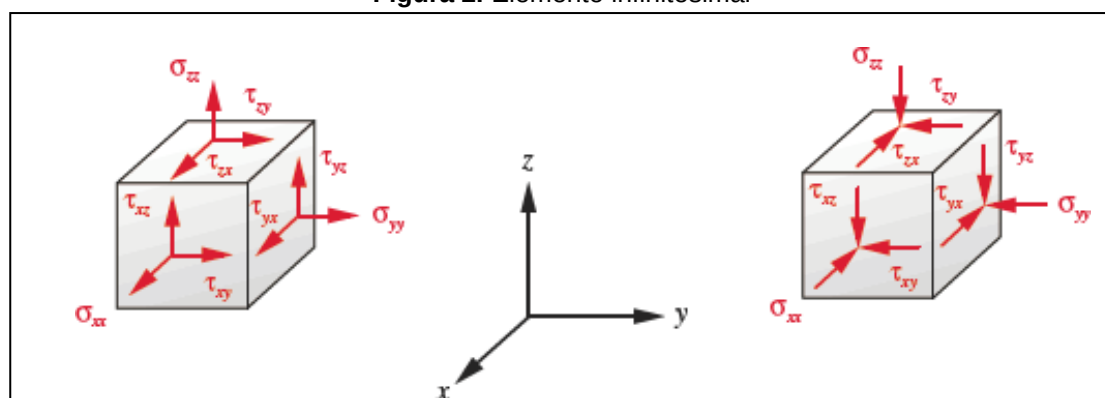
Nas indústrias brasileiras encontra-se com mais frequência a utilização de atuadores pneumáticos do tipo ISO 6431 ou 6432.

1.1.2 Fundamentos de mecânica dos sólidos

1.1.2.1 Tensão

Como determina Hibbeler (2010), a resistência dos materiais ou mecânica dos sólidos estuda as relações entre as cargas externas aplicadas em um corpo deformável e a intensidade das forças internas do corpo. Dessa maneira todo corpo está sujeito ao fenômeno da tensão. Nesse sentido, segundo Norton (2013), a tensão é geralmente distribuída segundo uma função continuamente variável, podendo assim ser atuante no corpo diferentes tipos de tensão. Por isso, devemos analisar essa propriedade em elementos extremamente pequenos dentro do componente. Esses elementos infinitesimais como visto na figura 2, são tipicamente modelados em cubos e como enfatiza Hibbeler (2010), representam o estado de tensão que age sobre o ponto escolhido no corpo.

Figura 2. Elemento infinitesimal



Fonte: Norton (2013)

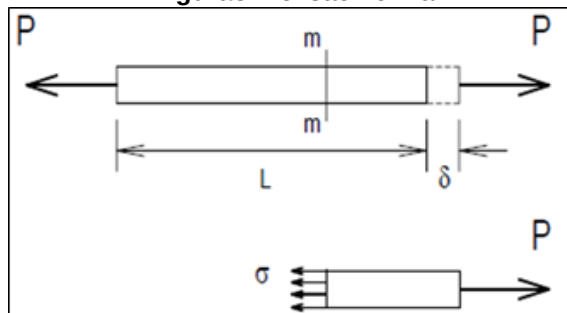
Dentro dessa abordagem é possível notar que a direção da força atuante em um segmento de área pode gerar um tipo específico de tensão. Norton (2013), esclarece que as tensões atuantes na direção normal à superfície, σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , são denominadas de tensões normais. Já as componentes τ_{xz} e τ_{yx} , por exemplo, são conhecidas como tensões de cisalhamento, cuja direção de atuação é paralela ao eixo z e x, respectivamente.

1.1.2.2 Tensão normal

Ricardo Gaspar(2005), discorre que se considerarmos uma barra prismática alongada nas extremidades por forças axiais P que produziram esforços internos. Adotando-se uma secção m-m normal ao eixo e isolando-a,

nota-se que as forças internas da região adotada se transformam em esforços externos. Supondo que estes elementos sejam distribuídos uniformemente sob toda a região transversal e são perpendiculares a secção transversal como visto na figura 3.

Figura3. Tensão normal



Fonte: Ricardo Gaspar (2005)

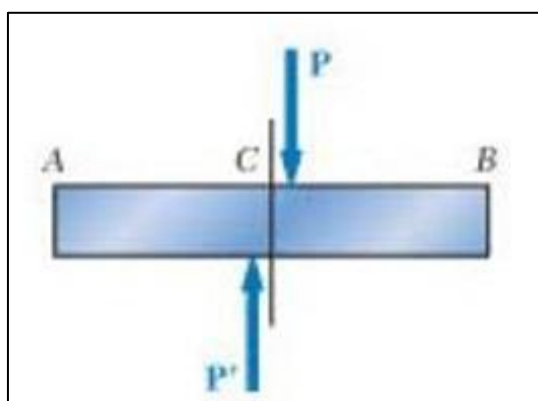
Esta disposição representa a tensão normal, simbolizada pela letra grega σ (sigma). Conforme Hibbeler(2010), a tensão normal média em qualquer parte desta secção transversal é obtida dividindo-se a força P pela área escolhida, portanto como mostra a equação 1:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

1.1.2.3 Tensão de cisalhamento

Ferdinand P. Beer (2015), contextualiza que um tipo de tensão diferente pode ser obtido quando forças P e P' são empregadas em uma barra AB , como mostra a figura 4. Ao selecionar um corte transversal na região C verifica-se que há forças internas provenientes das forças P e P' . A resultante dessas forças internas é chamada de força de cisalhamento.

Figura 4. Tensão de cisalhamento



Fonte: Ferdinand P. Beer (2015)

Ao dividir a resultante destas forças pela área obtida com o corte transversal C, consegue-se a tensão média de cisalhamento representada pela letra grega τ (Tau), nisso, tem-se de acordo com a equação 2:

$$\tau = \frac{P}{A} \quad (2)$$

1.1.2.4 Tensão admissível

Para garantir que uma estrutura projetada não tenha riscos de entrar em colapso, gerada por fatores que muitas vezes não podem ser calculados como, sobrecargas extras, imprecisões na construção aplica-se a chamada tensão admissível. Esta delimita uma carga menor do que o valor de carga de ruptura que a estrutura suporta, sendo esta sempre na região elástica do material aplicado. Esta tensão pode ser encontrada através do fator de segurança (FS). Onde conforme demonstra Hibbeler (2010), quando a carga aplicada está linearmente relacionada a tensão desenvolvida o fator de segurança pode ser calculado conforme as equações 3 e 4:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \quad (3)$$

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \quad (4)$$

Para os dois casos de tensões o fator de segurança sempre terá que ser maior do que 1, para evitar qualquer falha em potencial.

1.1.2.5 Tensão equivalente de Von Mises

Perante a ótica de Norton (2013), há alguns casos onde pode coexistir uma tensão normal e uma tensão de cisalhamento em um local específico, o que aumenta a complexidade da análise considerando duas tensões simultaneamente. Por esse motivo, a tensão equivalente de Von Mises, funciona como uma ferramenta eficiente para transformar essas tensões em uma única tensão uniaxial que desenvolveria a mesma energia de deformação.

Assim, como discorre Norton (2013), tendo o conhecimento das tensões principais em um corpo a tensão de Von Mises (σ') pode ser aplicada para casos tridimensionais com a seguinte equação 5:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} \quad (5)$$

Já para casos bidirecionais são utilizadas as equações 6 e 7 seguintes:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (6)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (7)$$

É possível calcular também a partir da tensão de Von Mises, tensões aplicadas no sistema em eixos aleatórios, conforme a equação 8 abaixo:

$$\sigma' = \frac{\sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}}{2} \quad (8)$$

1.1.3 Recursos e ferramentas computacionais para projeto

De acordo com Richard (2011), nos dias atuais o engenheiro possui uma grande variedade de ferramentas computacionais e recursos disponíveis para simplificar e solucionar problemas de projeto. Existem programas computacionais robustos que fornecem ferramentas de grande capacidade para o desenvolvimento do projeto. No entanto, o engenheiro precisa ter conhecimento dos conteúdos técnicos e científicos em termos de engenharia e fundamentos.

Como cita Richard (2011), existem diversos programas computacionais que auxiliam as análises dentro do projeto. Como por exemplos, os softwares de CAD como Aries, AutoCAD, Solid Works que permitem o desenvolvimento de

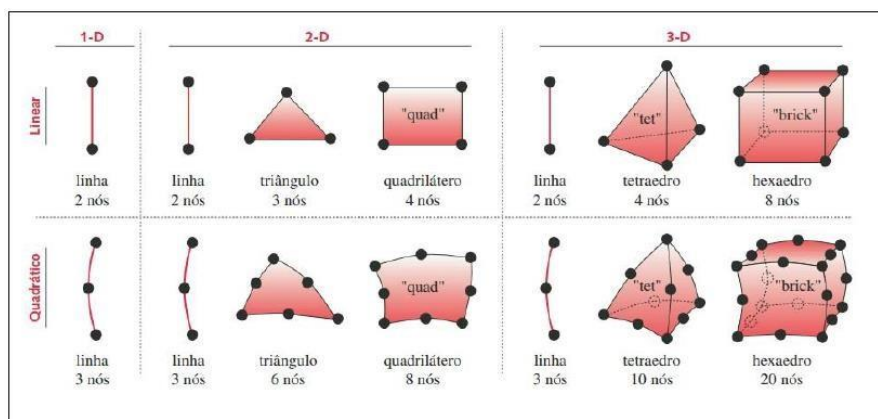
projetos tridimensionais. Assim como existem programas capacitados para realizar análises de elementos finitos, como por exemplo, o Algor e Ansys. Existem também softwares voltados para promover a simulação de forças dinâmicas e movimento em mecanismos como o ADAMS, DADS e Working Model.

1.1.4 Fundamentos de elementos finitos

Azevedo (2003), comenta que o método de elementos finitos (MEF), possui um nível de desenvolvimento que permite que sua utilização de forma geral pelos projetistas. Verifica-se que nos dias atuais, devido a diversos fatores como, por exemplo, prazos curtos de desenvolvimento de um projeto, níveis maiores de complexidade dos projetos em si, cogitaram para que quase a totalidade dos projetistas se preocupam com a interpretação dos resultados obtidos com o software. Nesse seguimento, o engenheiro deve ter o conhecimento técnico e fundamental para chegar em um resultado satisfatório.

Kim e Sankar (2011), afirmam que o princípio do MEF é separar o sistema em elementos menores (elementos finitos), identificar os graus de liberdade e, por fim, escrever as equações que descrevem o comportamento de cada elemento e sua interação com os elementos vizinhos. As equações no nível dos elementos são reunidas e organizadas para se obter as equações globais, estas ao serem resolvidas, fornecem os graus de liberdade desconhecidos. Os elementos finitos estão conectados ao longo de todo o sistema e usam de simples polígonos de preferência linear ou quadrática. Dessa maneira, é possível obter uma solução aproximada do sistema.

Norton (2013), demonstra os tipos dos elementos finitos, que são divididos em uma, duas e três dimensões, chamados de 1-D, 2-D e 3-D, respectivamente, como expõem a figura 5. Esses definem a quantidade de graus de liberdade de cada nó de um elemento. Nesse contexto, cada grupo tem sua especificidade e qualidade de modelamento, como por exemplo, os elementos de linha 3-D possuem 6 graus de liberdade por nó e podem representar uma estrutura tridimensional sujeita a momentos, torques e atuação de forças lineares nas três direções.

Figura 5. Elementos finitos mais utilizados

Fonte: Norton (2015)

1.1.5 Condições de contorno

As condições de contorno são restrições que visam representar de forma mais realista o comportamento de componente, não sendo uma tarefa fácil já que dependendo da escolha do projetista pode gerar um resultado razoável ou não satisfatória para o projeto, como explica Norton (2013).

Norton (2013), também comenta que com o uso das condições de contorno, deve-se ter restrições em número suficiente para remover qualquer grau de liberdade cinemático e manter a peça em equilíbrio estático. Nisso, as conexões físicas de um componente com relação ao seu vizinho, como em uma montagem em software CAD, por exemplo, devem ser modeladas as mais próximas possíveis do real. Ainda, as condições de contorno não devem restringir nem permitir deformações que na verdade não ocorreriam, pois essas podem alterar significativamente nos resultados.

1.1.6 Cálculo simplificado de parafusos

De acordo com Roberto Moro (2017), para se calcular de forma prática o diâmetro do parafuso é necessário ter o conhecimento de duas coisas:

- . Saber qual o material do parafuso utilizado e o respectivo coeficiente de segurança;
- . Ter conhecimento das forças atuantes no parafuso, se são perpendiculares ou de normais de tração.

Nesse sentido, aplica-se a equação 9 para obter-se a força que atua em cada parafuso.

(9)

$$FCP = \frac{FPA(N)}{N^{\circ}P}$$

Estabelecido a força em cada parafuso e tendo conhecimento do material utilizado e consequentemente do seu limite de escoamento. É escolhido pelo projetista um coeficiente de segurança. A equação da tensão admissível é conhecida e foi mostrada no item 1.1.2.4 e esta é a tensão aplicada para se calcular a área do parafuso como mostra a equação 10.

$$\sigma_{adm} = \frac{FCP}{A} \quad (10)$$

Nesse seguimento, é possível encontrar o diâmetro do parafuso pela a equação 11 e posteriormente procura-se no catálogo de parafusos qual o que mais se adequa as condições.

$$\varnothing = \sqrt{\frac{A^4}{2}} \quad (11)$$

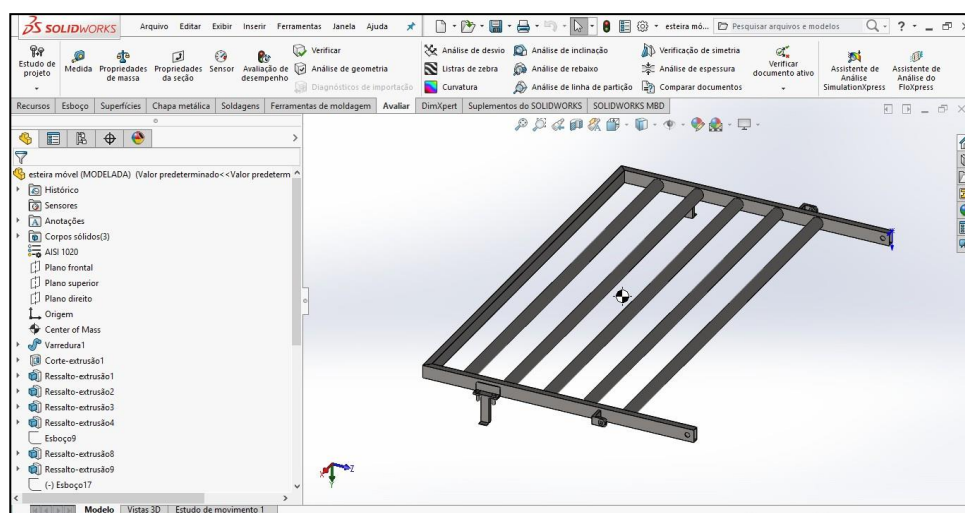
2 METODOLOGIA

A metodologia aplicada neste projeto teve como objetivo esquematizar de forma clara e objetiva as etapas de execução do projeto. Desde o cálculo para a obtenção do peso da esteira até a demonstração dos resultados dos softwares utilizados dentro do projeto, mostrando assim que são ferramentas bastante úteis para projetos aplicados em um ambiente industrial, onde é necessário respeitar curtos prazos para finalização e execução do projeto.

2.1 REFINAMENTO DE CARGA

Para o desenvolvimento deste projeto inicialmente foi realizado um refinamento de carga da esteira de rolagem. No entanto, devido as programações de produção do setor e pela falta na fábrica de uma balança adequada para medir a massa da esteira utilizou-se de dois métodos para obter mais segurança no resultado. Primeiramente, com elementos de medição como fita métrica e paquímetro foi aferido todas as dimensões da esteira: comprimento, largura, espessura e dimensões do perfil do metalon da estrutura, dimensão dos rolos da esteira. Com todas as medidas necessárias registradas, com uso do software Solid Works 2017 realizou-se todo o projeto tridimensional da esteira.

Figura 6. Esteira 3D



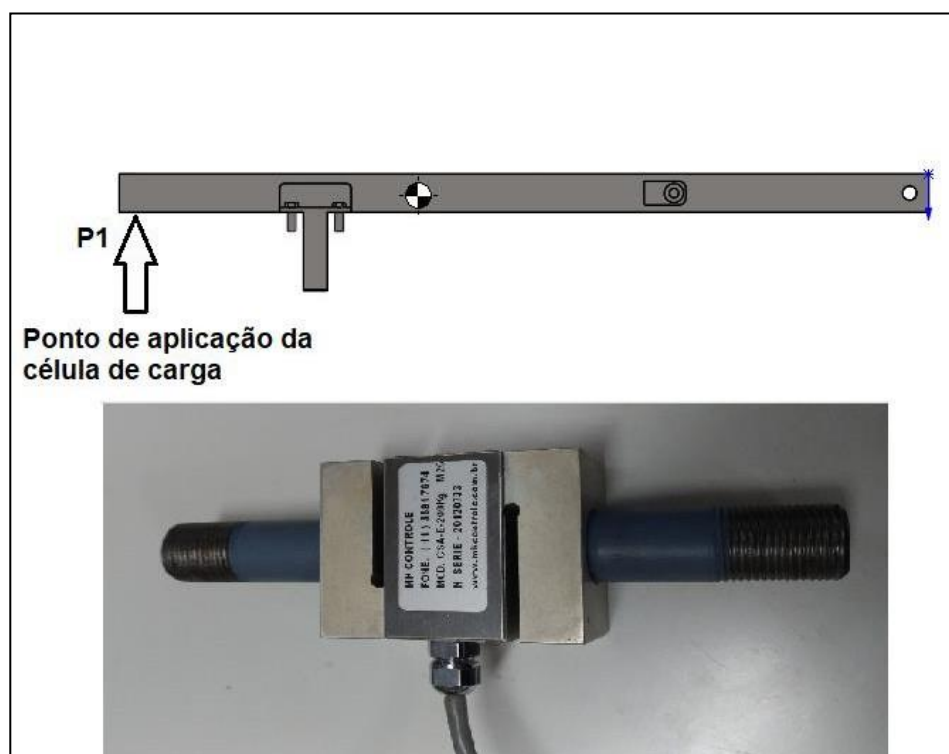
Fonte: Autoria Própria

Como visto na figura 6 acima, foi aplicado o material utilizado na esteira, que no caso foi o aço SAE 1020, esta informação foi coletada com a indústria detentora da máquina. Nesse sentido, na opção de visualização de entidades na área de trabalho do software é possível determinar o seu centro de massa.

Já na aba avaliar no item propriedades de massa, pode-se estipular a massa da estrutura e o valor obtido fora de 85,68 kg e, portanto, seu peso estimado é de 839,664 N.

No segundo método foi empregado com a esteira abaixada tocando o chão posicionou-se uma célula de carga da marca MK Controle, disponibilizada pela empresa, abaixo da esteira localizada no ponto P1 como mostra a figura 7.

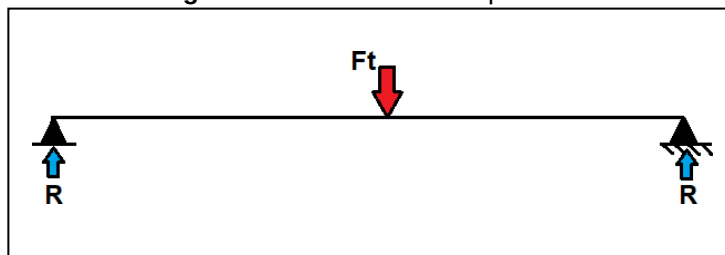
Figura 7. Aplicação da célula de carga



Fonte: Autoria Própria

Com o peso da esteira exercido nesse ponto sobre a célula de carga, mediu-se o valor de 392,4 N. A imagem abaixo demonstra a célula de carga utilizada e seu ponto de aplicação.

Para chegar em um valor mais próximo do real, a simplificação utilizada foi considerar a esteira como uma viga bi apoiada rígida e homogênea, tem-se que seu centro de massa se localiza na parte central da viga. Sabendo que a esteira mede 1,7 metros e que devido a equidistância dos pontos de apoio considerados estaticamente distribuem a mesma pressão é possível considerar que nos pontos de apoio possuem a mesma magnitude como exposto na figura 8.

Figura 8. Esteira móvel simplificada

Fonte: Autoria Própria

Nesse sentido, utilizando a condição de equilíbrio no sentido de Y e considerando que F_t representa o peso da esteira em seu centro de gravidade, temos que:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 2R - F_t \\ F_t &= 2R\end{aligned}\tag{12}$$

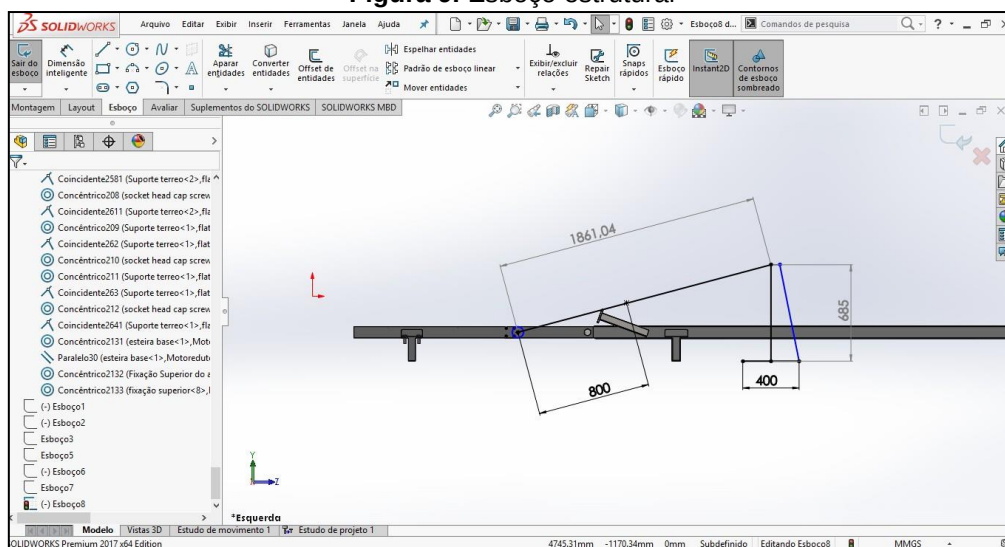
Como $R = 392,4 \text{ N}$, o resultado obtido de F_t e consequentemente do peso da esteira em seu centro de massa é de $784,8 \text{ N}$. Nessa perspectiva, a diferença entre os resultados obtidos foi de aproximadamente 7%, com uma diferença baixa entre os pesos estimados compreendemos que os dois valores poderiam ser considerados dentro da análise. No entanto, o valor obtido através do Solid Works foi considerado, já que produziu um valor de maior gravidade além de calcular um centro de massa mais preciso em relação ao segundo método, portanto $F_t = 839,664 \text{ N}$ e este foi aplicado tanto nos cálculos analíticos como nas simulações dinâmicas.

2.2 SELEÇÃO DOS ATUADORES PNEUMÁTICOS COM O USO DA FERRAMENTO SOLID WORKS SIMULATION

Segundo a determinação dos fabricantes, de uma forma geral o primeiro passo para a seleção de um atuador pneumático é definir o curso do cilindro, qual a extensão e retração máxima do cilindro. Em seguida determinar o diâmetro do cilindro e, portanto, quais as suas forças de trabalho. Por último se determina os acessórios de montagem. Com o uso novamente do Solid Works, fez-se todo o planejamento e simulação da movimentação completa da esteira, variando sua posição desde ao momento onde ela está posicionada em contato com o chão até o instante onde ela eleva-se e encosta em batentes soldados na esteira fixa.

Inicialmente foi feito um esboço no plano x-y, como pode ser visto na figura 9, de como deveria se dispor os atuadores e seus pontos de fixação, onde a haste do cilindro seria ligada na esteira móvel por uma peça, chamada de elemento estrutural 1 e sua base seria parafusada em outra peça denominada de elemento estrutural 2. Esses parâmetros iriam definir o possível curso máximo do cilindro e como as estruturas dos mecanismos poderiam ser aplicadas espacialmente.

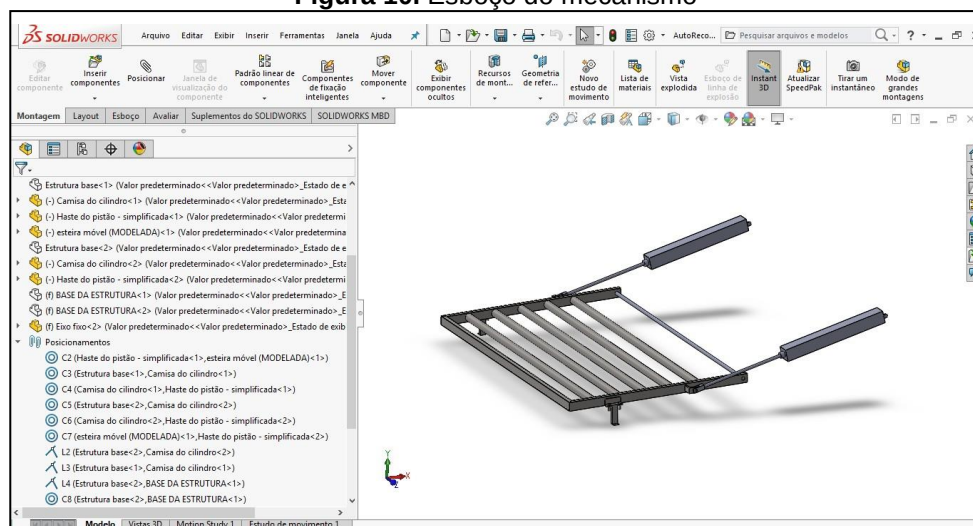
Figura 9. Esboço estrutural



Fonte: Autoria Própria

Foi estimado que para movimentar a esteira completamente o atuador deveria possuir 800 mm de curso máximo. Nesse seguimento, no catálogo do fabricante Metal Work, selecionou-se o atuador da série ISO 6231 e algumas de suas dimensões, como tamanho da camisa, tamanho da haste foram obtidas para que fosse possível realizar seu desenho no Solid Works. Com isso, como visto na figura 10, foi aplicado no ambiente de montagem do Solid Works todas as peças importantes e suas relações de posicionamento para verificar a movimentação completa da esteira.

Figura 10. Esboço do mecanismo

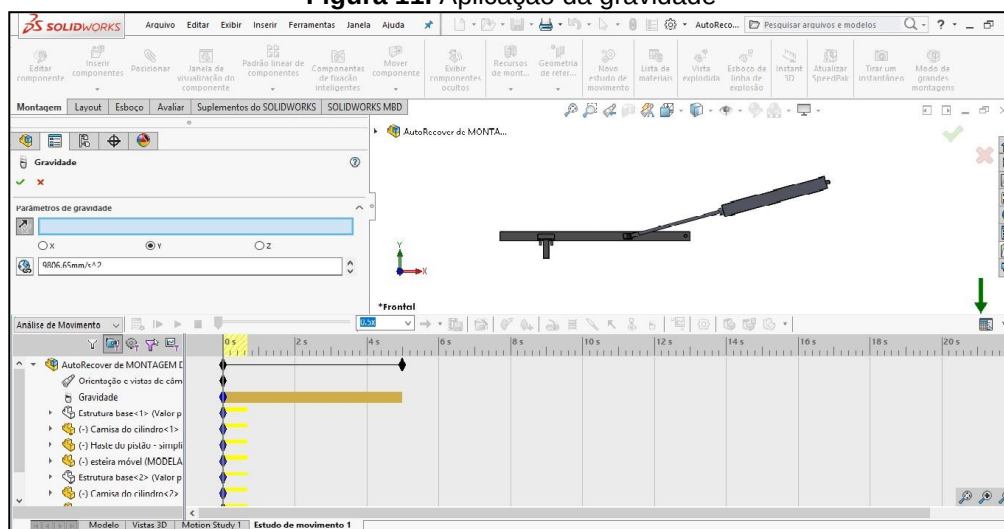


Fonte: Autoria Própria

Mantendo os pontos de fixação demonstrados na imagem 10 e aplicando o curso máximo pré-estabelecido fez-se a movimentação da esteira móvel e foi constatado que para essas condições a esteira poderia desenvolver sem risco de choque toda a sua movimentação.

O próximo passo seria selecionar o atuador capaz de promover uma força que fosse capaz de retirar a esteira dos seus pontos de inércia e realizar a movimentação. Para validar o atuador de forma satisfatória foi utilizado no Solid Works o recurso de estudo de movimento foi selecionado a opção análise de movimento, onde neste é possível simular de forma muito aproximada o comportamento do mecanismo da forma real. A princípio dentro do layout desta ferramenta na aba de recursos foi aplicado a aceleração da gravidade no sentido do eixo y, como pode ser visto na figura 11.

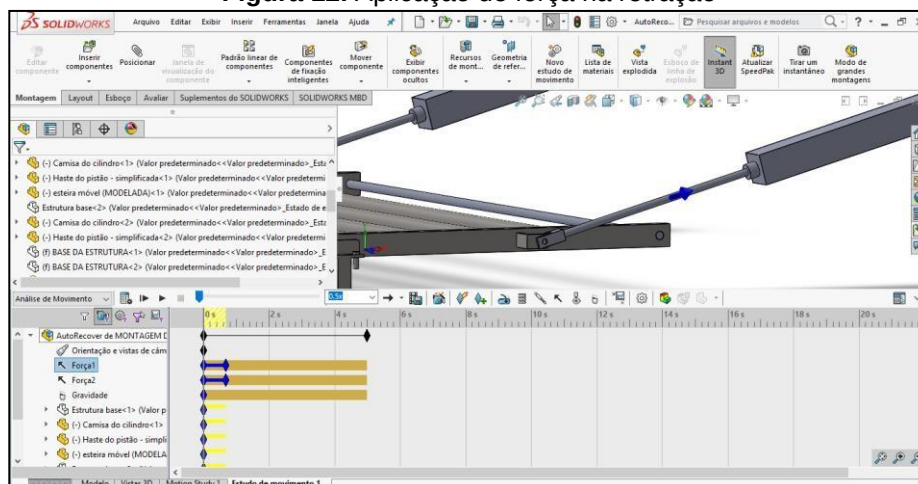
Figura 11. Aplicação da gravidade



Fonte: Autoria Própria

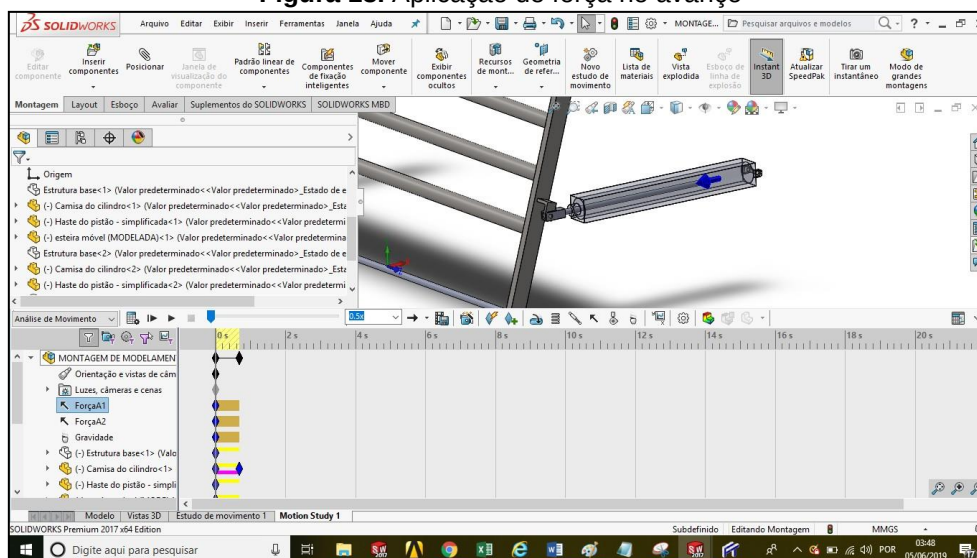
Em seguida na mesma aba de recurso foi usado a opção de força e aplicada no local onde ela atua, no caso na haste dos dois cilindros empregados e o seu sentido de aplicação, como pode ser observado na figura 12 para a retração do movimento e na figura 13 para o avanço da esteira. As forças aplicadas na simulação foram consideradas constantes já que elas se tornam efetivas quando a pressão dentro da camisa do cilindro é estabelecida, já o tempo em que isso leva para ocorrer varia de acordo com a válvula direcional empregada, o tipo de regulação das válvulas controladoras de fluxo colocadas no cilindro, pois essas determinações que controlam a vazão do ar comprimido dentro da camisa do atuador. Por esse motivo, o tempo de movimentação da esteira dentro da simulação não é real.

Figura 12. Aplicação de força na retração



Fonte: Autoria Própria

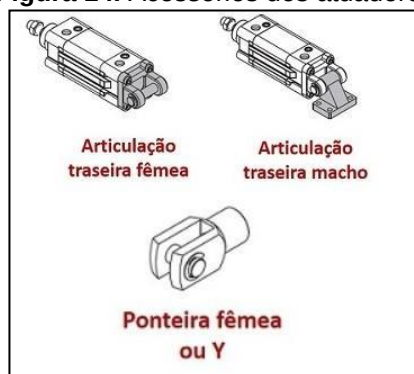
Figura 13. Aplicação de força no avanço



Fonte: Autoria Própria

O passo seguinte foi aplicar a magnitude das forças de acordo com as características disponibilizadas pelo fabricante e foi constatado através das simulações de análise de movimento que o atuador que poderia movimentar a esteira seria o com 100 mm de diâmetro de camisa e com a haste de 25 mm de diâmetro que poderia produzir no avanço 4470,13 N e na retração uma força de 4415,93 N, como pode ser observado no anexo A. Por fim, foi definido os acessórios pertinentes ao atuador, no caso foi observado que para movimentar a esteira as extremidades do cilindro, ou seja, tanto na ponta da haste como na base, necessitam de rotação, por esse motivo determinou-se que a fixação da haste no elemento estrutural 1 seria por uma ponteira fêmea ou em Y e a base do cilindro que seria fixado no elemento estrutural 2 com a combinação de uma articulação traseira fêmea com uma articulação traseira macho como ilustra a figura 14, permitindo assim o grau de liberdade necessário para movimentar a esteira de rolagem.

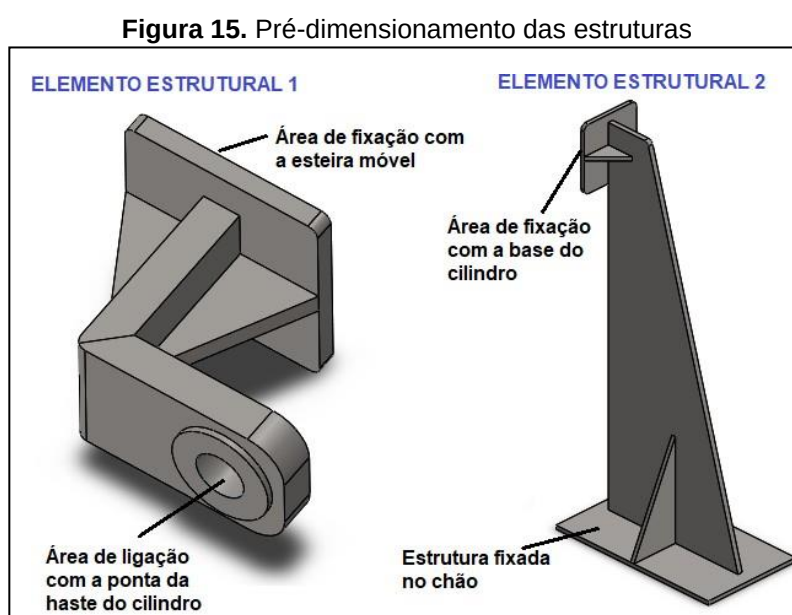
Figura 14. Acessórios dos atuadores



Fonte: Autoria Própria

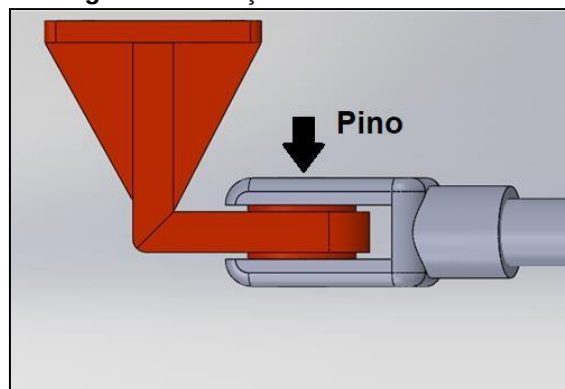
2.3 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS ESTRUTURAIS

O conceito geral dos elementos estruturais empregados neste projeto foi dividido em dois tipos: o ente que será ligado à ponteira fêmea da haste do cilindro e que também será parafusado na esteira móvel, ou seja, este será o ponto onde ocorrerá forças de reação importantes devido a solicitação dos atuadores. O segundo membro estrutural tem como função fixar a base articulada dos atuadores, configurando assim a inclinação dos cilindros e, portanto, a direção da força gerada pelos mesmos, este que foi parafusado no pavimento do setor. As motivações base para o desenvolvimento das peças foi de acordo com o material disponível na empresa e a disposição geométrica no plano como foi visto na figura 9. Nesse seguimento o pré-dimensionamento foi realizado com uso do software Solid Works, onde se obteve uma configuração espacial relativamente satisfatória como pode ser visto na figura 15.



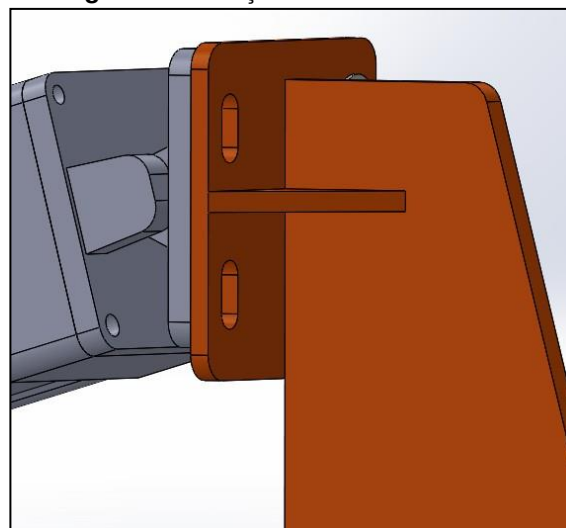
Fonte: Autoria Própria

No elemento estrutural 1 foi empregado uma chapa de aço SAE 1020 com espessura de 15 mm na região de ligação com a haste do cilindro, pois tal medida se aproximava bastante da abertura do rasgo encontrado no terminal da haste, como visto na imagem 16, com o objetivo de ter um contato direto, por isso foi soldado ainda arruelas de 2,5 mm de espessura para garantir que não houvesse folga nesta ligação. No local de ligação com a esteira foi aplicado chapa de 8 mm de espessura, também de aço SAE 1020.

Figura 16. Fixação da haste do cilindro

Fonte: Autoria Própria

Já o elemento estrutural 2 foi projetado para ser fixado diretamente no piso na parte inferior da peça, funcionando como uma viga em balanço, conduzindo assim mais facilmente o fluxo das tensões para o plano terra. Na parte superior da estrutura foi soldado uma chapa com ranhuras para apoiar e parafusar mais facilmente a base articulada do atuador como visto na imagem 17 abaixo. O material selecionado foi chapa de aço também de SAE 1020 com espessura de 8 mm.

Figura 17. Fixação da base do atuador

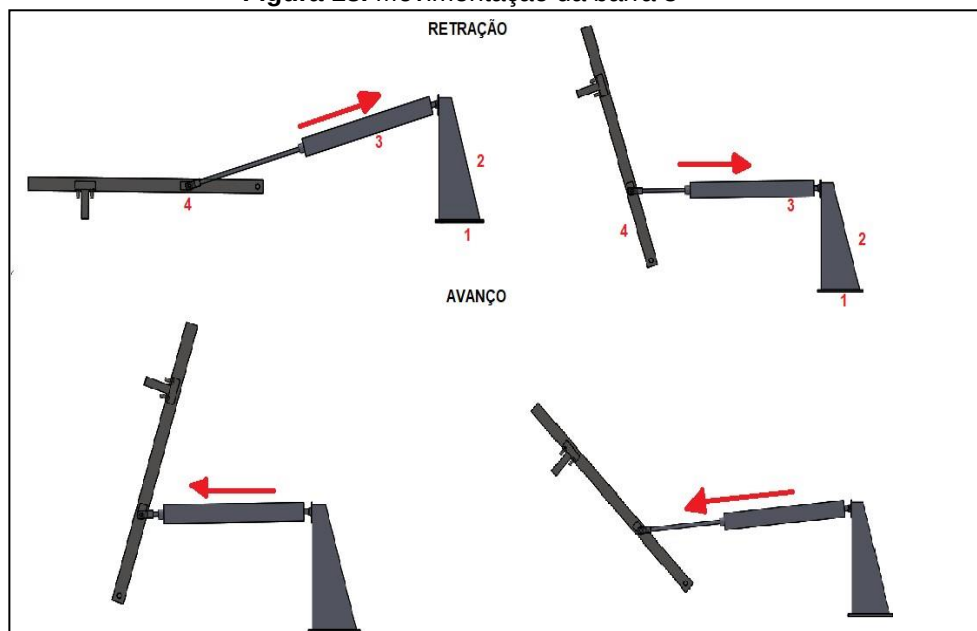
Fonte: Autoria Própria

2.4 UTILIZAÇÃO DO SOFTWARE MSC ADAMS PARA SIMULÇÃO DINÂMICA DO MECANISMO E OBTENÇÃO DAS FORÇAS DE REAÇÃO

O mecanismo modelado neste trabalho possui partes que dificultaram a elaboração de uma análise analítica dinâmica convencional, como por exemplo, a barra 3 que representa o atuador pneumático, tem seu centro de massa variante em toda a extensão do movimento da esteira devido a constante mudança de suas dimensões, tanto na retração como no avanço, como visto na figura 18. Por esse motivo, foi utilizado o software ADAMS para realização das

simulações dinâmicas no espaço para que obter-se os valores das forças de reação nos elos do mecanismo.

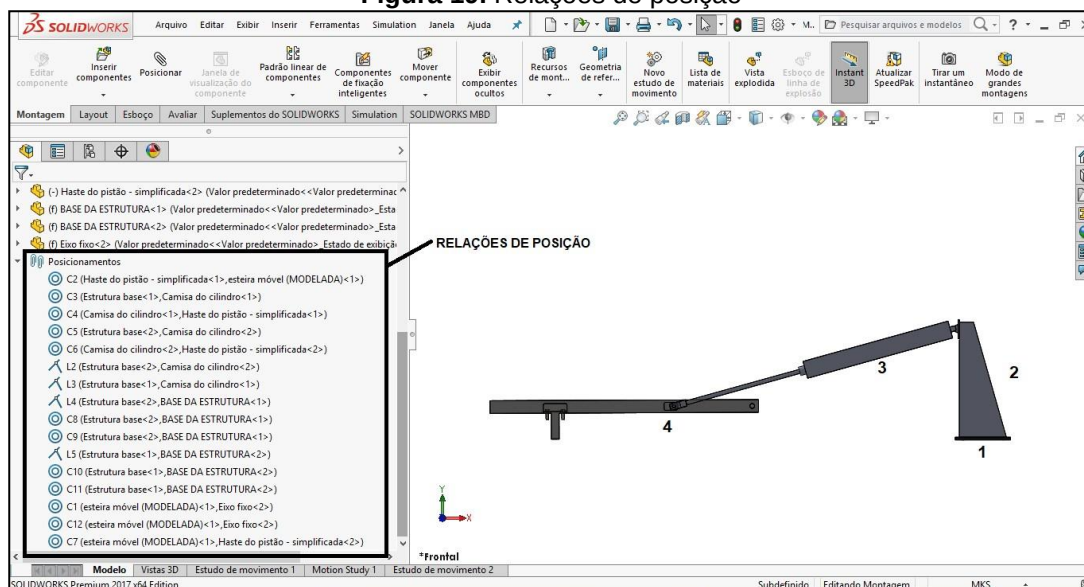
Figura 18. Movimentação da barra 3



Fonte: Autoria Própria

Os elos determinados dentro da análise são referentes as relações de posição atribuídas previamente no Solid Works. Desse modo, a restrição denominada C2 (concêntrico) representa o ponto de ligação entre a haste do atuador e a esteira móvel (barra 4). O ponto denominado de C3 (concêntrico), simboliza o elo de ligação entre a base do atuador e o elemento estrutural 2, como mostrado na figura 19, com as respectivas denominações dadas no Solid Works.

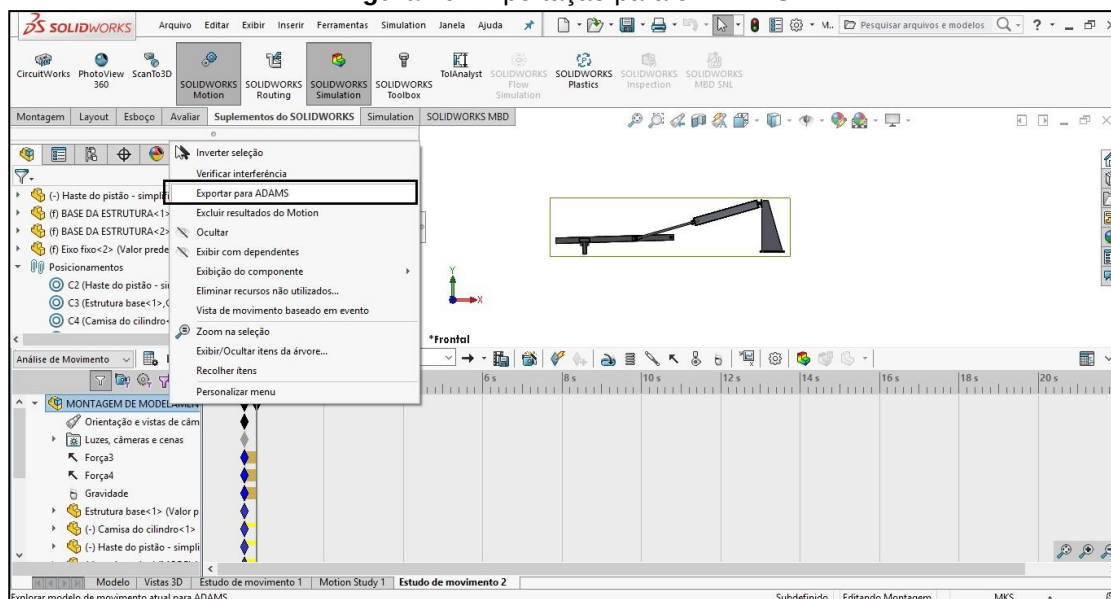
Figura 19. Relações de posição



Fonte: Autoria Própria

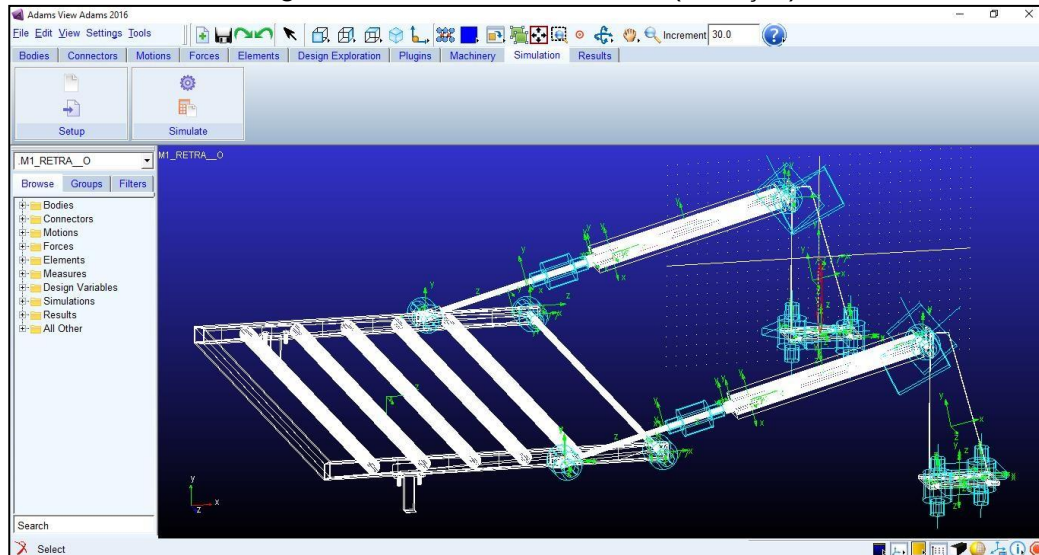
Feito isso, com a utilização novamente da ferramenta solid works motion encontrado na aba de suplementos do Solid Works, foi criado dois estudos de movimento, um para retração e outro para o avanço, aplicando as mesmas condições que foram usadas como foi exposta nas figuras 11, 12 e 13, onde selecionou-se a gravidade na direção do eixo Y e a aplicação das forças na direção da haste dos cilindros. Nessa perspectiva, as duas simulações foram exportadas para o Adams clicando com o botão direito do mouse na árvore de itens encontrada no lado esquerdo do solid Works como visto na figura 20.

Figura 20. Exportação para o ADAMS

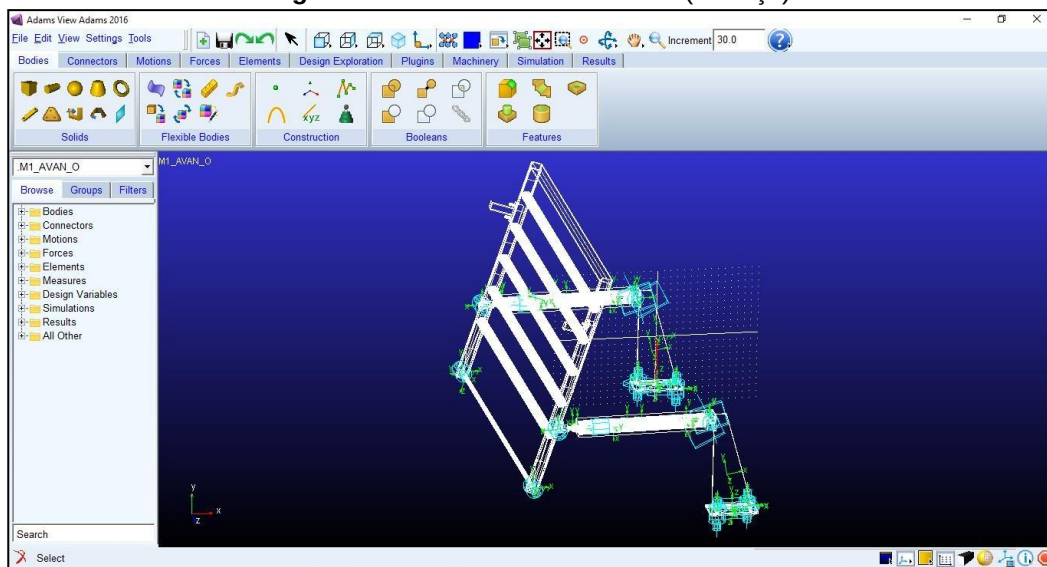


Fonte: Autoria Própria.

Em seguida os arquivos foram abertos no programa ADAMS, é importante salientar que nas simulações realizadas no software foram consideradas as piores condições possíveis. Nesse caso, foi considera que a força de atuação dos cilindros fosse constante e não foi aplicado amortecimento na movimentação. Dentro das simplificações do projeto adotadas a ideia da simulação foi apenas de conquistar a solicitação das forças de reação nos elos do mecanismo, que era o mais importante para dimensionar as estruturas metálicas do sistema. As figuras 21 e 22 abaixo demonstram respectivamente para retração e avanço como ficou ordenado os elos e as relações de posição.

Figura 21. Mecanismo no ADAMS (Retração)

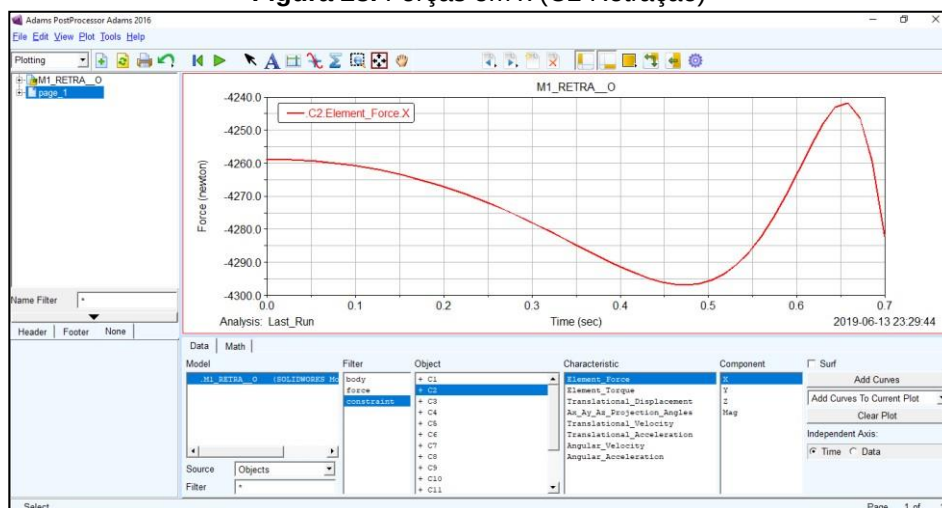
Fonte: Autoria Própria

Figura 22. Mecanismo no ADAMS (Avanço)

Fonte: Autoria Própria

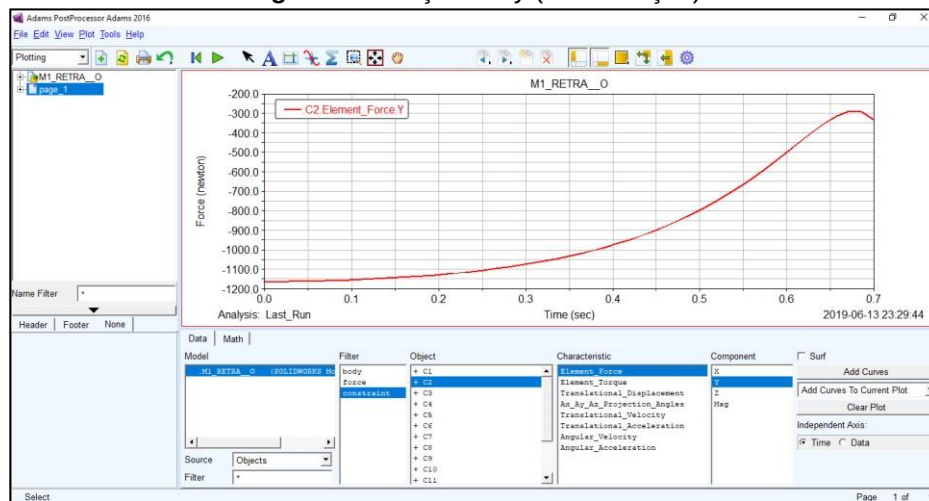
Realizada as duas simulações, no pós-processamento do programa foi possível obter a curva das forças de reação na direção de x e y relativo as restrições de posição estabelecidas anteriormente. Nas figuras 23 e 24 está exposto, respectivamente, a curva das forças em X e Y no instante de retração do movimento da esteira para a relação de posição C2.

Figura 23. Forças em x (C2 Retração)



Fonte: Autoria Própria

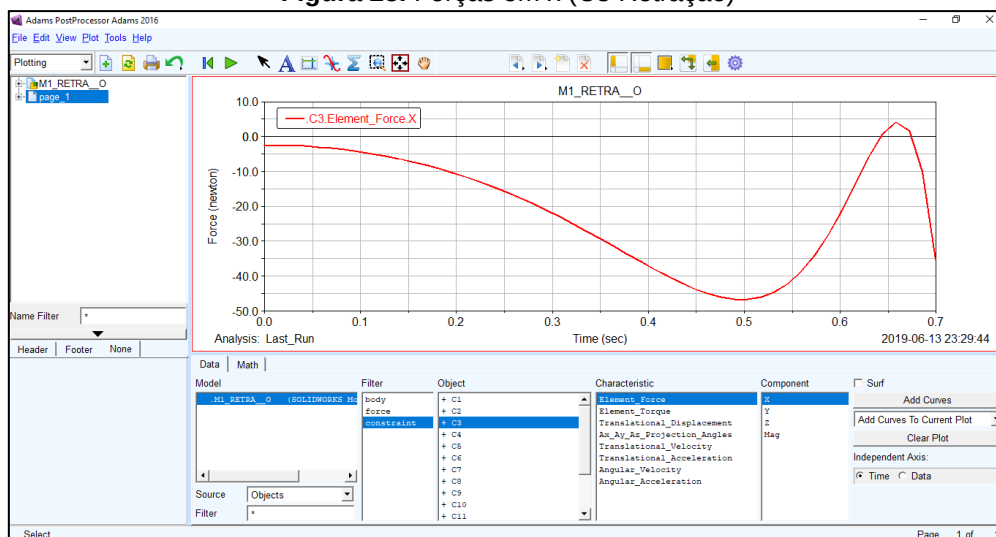
Figura 24. Forças em y (C2 Retração)



Fonte: Autoria Própria

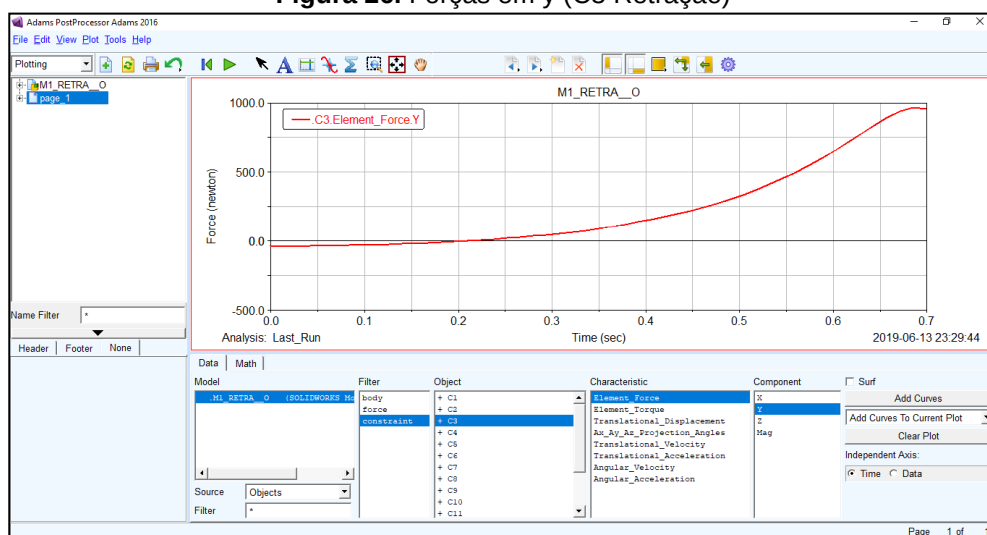
A seguir nas figuras 25 e 26 para a restrição de posição C3 está exibido suas forças de reação em x e y no instante de retração dos atuadores, respectivamente.

Figura 25. Forças em x (C3 Retração)



Fonte: Autoria Própria

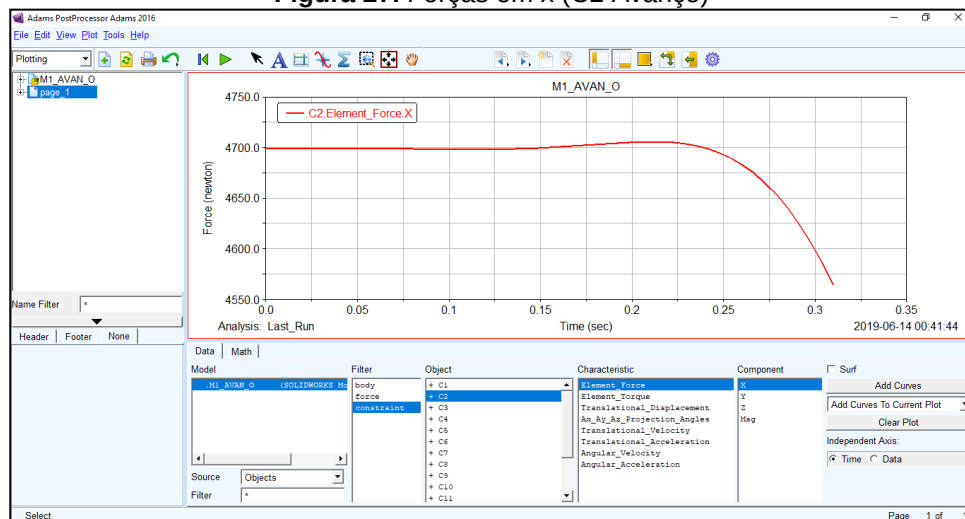
Figura 26. Forças em y (C3 Retração)



Fonte: Autoria Própria

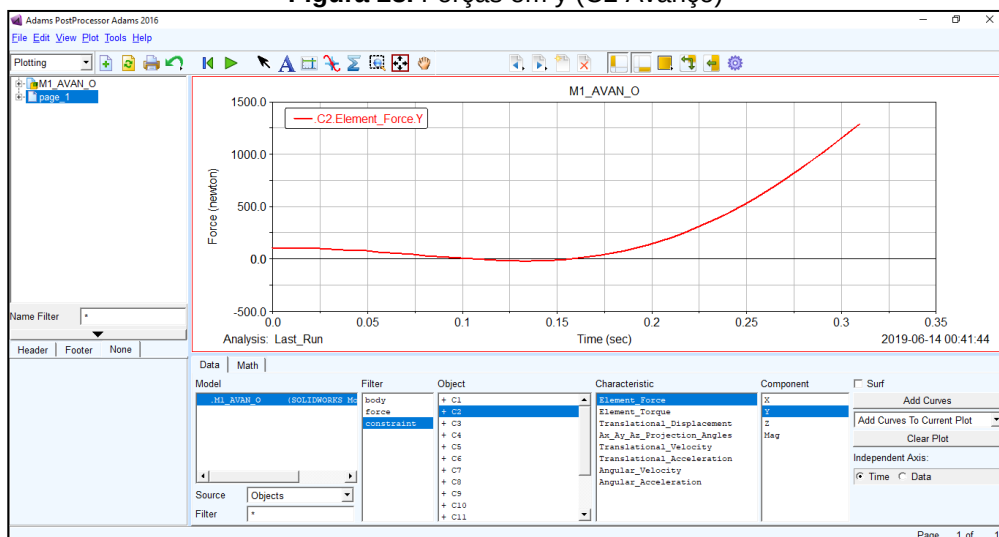
As figuras 27, 28 demonstram para a relação de posição C2 as forças de reação no momento do avanço dos atuadores em x e y, respectivamente.

Figura 27. Forças em x (C2 Avanço)



Fonte: Autoria Própria

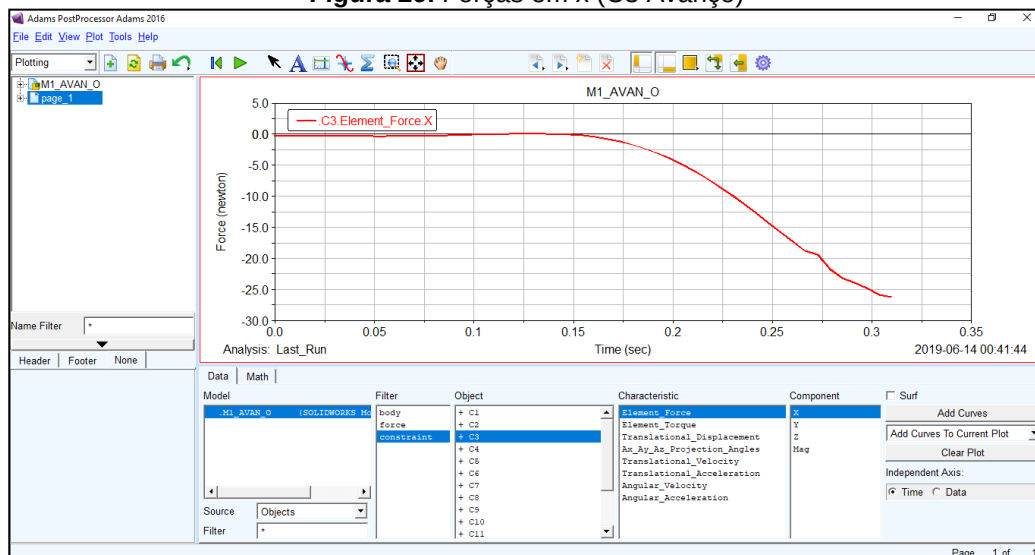
Figura 28. Forças em y (C2 Avanço)



Fonte: Autoria Própria

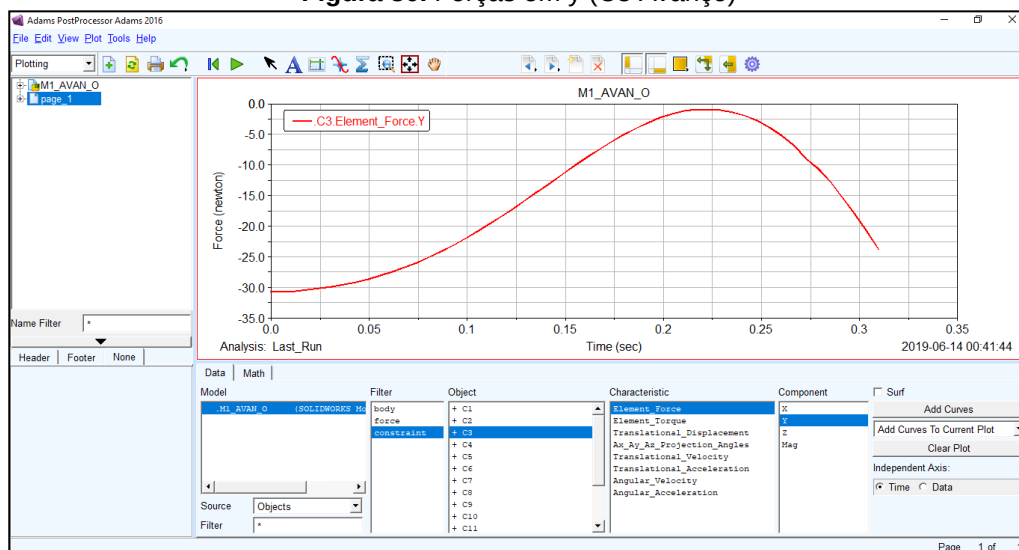
Nas figuras 29 e 30 tem-se ilustrado as forças de reação em x e y, respectivamente, para a restrição de posição C3 no avanço do movimento dos atuadores.

Figura 29. Forças em x (C3 Avanço)



Fonte: Autoria Própria

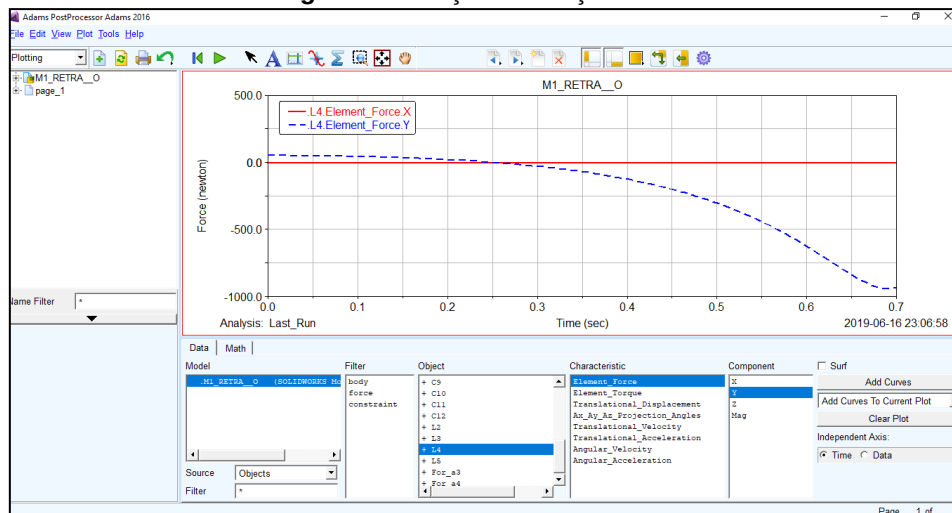
Figura 30. Forças em y (C3 Avanço)



Fonte: Autoria Própria

Por último foi coletado no programa as curvas das forças em x e y como exposto na figura 31, para a relação de posição L4, está que situa a região de fixação do elemento estrutural dois. No caso, para esta região a curva de maior importância foi em y e na retração do movimento. Com isso, a importância de conhecer tais esforços é que estes seriam utilizados no dimensionamento dos parafusos empregados neste local como será demonstrado na seção seguinte.

Figura 31. Forças de reação em L4



Fonte: Autoria Própria

2.5 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES DE FIXAÇÃO

Neste tópico será demonstrado como foi realizada o dimensionamento prático dos elementos de fixação tendo em vista os tipos de solicitações atuantes em cada região fixada pelos parafusos e o tipo de material acessível. Também foi considerado as forças de maior intensidade, portanto, de maior influência seguindo as curvas de forças geradas pelos ADAMS na secção anterior.

Utilizando as equações descritas no item 1.1.6, sabendo que a classificação dos parafusos disponíveis era de 8.8, como mostra o Anexo B, que a força considerada de maior influência foi de 4700 N, e esta provocava cisalhamento nos parafusos, como visto na imagem x21. Foram utilizados 4 parafusos nessa localidade e o coeficiente de segurança considerado foi de 2, tem-se então que:

$$\sigma_{adm} = \frac{640}{2} = 320 \text{ MPa}$$

$$FCP = \frac{4700}{4} = 1175 \text{ N}$$

Assim:

$$\sigma_{adm} = \frac{1175}{A} = 320 = \frac{1175}{A} = A = \frac{1175}{320} = 3,67 \text{ mm}^2$$

$$\phi = \sqrt{\frac{5,67 \cdot 4}{\pi}} = 4,6 \text{ m}$$

Com isso, o modelo mais aproximado encontrado no mercado é o M5, como mostra o catálogo do anexo C. Os parafusos comprados foram com o comprimento de 70 mm com rosca parcial, pois deveria atravessar todo o perfildo metálico da esteira móvel para serem fixados com uma porca e arruela, sobrando uma margem segura de filetes de rosca.

Para os parafusos utilizados na fixação da base do atuador foram selecionados parafusos M10 com as mesmas especificações do anterior. Nesta situação a base atuador já vem fabricada com furos para parafuso M10. Com isso, verificando as solicitações que atuam nestes parafusos, como visto na figura 24 e 25, é possível perceber que os níveis de força são muito baixos, tanto os na direção em y, que promovem cisalhamento, como na direção x que exercem tração.

Por fim, para estabilizar o elemento estrutural dois, foram empregados parafusos expansivos, pois este seria fixado no piso do setor. E como pode-se notar na figura 30, os parafusos estão submetidos basicamente a forças na direção em y, ou seja, são tracionados. A força de reação solicitante se aproxima dos 1000 N. Sabendo disso, de acordo com o catálogo do anexo D, os parafusos escolhidos dentro da disponibilidade da empresa foram de 3/8", com o código WB 38214, que suportam sem grandes problemas as cargas atuantes. Além disso, também foram aplicados 4 na fixação, para conservar a estabilidade da estrutura.

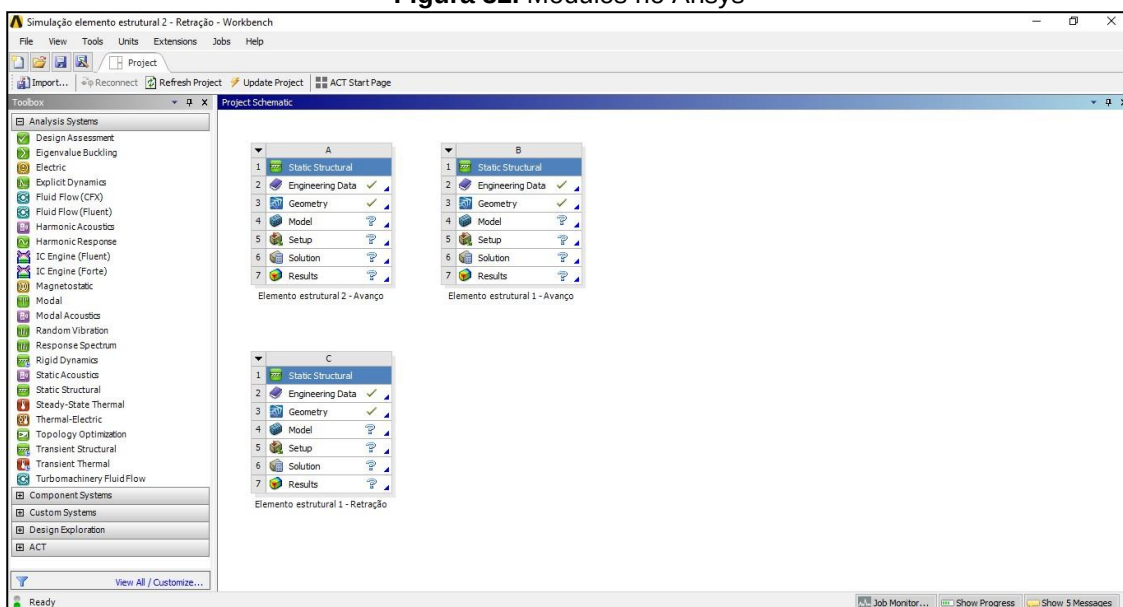
2.6 SIMULAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS DOS ELEMENTOS ESTRUTURAIS NO SOFTWARE ANSYS

Com a geometria definida no Solid Works, as peças foram importadas para o software Ansys Academic, para a realização das simulações estáticas das estruturas. Muita embora os elementos estejam submetidos a um carregamento dinâmico foram consideradas os níveis mais altos de força, ou seja, aquelas capazes de gerar maiores níveis de tensão e, portanto, gerar resultados mais seguros.

O elemento estrutural 1 foi simulado tanto para a situação de avanço como para de retração da movimentação da esteira. Já o elemento estrutural 2 foi simulado apenas no contexto de retração do movimento, pois no momento do avanço, os níveis de força são baixos e consequentemente pouco influentes na análise.

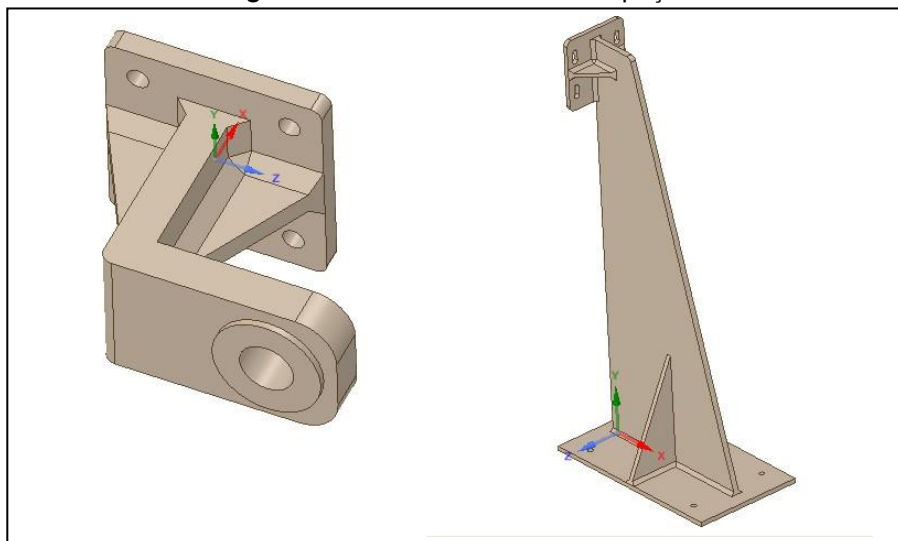
Tendo em vista as condições estabelecidas anteriormente, na aba Workbench do Ansys Academic foi selecionada o item Static Structural na aba do toolbox e aplicado 3 módulos na região Project Schematic. Na seção de geometria foi importado em formato parasolid na janela Spaceclaim em cada módulo e aberto as peças para simulação, como exposto na figura 32.

Figura 32. Módulos no Ansys



Fonte: Autoria Própria

Na figura 33 a seguir demonstra como as peças foram importadas para a área Spaceclaim, é possível notar que foi aplicado nos entes os chanfros de 6 mm para representar geometricamente os principais cordões de solda na estrutura e os furos onde serão empregados os parafusos e tornar a análise mais precisa.

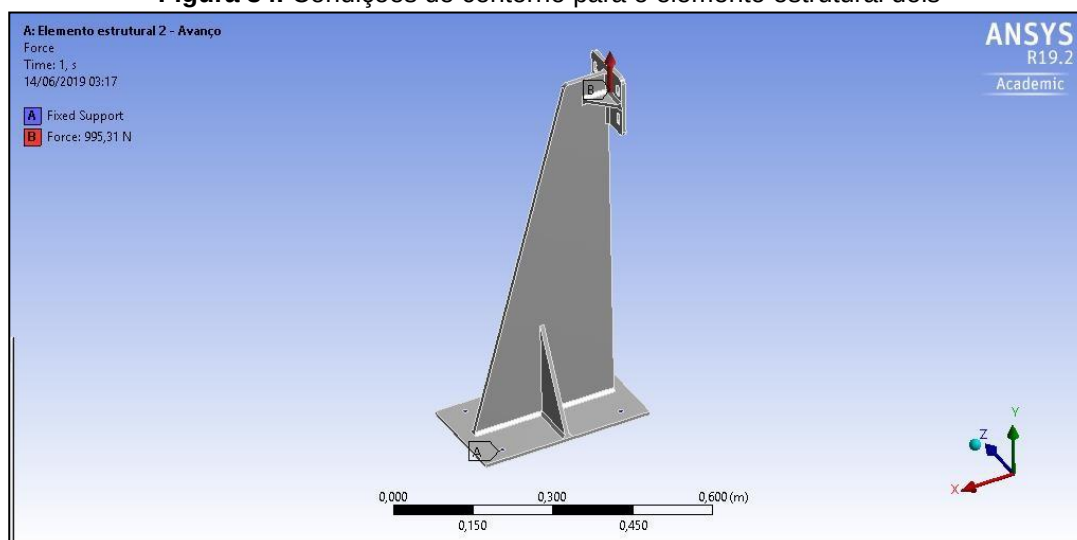
Figura 33. Cordões de solda nas peças

Fonte: Autoria Própria

2.6.1 Condições de contorno aplicados nos elementos estruturais

Para a aplicação das condições de contorno utilizou-se a ferramenta Model, onde neste, no item Static Structural foi selecionado a região de aplicação das forças e seus pontos de fixação.

Nessa sequência, para o elemento estrutural dois inicialmente selecionou-se os 4 pontos de fixação da estrutura e a área onde foi aplicado as forças tanto no sentido x como no sentido y. Tendo como base as curvas obtidas nas figuras 33 e 34 foi escolhido $F_y = 995 \text{ N}$ e no mesmo instante $F_x = -25 \text{ N}$, onde o sentido da força em Y seria voltada para cima e de x no sentido negativo, saindo da peça, pois na retração os atuadores estão puxando tanto a esteira como a estrutura. Na figura 34 ilustra a situação descrita anteriormente.

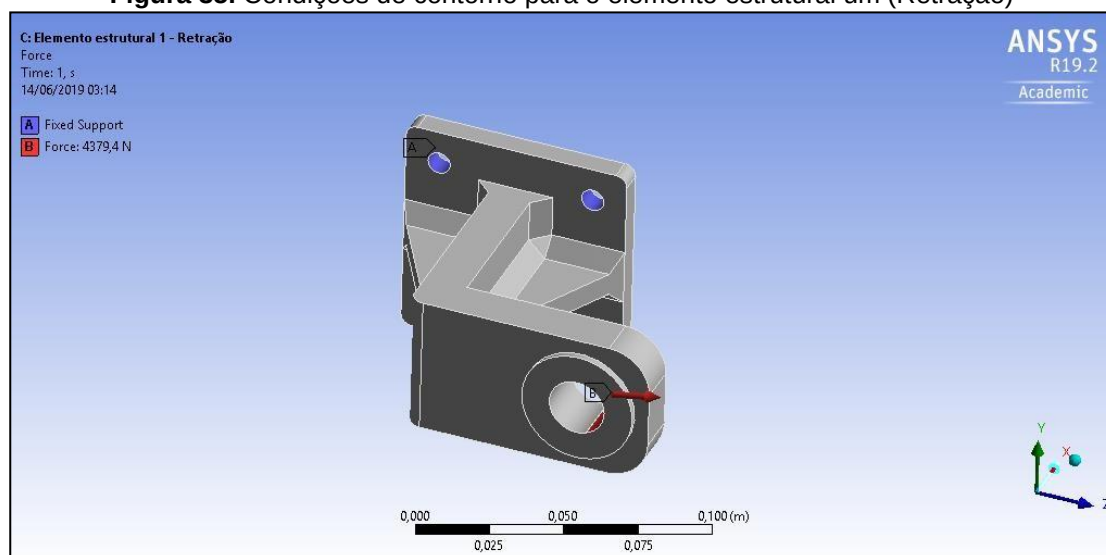
Figura 34. Condições de contorno para o elemento estrutural dois

Fonte: Autoria Própria

Já no elemento estrutural um as forças consideradas foram aplicadas na área de contato do pino proveniente do terminal da haste do cilindro com a peça. Com isso, a direção da força seria relativa a cada situação, ou seja, uma direção para a instância de retração do atuador, onde estará puxando o componente estrutural e na situação de avanço que estará empurrando o elemento.

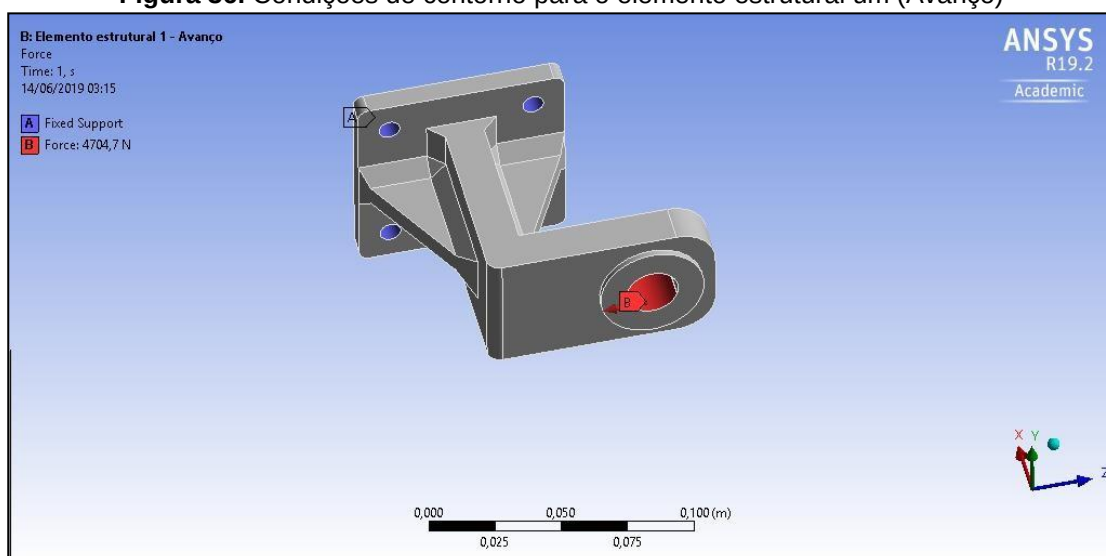
Nesse sentido, pegando as forças obtidas para a retração: $F_x = 4297 \text{ N}$ / $F_y = 840 \text{ N}$ e para o avanço: $F_x = 4700 \text{ N}$ / $F_y = 210 \text{ N}$. No software o plano Z está representando o plano X das forças. Foram determinados também os 4 pontos de fixação da peça onde seriam aplicados os parafusos. Nas figuras 35 e 34, pode-se avaliar as condições de contorno estabelecidas.

Figura 35. Condições de contorno para o elemento estrutural um (Retração)



Fonte: Autoria Própria

Figura 36. Condições de contorno para o elemento estrutural um (Avanço)



Fonte: Autoria Própria

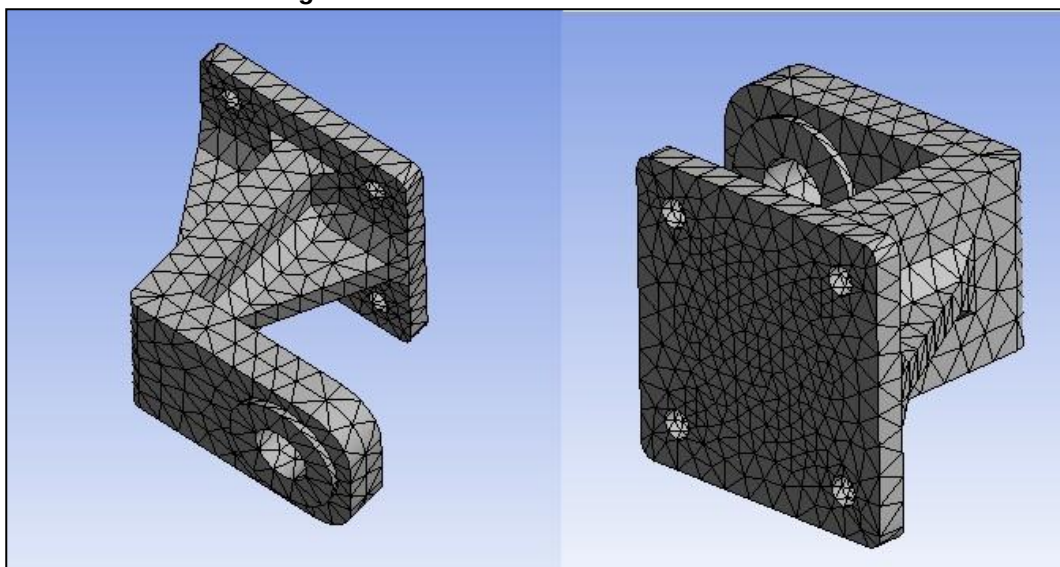
2.6.2 Geração da malha

Para a geração de uma boa malha é necessário que ela seja mais uniforme possível, quer dizer, que seus elementos devem ser igualmente divididos em toda a estrutura. Com isso, ainda dentro da célula Model do Ansys, agora clicando na opção Mesh, foi gerenciada a malha de ambas as estruturas.

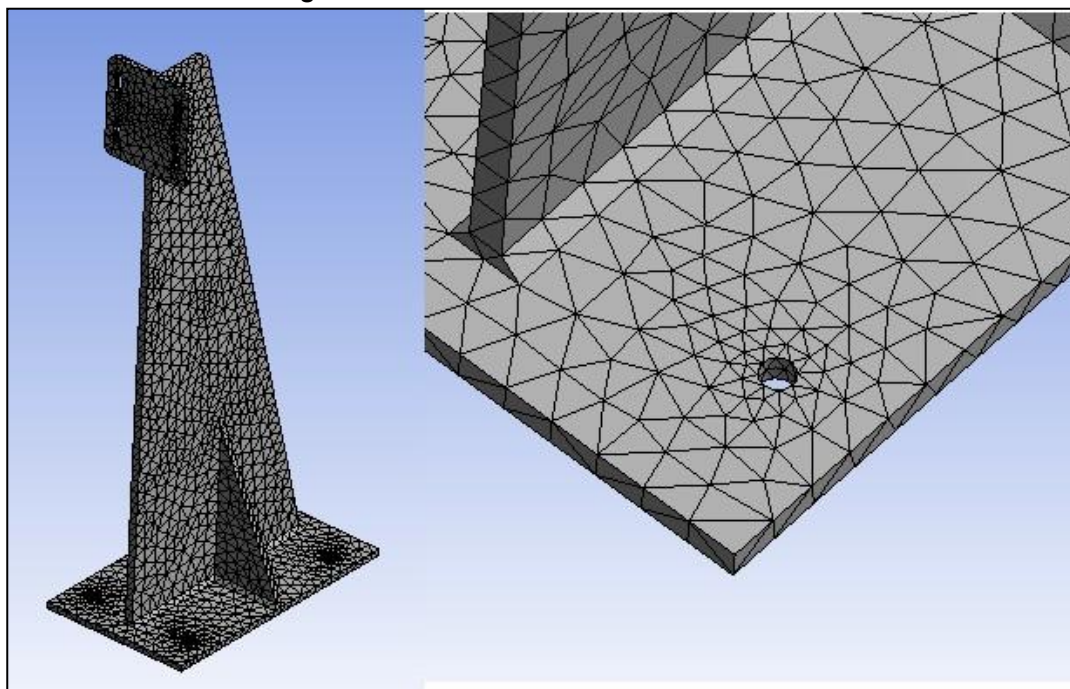
Como pode ser observado nas figuras, 37 e 38 a malha estabelecida para a realização das simulações teve como elemento definido do tipo 3-D linear tetraédrico. Esta que se mostrou satisfatória dentro das condições de risco adotadas dentro do projeto, perante ao material disponível para o projeto, condições de fabricação das peças, além do que os níveis de força de reação e consequentemente de tensão se mostraram muito baixos para gerar situações severas de comportamento estrutural.

Pode-se notar também que foi empregado um maior refinamento de malha nas regiões de fixação das estruturas.

Figura 37. Malha do elemento estrutural um



Fonte: Autoria Própria

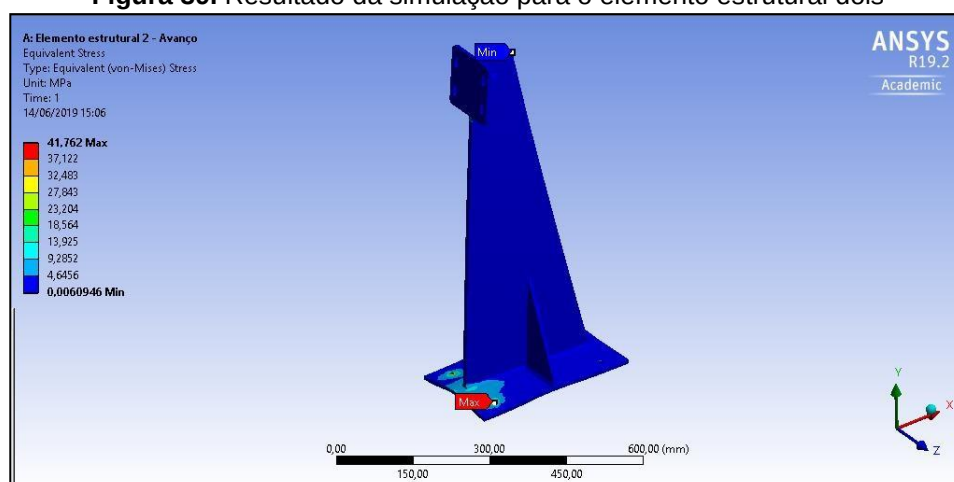
Figura 38. Malha do elemento estrutural dois

Fonte: Autoria Própria

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

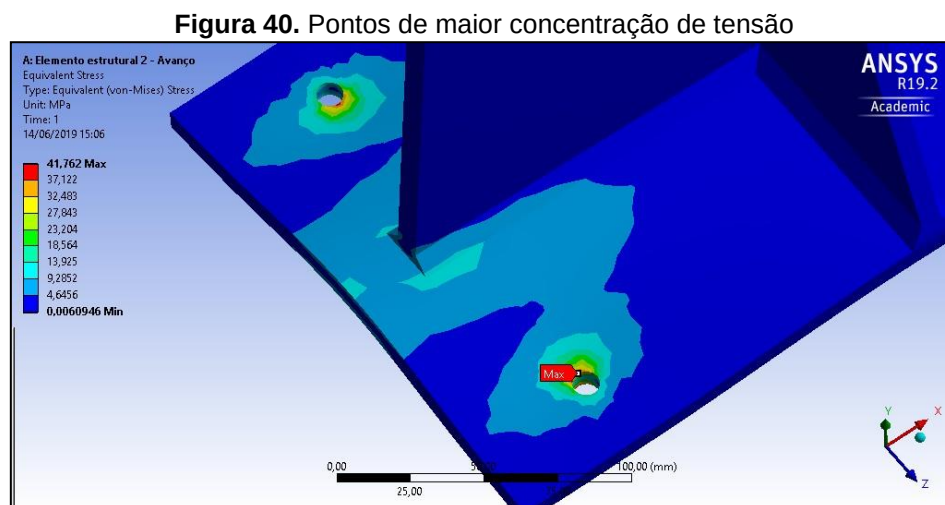
3.1 RESULTADO DAS SIMULAÇÕES DAS ESTRUTURAS E DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA

A figura 39 ilustra como o elemento estrutural dois suportou as cargas aplicadas. No software foi colocado os níveis de tensão equivalente (Von Misses). Com isso, é notável que o material empregado e sua geometria produziram uma estrutura mais do que capacitada para suportar a estrutura, pois mesmo no ponto máximo de tensão na estrutura chegou a níveis bem distantes relativo a tensão de escoamento do aço 1020 que é de 350 MPa.

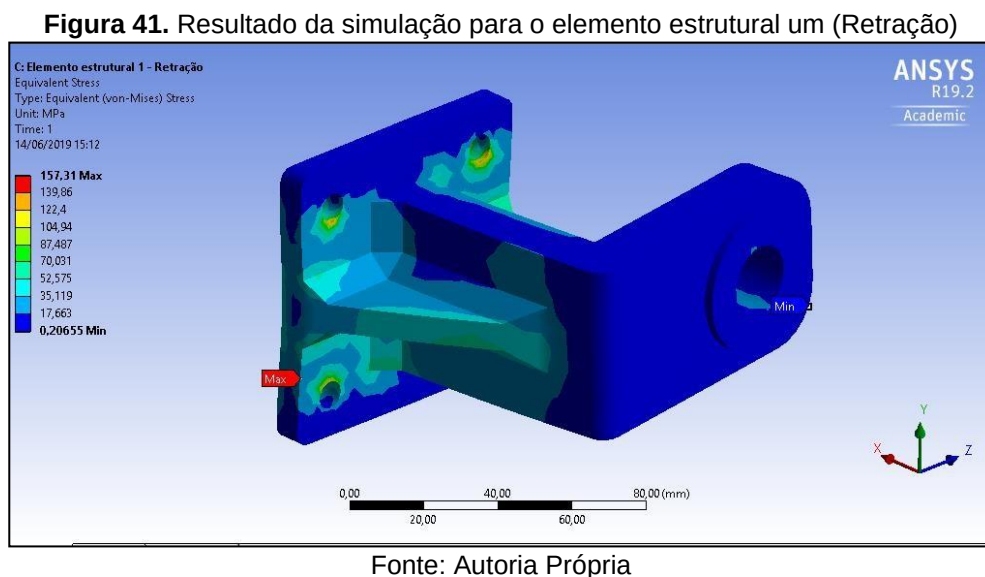
Figura 39. Resultado da simulação para o elemento estrutural dois

Fonte: Autoria Própria

A figura 40 a seguir demonstra onde se localizou o maior ponto de tensão na estrutura.

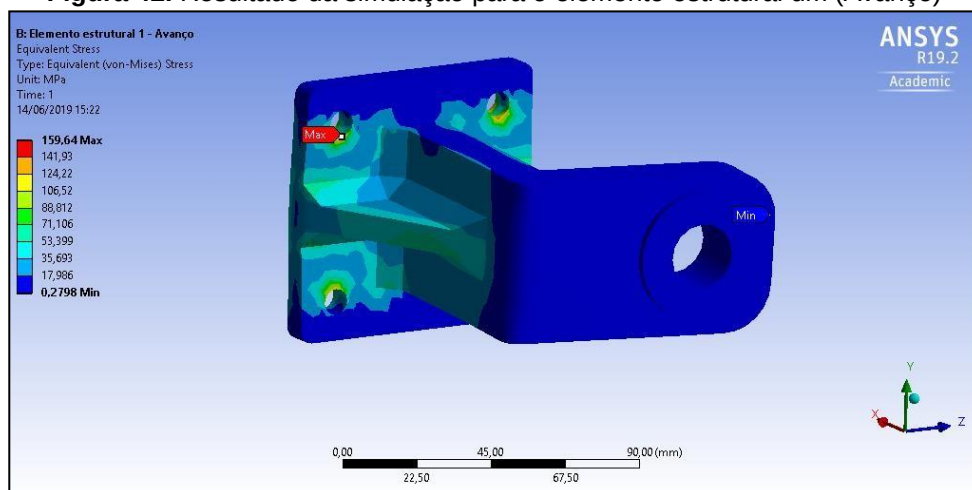


Para o elemento estrutural um, também foi avaliado a tensão equivalente. Na primeira simulação realizada aplicando os esforços no instante onde os atuadores estão retraindo, chegou-se ao seguinte resultado como visto na figura 41.



Já para o momento de avanço dos atuadores pôde-se observar a composição dos níveis de tensão de acordo com a figura 42.

Figura 42. Resultado da simulação para o elemento estrutural um (Avanço)



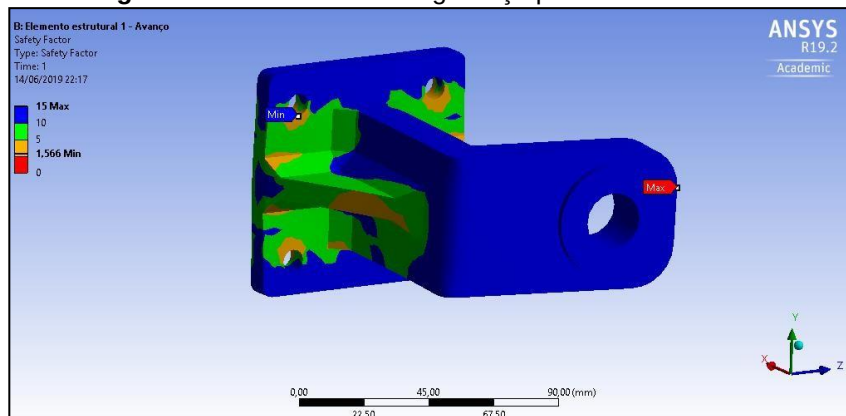
Fonte: Autoria Própria

Como pôde-se analisar nas imagens dos resultados das simulações, tanto para o elemento um como para o componente dois, que o grau de tensão conseguidos estão bem abaixo do limite de escoamento, do aço SAE 1020 sendo este de 350 Mpa. Com isso, constatou-se que as peças dimensionadas, dentro dos materiais que estavam disponíveis para uso na empresa, estavam suficientemente capacitadas para suportar os esforços solicitados.

3.2 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE SEGURANÇA

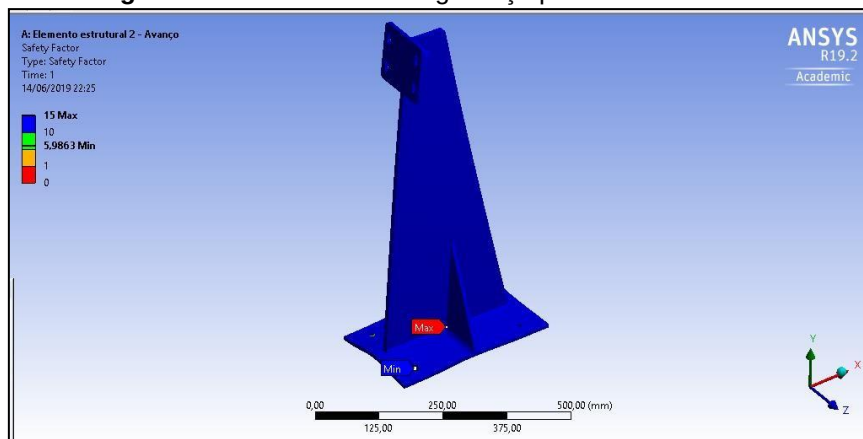
Finalizado as simulações dos entes estruturais do mecanismo foi aberto a célula no Ansys Stress Tool e em seguida habilitou-se a opção Safety Factor. Desse modo, foi determinado o coeficiente de segurança ao longo da estrutura para as duas peças. Como pode ser visto nas figuras 43 e 44, os coeficientes de segurança gerados se mostraram de confiança.

Figura 43. Coeficiente de segurança para o elemento um



Fonte: Autoria Própria

Figura 44. Coeficiente de segurança para o elemento dois

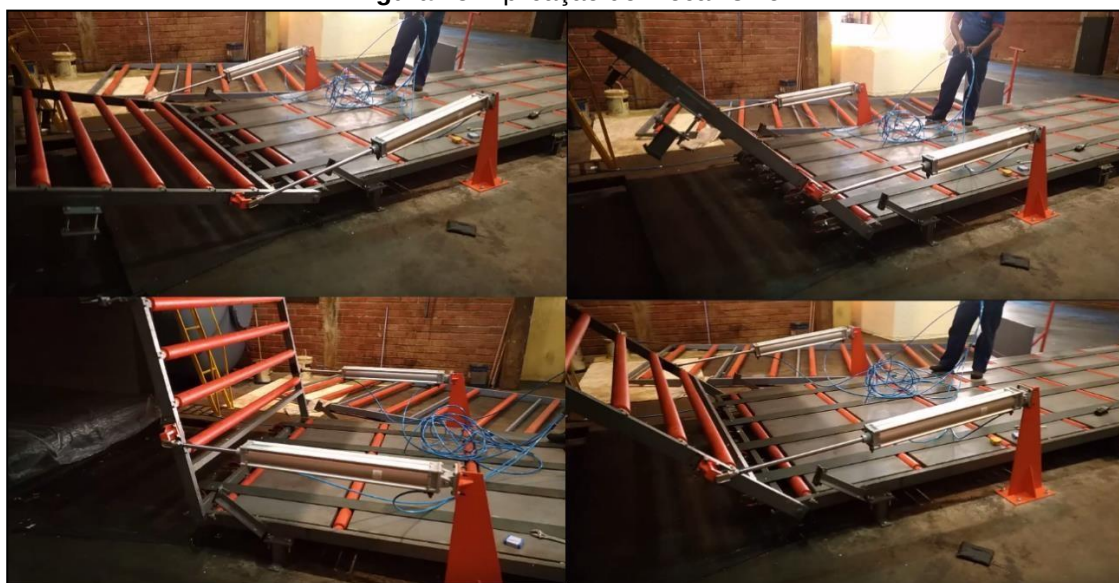


Fonte: Autoria Própria

3.3 RESULTADO DA CONSTRUÇÃO E TESTES DO MECANISMO

Como está exposto na figura 45 a seguir, retiradas do vídeo feito do primeiro teste do mecanismo, demonstra-se o resultado final do sistema instalado na máquina, comprovando que este está apto a cumprir seu objetivo de movimentar a esteira de rolagem.

Figura 45. Aplicação do mecanismo



Fonte: Autoria Própria

4 CONCLUSÃO

Com as duas metodologias empregadas tanto na prática com o uso da célula de carga, como em software, para conseguir o peso no centro de massa da esteira mostrou-se uma diferença muito pequena entre as duas análises e consequentemente gerariam resultados semelhantes.

A utilização da ferramenta computacional Solid Works foi de extrema importância e trouxe praticidade para desenvolver conceitualmente o projeto, seja na montagem dos elementos móveis, como para o desenvolvimento conceitual das peças metálicas aplicadas no projeto e seleção dos atuadores pneumáticos. Assim como também o software ADAMS facilitou o estudo da movimentação e na obtenção das forças de reação nos principais pontos do mecanismo e trouxe resultados bem precisos dentro que se era esperado.

Com as resoluções obtidas com as simulações através do uso de elementos finitos com a o uso do programa Ansys, foi possível identificar os níveis de tensão ocorrentes nas estruturas e constatou-se que foram projetas com uma margem de segurança bem conservadora.

Logo, com este trabalho obteve-se o dimensionamento de peças estruturais e a seleção de atuadores pneumáticos para promover a movimentação de uma esteira de rolagem que descreve um movimento rotativo e com isso ser capaz de reduzir o trabalho operacional no setor, realocando os operadores para atividades mais importantes, assim como a manutenção de um trabalho mais saldável e seguro.

REFERÊNCIAS

AZEVEDO, Álvaro F.M. **Método de elementos finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.

BEER, Ferdinand P. et al. **Mecânica dos Materiais-7ª Edição**. AMGH Editora, 2015.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. AMGH Editora, 2011.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação pneumática-Projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. Editora Saraiva, 2003.

GASPAR, Ricardo. 2005. **Mecânica dos materiais**. Notas de aula da disciplina Resistência dos Materiais ministrada pelo Prof. Leandro Mouta Trautwein ao curso de Engenharia Civil do Centro Universitário Nove de Julho, São Paulo, 2005.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. Pearson Educación, 2010.

NORTON, Robert L. **Projetista de Máquinas**. 2003.

NOBERTO NORO. et al. **Elementos de Máquina: cálculo simplificado de parafusos**. Florianópolis, 2017.

KIM, N. SANKAR, B. V. **Introdução à análise e ao projeto em elementos finitos**. Tradução e revisão técnica Amir Elias Abdalla Kurbon. Rio de Janeiro. LTC, 2011;

ANEXO A –TABELA FORÇA DE RETRAÇÃO E AVANÇO DE ATUADORES PNEUMÁTICOS

FORÇAS DESENVOLVIDAS DURANTE AVANÇO E RETORNO (TEÓRICO)											
Diâmetro do cilindro D mm	Diâmetro do haste d mm	Movimento	Área útil cm ²	Força de avanço e retorno em daN=Kgf, dependendo da pressão operacional em bar.							
				1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar	8 bar
8	4	Avanço	0.50	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
		Retorno	0.38	0.4	0.8	1.1	1.5	1.9	2.3	2.6	3.0
10	4	Avanço	0.79	0.8	1.6	2.4	3.1	3.9	4.7	5.5	6.3
		Retorno	0.66	0.7	1.3	2.0	2.6	3.3	4.0	4.6	5.3
12	6	Avanço	1.13	1.1	2.3	3.4	4.5	5.7	6.8	7.9	9.0
		Retorno	0.85	0.8	1.7	2.5	3.4	4.2	5.1	5.9	6.8
16	6	Avanço	2.01	2.0	4.0	6.0	8.0	10.1	12.1	14.1	16.1
		Retorno	1.73	1.7	3.5	5.2	6.9	8.6	10.4	12.1	13.8
16	8	Avanço	2.01	2.0	4.0	6.0	8.0	10.1	12.1	14.1	16.1
		Retorno	1.51	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.6	12.1
20	8	Avanço	3.14	3.1	6.3	9.4	12.6	15.7	18.8	22.0	25.1
		Retorno	2.64	2.6	5.3	7.9	10.6	13.2	15.8	18.5	21.1
20	10	Avanço	3.14	3.1	6.3	9.4	12.6	15.7	18.8	22.0	25.1
		Retorno	2.36	2.4	4.7	7.1	9.4	11.8	14.1	16.5	18.8
25	8	Avanço	4.91	4.9	9.8	14.7	19.6	24.5	29.5	34.4	39.3
		Retorno	4.41	4.4	8.8	13.2	17.6	22.0	26.4	30.8	35.2
25	10	Avanço	4.91	4.9	9.8	14.7	19.6	24.5	29.5	34.4	39.3
		Retorno	4.12	4.1	8.2	12.4	16.5	20.6	24.7	28.9	33.0
32	12	Avanço	8.04	8.0	16.1	24.1	32.2	40.2	48.3	56.3	64.3
		Retorno	6.91	6.9	13.8	20.7	27.6	34.6	41.5	48.4	55.3
40	12	Avanço	12.57	12.6	25.1	37.7	50.3	62.8	75.4	88.0	100.5
		Retorno	11.44	11.4	22.9	34.3	45.7	57.2	68.6	80.0	91.5
40	16	Avanço	12.57	12.6	25.1	37.7	50.3	62.8	75.4	88.0	100.5
		Retorno	10.56	10.6	21.1	31.7	42.2	52.8	63.3	73.9	84.4
50	16	Avanço	19.63	19.6	39.3	58.9	78.5	98.2	117.8	137.4	157.1
		Retorno	17.62	17.6	35.2	52.9	70.5	88.1	105.7	123.4	141.0
50	20	Avanço	19.63	19.6	39.3	58.9	78.5	98.2	117.8	137.4	157.1
		Retorno	16.49	16.5	33.0	49.5	66.0	82.5	99.0	115.5	131.9
63	16	Avanço	31.17	31.2	62.3	93.5	124.7	155.9	187.0	218.2	249.4
		Retorno	29.16	29.2	58.3	87.5	116.6	145.8	175.0	204.1	233.3
63	20	Avanço	31.17	31.2	62.3	93.5	124.7	155.9	187.0	218.2	249.4
		Retorno	28.03	28.0	56.1	84.1	112.1	140.2	168.2	196.2	224.2
80	20	Avanço	50.27	50.3	100.5	150.8	201.1	251.3	301.6	351.9	402.1
		Retorno	47.12	47.1	94.2	141.4	188.5	235.6	282.7	329.9	377.0
80	25	Avanço	50.27	50.3	100.5	150.8	201.1	251.3	301.6	351.9	402.1
		Retorno	45.36	45.4	90.7	136.1	181.4	226.8	272.1	317.5	362.9
100	25	Avanço	78.54	78.5	157.1	235.6	314.2	392.7	471.2	549.8	628.3
		Retorno	73.63	73.6	147.3	220.9	294.5	368.2	441.8	515.4	589.0
125	32	Avanço	122.72	122.7	245.4	368.2	490.9	613.6	736.3	859.0	981.7
		Retorno	114.68	114.7	229.4	344.0	458.7	573.4	688.1	802.7	917.4
160	40	Avanço	201.06	201.1	402.1	603.2	804.2	1005.3	1206.4	1407.4	1608.5
		Retorno	188.50	188.5	377.0	565.5	754.0	942.5	1131.0	1319.5	1508.0
200	40	Avanço	314.16	314.2	628.3	942.5	1256.6	1570.8	1885.0	2199.1	2513.3
		Retorno	301.59	301.6	603.2	904.8	1206.4	1508.0	1809.6	2111.1	2412.7

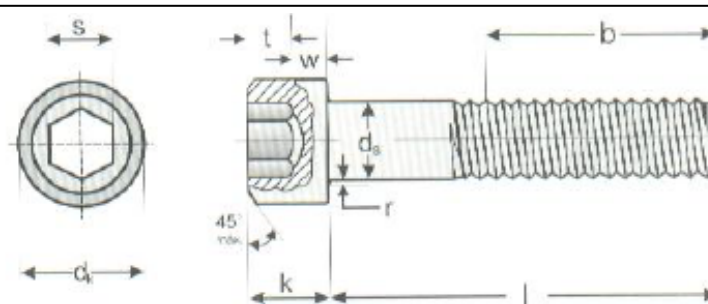
Fonte: Catálogo Metal Work

**ANEXO B – TABELA DE CLASSIFICAÇÃO DE PARAFUSOS PELA
RESISTÊNCIA DO MATERIAL**

Classe de Resistência	8.8	9.8	10.9	12.9
Resistência à Tração / MPa	800	900	1.000	1.200
Limite de Escoamento / MPa	640	720	900	1.080

Fonte: Revista do parafuso

ANEXO C – CATÁLOGO DE PARAFUSOS



REFERÊNCIA:
DIN 912 - 12.83

[VEJA OUTROS MODELOS](#)

>>

[VEJA OUTROS PRODUTOS](#)

>>

Diâmetro	d _s		d		k		r	s		t	w	b
Nominal	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	min.	máx.	min.	min.	min.	ref.
M3	3,00	2,86	5,50	5,32	3,00	2,86	0,1	2,58	2,52	1,3	1,15	18
M4	4,00	3,82	7,00	6,78	4,00	3,82	0,2	3,08	3,02	2	1,4	20
M5	5,00	4,82	8,50	8,28	5,00	4,82	0,2	4,095	4,02	2,5	1,9	22
M6	6,00	5,82	10,00	9,78	6,00	5,70	0,25	5,14	5,02	3	2,3	24
M8	8,00	7,78	13,00	12,73	8,00	7,64	0,4	6,14	6,02	4	3	28
M10	10,00	9,78	16,00	15,73	10,00	9,64	0,4	8,175	8,025	5	4	32
M12	12,00	11,73	18,00	17,73	12,00	11,57	0,6	10,175	10,025	6	4,8	36
M14	14,00	13,73	21,00	20,67	14,00	13,57	0,6	12,212	12,032	7	5,8	40
M16	16,00	15,73	24,00	23,67	16,00	15,57	0,6	14,212	14,032	8	6,8	44
M18	18,00	17,73	27,00	26,67	18,00	17,57	0,6	14,212	14,032	9	7,8	48
M20	20,00	19,67	30,00	29,67	20,00	19,48	0,8	17,23	17,05	10	8,6	52
M22	22,00	21,67	33,00	32,61	22,00	21,48	0,8	17,23	17,05	11	9,4	56
M24	24,00	23,67	36,00	35,61	24,00	23,48	0,8	19,275	19,065	12	10,4	60
M27	27,00	26,67	40,00	39,61	27,00	26,48	1	19,275	19,065	13,5	11,9	66
M30	30,00	29,67	45,00	44,61	30,00	29,48	1	22,275	22,065	15,5	13,1	72
M33	33,00	32,61	50,00	49,61	33,00	32,38	1	24,275	24,065	18	13,5	78
M36	36,00	35,61	54,00	53,54	36,00	35,38	1	27,275	27,065	19	15,3	84
M42	42,00	41,61	63,00	62,54	42,00	41,38	1,2	32,33	32,08	24	16,3	96
M48	48,00	47,61	72,00	71,54	48,00	47,38	1,6	36,33	36,08	28	17,5	108
M56	56,00	55,54	84,00	83,46	56,00	55,6	2	41,33	41,08	34	19	124

Tolerância para comprimento "l", js 15, vide tabela de ajustes - ISO.

Fonte: Marcenaria fácil

ANEXO D – TABELA DE FIXADORES EXPANSIVOS WB

CÓDIGO	Ø nominal	comprimento do chumbador		comprimento da rosca	espessura máxima a ser fixada*	profundidade mínima do furo	Cargas médias* tração (arrancamento)	Cargas médias* cisalhamento
	Ø A	C		R	G	F	kgf	
	pol.	pol.	mm	mm	mm	mm		
WB 14134	1/4"	1 3/4"	44,4	19	6,9	30	476	744
WB 14214		2 1/4"	57,1	30	10,6	39	761	
WB 14314		3 1/4"	82,5	55	10	65	825	
WB 38214	3/8"	2 1/4"	57,1	22	1,6	45	1250	1695
WB 38300		3"	76,2	41	14,7	51	1236	
WB 38334		3 3/4"	95,2	60	14,7	70	1919	
WB 12234	1/2"	2 3/4"	69,8	25	4,8	50	1730	3346
WB 12400		4"	101,6	57	8,6	78	2260	
WB 12514		5 1/4"	133,3	88	8,3	110	3193	
WB 58312	5/8"	3 1/2"	88,9	45	11,9	59	2372	5494
WB 58500		5"	127	60	12	97	4525	
WB 58700		7"	177,3	100	11,3	148	4026	
WB 34414	3/4"	4 1/4"	107,9	55	8,9	78	3901	9691
WB 34614		6 1/4"	168,7	80	19,7	128	5606	
WB 34812		8 1/2"	215,9	100	9,9	185	7708	

* Cargas obtidas em testes realizados em concreto de resistência 20 MPa no IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas) de acordo com o laudo nº 28 202

Fonte: Catálogo Walsyma