

CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA DE ITAQUERA
PROFESSOR MIGUEL REALE

DANILO SANTANA DA SILVA
FELIPE DE OLIVEIRA RODRIGUES
PABLO KAUE CRUZ SANTOS

Estudo de melhoria em ferramenta de estampagem

São Paulo
2023

CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA DE ITAQUERA
PROFESSOR MIGUEL REALE

DANILO SANTANA DA SILVA
FELIPE DE OLIVEIRA RODRIGUES
PABLO KAUE CRUZ SANTOS

Estudo de melhoria em ferramenta de estampagem

Projeto tecnológico elaborado como requisito parcial para a conclusão do Curso Superior de Tecnologia em Fabricação Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Milton Alves Alencar.

São Paulo
2023

FOLHA DE APROVAÇÃO

DANILO SANTANA DA SILVA
FELIPE DE OLIVEIRA RODRIGUES
PABLO KAUE CRUZ SANTOS

Estudo de melhoria em ferramenta de estampagem

Projeto tecnológico elaborado como requisito parcial para a conclusão do Curso Superior de Tecnologia em Fabricação Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Milton Alves Alencar.

Aprovado em: ____/____/____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Felipe Ribeiro Toloczko

Assinatura: _____

Instituição: FATEC ITAQUERA

Data ____/____/____

Prof. Me. Milton Alves Alencar

Assinatura: _____

Instituição: FATEC ITAQUERA

Data ____/____/____

Prof. Me. Samuel Fernandes Nunes

Assinatura: _____

Instituição: FATEC ITAQUERA

Data ____/____/____

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradecemos a Deus, por nos dar oportunidade de estudar para enfrentar as dificuldades que apareceram ao longo do caminho. As nossas famílias por incentivar e entender a longa e exaustiva jornada de estudos.

Ao nosso orientador Prof. Me. Milton Alves Alencar pelas orientações e empenho em contribuir na realização do nosso projeto.

“Sonhos determinam o que você quer. Ação determina o que você conquista.”

Aldo Novak

RESUMO

Através de contato com a área da estampagem, foi identificado possíveis melhorias que podem ser feitas para aumentar a produtividade, ergonomia, velocidade do processo, e segurança do operador. Esse aumento de produtividade se daria através da implementação de um alimentador pneumático em uma prensa excêntrica responsável pela produção das peças, cujo alimentador pneumático permitiria uma estampagem com fluxo contínuo, reduzindo as falhas que poderiam ocorrer com o operador. No processo convencional a bobina tem que permanecer sem restrições de movimentação, para que o operador possa posicionar o material no ferramental de estampo, manualmente, o que pode gerar acidentes por fadiga, pelo grande esforço exercido pelo operador, prejudicando sua saúde física. Com a implantação de um alimentador pneumático, as bobinas serão estampadas em menos tempo, aumentando a produtividade e os lucros da empresa.

Palavras-chave: Estampagem. Pneumática. Melhorias. Ergonomia.

ABSTRACT

Through contact with the stamping area, possible improvements that can be made to increase productivity, ergonomics, process speed, and operator safety were identified. This increase in productivity would occur through the implementation of a pneumatic feeder in an eccentric press responsible for the production of the parts, whose pneumatic feeder would allow a stamping with continuous flow, reducing the failures that could occur with the operator. In the conventional process the coil has to remain without movement restrictions, so that the operator can position the material in the stamping tooling, manually, which can generate accidents due to fatigue, due to the great effort exerted by the operator, harming his physical health. With the implementation of a pneumatic feeder, the coils will be stamped in less time, increasing the productivity and profits of the company.

Keywords: Stamping. Pneumatic. Improvements. Ergonomics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema da classificação dos processos de conformação.	15
Figura 2 – Processo de laminação e forjamento livre.....	15
Figura 3 – Processo de trefilação, extrusão direta e estampagem profunda.....	16
Figura 4 – Operação de estiramento por tração.	16
Figura 5 – Operação de estiramento por tração.	17
Figura 6 – Operação de calandragem.	17
Figura 7 – Operação de corte.....	19
Figura 8 – Operação de corte diagonal.	19
Figura 9 – Operação de puncionamento.	20
Figura 10 – Operação de recorte.....	20
Figura 11 – Operação de transpasse.	21
Figura 12 – Elasticidade do ar.	24
Figura 13 – Difusibilidade do ar.	24
Figura 14 – Expansibilidade do ar.	25
Figura 15 – Compressibilidade a temperatura constante.	26
Figura 16 – Força aplicada em quantidade fixa de ar.....	26
Figura 17 – Atuador pneumático retorno por mola.	28
Figura 18 – Simbologia dos atuadores pneumáticos.....	28
Figura 19 – Número de posições de comando.	29
Figura 20 – Simbologia de uma válvula direcional.	30
Figura 21 – Válvula direcional 3 vias e 2 posições, acionamento manual por botão e retorno por mola.	30
Figura 22 – Desbobinador.	35
Figura 23 – Alimentação da ferramenta de estampo.....	36
Figura 24 – Diagrama pneumático alimentador.....	52
Figura 25 – Alimentador Pneumático, principais componentes.....	53
Figura 26 – Alimentador Pneumático montado na prensa.....	54
Figura 27 – Dispositivo regulador de passo.....	55
Figura 28 – Dispositivo regulador de passo.....	56
Figura 29 – Análise de esforços conjunto principal.	58
Figura 30 – Análise de esforços Prendedor Superior Traseiro, Tensão.	59
Figura 31 – Análise de esforços Prendedor Superior Traseiro, Deslocamento.	60

Figura 32 – Prendedor Superior Frontal, Tensão.	61
Figura 33 – Prendedor Superior Frontal, Deslocamento	62

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Objetivo geral.....	13
1.2 Objetivo específico.....	13
1.3 Justificativa	13
2 REVISÃO DA LITERATURA TÉCNICA	14
2.1 Conformação plástica dos metais	14
2.1.1 Definições.....	14
2.1.2 Processos de conformação por compressão direta	15
2.1.3 Processos de conformação por compressão indireta.....	16
2.1.4 Processos de conformação por tração	16
2.1.5 Processos de conformação por cisalhamento	17
2.1.6 Processos de conformação por flexão	17
2.2 Propriedade dos materiais.....	18
2.3 Estampagem	18
2.4 Operações de corte.....	18
2.4.1 Corte.....	19
2.4.2 Entalhe	19
2.4.3 Puncionamento	20
2.4.4 Recorte.....	20
2.4.5 Transpasse.....	21
2.5 Aços ferramenta para trabalho à frio	21
2.6 Pneumática	22
2.6.1 Ar comprimido	22
2.7 Propriedades físicas do ar.....	23
2.7.1 Elasticidade	23
2.7.2 Difusibilidade	24
2.7.3 Expansibilidade	25
2.7.4 Compressibilidade	25
2.8 Atuadores pneumáticos.....	27
2.8.1 Válvulas direcionais.....	29
2.8.2 Dimensionamento dos componentes pneumáticos	30

3 MATERIAIS, PROCEDIMENTOS E CÁLCULOS.....	35
3.1 Dimensionamento Pneumático.....	36
3.1.1 Cálculo da massa da chapa	37
3.1.2 Atuador de avanço	37
3.2 Atuador prendedor	45
3.3 Diagrama pneumático	51
4 RESULTADOS.....	53
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	64
REFERÊNCIAS.....	66
ANEXO A – CILINDROS ISO DUPLA AÇÃO.	68
ANEXO B – CILINDROS COMPACTOS DUPLA AÇÃO.	69
ANEXO C – CILINDROS COMPACTOS MICRO.	70
ANEXO D – VÁLVULA 5/2 VIAS MICRO.....	71
ANEXO E – VÁLVULA DIRECIONAL 3/2 VIAS MICRO.....	72
ANEXO F – BASE TRASEIRA.	73
ANEXO G – PREDEDOR INFERIOR TRASEIRO.	74
ANEXO H – PREDEDOR SUPERIOR TRASEIRO.....	75
ANEXO I – BASE FRONTAL.....	76
ANEXO J – PREDEDOR INFERIOR FRONTAL.....	77
ANEXO K – PREDEDOR SUPERIOR FRONTAL.	78
ANEXO L – BUCHA PARA PINO DE SUSTENTAÇÃO.	79
ANEXO M – PINO Ø8MM.	80
ANEXO N – APOIO PRINCIPAL.	81
ANEXO O – APOIO LATERAL ESQUERDO.	82
ANEXO P – APOIO LATERAL DIREITO.....	83

1 INTRODUÇÃO

Os processos mecânicos incluem processos de conformação plástica em que a tensão aplicada geralmente está abaixo do limite de resistência à ruptura do material, enquanto no processo de conformação por usinagem a tensão aplicada está sempre acima do limite citado e, portanto, a forma final é obtida pela remoção do material (BRESCIANI, 2011).

A produção de produtos metálicos utilizando chapas metálicas é muito extensa e diversificada, existindo vários processos de produção, dos quais a estampagem é o processo mecânico mais utilizado.

A estampagem é um processo de conformação mecânica cujo é possível realizar diversas operações como: corte e deformação. Sem produzir cavaco, a estampagem tem a finalidade de obter peças com geometrias próprias. As ferramentas são compostas de: espiga, base superior, placa de choque, porta punção, punção, colunas de guia, buchas, pinos de fixação, parafusos, extrator, guias das chapas, matriz e base inferior (BENAZZI, 2007).

Com o passar dos anos e com a inovação tecnológica foram desenvolvidos meios para melhoria dos processos como a automação que possibilita a sua otimização elevando consideravelmente a produtividade. Um dos recursos muito utilizados para a melhoria do processo de estampagem é a pneumática que permite que a produção seja feita com maior velocidade, eficiência e repetibilidade (PRUDENTE, 2013).

A pneumática é a ciência que faz uso de gases comprimidos como por exemplo o ar atmosférico, nitrogênio (N) e Hidrogênio (H) para a execução de trabalhos que exigem esforços de movimentação alternativos, movimentos repetitivos, rotativos e combinados com alta ou baixa velocidade (MOREIRA, 2007).

Na indústria o ar comprimido é indispensável para os mais diferentes processos de fabricação, cujo são utilizados equipamentos pneumáticos específicos para cada operação.

Sendo o objetivo deste trabalho a conciliação destes recursos, de maneira a otimizar o processo de estampagem de um ferramental, de modo a melhorar sua produtividade. Dessa forma, foi desenvolvido um estudo para uma melhoria, cujo será possível aumentar a velocidade de produção e qualidade do produto.

1.1 Objetivo geral

O trabalho tem como objetivo geral melhorar o processo de estampagem em uma ferramenta e projetar um alimentador pneumático para se obter uma maior repetibilidade do processo.

1.2 Objetivo específico

- Projetar um alimentador pneumático para uma prensa excêntrica;
- Determinar e especificar os materiais que serão utilizados no dispositivo;
- Realizar simulação de resistência com auxílio do programa Solidworks 2018;
- Desenvolver diagrama pneumático do dispositivo com auxílio do programa FluidSIM.

1.3 Justificativa

Esse projeto tem por motivação o estudo para desenvolver um projeto, em um processo produtivo que utiliza uma ferramenta de estampagem, com a utilização de métodos teóricos e práticos, adquiridos no curso de Tecnologia em Fabricação Mecânica. Isto devido a percepção de que na indústria há uma necessidade de melhorias nesse tipo de processo, a fim de otimizar a produção e adequá-lo às novas demandas do mercado.

2 REVISÃO DA LITERATURA TÉCNICA

Para a elaboração desse trabalho foram utilizados os conhecimentos adquiridos durante o curso de Tecnologia em Fabricação Mecânica.

Foi definido esse tema que tem como finalidade realizar um projeto de um alimentador pneumático em uma prensa excêntrica. O projeto levou em consideração a segurança do trabalho e melhora na produtividade industrial.

2.1 Conformação plástica dos metais

É muito importante o estudo dos processos de conformação plástica dos metais porque na maioria das vezes, quase todos os produtos metálicos são submetidos a tal processo (BRESCIANI, 2011).

2.1.1 Definições

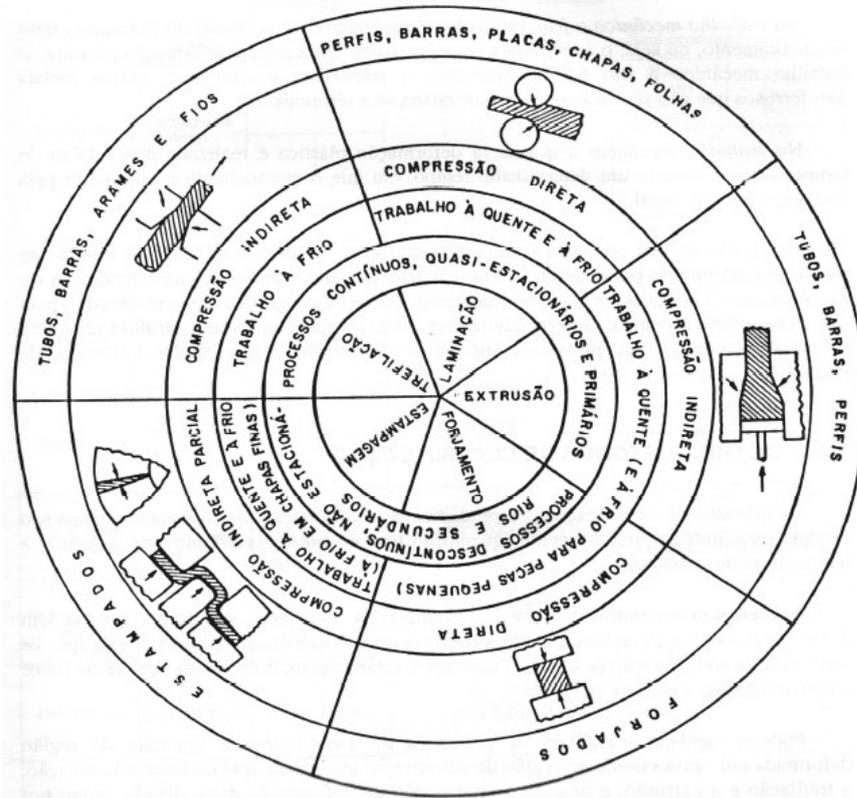
Segundo Bresciani (2011), nos processos de conformação plástica, há alteração na forma dos materiais, mas as tensões aplicadas são normalmente inferiores ao limite de resistência à ruptura do material. Os objetivos desse processo é alcançar produtos de acordo com especificações de: dimensão e forma; propriedades mecânicas e condições superficiais.

Os processos de conformação podem ser classificados como:

- a) Processos de conformação por compressão direta;
- b) Processos de conformação por compressão indireta;
- c) Processos de conformação por tração;
- d) Processo de conformação por cisalhamento;
- e) Processo de conformação por flexão.

Esta classificação é mostrada na figura 1, de forma mais detalhada.

Figura 1 – Esquema da classificação dos processos de conformação.

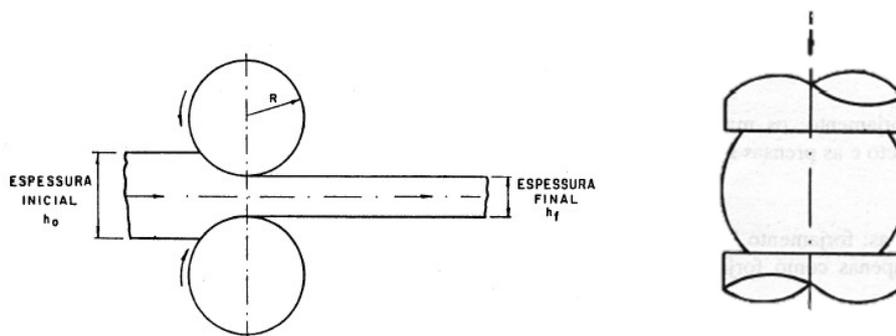


Fonte: BRESCIANI, 1991.

2.1.2 Processos de conformação por compressão direta

Segundo Bresciani (2011), são processos em que a força é aplicada na superfície do material. Logo com esta característica, pode-se classificar os processos de forjamento e laminação conforme a figura 2.

Figura 2 – Processo de laminação e forjamento livre.

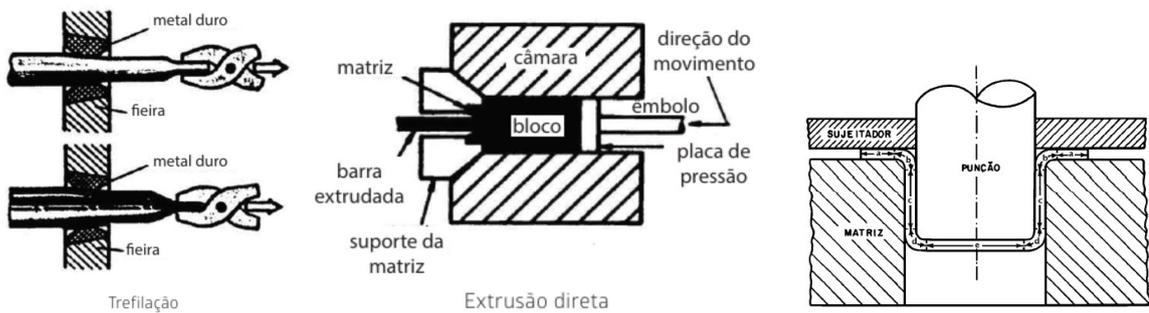


Fonte: BRESCIANI, 1991.

2.1.3 Processos de conformação por compressão indireta

A força externa exercida sobre a peça pode ser de tração ou compressão, mas as forças que efetivamente ocasionam a conformação plástica do metal é a força de compressão indireta gerada pela reação da matriz sobre a peça (GRUNING, 1973). Os principais processos são trefilação, extrusão e estampagem profunda (figura 3).

Figura 3 – Processo de trefilação, extrusão direta e estampagem profunda.

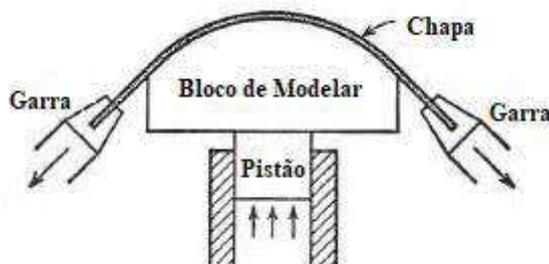


Fonte: Processos de fabricação mecânica SENAI-SP, 2019.

2.1.4 Processos de conformação por tração

Nesse processo, o material a ser trabalhado é tracionado em ambas as direções ao contrário do punção ou matriz para definir o contorno final da peça conforme a figura 4. O processo mais associado é o estiramento (GRUNING, 1973).

Figura 4 – Operação de estiramento por tração.

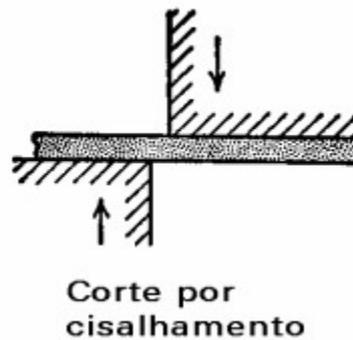


Fonte: DIETER, 1981.

2.1.5 Processos de conformação por cisalhamento

Segundo Bresciani (2011), é um processo que envolve forças suficientes ou não para romper o material no plano de cisalhamento. O processo envolvido é o corte de chapas (figura 5).

Figura 5 – Operação de estiramento por tração.

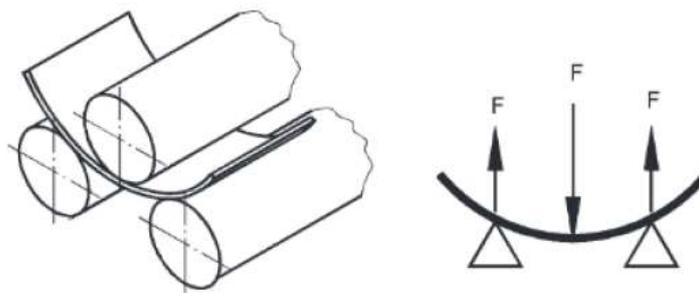


Fonte: DIETER, 1981.

2.1.6 Processos de conformação por flexão

Segundo Bresciani (2011), neste processo para modificar as formas das peças é aplicado um momento fletor. Utiliza-se esse princípio para dobrar chapas e barras. Os processos que podem ser citados são: dobramento de chapas e calandragem, conforme a figura 6.

Figura 6 – Operação de calandragem.



Fonte: Processos de fabricação mecânica SENAI-SP, 2019.

2.2 Propriedade dos materiais

É de extrema importância que se conheça as propriedades dos materiais para assim favorecer a identificação de um elemento específico. As propriedades mecânicas do material baseiam-se no controle do seu encruamento durante o seu processamento (DIETER, 1981).

2.3 Estampagem

Segundo Benazzi (2007), estampagem é um conjunto de operações onde, sem produzir cavacos, processamos uma chapa plana uma ou mais vezes para obter uma peça com geometria própria de acordo com a matriz e o punção de estampagem. Existem diversos processos de estampagem de chapas sempre com o mesmo objetivo que é conformar a chapa tornando-a um produto com alguma finalidade. A estampagem pode ser definida em dois tipos de operações, sendo elas de corte e deformação.

2.4 Operações de corte

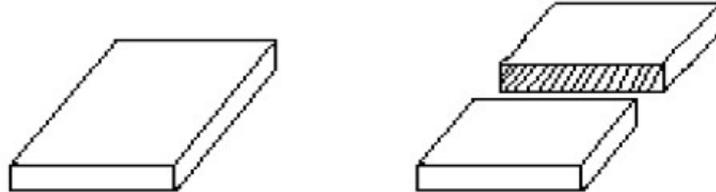
As operações de corte são definidas em:

- Corte;
- Entalhe;
- Puncionamento;
- Recorte;
- Transpasse.

2.4.1 Corte

Entende-se que é quando o material é separado totalmente (figura 7).

Figura 7 – Operação de corte.

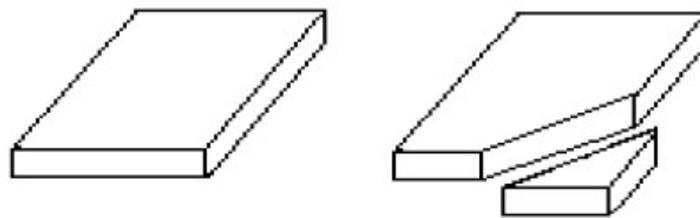


Fonte: BENAZZI, 2007.

2.4.2 Entalhe

Entende-se que é quando há corte, porém, sem a separação total do material (figura 8).

Figura 8 – Operação de corte diagonal.

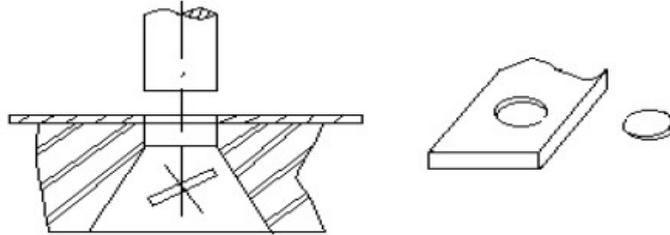


Fonte: BENAZZI, 2007.

2.4.3 Puncionamento

Entende-se que é quando são obtidas figuras geométricas através de punção e matriz por impacto (figura 9).

Figura 9 – Operação de puncionamento.



Fonte: BENAZZI, 2007.

2.4.4 Recorte

Entende-se que é uma operação de corte realizada para remover o material excedente de uma peça que já passou por um processo de conformação (figura 10).

Figura 10 – Operação de recorte.

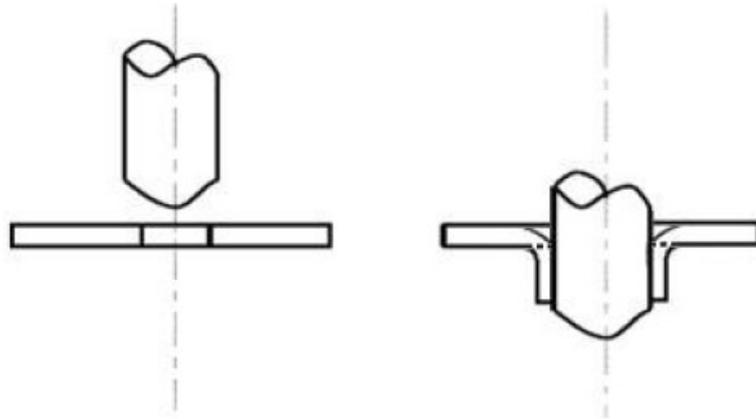


Fonte: BENAZZI, 2007.

2.4.5 Transpasse

Entende-se que é uma operação de corte relacionada à uma operação de deformação (figura 11).

Figura 11 – Operação de transpasse.



Fonte: BENAZZI, 2007.

2.5 Aços ferramenta para trabalho à frio

Os aços ferramenta para trabalho à frio, são os menos suscetíveis a alterações das dimensões durante o tratamento térmico.

Segundo as normas AISI e SAE, os aços são designados pelas letras:

- “O” – quando é baixa liga e temperável em óleo;
- “A” – quando é média liga e temperável ao ar;
- “D” – quando é alta liga e temperável em óleo ou ar.

Os aços designados pela letra “O”, possuem os seguintes elementos de liga: C de 0,90 a 1,20%; Mn de 0,25 a 1,60%; Si de 0,25%; Cr de 0 a 0,75%; W de 0 a 1,75% e Mo de 0,25%. Esses tipos de aço apresentam uma temperabilidade média, uma boa resistência ao desgaste e uma boa usinabilidade. São temperados entre 760°C e 885°C (CHIAVERINI, 1986).

Os aços designados pela letra “A”, possuem os seguintes elementos de liga: C de 0,70 a 1,00%; Mn de 0,50 a 3,00%; Cr de 1,00 a 5,00% e Mo de 1,00%. A presença

desses elementos garante uma resistência ao desgaste muito boa. São temperados entre 790°C e 980°C (CHIAVERINI, 1986).

Os aços designados pela letra “D”, possuem as maiores porcentagens de carbono e cromo sendo: C de 2,00 a 2,25%; Cr de 12,00% e Mo de 1,00%. Eventualmente possui 3,00% de cobalto e 1,00% de tungstênio. Apresentam excelente resistência ao desgaste e regular resistência ao amolecimento pelo calor. São temperados entre 955°C e 1040°C (CHIAVERINI, 1986).

2.6 Pneumática

De acordo com Moreira (2007), a pneumática é o ramo da engenharia que estuda a forma com que é aplicado o ar comprimido para a tecnologia de acionamento e comando, para a realização de tarefas que exigem esforços de movimentação alternativos, movimentos repetitivos, rotativos e combinados com alta ou baixa velocidade.

2.6.1 Ar comprimido

O ar comprimido é o próprio ar atmosférico do qual nós respiramos onde ele compactado por meios mecânicos em um reservatório sob uma pressão determinada.

De acordo com Moreira (2007), ao se referir ao ar comprimido cita as suas principais vantagens e limitações que podem ser verificadas abaixo.

Vantagens:

- O ar comprimido faz parte do ambiente e é encontrado em grande quantidade na atmosfera. Como o ar comprimido é armazenado em reservatórios, denominados vasos de pressão, e o seu transporte pode ser realizado com facilidade, até mesmo para grandes distâncias, o que permite que ele possa ser utilizado a qualquer momento quando necessário.
- O trabalho realizado com ar comprimido não é sensível as mudanças de temperatura ambiental garantindo assim um funcionamento perfeito.

- O ar comprimido é indicado para uso em ambientes selecionados, que apresentem riscos de incêndio ou explosão.
- O sistema de filtragem torna o ar comprimido limpo, o que evita a poluição ambiental.
- O ar comprimido permite alcançar altas velocidades de trabalho.

Limitações:

- O ar comprimido é um elemento caro, quando levado em consideração que sua produção, armazenamento e distribuição pelas máquinas e dispositivos, possuem um elevado custo.
- Não é possível manter uniforme e constante a velocidade dos atuadores pneumáticos.
- O escape de ar para a atmosfera gera muito ruído.

2.7 Propriedades físicas do ar

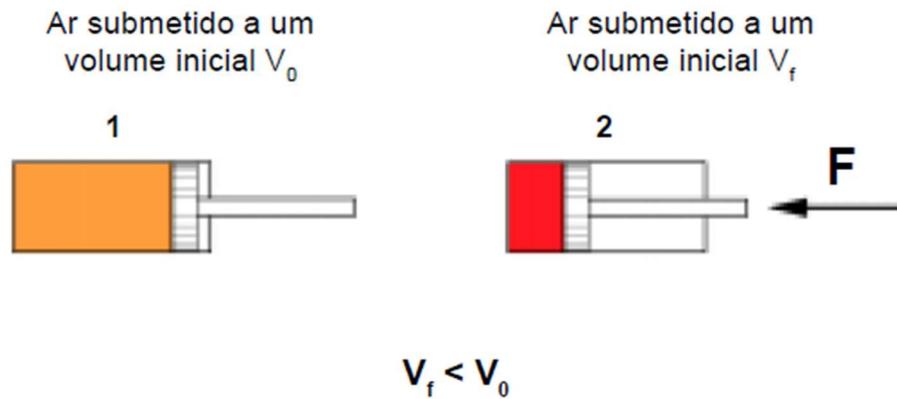
Para uma melhor compreensão das vantagens do ar e sua utilização na pneumática serão estudadas a seguir as principais propriedades físicas.

2.7.1 Elasticidade

Elasticidade é a propriedade do ar que o possibilita voltar ao seu volume inicial uma quando extinto o efeito (força) responsável pela redução do volume conforme a figura 12 (PARKER, 2000).

Figura 12 – Elasticidade do ar.

Compressibilidade do Ar



Fonte: PARKER, 2000.

2.7.2 Difusibilidade

É a propriedade do ar que o permite se misturar de forma homogênea com qualquer outro meio gasoso que não esteja saturado conforme a figura 13 (PARKER, 2000).

Figura 13 – Difusibilidade do ar.

Difusibilidade do Ar

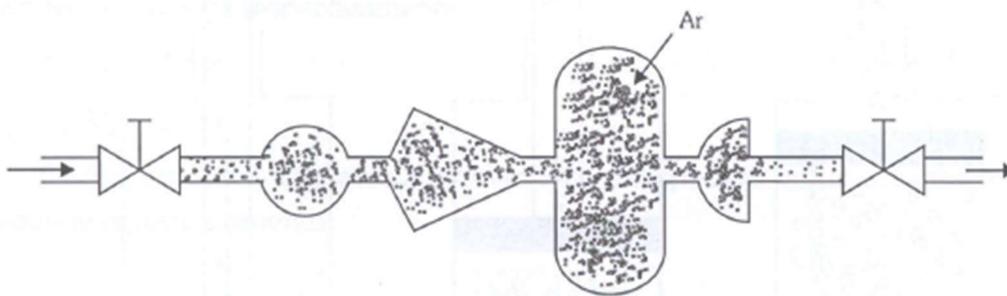


Fonte: PARKER, 2000.

2.7.3 Expansibilidade

Segundo Fialho (2004), o ar assim como todos os gases não tem forma definida, o que permite adquirir a forma do recipiente que com o contém alterando-se ao menor esforço (figura 14).

Figura 14 – Expansibilidade do ar.

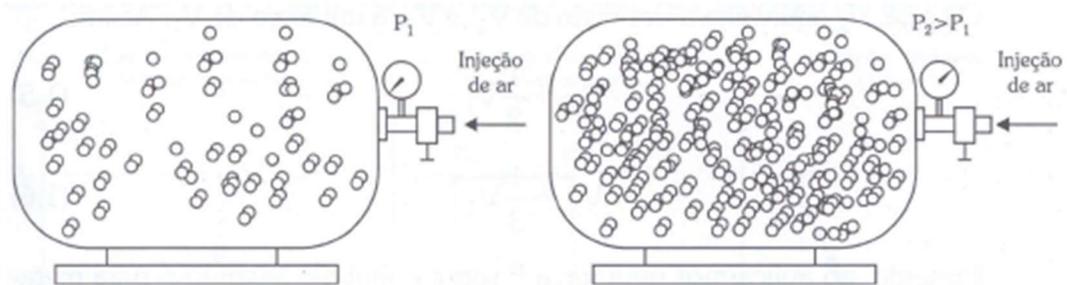


Fonte: FIALHO, 2004.

2.7.4 Compressibilidade

De acordo com Fialho (2004), diz que o ar se expande ocupando totalmente o ambiente pelo qual circula. Pode-se concluir que, por meios mecânicos, pode ser levado ao estado oposto, ou seja, comprimi-lo. Desta forma, ao se ter um recipiente o qual possa ser completamente fechado, e o dotarmos de um mecanismo que impeça a saída do ar (válvula de retenção), poderemos embutir neste recipiente na quantidade que seja desejada, mantendo o limite de segurança (resistência mecânica do compartimento). Quanto mais fluido for embutido no recipiente, maior será a pressão interna (figura 15).

Figura 15 – Compressibilidade a temperatura constante.

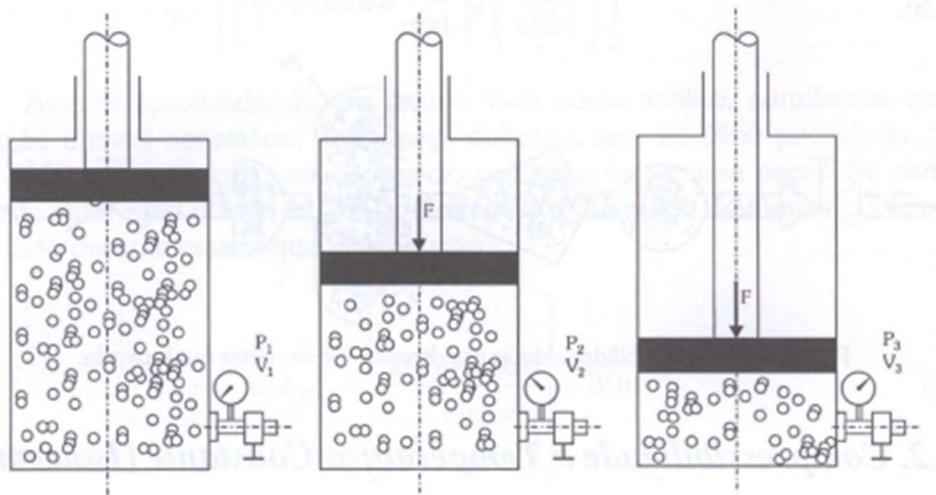


Fonte: FIALHO, 2004.

No exemplo exibido anteriormente (figura 15), o volume ocupado pelo ar permanece constante, porém com a injeção contínua no recipiente as moléculas de ar começam a ficar cada vez mais próximas, aumentando dessa forma a sua quantidade dentro do volume físico, demonstrando assim a compressibilidade dos gases.

A figura 16 exibe a mesma propriedade aplicada em uma quantidade fixa de ar. Quando o êmbolo é movimentado para baixo pela ação da força atuante, existe uma compressão de ar existente, resultando na redução de seu volume e conseqüentemente no aumento da pressão.

Figura 16 – Força aplicada em quantidade fixa de ar.



Fonte: FIALHO, 2004.

De acordo com a figura 16, pode-se estabelecer um raciocínio entre a relação dos volumes apresentados:

$$V_1 = 2V_2 = 3V_3$$

Ou seja, V_2 equivale a um e meio de V_1 , e V_3 , a um terço de V_1 , dessa forma:

$$V_2 = \frac{1}{2} V_1$$

$$V_3 = \frac{1}{3} V_1$$

Fialho (2004) diz que ao se aplicar uma força F sobre o êmbolo levando-o para metade de sua altura, é atingido o volume V_2 e por causa da compressão do ar confinado, uma pressão P_2 . Baixando novamente para a posição que equivale a um terço de sua altura atingiremos o volume V_3 que corresponderá a uma pressão P_3 que será maior que P_2 e P_1 . Ao se supor que este processo se desenvolva a uma temperatura constante, uma compressão isotérmica, é observado que o produto entre pressão e volume será sempre constante.

Moreira (2007) cita a Lei de Boyle Mariotte, onde o volume de um gás armazenado a uma temperatura constante é inversamente proporcional à sua pressão absoluta, isto significa que o produto da pressão absoluta pelo volume é constante para um determinado volume de gás (transformação isotérmica).

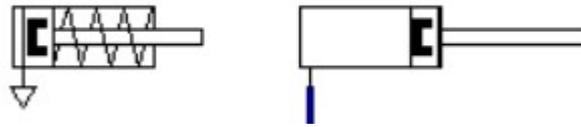
$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 = P_3 \times V_3 = \text{constante}$$

2.8 Atuadores pneumáticos

Os atuadores pneumáticos são os elementos responsáveis por transformar a energia pneumática (ar comprimido) em trabalho, resultando em algum tipo de movimento seja ele linear, giratório ou rotativo. São constituídos de um tubo cilíndrico que em ambas as extremidades possui uma tampa para fechamento (MOREIRA, 2007).

De acordo com Silva (2002), um atuador pneumático é acionado através de uma válvula direcional que ao ser acionada, permite que o ar comprimido que está na linha de trabalho seja injetado através de uma mangueira na conexão do atuador elevando a pressão na câmara do cilindro até o ponto de superar a força exercida pela mola, com isso acontece o movimento da haste conforme a figura 17.

Figura 17 – Atuador pneumático retorno por mola.



Fonte: MOREIRA, 2007.

Segundo Moreira (2007), um cilindro pneumático que trabalha com ambos os movimentos lineares (avanço e recuo), denomina-se como cilindro de dupla ação. Esse tipo é o mais utilizado na indústria. A vantagem de se utilizar esse tipo de atuador no desenvolvimento do trabalho, é a possibilidade de se utilizar tanto seu avanço como seu retorno na operação.

De acordo com a NBR 8897:1985, a simbologia normalizada dos atuadores deve seguir a norma conforme a figura 18.

Figura 18 – Simbologia dos atuadores pneumáticos.

	Cilindro de simples ação (posição de repouso recuado).
	Cilindro de simples ação (posição de repouso avançado).
	Cilindro de dupla ação.
	Cilindro de dupla ação (com amortecimento de fim de curso, sem regulagem).
	Cilindro de dupla ação (com amortecimento de fim de curso regulável).
	Cilindro com haste passante.
	Cilindro de dupla ação com êmbolo magnético.
	Cilindro tipo Tandem.
	Cilindro duplo.
	Cilindro sem haste.
	Oscilador.
	Motor Pneumático.
	Motor Hidráulico.

Fonte: ABNT NBR 8897, 1985.

2.8.1 Válvulas direcionais

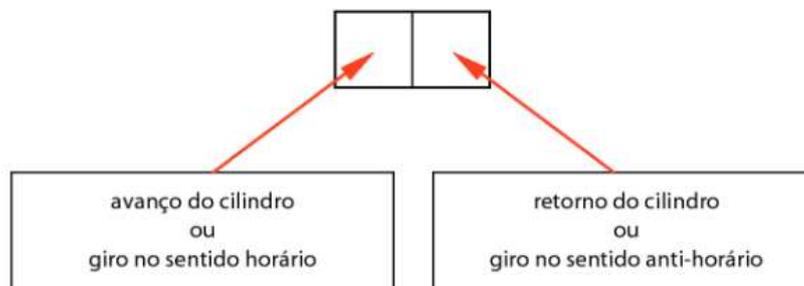
De acordo com Silva (2002), as válvulas direcionais são componentes que direcionam o percurso do fluxo de ar, fechando ou mudando as passagens internas de suas conexões.

As válvulas são caracterizadas por:

- Quantidade de posições de comando;
- Quantidade de vias de trabalho;
- Tipo de acionamento.

Segundo Silva (2002), o número de posições de comando é representado por meio de blocos, onde cada bloco representa uma posição de comando. Se uma válvula direcional for comandar os movimentos de avanço e de retorno de um atuador, ela deverá ter duas posições, uma para avanço e outra para retorno conforme a figura 19.

Figura 19 – Número de posições de comando.



Fonte: SILVA, 2002.

O número de vias refere-se ao número de conexões de trabalho que a válvula possui. São elas: a conexão de entrada de pressão, conexões de utilização e as de escape para a atmosfera (SILVA,2002).

Conforme a norma NBR 8896:1985, considera-se que:

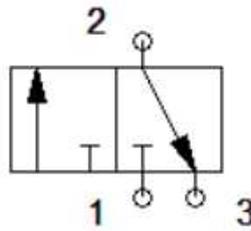
Via 1: entrada de pressão de ar comprimido;

Vias 3 – 5: escape de ar para a atmosfera;

Vias 2 – 4: vias de trabalho.

Para melhor compreensão do número de vias de uma válvula direcional pode-se observar a simbologia na figura 20.

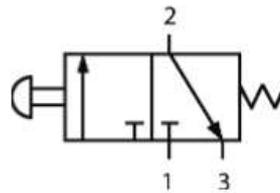
Figura 20 – Simbologia de uma válvula direcional.



Fonte: MOREIRA, 2007.

De acordo com Moreira (2007), os tipos de acionamento podem ser de inúmeras formas e tamanho, podendo ser pneumáticos, elétricos, mecânicos e manual. São utilizados para mudar a posição de comando da válvula e são representados ao lado do bloco da referida posição conforme a figura 21.

Figura 21 – Válvula direcional 3 vias e 2 posições, acionamento manual por botão e retorno por mola.



Fonte: MOREIRA, 2007.

2.8.2 Dimensionamento dos componentes pneumáticos

Para que os projetos de sistemas pneumáticos possam apresentar um desempenho esperado, é muito importante que ocorra um dimensionamento correto dos componentes e equipamentos, principalmente com o conjunto do atuador pneumático e a válvula que deve receber uma devida atenção, pois fornecem um excelente funcionamento em termos de trabalho a serem executados, além de gerar uma considerável economia na utilização de ar comprimido, e sendo assim, também na questão financeira (DE NEGRI, 2001).

Os atuadores pneumáticos disponíveis no mercado são classificados de acordo com a natureza de movimento que são capazes de proporcionar, dentre eles, um que apresenta um nível de aplicação maior em termos industriais são os cilindros pneumáticos ou atuadores lineares.

Para se iniciar um projeto pneumático e selecionar e dimensionar o cilindro pneumático ideal, é muito importante partir de informações sobre o projeto, como por exemplo a força que será desenvolvida de acordo com a pressão de trabalho fornecida, curso máximo, tempo de execução do trabalho, dentre outros fatores.

Conforme Andriguetto (2002), tem uma força pneumática pela equação 3:

$$Fp = P_1 * A_1 - P_2 * A_2 \quad (3)$$

Onde:

Fp = Força de projeto (kgf);

P_1 = Pressão do êmbolo do cilindro (bar);

P_2 = Pressão da haste do cilindro (bar);

A_1 = Área do êmbolo do cilindro (cm²);

A força real exercida por um cilindro pneumático pode ser determinada pela equação 4:

$$FL = Fp - Fa - Fatr \quad (4)$$

Onde:

FL = Força real do cilindro pneumático (N);

Fp = Força pneumática (N);

Fa = Força necessária para acelerar a carga (N);

$Fatr$ = Força causada por atritos externos (N).

A Fa pode ser calculada através da equação 5:

$$F_a = m * a \quad (5)$$

Onde:

Fa = Força de avanço (N);

m = massa da carga a ser movimentada (kg);

a = aceleração do cilindro pneumático (m/s²).

O F_{atr} é calculado com a equação 6:

$$F_{atr} = m * g * \mu \quad (6)$$

Onde temos:

F_{atr} = Força de atrito (N);

m = Massa a ser movida (kg);

g = Força gravitacional (m/s^2);

μ = Coeficiente de atrito (valor adimensional), como foi utilizado uma guia linear para o projeto, temos $\mu = 0,01$.

Com a equação 7, calcula-se a força necessária para movimentar o sistema.

$$F_{avanço} = m * a * fs \quad (7)$$

Onde:

$F_{avanço}$ = Força de Avanço (N);

a = Aceleração do sistema (m/s^2);

fs = fator de segurança.

Para se calcular a flambagem da haste utilizaremos a equação 8:

$$Ff = \frac{\pi^2 * E * I}{(L * F)^2 * S} \quad (8)$$

Onde:

Ff = Carga de flambagem (N);

E = Módulo de elasticidade (N/mm^2);

F = Fator de curso, obtido conforme montagem do cilindro (fabricante);

S = Fator de segurança;

L = Curso do cilindro (mm);

I = Momento de inércia (mm^4).

Conforme a equação 9:

$$I = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (9)$$

Onde:

d = Diâmetro da haste do cilindro (mm).

O consumo de ar nos cilindros pneumáticos pode ser calculado de acordo com a equação 10:

$$Qn = Vc * Rc * n \quad (10)$$

Onde:

Qn = Consumo de ar no cilindro pneumático (l/min);

Vc = Volume de ar necessário para preencher o cilindro pneumático em cada ciclo (l);

Rc = Razão de compressão;

n = Número de ciclos por minuto.

Rc pode ser calculada através da equação 11:

$$Rc = \frac{P+1,01325}{1,01325} \quad (11)$$

Onde:

P = Pressão de trabalho (bar).

Vc pode ser calculada através da equação 12:

$$Vc = S * (A1 + A2) + Vm \quad (12)$$

Onde:

S = Curso do Cilindro (cm);

A1 = Área do êmbolo do cilindro pneumático (cm²);

A2 = Área do êmbolo descontando a área da haste do cilindro (cm²);

V_m = Volume dos tubos que conectam o cilindro à válvula direcional que o permite ser acionado (cm).

Para o cálculo da potência do sistema utilizaremos a equação 13:

$$P = \frac{p \cdot Q_n}{600} \quad (13)$$

Onde:

P = Potência (kw)

p = Pressão manométrica do sistema (bar);

Q_n = Consumo de ar no cilindro pneumático (litros/min).

Para calcular a força de atrito para prender a chapa, utiliza-se a equação 14:

$$F_{\text{atrito}} = \mu * N \quad (14)$$

Onde:

F_{atrito} = Força de atrito (N);

μ = Coeficiente de atrito;

N = Força normal.

Para calcular a força normal, considerando a força do cilindro e a massa da bobina, será aplicada a equação 15:

$$N = FL - FP_{\text{chapa}} \quad (15)$$

Onde:

FL = Força real do cilindro (N);

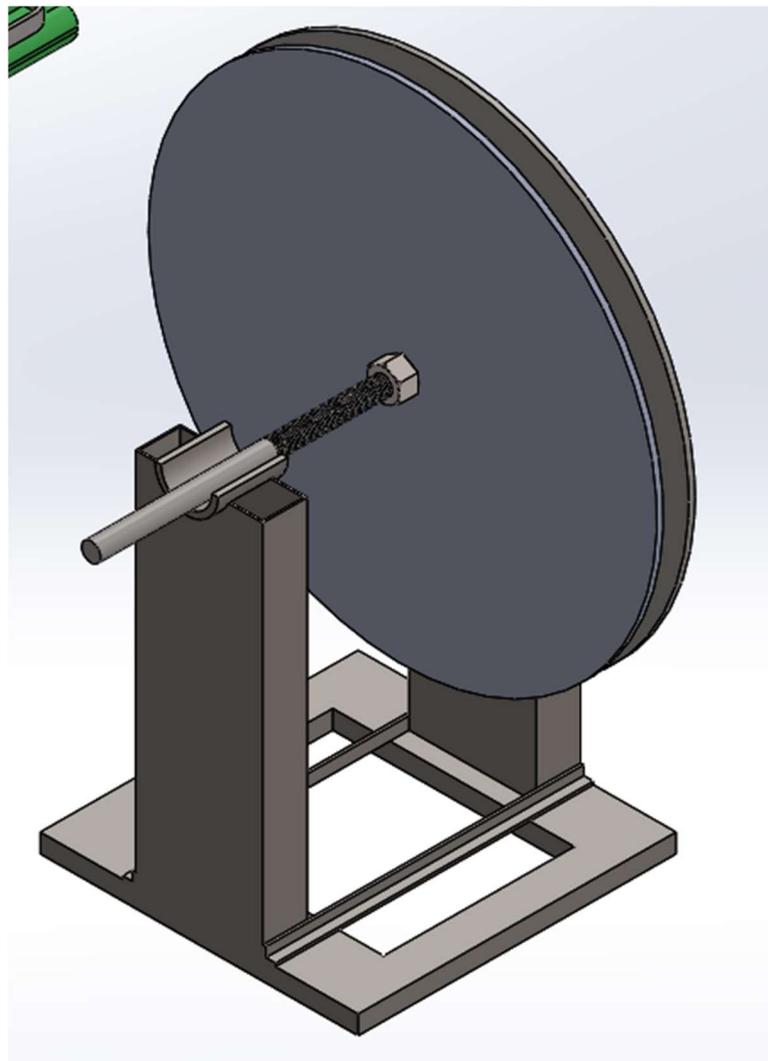
FP_{chapa} = Força peso da chapa (N).

3 MATERIAIS, PROCEDIMENTOS E CÁLCULOS

Um alimentador pneumático é um equipamento usado para automatizar o processo de estampagem que utilizam em prensas excêntricas ou hidráulicas, o que permite um fluxo contínuo de produção sem interrupções, diminuindo os erros que possam vir a ocorrer por conta da fadiga do operador devido ao peso da bobina utilizada.

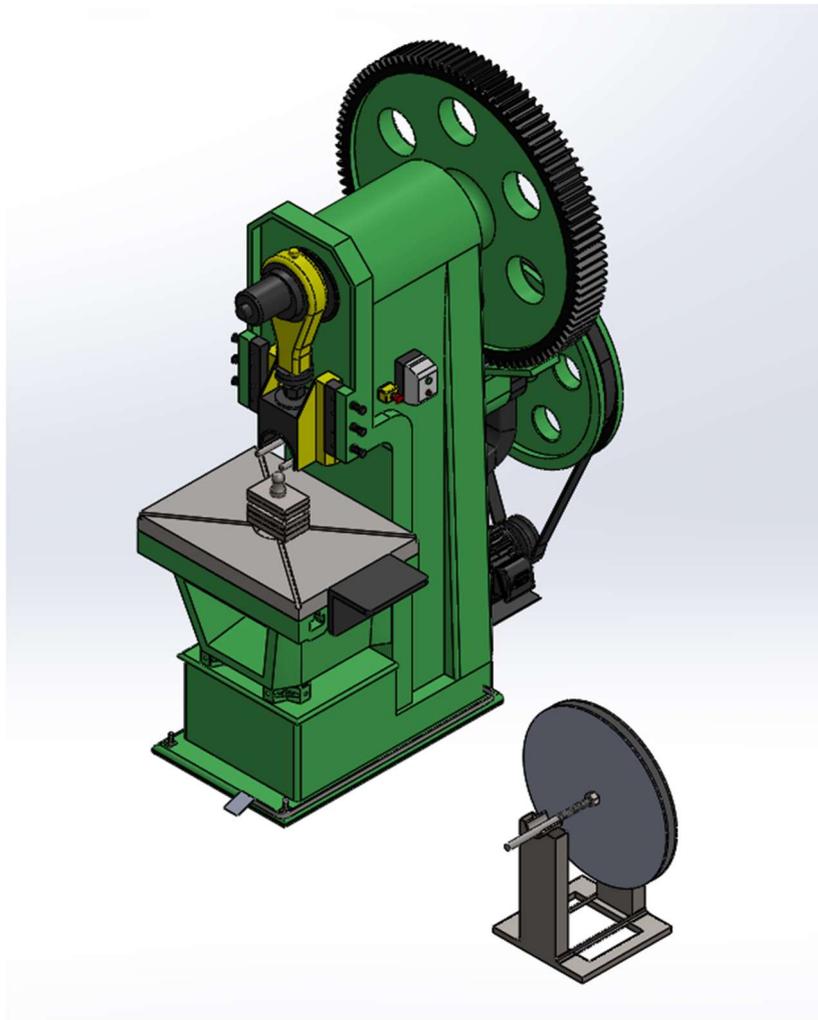
Atualmente nas empresas, o processo de alimentação da ferramenta de estampo é feita de forma manual onde o operador tem de puxar do desbobinador, o material necessário para prosseguir com a estampagem até o término da bobina, como mostra as figuras 22 e 23.

Figura 22 – Desbobinador.



Fonte: Próprio autor, 2023.

Figura 23 – Alimentação da ferramenta de estampo.



Fonte: Próprio autor, 2023.

3.1 Dimensionamento Pneumático

De acordo com Fialho (2004), para dimensionar sistemas pneumáticos, são utilizados alguns fatores de segurança para garantir a confiabilidade do sistema. Isso é importante porque o uso excessivo de pressão ou carga pode levar a falhas no sistema e danos aos equipamentos e aos operadores.

3.1.1 Cálculo da massa da chapa

De acordo com as dimensões da chapa a ser estampada:

Largura: 67,5 mm

Espessura: 1,5 mm

Comprimento: 56.300 mm

Propriedade físicas da chapa de Aço SAE 1010:

Densidade: 7850 kg/m³

Com esses dados é possível calcular a massa que será movida pelo alimentador através da equação 1:

$$m = p * V \quad (1)$$

Onde:

$m = \text{massa}$

$p = \text{Peso específico do aço } \left(\frac{kg}{m^3} \right)$

$V = \text{Volume } (m^3), \text{ equação 2}$

Sendo assim temos:

$$V = 56,30m * 0,0675m * 0,0015m \quad (2)$$

$$V = 0,0057m^3$$

$$m = \frac{7850kg}{m^3} * 0,0057m^3$$

$$m = 44,74 \text{ kg ou } 45 \text{ kg}$$

3.1.2 Atuador de avanço

A pressão do sistema que será utilizada é de 6 bar.

Para a pressão atmosférica será adotado o valor de 1 bar.

Cálculo da Força do Projeto (Fp)

Para calcular a força que será utilizada no projeto, foi adotado um cilindro com diâmetro de 40 mm e haste com diâmetro de 16 mm (catálogo – PARKER), de acordo com a equação 3 temos:

$$Fp = P_1 * A_1 - P_2 * A_2 \quad (3)$$

Onde:

Fp = Força de projeto (kgf);

P₁ = Pressão do êmbolo do cilindro (bar);

P₂ = Pressão da haste do cilindro (bar);

A₁ = Área do êmbolo do cilindro (cm²);

A₂ = Área do êmbolo do cilindro descontada do valor da área de sua haste (cm²).

Primeiro calculamos a área do êmbolo (A₁) e a área do êmbolo menos a área de sua haste (A₂).

$$A_1 = r^2 * \pi$$

$$A_1 = 2^2 * \pi$$

$$A_1 = 12,566 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = A_1 - r^2 * \pi$$

$$A_2 = A_1 - 0,8 \text{ cm}^2 * \pi$$

$$A_2 = 12,566 \text{ cm}^2 - 2,01 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 10,556 \text{ cm}^2$$

Com esses dados é possível calcular a força do projeto (Fp)

$$Fp = P_1 * A_1 - P_2 * A_2$$

$$Fp = (7\text{bar} * 12,566\text{cm}^2) - (1\text{bar} * 10,556\text{cm}^2)$$

$$Fp = 77,406 \text{ kgf} * 9,81\text{m/s}^2 = 759,352 \text{ N}$$

A força real que será exercida por um cilindro pode ser encontrada pela equação 4:

$$FL = Fp - Fa - Fatr \quad (4)$$

F_a é calculada através da equação 5:

$$F_a = m * a \quad (5)$$

Onde:

F_a = Força de avanço (N);

m = Massa de carga a ser movimentada (kg);

a = aceleração do cilindro pneumático (m/s^2), foi adotado $1m/s^2$.

Com isso temos:

$$F_a = m * a$$

$$F_a = 45kg * \frac{1m}{s^2}$$

$$F_a = 45N$$

O F_{atr} é calculado com a equação 6.

$$F_{atr} = m * g * \mu \quad (6)$$

Onde:

F_{atr} = Força de atrito (N);

m = Massa a ser movida (kg);

g = Força gravitacional (m/s^2);

μ = Coeficiente de atrito (valor adimensional), como foi utilizado uma guia linear para o projeto, temos $\mu = 0,01$.

$$F_{atr} = 45kg * \frac{9,81m}{s^2} * 0,01$$

$$F_{atr} = 4,4N$$

Portanto:

$$FL = Fp - Fa - F_{atr}$$

$$FL = 759,352N - 45N - 4,4N$$

$$FL = 709,952N$$

Ao ser levado em consideração que a massa que será movimentada é de 45 kg com um fator de segurança de 5, com a equação 7 sabemos a força necessária para movimentar o sistema:

$$F_{avanço} = m * a * fs \tag{7}$$

Onde:

$F_{avanço}$ = Força de Avanço (N);

a = Aceleração do sistema (m/s²);

fs = fator de segurança.

$$F_{avanço} = m * a * fs$$

$$F_{avanço} = 45kg * \frac{1m}{s^2} * 5$$

$$F_{avanço} = 225N$$

Observação: O fator de segurança utilizado 5, foi adotado porque pode ser utilizado bobinas mais pesadas e o dispositivo precisa suportar esse determinado peso.

Como a bobina em estudo possui tensões residuais proveniente do desbobinamento, é fundamental que o cilindro seja superdimensionado. Levando em consideração que os resultados obtidos foram acima do valor necessário, conclui-se que o cilindro foi dimensionado corretamente pois:

$$709,952N > 225N$$

Cálculo do diâmetro mínimo da haste do atuador (d_h)

Segundo Bollman (1995) o critério principal para a escolha do diâmetro da haste é com o intuito de se evitar a sua flambagem quando se trabalha sob a compressão onde a carga é aplicada durante o avanço do cilindro. Os principais fatores a serem considerados são:

- Carga aplicada;
- Curso total do cilindro;
- Forma de fixação do cilindro na estrutura;
- Comprimento do tubo guia.

Para se calcular a flambagem da haste utilizaremos a equação 8:

$$Ff = \frac{\pi^2 * E * I}{(L * F)^2 * S} \quad (8)$$

Onde:

Ff = Carga de flambagem (N);

E = Módulo de elasticidade (N/mm²);

F = Fator de curso, obtido conforme montagem do cilindro (fabricante);

S = Fator de segurança;

L = Curso do cilindro (mm);

I = Momento de inércia (mm⁴).

E de acordo com a equação 9 temos também:

$$I = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (9)$$

Onde:

d = Diâmetro da haste do cilindro (mm).

Para realização do cálculo foi utilizado o diâmetro da haste dada no catálogo de 16mm, para o módulo de elasticidade do aço 1045 temos $E_{aço} = 205.000 \text{ N/mm}^2$,

será utilizado fator de segurança = 3, fator de curso = 0,5 e curso do cilindro de 125mm, conforme a equação 8 temos:

$$Ff = \frac{\pi^2 * E * I}{(L * F)^2 * S} \quad (8)$$

De acordo com a equação 9 temos:

$$I = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (9)$$

$$I = \frac{16^4 * \pi}{64}$$

$$I = 3216,99 \text{ mm}^4$$

Com o valor do momento de inércia resolvido pode-se prosseguir com a resolução da equação 8:

$$Ff = \frac{\pi^2 * 205.000 \text{ N/mm}^2 * 3216,99 \text{ mm}^4}{(125 \text{ mm} * 0,5)^2 * 3}$$

$$Ff = 555.420,66 \text{ N}$$

Com isso temos:

$$555.420,66 \text{ N} > 709,952 \text{ N}$$

Sendo $Ff = 555.420,66 \text{ N}$ maior do que $FL = 709.952 \text{ N}$, pode-se concluir que não haverá flambagem.

Cálculo da velocidade mínima de deslocamento da haste do cilindro

A velocidade a ser utilizada no avanço poderá ser regulada de acordo com a necessidade do sistema, a velocidade que é recomendada pelo fabricante é de 0,5m/s.

Cálculo do consumo de ar no cilindro

O consumo de ar nos cilindros pneumáticos pode ser calculado de acordo com a equação 10:

$$Qn = Vc * Rc * n \quad (10)$$

Onde:

Qn = Consumo de ar no cilindro pneumático (l/min);

Vc = Volume de ar necessário para preencher o cilindro pneumático em cada ciclo (l);

Rc = Razão de compressão;

n = Número de ciclos por minuto.

Rc pode ser calculada através da equação 11:

$$Rc = \frac{P+1,01325}{1,01325} \quad (11)$$

Onde:

P = Pressão de trabalho (bar).

Vc pode ser calculada através da equação 12

$$Vc = S * (A1 + A2) + Vm \quad (12)$$

Onde:

S = Curso do Cilindro (cm);

$A1$ = Área do êmbolo do cilindro pneumático (cm²);

$A2$ = Área do êmbolo descontando a área da haste do cilindro (cm²);

Vm = Volume dos tubos que conectam o cilindro à válvula direcional que o permite ser acionado (cm).

Para o cálculo de Vc será utilizado um tubo de 4 mm de diâmetro interno com 500 mm de comprimento. Será utilizado as equações 12 e 11 respectivamente:

$$Vc = S * (A1 + A2) + Vm \quad (12)$$

$$Vc = 12,5cm * (12,566 cm^2 + 10,556 cm^2) + (0,2^2 cm * \pi * 50 cm)$$

$$Vc = 367,56 cm^3 \text{ ou } 0,367 \text{ litros}$$

$$Rc = \frac{6+1,01325}{1,01325} \quad (11)$$

$$Rc = 6,92 \text{ bar}$$

Com os dados de Rc e Vc calculados pode-se então calcular o Qs (consumo de ar). Para o número de ciclos por minuto (n) será adotado o valor de 80 que é o total de golpes por minutos que a prensa excêntrica utilizada no processo é capaz de executar tendo em vista que o alimentador pneumático terá de atuar nessa capacidade máxima. Com isso temos a equação 10:

$$Qn = 0,367 \text{ litros} * 6,92 \text{ bar} * 80 \quad (10)$$

$$Qn = 203,17 \text{ litros/min}$$

Considerando que a vazão consumida pelo cilindro é menor que a vazão da válvula direcional (420 l/min), foi escolhida a válvula direcional 5/2 vias duplo piloto Série SB0 ND – 1/8", conforme fabricante MICRO (ANEXO 3).

Na mesma linha de raciocínio da vazão consumida pelo cilindro, foi escolhida a válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete Série MV – 1/8", conforme fabricante MICRO (ANEXO 4).

Cálculo da potência pneumática necessária

Para este cálculo será utilizado a equação 13 exibida a seguir:

$$P = \frac{p*Qn}{600} \quad (13)$$

Onde:

p = Pressão manométrica do sistema (bar);

Qn = Consumo de ar no cilindro pneumático (litros/min).

Substituindo na fórmula temos:

$$P = \frac{6 \text{ bar} * 203,17 \text{ litros/min}}{600}$$

$$P = 2,03 \text{ kW}$$

Cálculo do diâmetro da tubulação do sistema

A tubulação que será utilizada no sistema pneumático é a de 6 mm que foi escolhida de acordo com a vazão necessária.

Cilindro pneumático escolhido

O cilindro escolhido de acordo com o catálogo (ANEXO 1) da fabricante PARKER HANNIFIN modelo Série P1D Ø40mm e curso de 125mm.

3.2 Atuador prendedor

A pressão do sistema que será utilizada é de 6 bar.

Para a pressão atmosférica será adotado o valor de 1 bar.

Cálculo da força do projeto (Fp)

Para calcular a força que será utilizada no projeto, foi adotado um cilindro compacto com êmbolo com diâmetro de 50 mm e haste com diâmetro de 20 mm (catálogo – MICRO), de acordo com a equação 3 temos:

$$Fp = P_1 * A_1 - P_2 * A_2 \tag{3}$$

Onde:

Fp = Força de projeto (kgf);

P₁ = Pressão do êmbolo do cilindro (bar);

P₂ = Pressão da haste do cilindro (bar);

$A_1 = \text{Área do êmbolo do cilindro (cm}^2\text{);}$

$A_2 = \text{Área do êmbolo do cilindro descontada do valor da área de sua haste (cm}^2\text{).}$

Primeiro calculamos a área do êmbolo (A_1) e a área do êmbolo menos a área de sua haste (A_2).

$$A_1 = r^2 * \pi$$

$$A_1 = (2,5 \text{ cm})^2 * \pi$$

$$A_1 = 19,634 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = A_1 - r^2 * \pi$$

$$A_2 = A_1 - (1 \text{ cm})^2 * \pi$$

$$A_2 = 19,634 \text{ cm}^2 - 3,141 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 16,493 \text{ cm}^2$$

Com esses dados é possível calcular a força do projeto (F_p)

$$F_p = P_1 * A_1 - P_2 * A_2$$

$$F_p = (7 \text{ bar} * 19,634 \text{ cm}^2) - (1 \text{ bar} * 16,493 \text{ cm}^2)$$

$$F_p = 120,945 \text{ kgf} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 1186,47 \text{ N}$$

A força real que será exercida por um cilindro pode ser encontrada pela equação 4:

$$F_L = F_p - F_a - F_{atr} \quad (4)$$

F_a é calculada através da equação 5:

$$F_a = m * a \quad (5)$$

Onde:

$F_a = \text{Força de avanço (N);}$

m = Massa de carga a ser movimentada (kg);

a = aceleração do cilindro pneumático (m/s^2), foi adotado $1m/s^2$ de acordo com o fabricante dos atuadores.

Com isso temos:

$$F_a = m * a$$

$$F_a = 45kg * \frac{1m}{s^2}$$

$$F_a = 45N$$

O F_{atr} é calculado com a equação 6.

$$F_{atr} = m * g * \mu \tag{6}$$

Onde temos:

F_{atr} = Força de atrito (N);

m = Massa a ser movida (kg);

g = Força gravitacional (m/s^2);

μ = Coeficiente de atrito (valor adimensional), como foi utilizado uma guia linear para o projeto, temos $\mu = 0,01$.

$$F_{atr} = 45kg * \frac{9,81m}{s^2} * 0,01$$

$$F_{atr} = 4,4N$$

Portanto:

$$FL = Fp - Fa - F_{atr}$$

$$FL = 1186,47 N - 45 N - 4,4 N$$

$$FL = 1137,07 N$$

Ao ser levado em consideração que a massa que será movimentada é de 45 kg com um fator de segurança de 5, com a equação 7 sabemos a força necessária para movimentar o sistema:

$$F_{avanço} = m * a * fs \quad (7)$$

Onde:

$F_{avanço}$ = Força de Avanço (N);

a = Aceleração do sistema (m/s^2);

fs = fator de segurança.

$$F_{avanço} = m * a * fs$$

$$F_{avanço} = 45kg * \frac{1m}{s^2} * 5$$

$$F_{avanço} = 225N$$

Como esse será o cilindro responsável por segurar a chapa durante o processo de avanço da bobina é necessário calcular a força de atrito para que o cilindro consiga segurar a chapa durante o processo, para isso será utilizado a equação 14:

$$F_{atrito} = \mu * N \quad (14)$$

Onde:

F_{atrito} = Força de atrito (N);

μ = Coeficiente de atrito, será considerado um fator de 3;

N = Força normal.

A força normal pode ser calculada considerando a força do cilindro em questão de 709,952N e a massa da bobina de 45 kg, esses valores serão aplicados na equação 15:

$$N = FL - FP_{chapa} \quad (15)$$

Onde:

FL = Força real do cilindro (N);

FP_{chapa} = Força peso da chapa (N).

$$N = 1137,07N - (45 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$N = 695,62 N$$

$$F_{atrito} = 0,5 * 695,62 N$$

$$F_{atrito} = 347,81 N$$

Como a força de avanço (F_{avanço}) do sistema é de 225 N, logo temos:

$$347,81 N > 225 N$$

Isto significa com o cilindro foi dimensionado corretamente.

Cálculo do diâmetro mínimo da haste (d_h)

Para realização do cálculo foi utilizado o diâmetro da haste dada no catálogo de 20mm, para o módulo de elasticidade do aço 1045 temos E_{aço} = 205.000 N/mm², será utilizado fator de segurança = 3, fator de curso = 0,5 e curso do cilindro de 5mm, conforme a equação 8 temos:

$$Ff = \frac{\pi^2 * E * I}{(L * F)^2 * S} \quad (8)$$

E de acordo com equação 9 temos:

$$I = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (9)$$

$$I = \frac{20^4 * \pi}{64}$$

$$I = 7853,98 \text{ mm}^4$$

$$Ff = \frac{\pi^2 * 205.000 \text{ /mm}^2 * 7853,98 \text{ mm}^4}{(9 \text{ mm} * 0,5)^2 * 3}$$

$$Ff = 261.575,53 N$$

$$261.575,53 N > 1137,07 N$$

Sendo $F_f > F_L$ pode-se concluir que não haverá flambagem.

Cálculo da velocidade mínima de deslocamento da haste do cilindro

A velocidade a ser utilizada no avanço poderá ser regulada de acordo com a necessidade do sistema, a velocidade que é recomendada pelo fabricante é de 0,5m/s.

Cálculo do consumo de ar do cilindro

O consumo de ar nos cilindros pneumáticos pode ser calculado de acordo com a equação 10:

$$Q_n = V_c * R_c * n \quad (10)$$

R_c pode ser calculada através da equação 11:

$$R_c = \frac{P+1,01325}{1,01325} \quad (11)$$

$$R_c = \frac{6+1,01325}{1,01325}$$

$$R_c = 6,92 \text{ bar}$$

V_c pode ser calculada através da equação 12:

$$V_c = S * (A_1 + A_2) + V_m \quad (12)$$

$$V_c = 0,5 \text{ cm} * (12,566 \text{ cm}^2 + 10,556 \text{ cm}^2) + (0,2^2 \text{ cm} * \pi * 50 \text{ cm})$$

$$V_c = 14,70 \text{ cm}^3 \text{ ou } 0,0147 \text{ litros}$$

$$Q_n = 0,0147 \text{ litros} * 6,92 \text{ bar} * 80$$

$$Q_n = 8,138 \text{ litros/min}$$

Cálculo da potência pneumática necessária para o sistema

Para este cálculo será utilizado a equação 13 exibida a seguir:

$$P = \frac{p \cdot Q_n}{600} \quad (13)$$

$$P = \frac{6 \text{ bar} \cdot 8,138 \text{ litros/min}}{600}$$

$$P = 81,38 \text{ kW}$$

Cálculo do diâmetro da tubulação do sistema

A tubulação que será utilizada no sistema pneumático é a de 6 mm que foi escolhida de acordo com a vazão necessária.

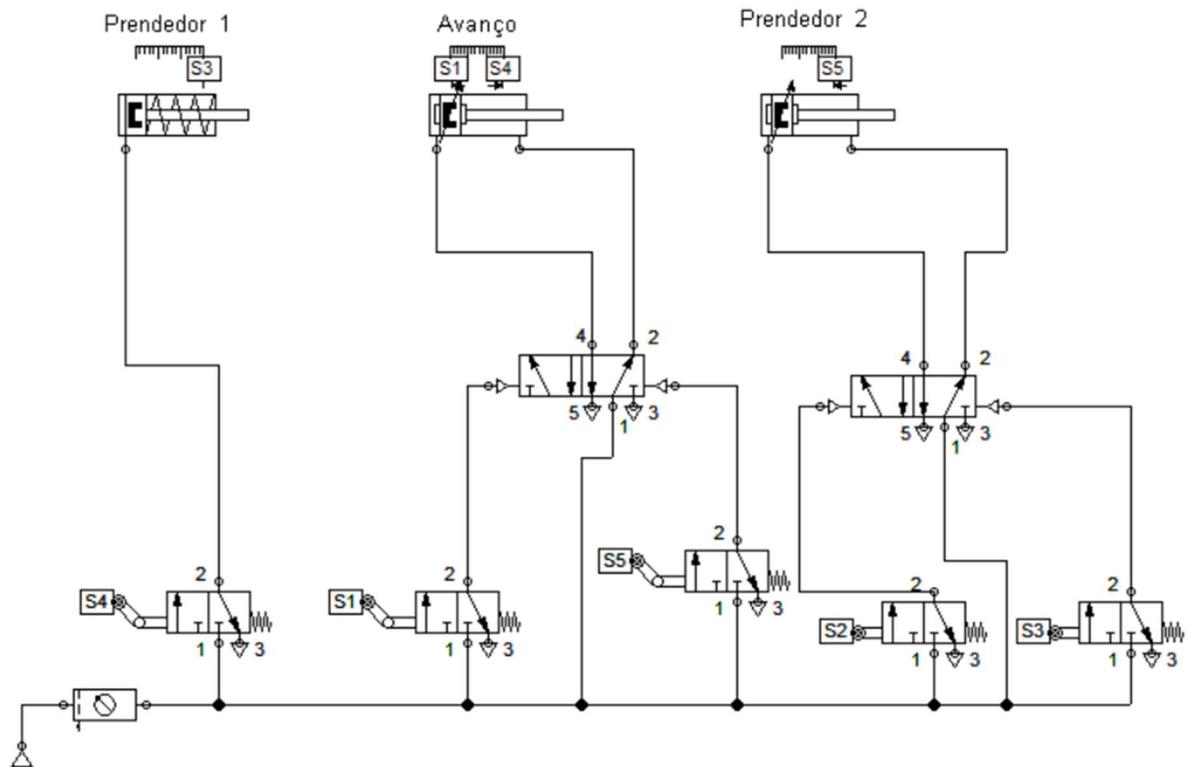
Cilindro pneumático escolhido

O cilindro escolhido de acordo com o catálogo (ANEXO 2) da fabricante MICRO, MODELO Cilindro Compacto Série C16 Ø50mm e curso de 9mm.

3.3 Diagrama pneumático

Conforme a necessidade de movimentos para o funcionamento do sistema, foi desenvolvido o diagrama pneumático no software FluidSim, conforme figura 24.

Figura 24 – Diagrama pneumático alimentador.



Fonte: Próprio autor, 2023.

Onde:

S1 – Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete escamoteável retorno por mola;

S2 – Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete retorno por mola;

S3 – Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete retorno por mola;

S4 – Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete escamoteável retorno por mola;

S5 – Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete escamoteável retorno por mola;

S6 - Válvula direcional 5/2 vias duplo piloto;

S7 - Válvula direcional 5/2 vias duplo piloto;

Prendedor 1 – Atuador de simples ação;

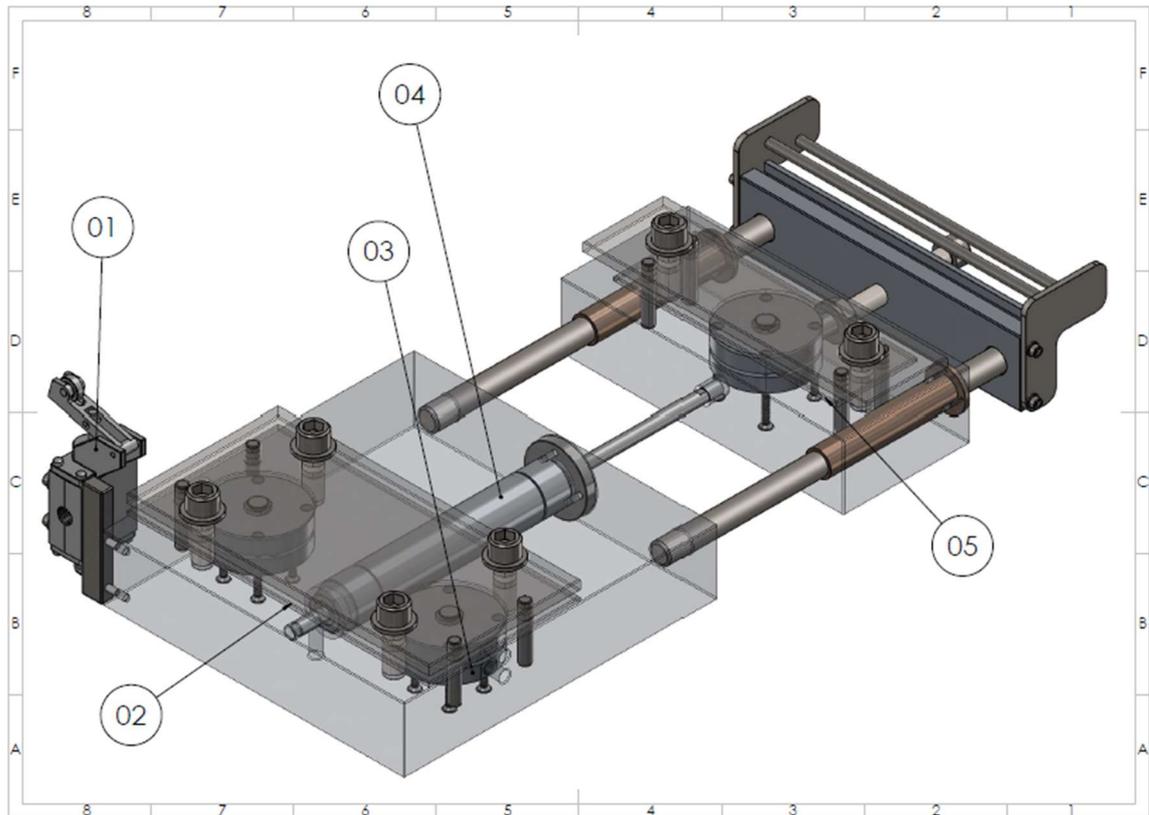
Avanço – Atuador de dupla ação;

Prendedor 2 - Atuador de dupla ação.

4 RESULTADOS

A partir dos cálculos realizados e análises feitas com a ferramenta de estampo e maquinário a ser utilizado, foi elaborado um projeto do alimentador pneumático, como exibido na figura 25 a seguir:

Figura 25 – Alimentador Pneumático e principais componentes.



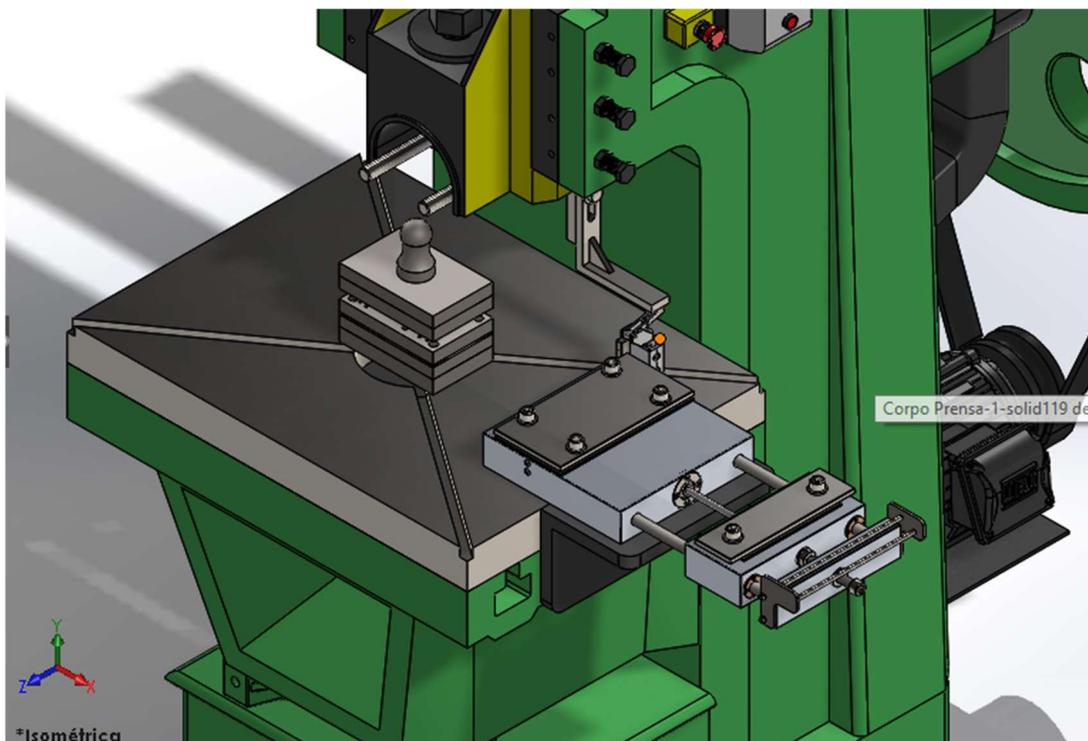
Fonte: Próprio autor, 2023.

Descrição dos principais componentes do alimentador:

1. Válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete escamoteável retorno por mola;
2. Prendedor inferior frontal;
3. Prendedor 1 – Atuador de simples ação;
4. Avanço – Atuador de dupla ação;
5. Prendedor inferior traseiro.

No momento em que a primeira peça da tira é estampada, um dispositivo acoplado a prensa excêntrica (figura 26) aciona a válvula direcional 3/2 vias acionamento por rolete escamoteável retorno por mola (S1), fazendo com que o atuador de avanço realize um deslocamento trazendo a tira para a ferramenta de estampagem. Quando o atuador de avanço chega ao final do curso, ele aciona a válvula S4, que aciona o atuador compacto, realizando o movimento de prender a chapa para que ocorra a estampagem sem problemas da tira se movimentar.

Figura 26 – Alimentador Pneumático montado na prensa.

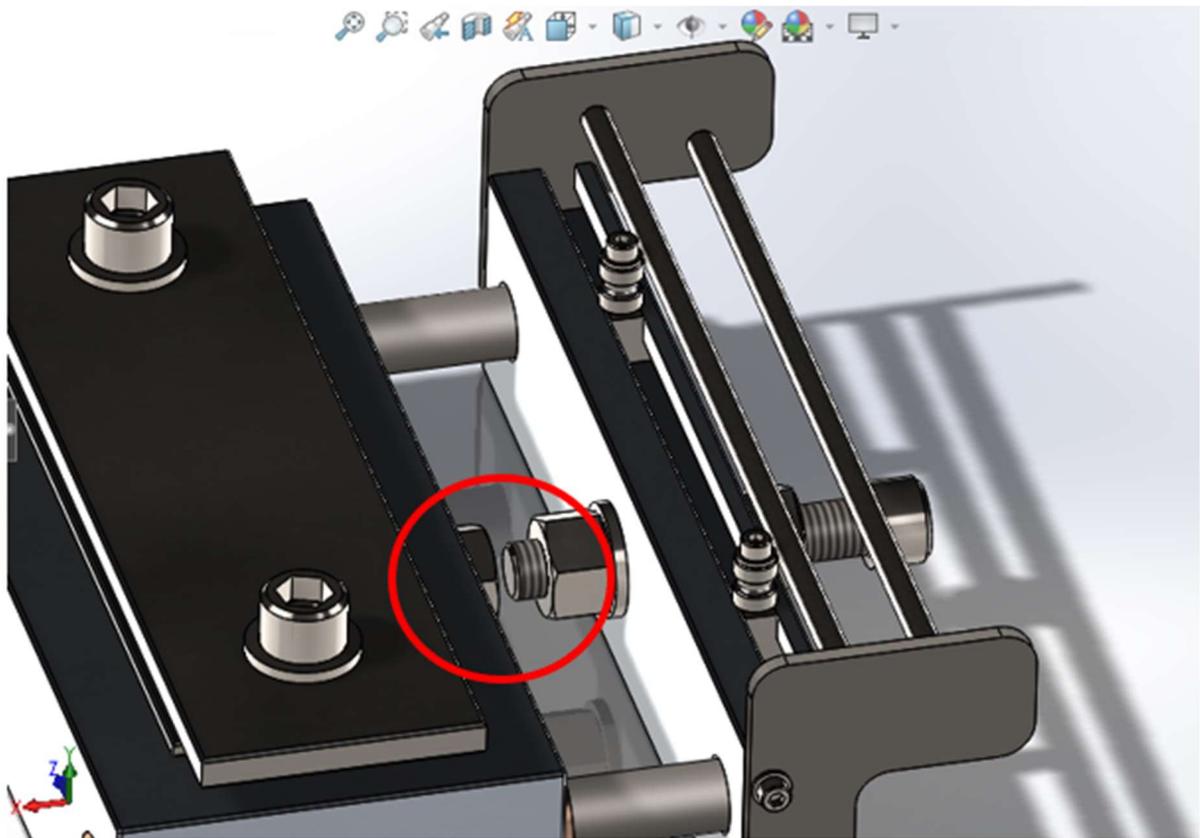


Fonte: Próprio autor, 2023.

Para sua montagem e fixação é necessária uma cantoneira que será fixa por parafusos na parte lateral da mesa da máquina e o dispositivo deverá ser fixado em cima, garantindo assim um maior apoio para o dispositivo como mostra a figura 26 exibida anteriormente.

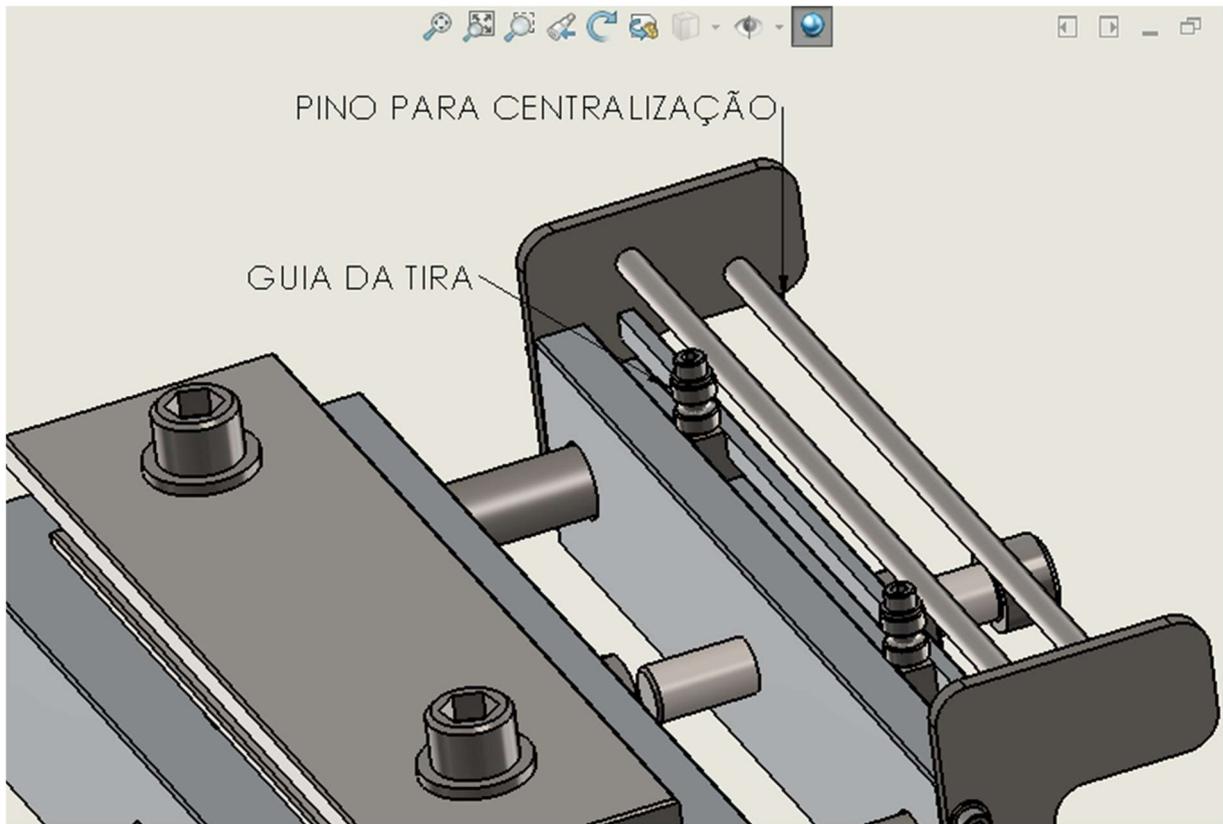
O valor do passo correspondente ao avanço do atuador principal (número 3 na figura 25) é regulado através de um parafuso e travado com a porca, onde a distância entre a ponta do parafuso posicionado no Apoio Traseiro do dispositivo e a cabeça do parafuso posicionado na Base Traseira é responsável por definir esse avanço que será realizado, consequentemente o passo da operação, como é destacado na figura 27.

Figura 27 – Dispositivo regulador de passo.



Fonte: Próprio autor, 2023.

Para este processo é importante centralizar a tira para se garantir um bom desempenho na operação, pensando nisso foi desenvolvido duas peças para poder guiar a tira da chapa que pode ser facilmente regulado através de um parafuso e uma porca T, onde é possível se deslocar através do Apoio Traseiro, se adequando a largura de qualquer tira de bobina com largura máxima de 257mm, desta forma a tira permanece centralizada horizontalmente. Para centralizar a tira verticalmente foi colocado dois pinos de aço posicionados em duas chapas laterais no Apoio Traseiro de maneira que haja uma distância de 5mm entre eles, que é espessura máxima de tira suportada pelo dispositivo. Esses componentes são exibidos a seguir na figura 28.

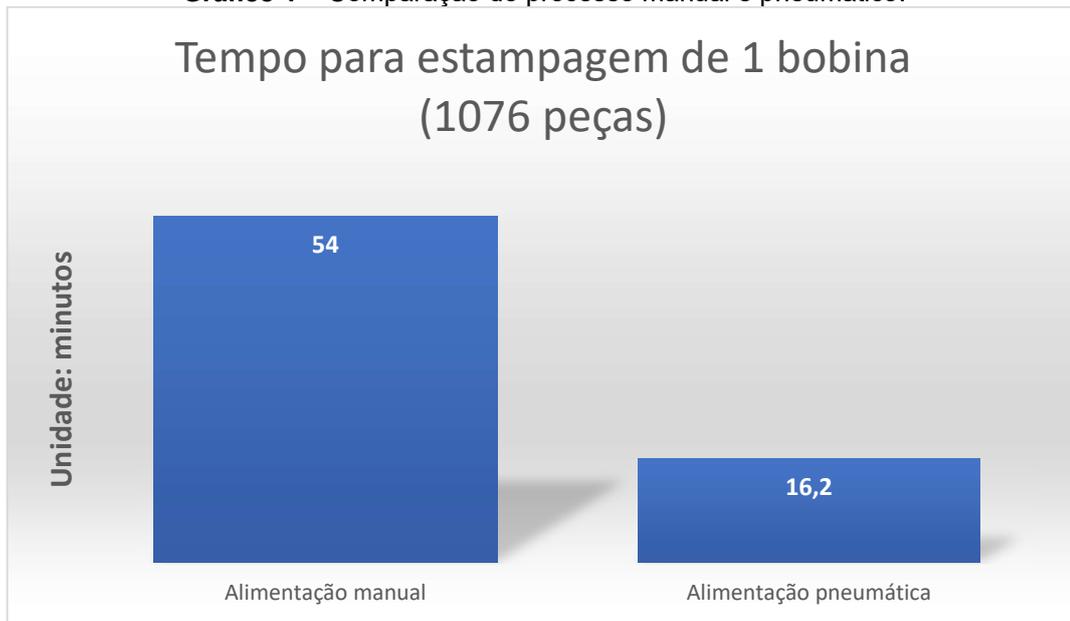
Figura 28 – Dispositivo regulador de passo.

Fonte: Próprio autor, 2023.

Na operação normal foi cronometrado um tempo de 54 minutos para a estampagem de uma bobina completa sem interrupções ou erros decorrentes da operação. Produzindo 1076 peças por bobina, aproximadamente 1 peça a cada 3 segundos.

A prensa utilizada no processo tem capacidade de 80 golpes por minuto, porém como o processo atual é realizado de forma manual, não é possível usufruir da máquina no seu máximo de produção. Considerando uma velocidade teórica de 80% do alimentador pneumático, é possível utilizar 64 golpes por minuto da prensa.

A capacidade de estampagem da prensa de uma bobina completa fica em torno de 16,2 minutos, uma redução no processo de 70%, comparado com o processo de alimentação manual, conforme o gráfico 1.

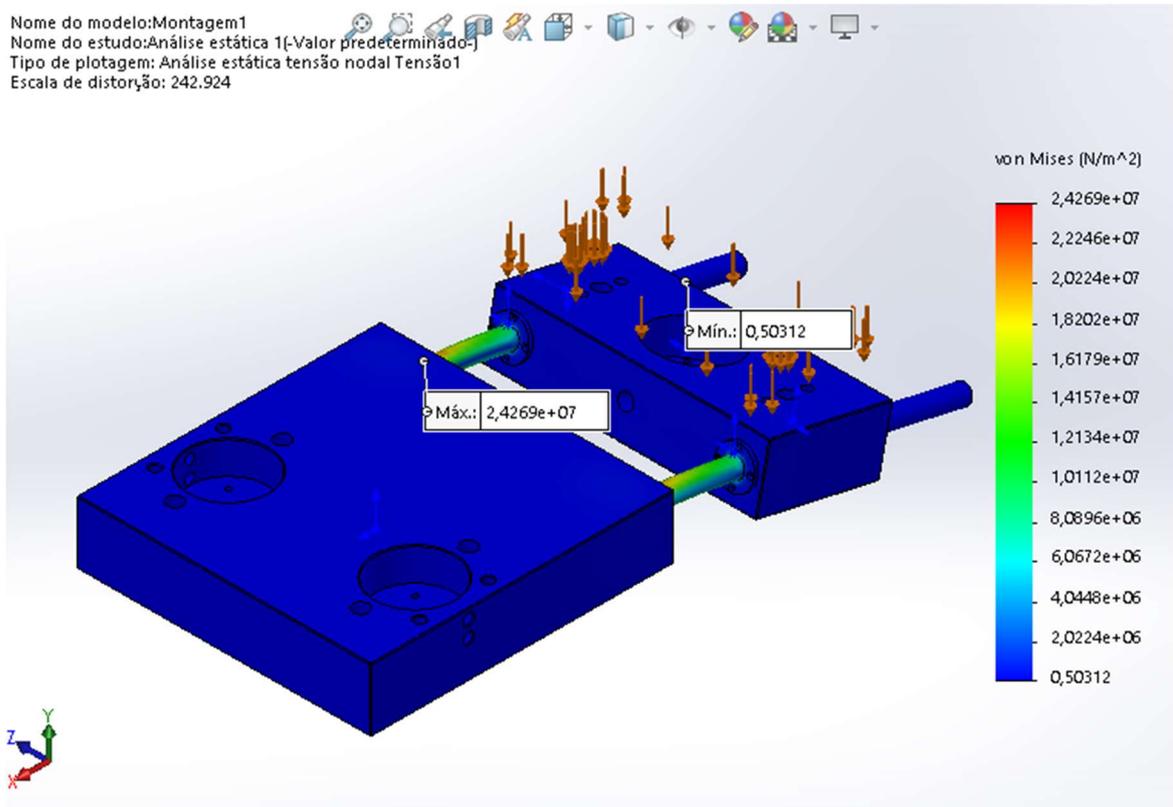
Gráfico 1 – Comparação do processo manual e pneumático.

Fonte: Próprio autor, 2023.

Para a análise de esforços do projeto foi utilizado o software CAD SolidWorks que possui um sistema de simulação capaz de simular como o material irá se comportar mediante a uma força aplicada em um determinado local. Primeiro foi simulado com o conjunto principal do Alimentador exibido a seguir na figura 29.

O software exibe uma imagem exagerada do esforço pois desta forma é possível visualizar de uma forma perceptível quais componentes são mais afetados pela força atuante.

Figura 29 – Análise de esforços conjunto principal.

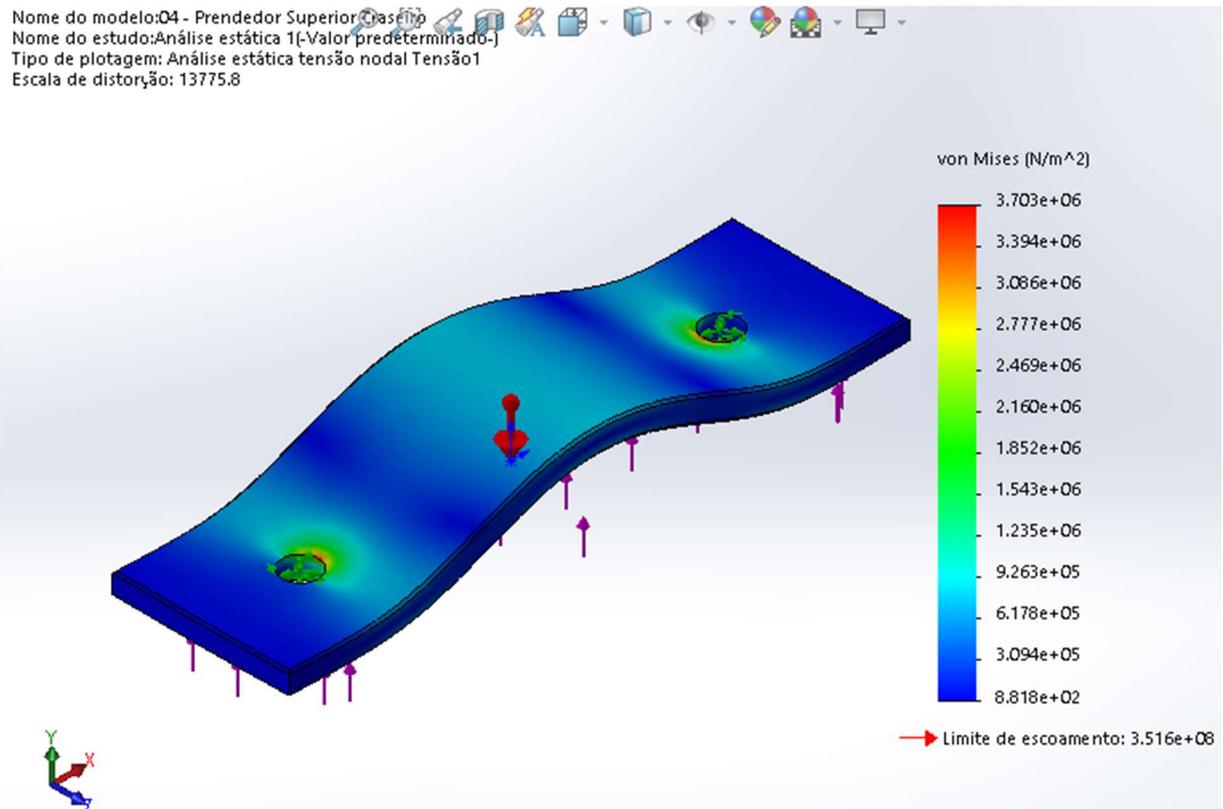


Fonte: Próprio autor, 2023.

Para esta simulação foi adicionado uma força de 225 N referente ao peso de uma bobina calculado anteriormente juntamente com a força da gravidade de $9,81\text{m/s}^2$. A tabela com as cores e valores indicam onde há a maior presença de esforço em cada componente com a presença da força atuante, onde pode-se ver que o maior esforço está presente nas hastes que sustentam a Base Principal Traseira, porém é um esforço que não compromete sua estrutura já que está abaixo da tensão de escoamento do material, ou seja, significa que não irá se deformar plasticamente ou se romper, atendendo a necessidade do projeto.

Para uma análise mais completa, foram feitos os estudos de esforços nos principais componentes responsáveis por segurar a tira da bobina durante o avanço. Na simulação são exibidos os principais pontos de tensão da peça onde pode-se ver que seu principal esforço está nos furos onde irão os parafusos juntamente com as arruelas que impedirão que a peça se mova para cima mantendo a tira da bobina presa, como exhibe a figura 30 a seguir.

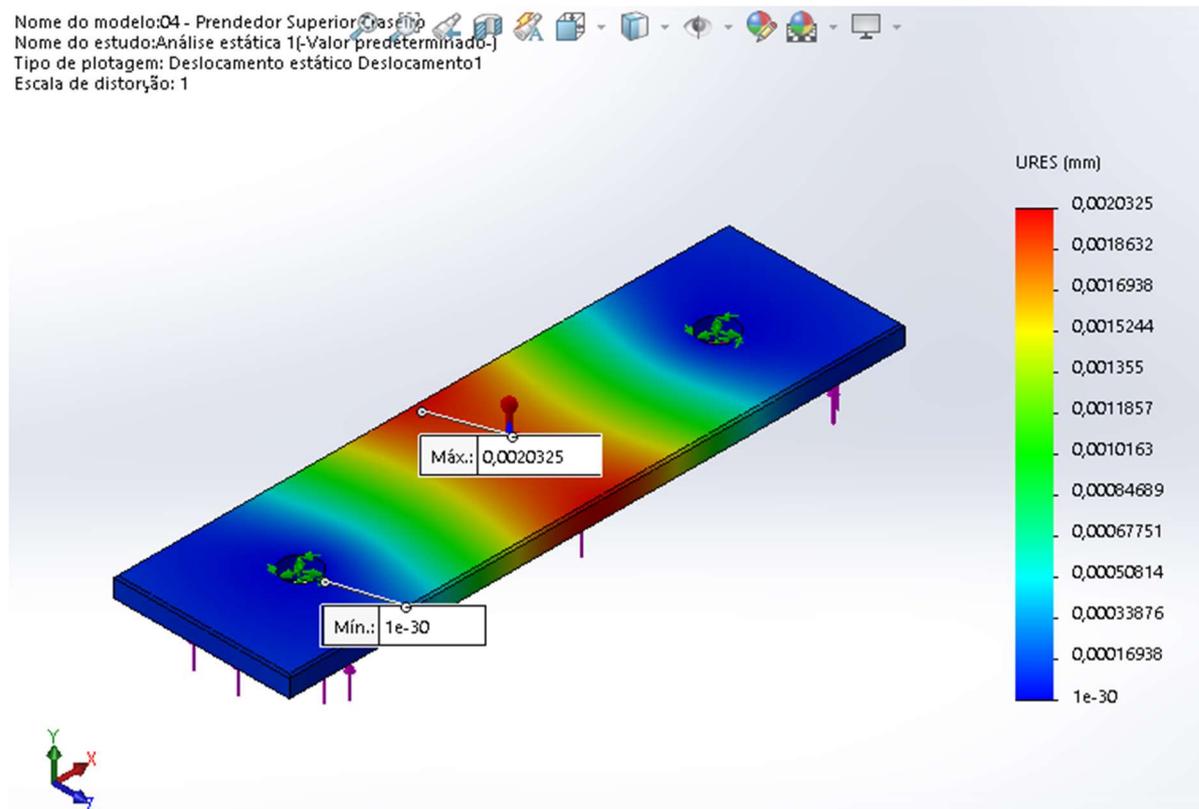
Figura 30 – Análise de esforços Prendedor Superior Traseiro, Tensão.



Fonte: Próprio autor, 2023.

Outra análise necessária é referente ao seu deslocamento, a simulação mostra de acordo com os esforços em cada área da peça o quanto é deslocado, no caso nota-se que a parte que se tem um maior deslocamento é no centro, com deslocamento de aproximadamente 0,002mm (dois milésimos de milímetro) o que é aceitável para o projeto, como mostra a figura 31.

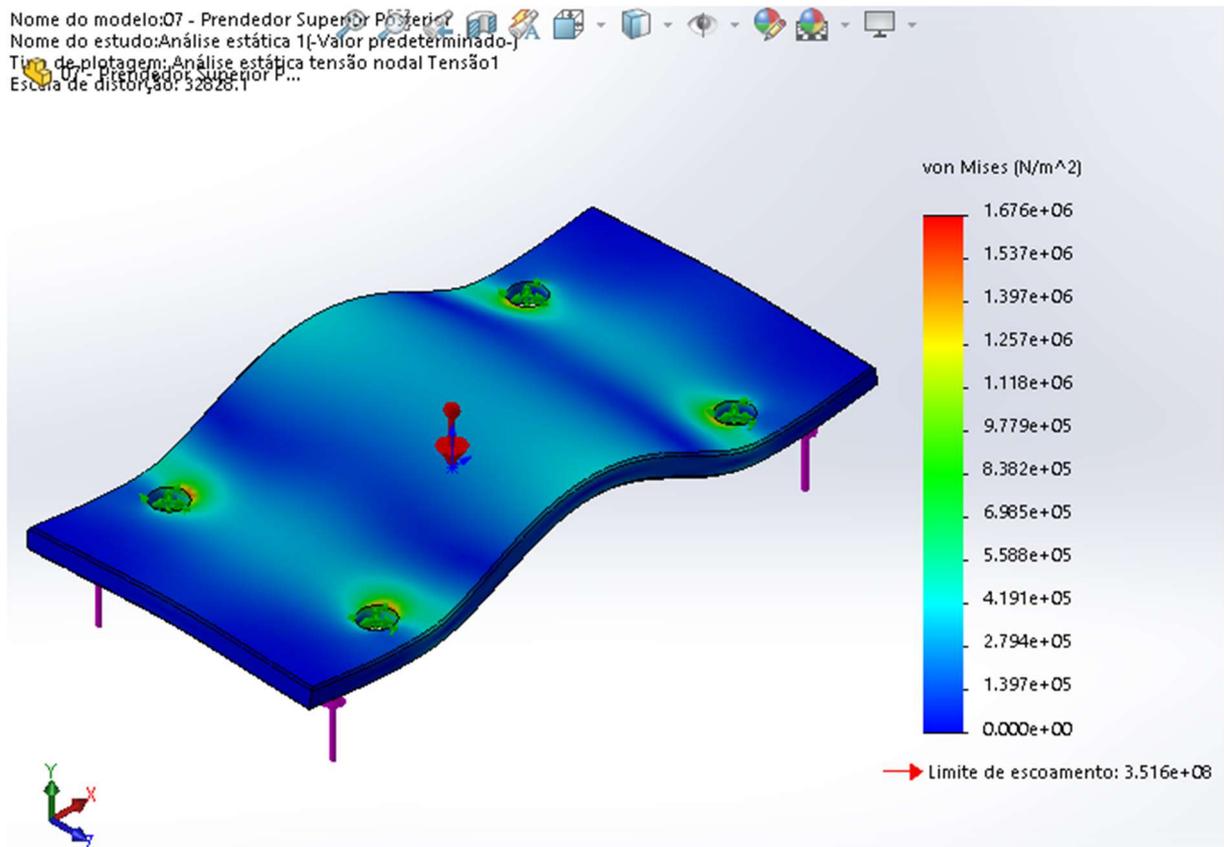
Figura 31 – Análise de esforços Prendedor Superior Traseiro, Deslocamento.



Fonte: Próprio autor, 2023.

Foi feita a análise no Prendedor Superior Frontal, onde como no resultado da peça anterior o ponto de concentração de tensão principal foi nos furos onde serão fixados os parafusos responsáveis por impedir que a peça suba. Estes são exibidos na figura 32.

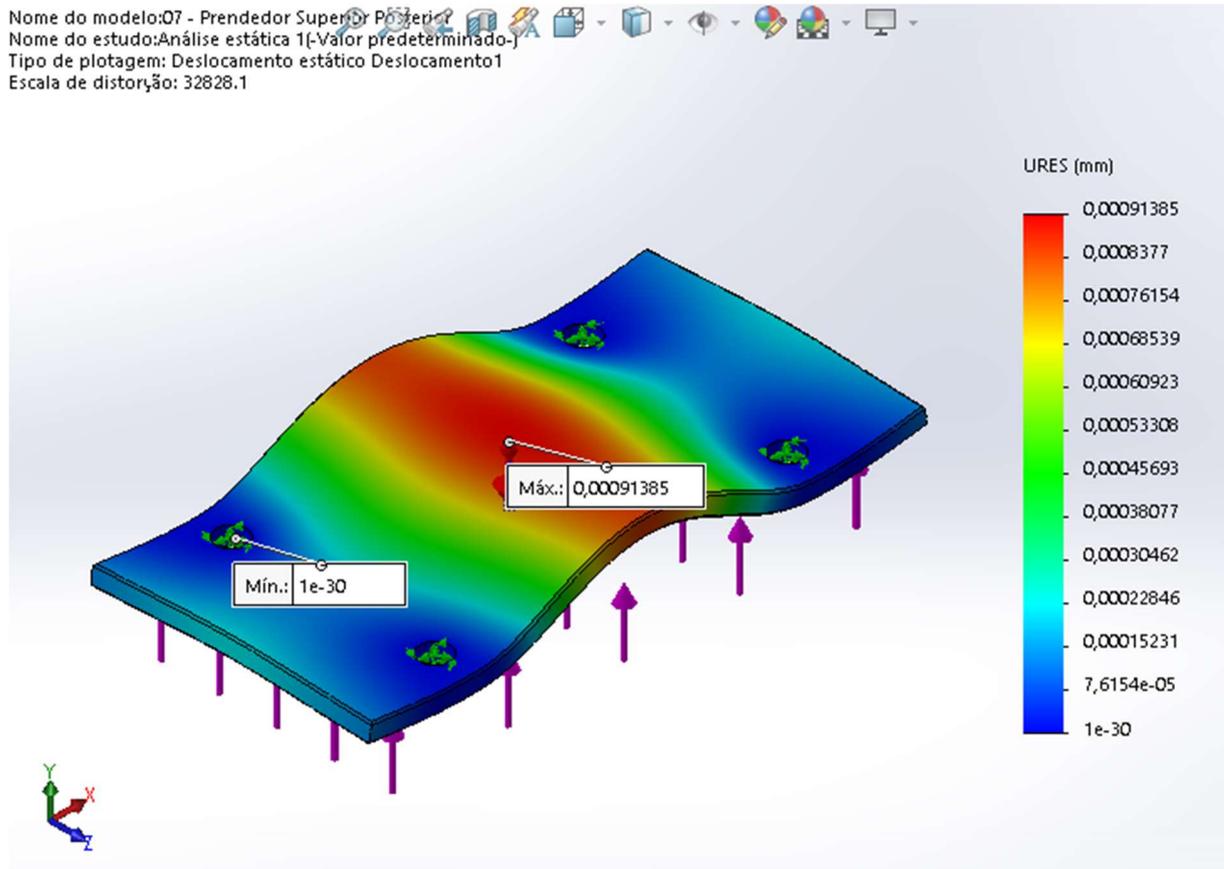
Figura 32 – Prendedor Superior Frontal, Tensão.



Fonte: Próprio autor, 2023.

A figura 33 mostra o deslocamento da peça ao se exercer o esforço durante a operação o seu maior deslocamento foi na região central da peça onde foi deslocado aproximadamente 0,0009mm (nove décimos de milésimos) o que é aceitável para o projeto.

Figura 33 – Prendedor Superior Frontal, Deslocamento



Fonte: Próprio autor, 2023.

A tabela 01, demonstra uma estimativa de custos para construção de um modelo protótipo do alimentador pneumático.

Tabela 1 – Estimativa de custos alimentador pneumático.

Quantidade	Descrição	Dimensões (mm)	Valor Unitário	Valor Total
1	Alumínio 1060	300 x 310 x 65	R\$ 738,70	R\$ 738,70
1	Alumínio 1060	280 x 126 x 65	R\$ 280,35	R\$ 280,35
1	Alumínio 1060	280 x 30 x 65	R\$ 111,25	R\$ 111,25
1	Aço SAE 1020	300 x 150 x 10	R\$ 49,60	R\$ 49,60
1	Aço SAE 1020	280 x 80 x 10	R\$ 24,70	R\$ 24,70
1	Aço SAE 1020	300 x 150 x 5	R\$ 24,80	R\$ 24,80
1	Aço SAE 1020	220 x 80 x 5	R\$ 9,70	R\$ 9,70
2	Aço SAE 1020	80 x 95 x 5	R\$ 4,20	R\$ 8,40
1	Aço SAE 1020	97 x 12 x 20	R\$ 28,20	R\$ 28,20
2	Bucha de bronze	Ø40mm x 130mm	R\$ 345,80	R\$ 691,60
1	Atuador de dupla ação	Ø40mm x 125mm	R\$ 280,00	R\$ 280,00
3	Atuador Cilindro Compacto	Ø50mm x 5mm	R\$ 450,00	R\$ 1.350,00
5	Válvula 3/2 vias acionamento rolete	Série MV - 1/8"	R\$ 60,00	R\$ 300,00
2	Válvula 5/2 vias duplo piloto	Série SB0 ND - 1/8"	R\$ 80,00	R\$ 160,00

6	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Cilíndrica	M16 x 75mm	R\$ 6,48	R\$ 38,88
18	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Cilíndrica	M5 x 30mm	R\$ 0,61	R\$ 10,98
8	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Chata	M3 x 20mm	R\$ 0,35	R\$ 2,80
1	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Cilíndrica	M16 x 100mm	R\$ 11,71	R\$ 11,71
1	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Cilíndrica	M16 x 20mm	R\$ 5,88	R\$ 5,88
2	Parafuso Sextavado Interno Cabeça Cilíndrica	M6 x 65mm	R\$ 1,30	R\$ 2,60
7	Arruela Chata Estreita	M16	R\$ 0,38	R\$ 2,66
2	Arruela Chata Estreita	M3	R\$ 0,05	R\$ 0,10
1	Porca M16	M16	R\$ 1,66	R\$ 1,66
20 HORAS	Custo de Fabricação do Alimentador	-	R\$ 60,00	R\$ 1.200,00
Total				R\$ 5.334,57

Fonte: Próprio autor, 2023.

Diante dos fatos apresentados, também se conseguirá uma melhora no processo de ergonomia para o operador, tendo em vista que houve redução no seu esforço físico, exercido em segurar a bobina para alimentar à prensa manualmente, e uma melhora significativa na segurança, pois o operador trabalhará mais distante da ferramenta.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O projeto de “estudo de melhoria em ferramenta de estampagem” foi desenvolvido com o intuito de se aumentar a produtividade no processo de estampagem de bobina de aço proporcionando um fluxo contínuo uma vez que a velocidade dessa operação não dependeria do operador, reduzindo desta forma os erros que seriam causados devido a fadiga, esforço físico e desatenção já que esse é um processo repetitivo o que torna o operador suscetível a falhas.

Foram realizados cálculos para o dimensionamento e escolha dos atuadores pneumáticos corretos para exercerem a força necessária que possam prender a tira da bobina no momento da estampagem, e para poder avançá-la, dentro outros cálculos importantes como para a flambagem das hastes destes atuadores onde há um maior esforço ao longo de seu comprimento.

Com os atuadores pneumático dimensionados e escolhidos, pode-se então iniciar a modelagem do dispositivo com o software CAD SolidWorks onde foi elaborada a concepção final e modelagem de todos os componentes, o que possibilitou dentro do mesmo software realizar importantes estudos de simulação de esforços e deformação dos principais componentes onde estes testes atenderam todos os requisitos necessários para prosseguimento do projeto e para uma possível criação deste protótipo no futuro.

Além do software de modelagem também foi utilizado o software de simulação pneumática FluidSim que possibilitou que fosse elaborado o diagrama pneumático necessário para funcionamento do projeto para que tudo funcionasse em perfeito sincronismo assim como elaborado no tempo certo entre avançar com a tira da bobina e prendê-la no momento da estampagem.

Neste dispositivo é possível se obter diversas regulagens no seu avanço de acordo com o curso do cilindro que é de 125mm e possui uma largura de tira máxima de 174mm com espessura de até 5mm o que permite que ele seja aplicado em diversos tipos de processos em estampagens de pequeno e até médio porte, além de possuir um fácil sistema de fixação e adaptação em diversas ferramentas.

Em termos de segurança e ergonomia o dispositivo atende os objetivos estabelecidos tendo em vista que há uma redução significativa no esforço exercido pelo operador e por permitir que ele fique mais distante da ferramenta no momento da operação.

Para a produtividade foi obtido uma redução no tempo de estampagem de uma bobina completa em 70% mesmo levando em consideração perdas de 20% na eficiência decorrentes do sistema pneumático e de possíveis limitações da máquina utilizada.

Tendo em vista todos os dados apresentados pode-se afirmar que o projeto e seus respectivos objetivos foram alcançados com sucesso.

REFERÊNCIAS

- ABNT – **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10520:** Informação e documentação – Citações em documentos – Apresentação. Rio de Janeiro, 2002. 7 p.
- ABNT – **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6023:** Informação e documentação – Referências – Elaboração. Rio de Janeiro, 2018. 68 p.
- ABNT – **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8897:** Símbolos gráficos para sistemas e componentes hidráulicos e pneumáticos transformações de energia. Rio de Janeiro, 1985. 7 p.
- ANDRIGUETTO, P. L. **Pneumática Básica.** 2 ed. Ijuí, Rio Grande do Sul, 2002.
- BENAZZI, I. **Tecnologia de Estampagem.** 1 ed. Sorocaba: Faculdade de Tecnologia de Sorocaba, 2007. (Apostila)
- BOLLMAN, A. **Fundamentos da automação Industrial Pneumática.** São Paulo, ABHP – Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1995.
- BRESCIANI, F. E. (Colab Iris Bento, Gilmar Ferreira, Sérgio Tonini Button). **Conformação Plástica dos Metais,** 6ª ed. Unicamp. 2011.
- CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica.** 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1986.
- DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle – Parte 1.** UFSC. Florianópolis, 2001.
- DIETER, G. E. **Metalurgia Mecânica.** 2. ed. Carnegie: Guanabara Dois, 1981. 653 p. Tradução de: Antônio Sergio de Souza e Silva, Luiz Henrique de Almeida, Paulo Emílio Valadão de Miranda.
- FIALHO, A. B. **Automação Pneumática: Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos.** 2 ed. São Paulo: Érica, 2004.
- GRUNING, K. **Técnicas de conformação, Polígono da Técnica Mecânica.** São Paulo: Editora Polígono, 1973.
- MOREIRA, I. S. **Sistemas Pneumáticos.** 1 ed. SENAI-SP Editora. São Paulo: 2007. (Apostila).
- PARKER AUTOMATION. **Tecnologia Pneumática Industrial.** São Paulo: 2000 (Apostila M1001 BR).
- Processos de fabricação mecânica.** SENAI-SP Editora. São Paulo, 2019. (Apostila)
- PRUDENTE, F. **Automação Industrial Pneumática Teoria e Aplicações.** LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora. Rio de Janeiro, 2013.

SILVA, E. C. N. **Sistemas Fluidomecânicos**. USP – Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos. São Paulo: 2002.

ANEXO A – CILINDROS ISO DUPLA AÇÃO.

Catálogo 1001-8 BR
Dimensões

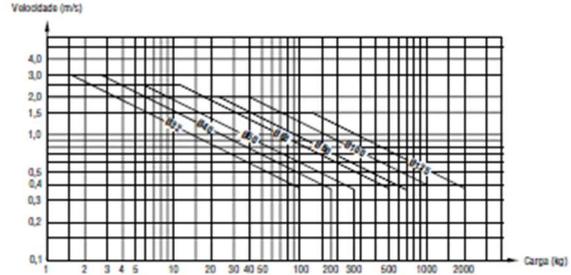


Cilindros pneumáticos
ISO - Série P1D

Índice

Amortecimento

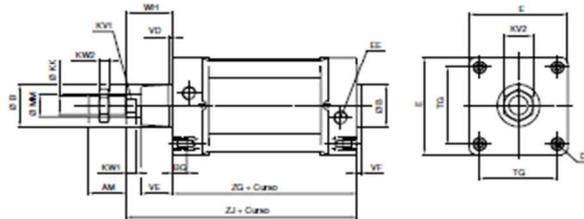
Com o gráfico ao lado pode-se determinar se o amortecimento do cilindro especificado é capaz de parar uma carga em movimento, sem danificá-la. Usaremos o gráfico para determinação da carga máxima e da velocidade que a haste poderá atingir. O ponto de intersecção deverá ficar abaixo da linha, para que não haja danos aos amortecedores. Caso este ponto esteja acima da linha, devem-se utilizar meios externos de frenagem para proporcionar maior vida útil aos amortecedores.



Cilindros pneumáticos

Dimensões

Básico



Ø cilindro	ØMM	ØKK	ØB	EE	DD	ZG	ZJ	KW2	WH	VD	VE	VF	E	TG	BG	AM	KW1	KV2	KV1
32	12	M10x1,25	30	1/8"	M6x1	94	120	6	26	4,5	16	3,5	50	32,5	16	22	6	17	10
40	16	M12x1,25	35	1/4"	M6x1	105	135	7	30	4,5	19	3,5	57,4	38	16	24	6,5	19	13
50	20	M16x1,5	40	1/4"	M8x1,25	106	143	8	37	5	24	3,5	69,4	46,5	16	32	8	24	17
63	20	M16x1,5	45	3/8"	M8x1,25	121	158	8	37	5	24	3,5	82,4	56,5	16	32	8	24	17
80	25	M20x1,5	45	3/8"	M10x1,5	128	174	9	46	4	30	3,5	99,4	72	17	40	10	30	22
100	25	M20x1,5	55	1/2"	M10x1,5	138	189	9	51	4	32,4	3,5	116	89	17	40	14	30	22
125	32	M27x2	60	1/2"	M12x1,75	160	225	12	65	6	45	5,5	139	110	20	54	18	41	27

▷ Dimensões em mm



ANEXO B – CILINDROS COMPACTOS DUPLA AÇÃO.



Tipo..... Cilindros pneumáticos compactos de simples e dupla ação, com haste simples ou passante

Diâmetros Simples ação: 12 a 63 mm
Dupla ação: 20 a 100 mm

Temperatura ambiente... -20...80 °C (-4...176 °F)

Temperatura do fluido... Máx. 80 °C (176 °F)

Fluido..... Ar comprimido filtrado e lubrificado

Pressão de trabalho..... 0,5...10 bar (7,3...145 psi)

Materiais..... Tampas de alumínio, tubo de aço inoxidável (Ø 12 a 50 mm), tubo de aço SAE 1040 (Ø 63 a 100 mm), haste de aço inoxidável AISI 304 (Ø 12 e 20 mm), haste de aço cromado (Ø 32 a 100 mm), pistão de alumínio, guardanets de NBR



Cilindros de simples ação

Ø		Haste simples curso 5	Haste simples curso 10	Haste simples curso 15	Haste simples curso 20	Haste simples curso 25
12		0.003.120.005	0.003.120.010	0.003.120.015	-	-
20		0.005.120.005	0.005.120.010	0.005.120.015	-	-
32		0.007.120.005	0.007.120.010	-	0.007.120.020	0.007.120.025
50		0.009.120.005	0.009.120.010	-	0.009.120.020	0.009.120.025
63		0.010.120.005	0.010.120.010	-	0.010.120.020	0.010.120.025

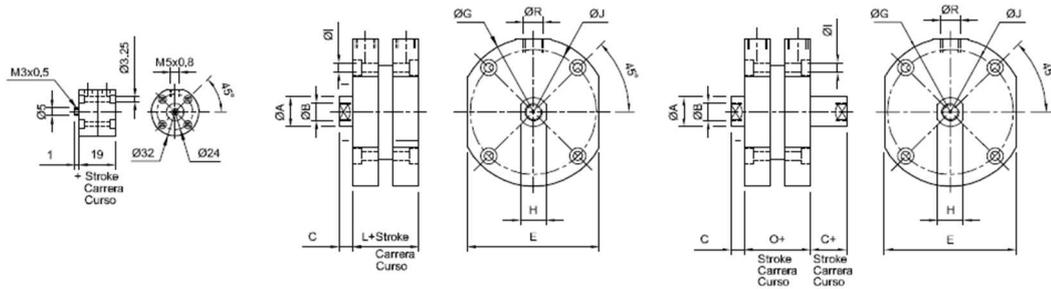
Ø		Haste dupla curso 5	Haste dupla curso 10	Haste dupla curso 20	Haste dupla curso 25
20		0.005.190.005	0.005.190.010	-	-
32		0.007.190.005	0.007.190.010	-	-
50		0.009.190.005	0.009.190.010	0.009.190.020	-
63		0.010.190.005	0.010.190.010	0.010.190.020	0.010.190.025

Cilindros de dupla ação

Ø		Haste simples curso 5	Haste simples curso 10	Haste simples curso 20	Haste simples curso 30	Haste simples curso 40	Haste simples curso máx.
20		0.005.150.005	0.005.150.010	0.005.150.020	-	-	-
32		0.007.150.005	0.007.150.010	0.007.150.020	-	-	0.007.150.025
50		0.009.150.005	0.009.150.010	0.009.150.020	0.009.150.030	-	0.009.150.035
63		0.010.150.005	0.010.150.010	0.010.150.020	0.010.150.030	0.010.150.040	0.010.150.045
80		0.011.150.005	0.011.150.010	0.011.150.020	0.011.150.030	0.011.150.040	-
100		0.012.150.005	0.012.150.010	0.012.150.020	0.012.150.030	0.012.150.040	0.012.150.050

Fonte: Catálogo MICRO.

ANEXO C – CILINDROS COMPACTOS MICRO.


Cilindros compactos
Série C16


Ø 12

Ø 20...100

Ø 20...100 Haste passante

Ø	ØA	ØB	C	E	ØG	H	ØI	ØJ	L	O	ØR	Ø	Kits de reparo
20	8	M 5 x 0,8 x 10	5	34	40	7	M 4 x 0,7	32	19	29	M 5 x 0,8	12	0.003.000.108
32	12	M 8 x 1,25 x 13	7	50	60	10	M 5 x 0,8	47	29	42	G 1/8"	20	0.005.000.108
50	20	M 12 x 1,75 x 20	9	70	80	17	M 6 x 1	66	29	41	G 1/8"	32	0.007.000.108
63	20	M 12 x 1,75 x 20	9	88	100	17	M 8 x 1,25	84	29	41	G 1/8"	50	0.009.000.108
80	28	M 20 x 2,5 x 28	12	104	120	24	M 8 x 1,25	102	39	53	G 1/4"	63	0.010.000.108
100	28	M 20 x 2,5 x 28	12	128	148	24	M 10 x 1,5	126	39	53	G 1/4"	80	0.011.000.108
												100	0.012.000.108

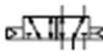
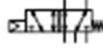
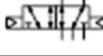
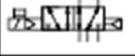
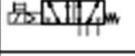
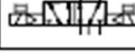
Fonte: Catálogo MICRO.

ANEXO D – VÁLVULA 5/2 VIAS MICRO.

MiCRO	Válvulas direcionais 5/2	Série SB0 ND 1/8"	NOVO
-------	--------------------------	-------------------	------

Tipo.....	Válvulas 5/2 de atuação pneumática ou elétrica, com atuador manual mono e biestável
Montagem.....	Unitária, em uso múltiplo através do distribuidor de alimentação ou Base manifold
Conexões	De trabalho: G 1/8" - De pilotagem: M5x0,8
Temperatura ambiente.....	-5...50 °C (23...122 °F)
Temperatura do fluido.....	-10...60 °C (14...140 °F)
Fluido.....	Ar comprimido filtrado (recomenda-se lubrificação - Gases inertes)
Pressão de trabalho	Verificar para cada tipo de atuação
Vazão nominal	420 l/min (0,42 Cv)
Materiais.....	Corpo de zamac, distribuidor de aço inoxidável, guarnições de NBR (bornecha nitrilica)

Códigos em **negrito**: Entrega imediata, salvo venda prévia.

Descrição	Pressão de trabalho	MiCRO	Kit de reparo
 Válvula 5/2 comando pneumático, reação pneumática	1,5...10 bar	0.224.001.311	0.200.000.565
 Válvula 5/2 comando pneumático, reação por mola	2,5...10 bar	0.224.001.611	0.200.000.565
 Válvula 5/2 biestável por impulsos pneumáticos	0,5...10 bar	0.224.001.711	0.200.000.565
 Eletroválvula 5/2, reação pneumática	1,5...10 bar	0.224.002.311/---	0.200.000.566
 Eletroválvula 5/2, reação por mola	2,5...10 bar	0.224.002.611/---	0.200.000.566
 Eletroválvula 5/2, biestável por impulsos elétricos	0,5...10 bar	0.224.002.711/---	0.200.000.566

Fonte: Catálogo MiCRO.

ANEXO E – VÁLVULA DIRECIONAL 3/2 VIAS MICRO.

MICRO
**Válvulas 3/2 e 5/2
comandos mecânicos**
Série MV - 1/8"

Tipo.....	Válvulas 3/2 e 5/2 de atuação mecânica e reação por mola (reação pneumática sob consulta)	
Força de atuação.....	Comando direto:	3,4 kg
	Comando por rolete:	1,75 kg
Temperatura ambiente.....	-5...50 °C (23...122 °F)	
Temperatura do fluido.....	-10...60 °C (14...140 °F)	
Fluido.....	Ar comprimido filtrado (recomenda-se lubrificação) - Gases inertes	
Pressão de trabalho.....	0...10 bar (0...145 psi)	
Vazão nominal.....	370 l/min (0,375 Cv)	
Materiais.....	Corpo de zamac, comandos metálicos e plásticos de engenharia	

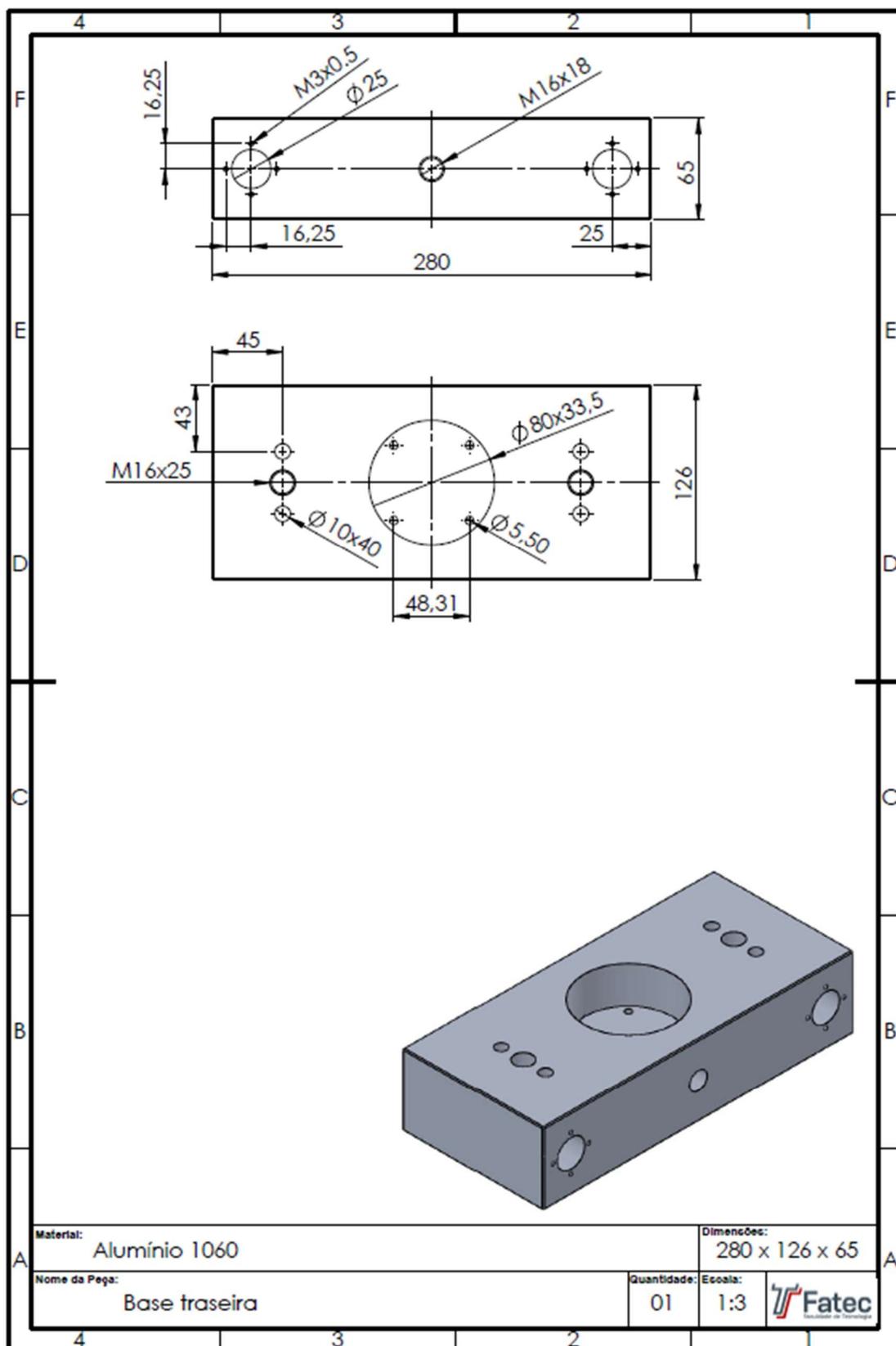


Válvulas com comando para serviço leve

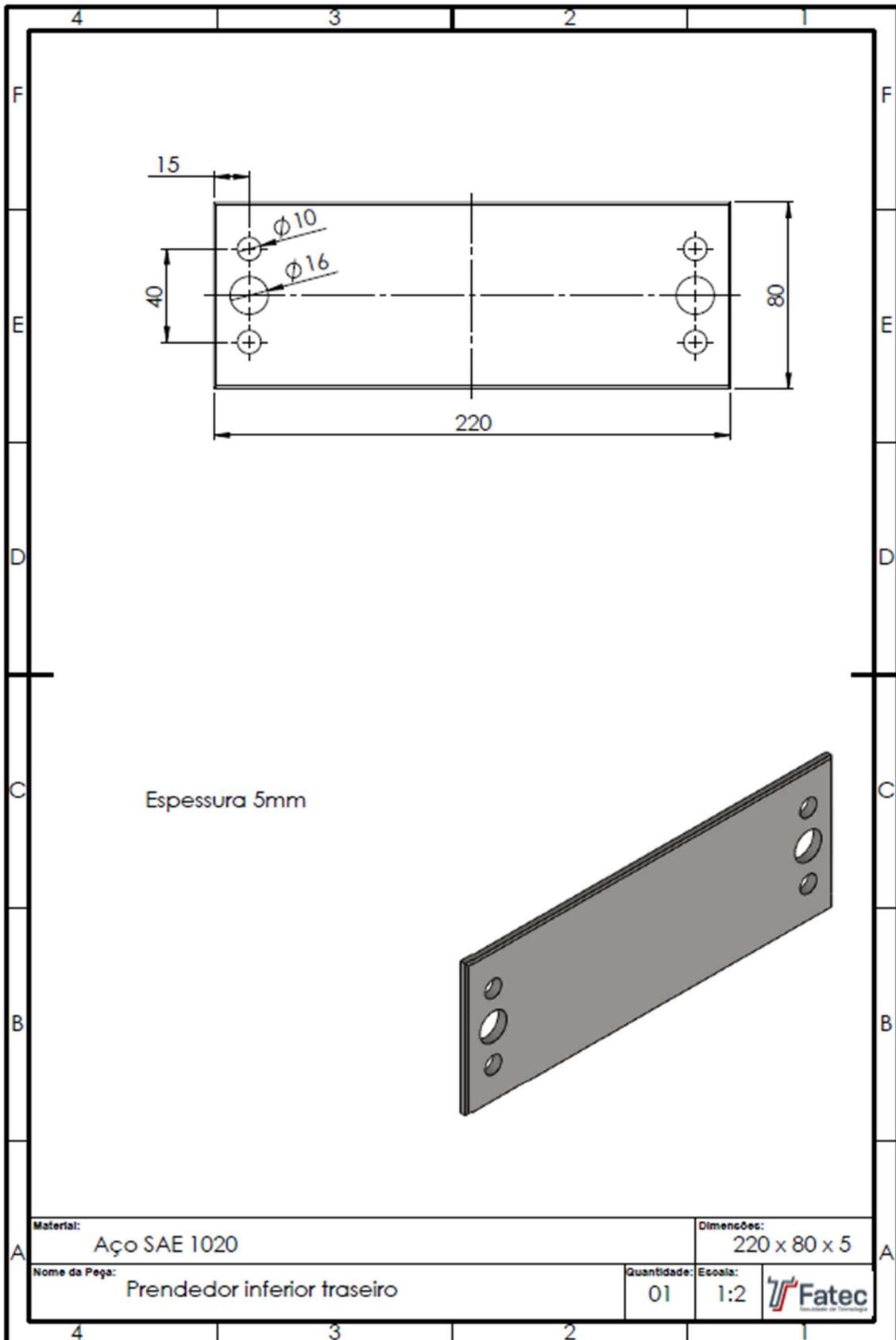
Descrição	Válvulas 3/2	MICRO	Válvulas 5/2	MICRO
Comando direto		0.230.119.311		0.230.119.411
Comando por rolete		0.230.121.311		0.230.121.411
Comando por rolete unidirecional (gatilho)		0.230.123.311		0.230.123.411
Kit de reparo		0.200.000.323		0.200.000.325

Fonte: Catálogo MICRO.

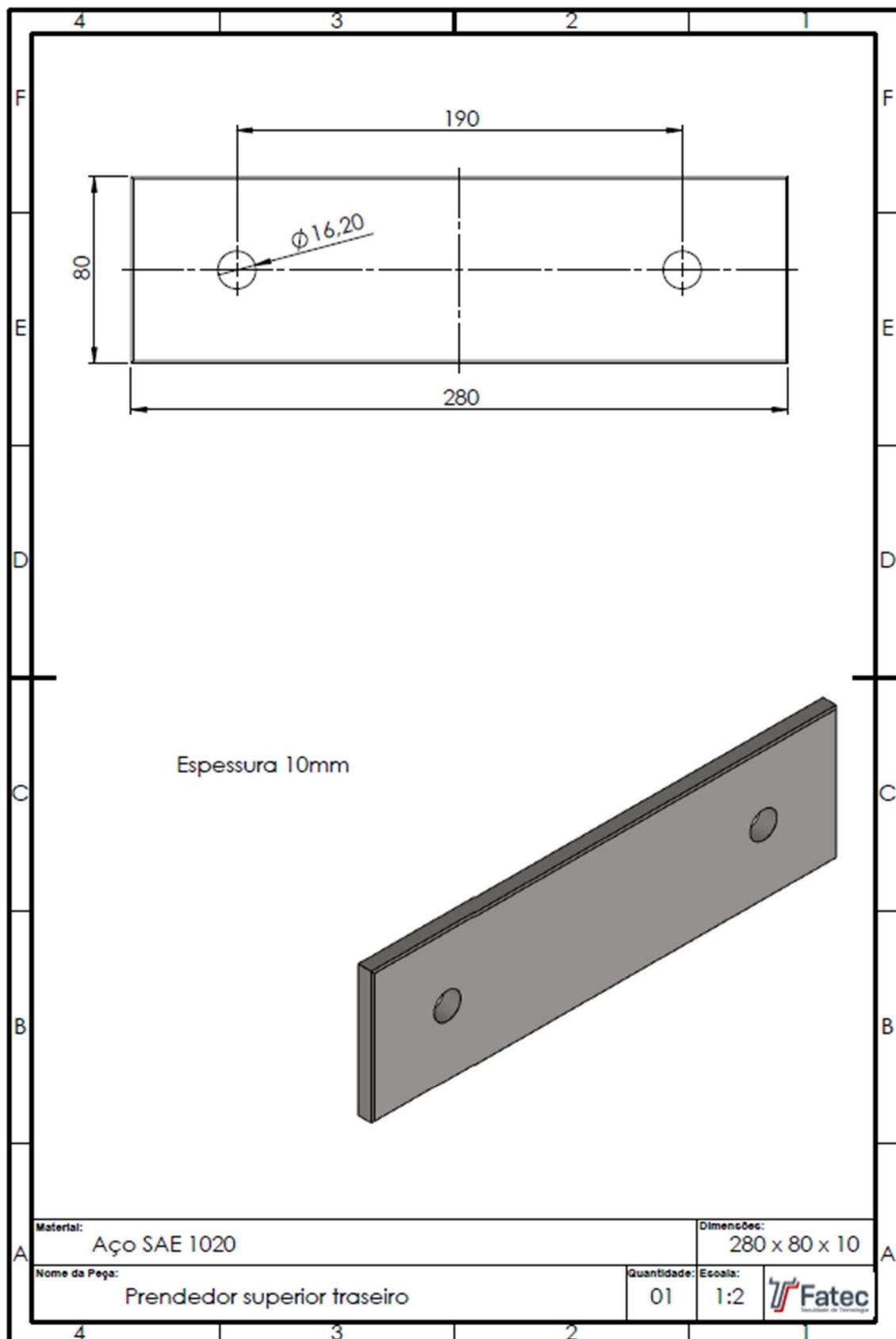
ANEXO F – BASE TRASEIRA.



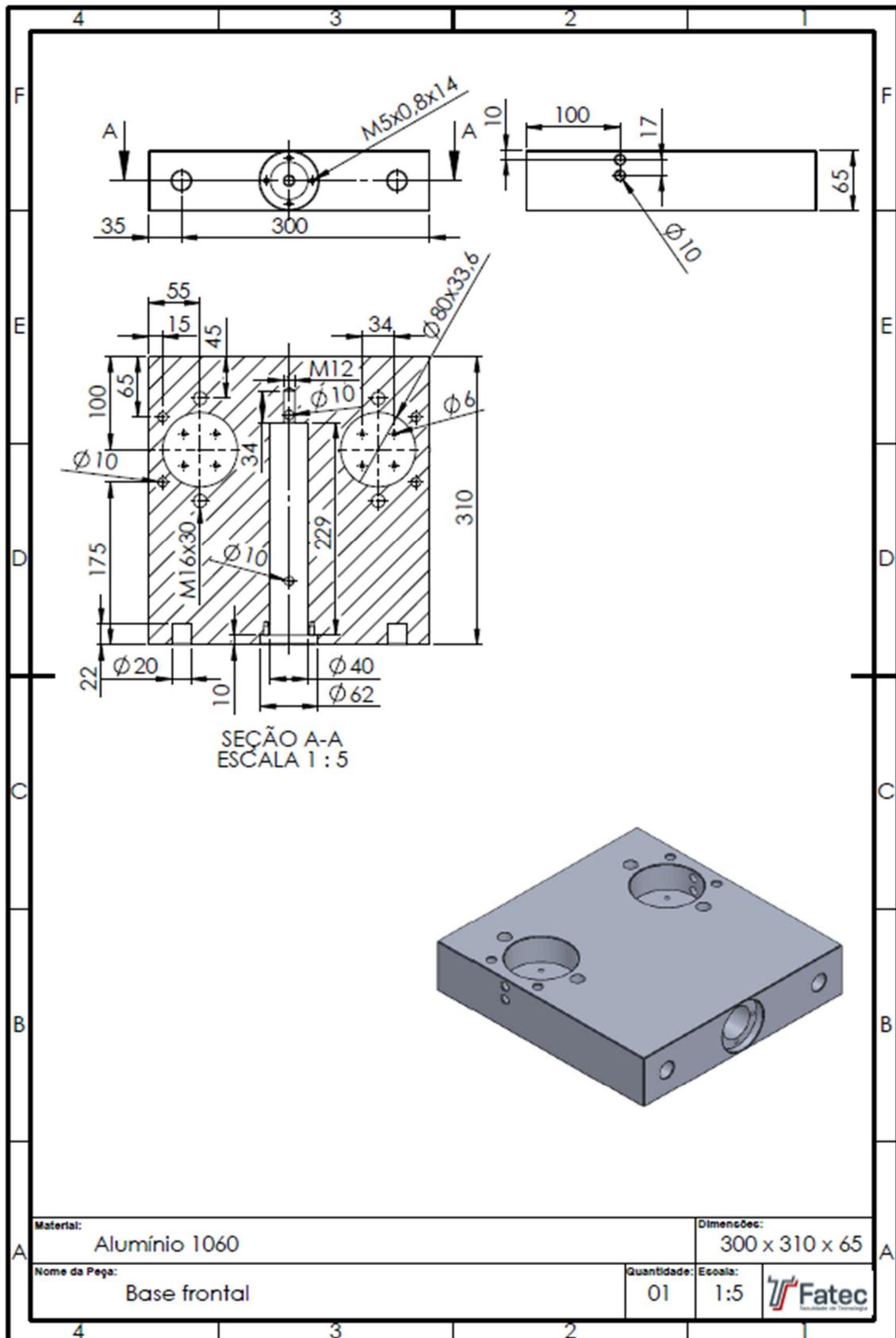
ANEXO G – PRENDEDOR INFERIOR TRASEIRO.



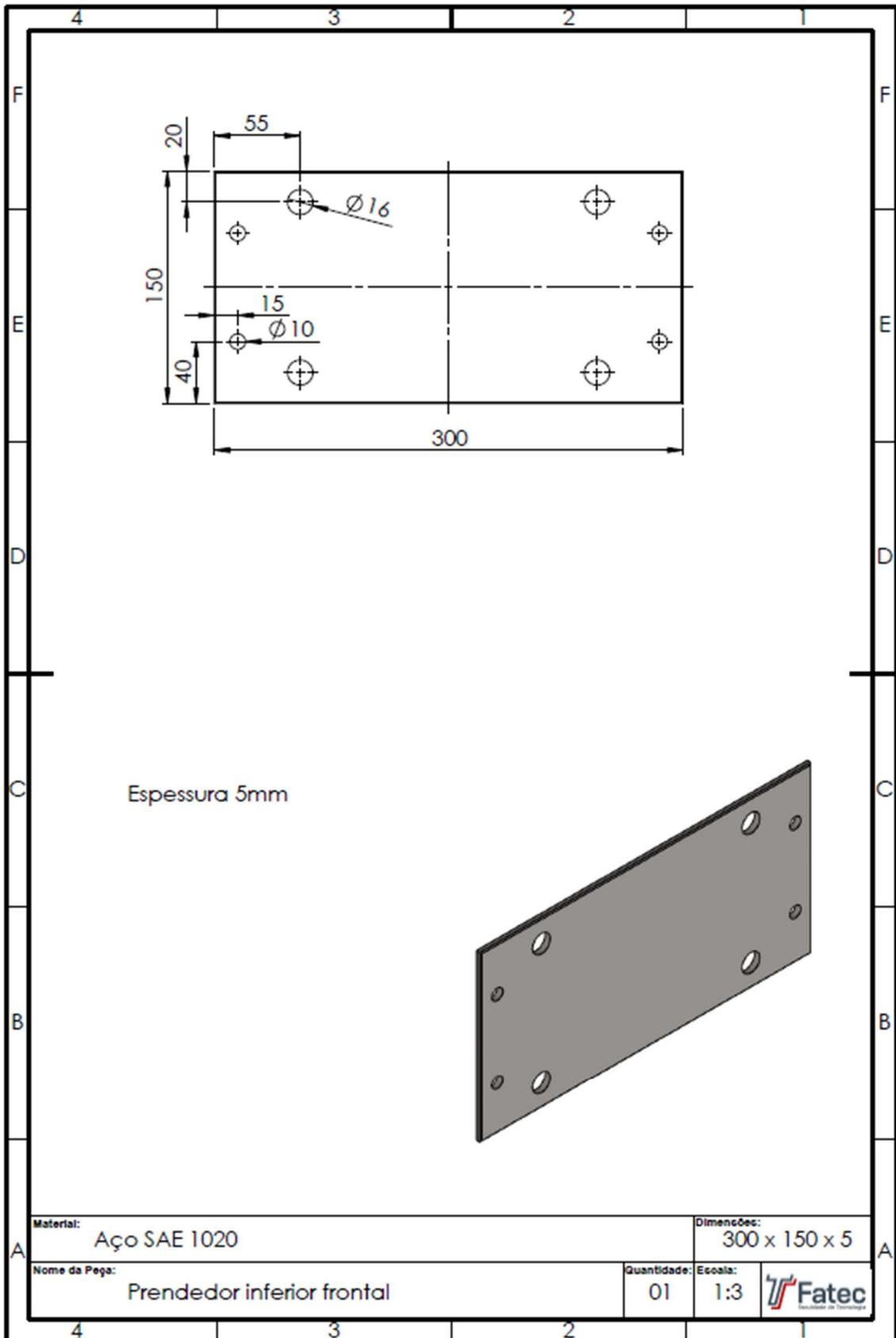
ANEXO H – PRENDEDOR SUPERIOR TRASEIRO.



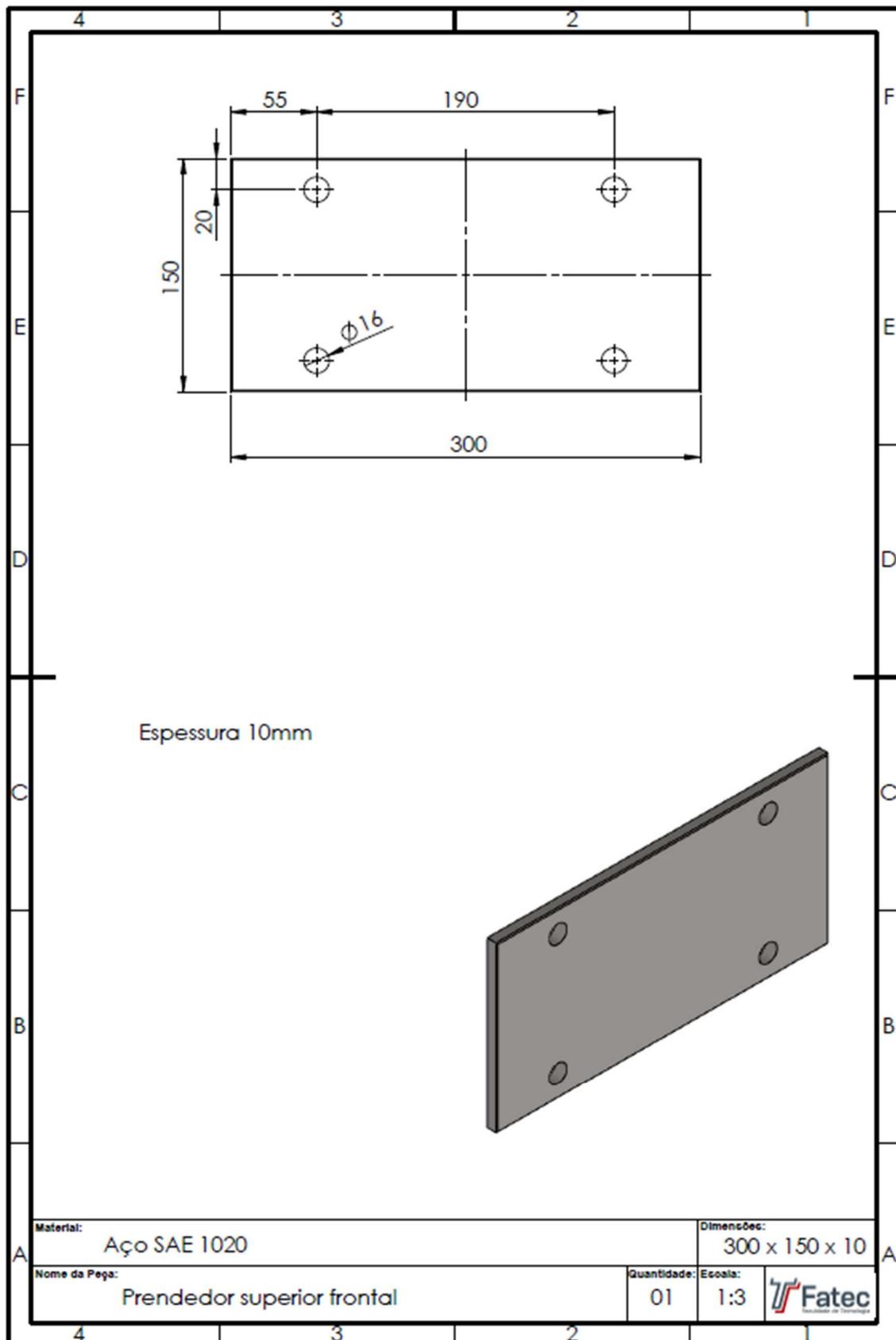
ANEXO I – BASE FRONTAL.



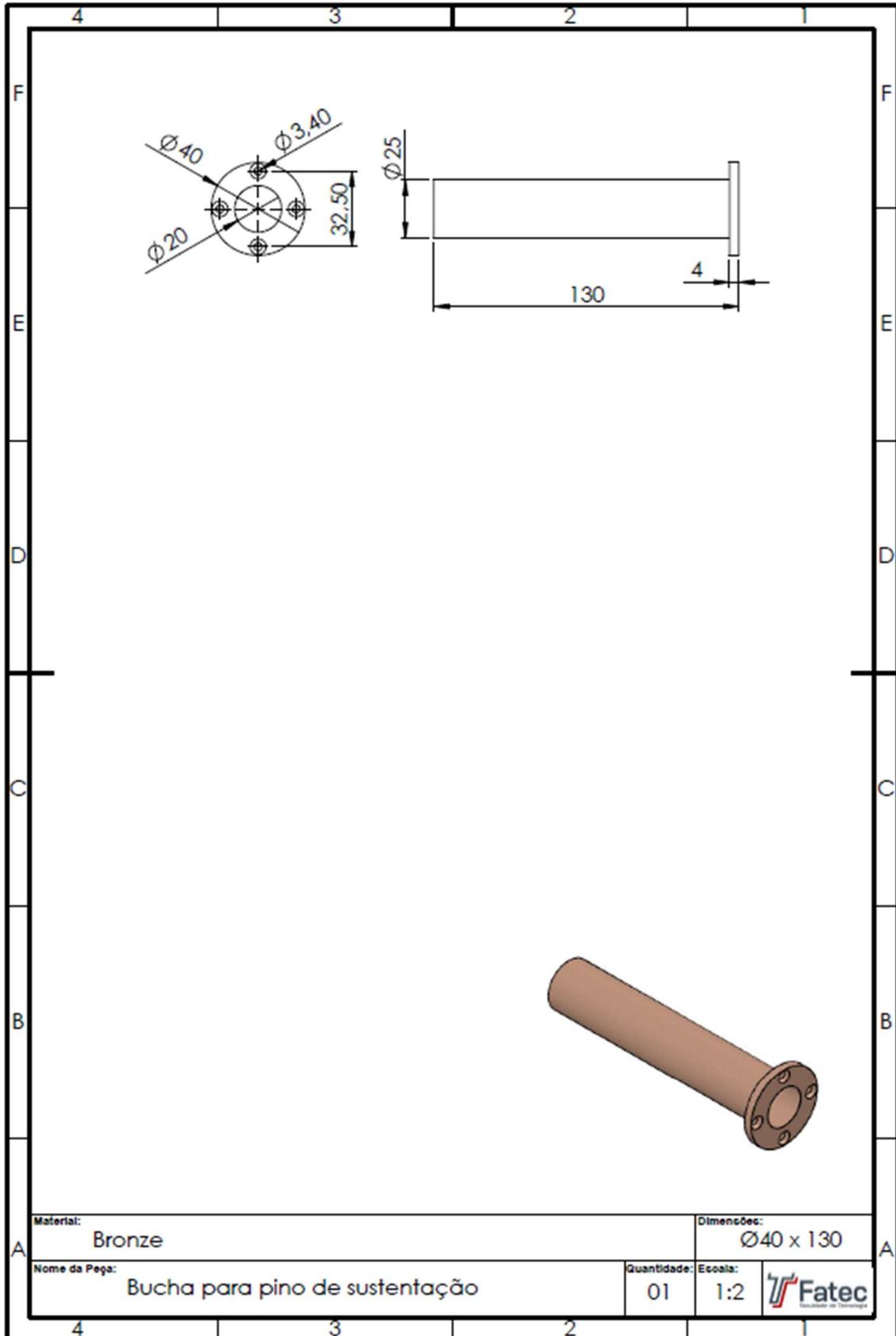
ANEXO J – PRENDEDOR INFERIOR FRONTAL.



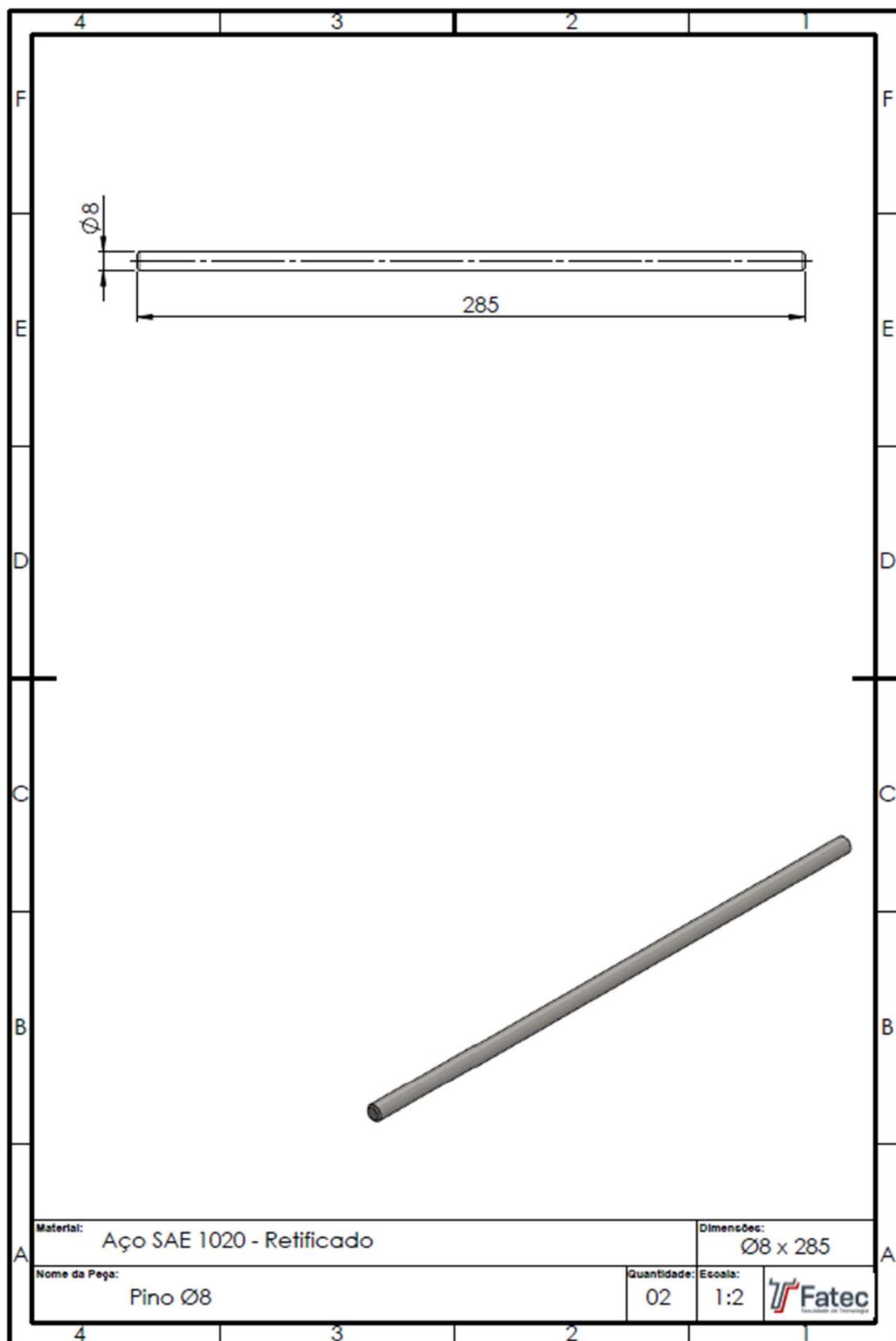
ANEXO K – PRENDEDOR SUPERIOR FRONTAL.



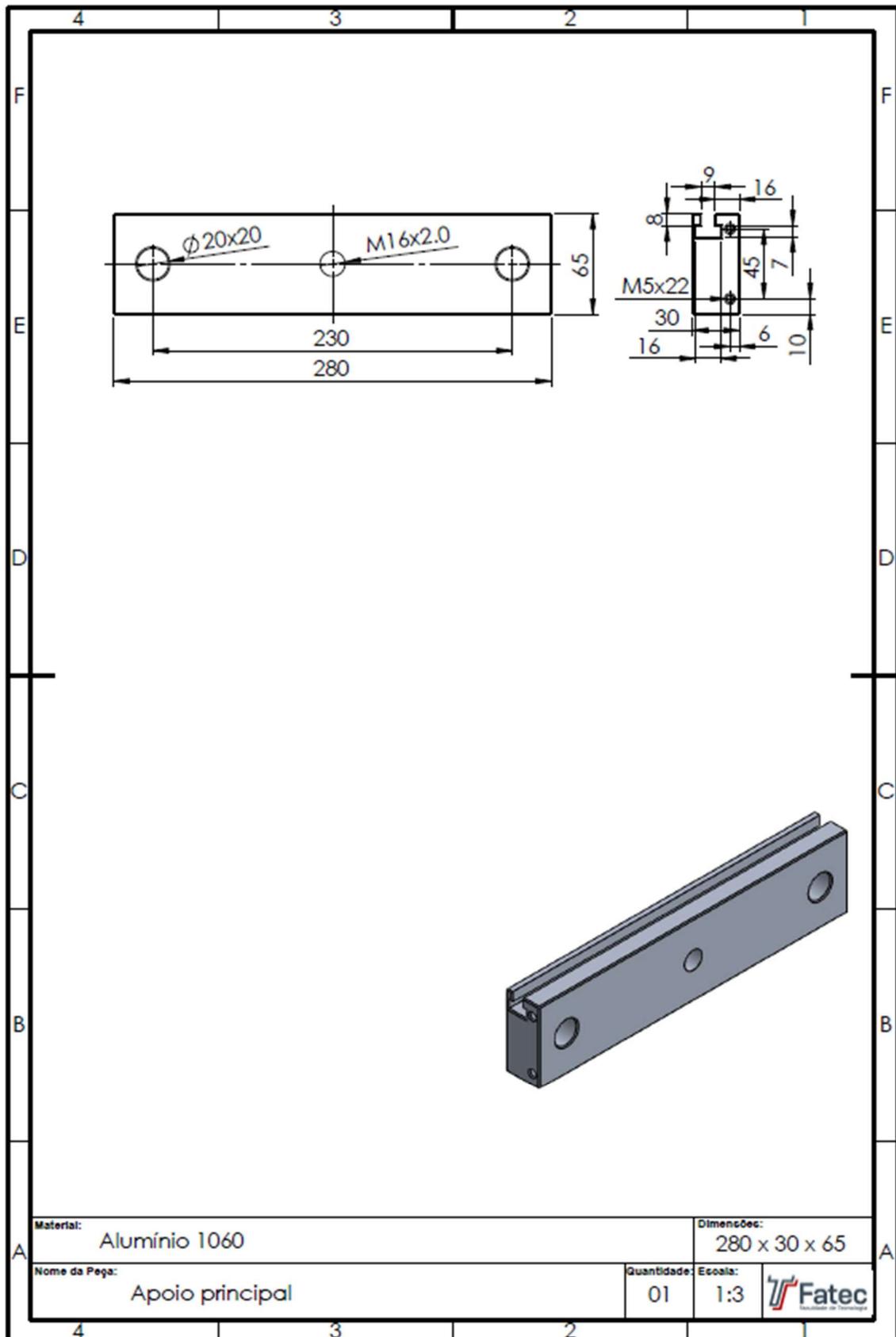
ANEXO L – BUCHA PARA PINO DE SUSTENTAÇÃO.



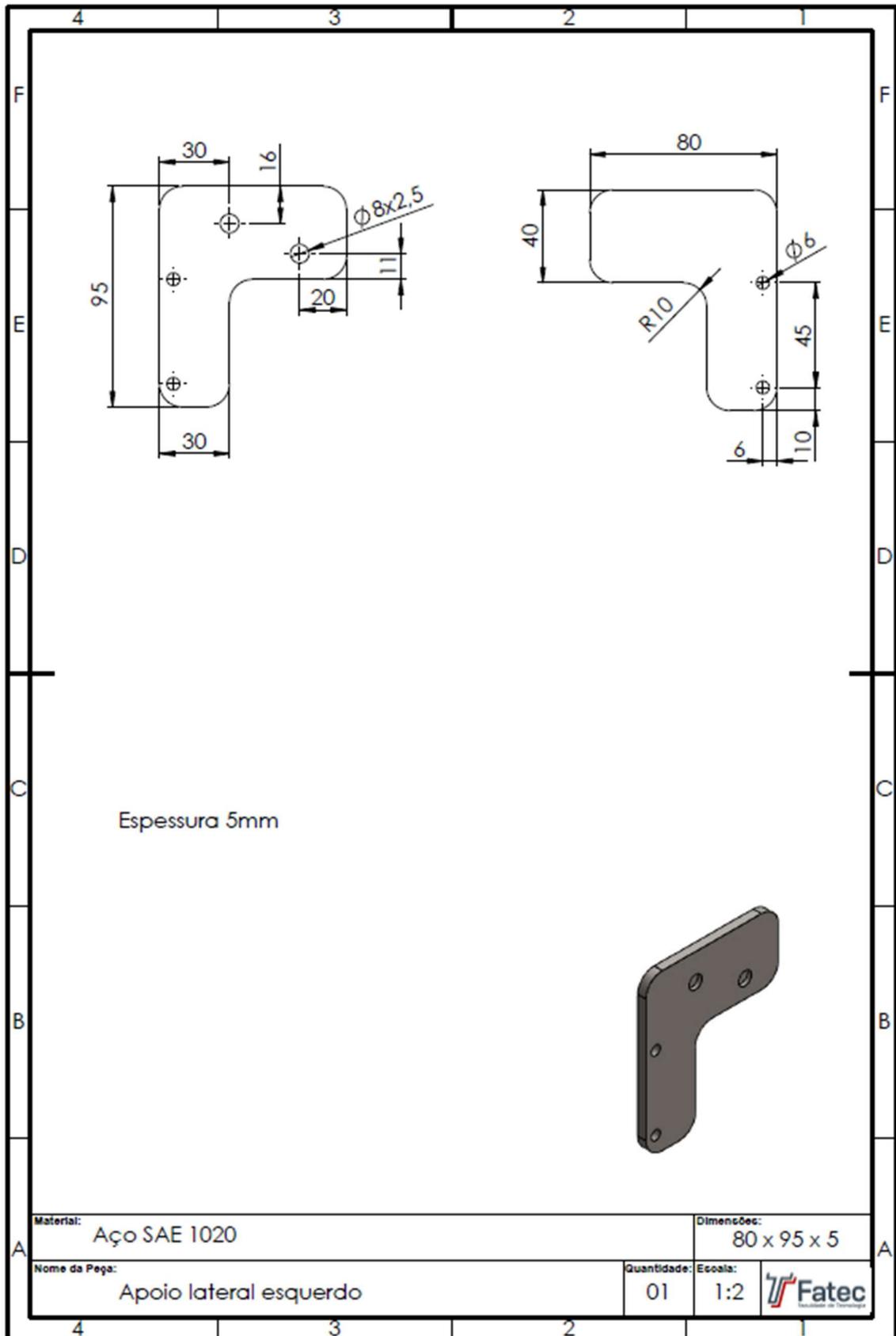
ANEXO M – PINO Ø8MM.



ANEXO N – APOIO PRINCIPAL.



ANEXO O – APOIO LATERAL ESQUERDO.



ANEXO P – APOIO LATERAL DIREITO.

