

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA

YURI SCRIPNIC

**PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA PRENSA  
DE PARAFUSO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA  
2016

YURI SCRIPNIC

**PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA PRENSA  
DE PARAFUSO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná como requisito parcial à aprovação da disciplina.

Orientador: Me. Adriano Gonçalves dos Passos  
Coorientadora: Dra. Ana Paula Carvalho da Silva  
Ferreira

CURITIBA  
2016

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "Projeto e Análise Estrutural de uma Prensa de Parafuso", realizado pelo aluno Yuri Ferraz Scripnic, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Me. Adriano Gonçalves dos Passos  
DAMEC, UTFPR  
Orientador

Prof. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva Pereira  
DAMEC, UTFPR  
Coorientadora

Prof. Dr. Márcio Henrique de Avelar Gomes  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Tiago Cousseau  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 30 de Dezembro de 2016

## RESUMO

SCRIPNIC, Y.. PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA PRENSA DE PARAFUSO. 53 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2016.

Em linhas de montagem da indústria automobilística é corriqueiro que prensas de parafuso sejam empregadas para montar conjuntos mecânicos cujos componentes são fixados por interferência. Para produzir este tipo de ajuste as peças são lentamente forçadas uma contra a outra por uma elevada carga aplicada pela prensa. Portanto, faz-se necessário que o projeto de uma prensa seja capaz de prever com alguma precisão as tensões desenvolvidas durante o processo de prensagem. Neste cenário, o presente trabalho tem como intuito, através de métodos analíticos contidos na literatura técnica e também do ambiente de simulação com elementos finitos do software Inventor, realizar o projeto e análise estrutural de uma prensa de parafuso. De início, alguns conceitos sobre metodologia de projetos e o método com elementos finitos serão apresentados. Após esta etapa, o desenvolvimento da metodologia será feito em primeiro lugar com os dimensionamentos dos componentes críticos da prensa seguido de uma análise estrutural de toda a estrutura através do método dos elementos finitos. Por fim, após considerações sobre os resultados e coeficientes de segurança individuais dos componentes, será adicionado ao trabalho os detalhamentos técnicos juntamente com vista de conjunto e explodida.

**Palavras-chave:** Prensas Mecânicas, Prensas de Parafuso, Análise estrutural, Método dos Elementos Finitos, Autodesk Inventor

## ABSTRACT

SCRIPNIC, Y.. PROJECT AND ANALYSIS OF A SCREW PRESS. 53 f. Final Project – Mechanical Engineering Department, Federal University of Technology — Paraná. Curitiba, 2016.

In an automobile assembly line it is usual to use screw presses to join mechanical assemblies in which the components are fixed to each other through interference. In order to produce this kind of ajust, the parts are slowly force one against the other by a intense force aplied by the mechanical press. Therefore, it is necessary that the project of a mechanical press be capable of foresee with some precision the stress field during the press process. On this scenario this work intend to, trough analitical methods from technical literature and also trough the finite element method enviroment of Inventor, perform the project and sctructural analysis of a screw press. In the beginning, some concepts about project methodology and the finite element method will be presented. After this stage, the methodology development wil be done in first place with the dimensioning of the critical components and just after that it will folow a strutural analysis of the entire press trough the finite element method. In the end, after some considerations about the results and the individual safety factors, will be added to this work all the technical drawings such as exploded view, assemblie drawing and parts drawing.

**Keywords:** Mechanical Presses, Screw Presses, Structural Analysis, Finite Element Method, Autodesk Inventor

# NOMENCLATURAS

## Letras gregas

Símbolo	Descrição	Dimensão	Unidade
$\nu$	Coefficiente de Poisson	<i>Adimensional</i>	–
$\rho$	Densidade	$M/L^3$	g/cm <sup>3</sup>
$\sigma$	Tensão Normal	$F/L^2$	MPa
$\sigma_b$	Tensão no Parafuso	$F/L^2$	MPa
$\tau$	Tensão Cisalhante	$F/L^2$	MPa

## Letras romanas

Símbolo	Descrição	Dimensão	Unidade
$A$	Área de Secção Transversal	$L^2$	m <sup>2</sup>
$C$	Rigidez Equivalente	<i>Adimensional</i>	–
$c$	Distância da Linha Neutra	$L$	m
$d$	Diâmetro do Elemento de Fixação	$L$	m
$E$	Módulo de Young	$F/L^2$	MPa
$e$	Excentricidade	$L$	m
$F$	Força	$F$	N
$f$	Deslocamento Máximo	$L$	m
$F_i$	Força de Pré-Carga	$F$	N
$F_o$	Força Transversal ao Pino	$F$	N
$I$	Segundo Momento de Área	$L^4$	m <sup>4</sup>
$K_t$	Fator de Concentração de Tensão	<i>Adimensional</i>	–
$l$	Comprimento	$L$	m
$M$	Momento	$FL$	N m
$M_a$	Momento no Ponto O	$FL$	N m
$M_o$	Momento Interno em uma Viga Hiperestática	$FL$	N m
$N_s$	Coefficiente de Segurança contra Separação da Junta	<i>Adimensional</i>	–
$N_y$	Coefficiente de Segurança contra Escoamento	<i>Adimensional</i>	–
$P$	Carregamento Externo na Junta	$F$	N
$P_b$	Parcela de Carregamento no Parafuso	$F$	N
$P_m$	Parcela de Carregamento no Material Sujeitado	$F$	N
$S_p$	Resistência de Prova	$F/L^2$	MPa
$Y$	Tensão de Escoamento	$F/L^2$	MPa
$Y_u$	Tensão de Ruptura	$F/L^2$	MPa

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Peças à serem prensadas. . . . .	1
Figura 2.1 – Tabela de requerimentos. . . . .	4
Figura 2.2 – Croqui feito a partir dos requerimentos. . . . .	5
Figura 2.3 – Tetraedro 10 nós. . . . .	6
Figura 2.4 – Efeito da ordem do elemento. . . . .	7
Figura 2.5 – Efeito do refino de malhar no Inventor. . . . .	8
Figura 2.6 – Refino da malha através do aumento da ordem do elemento. . . . .	8
Figura 2.7 – Refino adaptativo local. . . . .	9
Figura 2.8 – Padrão de subdivisão. . . . .	9
Figura 3.1 – Requisitos a serem atendidos pelo suporte. . . . .	11
Figura 3.2 – Folgas presentes em furos para parafusos. . . . .	13
Figura 3.3 – Deformações da mesa durante a prensagem. . . . .	14
Figura 3.4 – Diagrama de corpo livre para pino guia. . . . .	15
Figura 3.5 – Momento interno ao longo do pino. . . . .	16
Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre da mesa. . . . .	17
Figura 3.7 – Adição de placa para reforço. . . . .	18
Figura 3.8 – Dimensões da junta selecionada. . . . .	19
Figura 3.9 – Diagrama de corpo livre e aproximação de Murarka. . . . .	21
Figura 3.10–Interface entre a mesa inferior e placas laterais. . . . .	23
Figura 3.11–Simplificação da estrutura. . . . .	24
Figura 3.12–Material correspondente a cada componente. . . . .	26
Figura 3.13–Fases inferiores das placas C da prensa. . . . .	27
Figura 3.14–Locais de aplicação das forças. . . . .	27
Figura 3.15–Influência do “tamanho médio dos elementos”. . . . .	29
Figura 3.16–Variação de uniformidade de malha com o fator de nivelamento. . . . .	29
Figura 3.17–Variação do refino de malha próximo à curvas. . . . .	30
Figura 3.18–Efeito dos elementos de malha curva. . . . .	30
Figura 3.19–Efeito do limiar de refinamento. . . . .	31
Figura 4.1 – Tabela de resultados individuais dos componentes. . . . .	33
Figura 4.2 – Comparação entre distribuição de tensão média e segundo Sneddon. . . . .	34
Figura 4.3 – Gráfico de convergência para o deslocamento. . . . .	35
Figura 4.4 – Refinamento realizado até a 3 <sup>a</sup> iteração. . . . .	36
Figura 4.5 – Distribuição das tensões de Von Mises. . . . .	36
Figura 4.6 – Distribuição do fator de segurança. . . . .	37
Figura A.1 – Tabela com valores de tensão de escoamento para aços. . . . .	42

Figura A.2–Correlação entre dureza e tensão limite. . . . . 43



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros da simulação. . . . .	25
Tabela 3.2 – Propriedades principais do Aço SAE 1020. . . . .	26
Tabela 3.3 – Tabela de parâmetros ajustados e suas respectivas funções. . . . .	30
Tabela 3.4 – Tabela de parâmetros ajustados e suas respectivas funções. . . . .	32
Tabela 4.1 – Forças de reação. . . . .	37

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Contextualização	1
1.2	Objetivos	1
1.3	Justificativa	2
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>3</b>
2.1	Metodologia de Projeto	3
2.2	O Método dos Elementos Finitos	6
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>11</b>
3.1	Suporte do Produto	11
3.2	Mesa Inferior	13
3.3	Placas Laterais C	21
3.4	Mesa Superior	23
3.5	Simplificação da Estrutura para Análise com Elementos Finitos	24
3.6	Configuração da Análise de Tensão	24
3.7	Propriedades do Material	26
3.8	Restrições	26
3.9	Cargas	27
3.10	Contatos	28
3.11	Configuração de Malha	28
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>33</b>
4.1	Componentes Críticos	33
4.2	Estrutura Principal	35
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>38</b>
	Referências	40
	<b>APÊNDICE A TABELAS AUXILIARES</b>	<b>41</b>
	<b>APÊNDICE B DESENHOS TÉCNICOS</b>	<b>44</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Para que um produto seja fabricado em série é necessário que antes uma linha de montagem seja desenvolvida. Uma linha de montagem possui diversos postos cada qual com sua determinada função, podendo ser uma delas a prensagem. O processo de prensagem aplicado à um conjunto através de uma linha de produção é comumente realizado por prensas de parafuso. Uma prensa é constituída basicamente por uma estrutura e um elemento que irá transformar energia em deslocamento linear capaz de produzir forças sobre uma determinada superfície. A estrutura de uma prensa pode ser de quatro tipos: (1) tipo C coluna única, (2) tipo C coluna dupla, (3) tipo O coluna dupla e (4) tipo O com pilares. O mecanismo que irá produzir a força de prensagem pode ser de natureza mecânica, hidráulica ou através de um servo-motor acoplado a um parafuso de potência. Neste estudo será projetada uma prensa com estrutura tipo C de coluna dupla e o mecanismo de força será o de um parafuso de potência, também conhecido como fuso de esferas, com capacidade para 100 000 N. O conjunto a ser prensado é formado pela manga de eixo automotiva e o rolamento a ela fixado pela interferência entre os diâmetros  $D$  e  $d$  onde  $D > d$ , conforme pode ser visto na Figura 1.1.

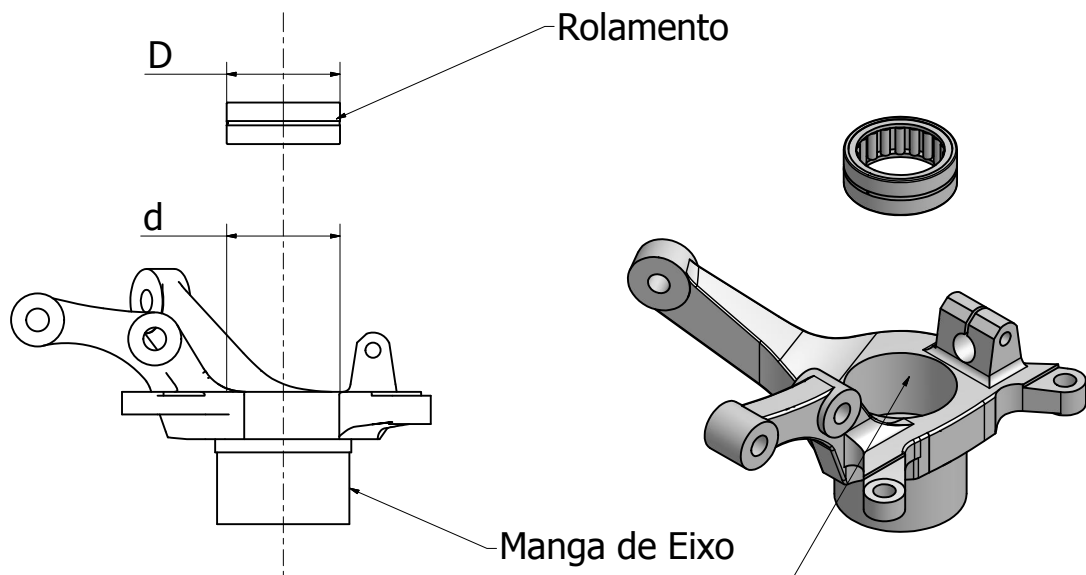


Figura 1.1 – Peças à serem prensadas.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é desenvolver o projeto de uma prensa de parafuso com estrutura tipo C de duas colunas capaz de suportar processos de prensagem

com 100 000 N. Para assegurar a resistência do equipamento aos esforços a que ele será submetido, métodos analíticos e numéricos de análise estática serão empregados durante o desenvolvimento, bem como boas práticas de projeto. Os métodos analíticos foram extraídos de literatura técnica em geral, juntamente com normas internacionais para dimensionamento. A análise via método dos elementos finitos será feita com o software CAD/CAE Inventor da Autodesk.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

Tendo em vista os curtos prazos de entrega que o mercado tem imposto aos fabricantes de máquinas, muitas vezes não é possível a criação de protótipos para serem testados e a verdadeira resistência à ruptura comprovada experimentalmente. Aliado a isto, as prensas são um tipo de equipamento que está sujeito a altas cargas. Devido a estes dois fatores, a única etapa onde a segurança à ruptura pode ser implementada é durante o projeto, fazendo-se necessário o uso de técnicas adequadas de dimensionamento. Neste trabalho será demonstrado o emprego destes métodos.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Pretende-se abordar na Fundamentação Teórica alguns tópicos concernentes a duas esferas: metodologia de projetos e o método numérico com elementos finitos. Com relação a metodologia de projetos, serão fornecidos de maneira breve os seguintes conceitos:

1. Determinação de Requerimentos
2. Projeto Conceitual
3. Incorporação do Projeto
4. Projeto Detalhado

Sobre o método numérico com elementos finitos foram incluídos os seguintes tópicos:

1. Generalidades
2. Tipo de elemento finito utilizado pelo Inventor
3. Refinamento de malha

### 2.1 METODOLOGIA DE PROJETO

A metodologia de projeto utilizada neste trabalho foi retirada de [Dubbel \(1994\)](#) e será apresentada a seguir. Segundo esta literatura a primeira etapa é a **definição de requerimentos** que envolve a coleta de informações e restrições a serem satisfeitas pela solução. Como produto desta pesquisa deve ser gerada uma lista de requerimentos conforme pode ser vista na Figura 2.1. A partir desta reunião de características pode ser desenvolvido um croqui para um projeto capaz de atendê-las. Uma prensa tipo C de duas colunas terá o espaçamento entre as mesmas de forma a conter a dimensão lateral do parafuso de potência em sua mesa superior. Uma vez que a mesma distância lateral entre as placas deve ser imposta a mesa inferior, isto por si só irá assegurar então que o produto e seu suporte possam ser alocados na mesa inferior. Com relação a altura das placas laterais em C, uma base pode ser retirada da informação de que deve haver altura suficiente para a movimentação vertical do parafuso durante a prensagem. Além disso, a prensa deve possuir abertura frontal para o manuseio do produto pelo operador.

Características Principais	Requerimentos
Geometria	estrutura tipo C com 2 colunas
	assentamento do parafuso de potência selecionado na mesa superior
	assentamento do produto e seu suporte na mesa inferior
Cinemática	movimentação vertical do parafuso de potência
	set up manual do produto
Forças	capacidade de prensagem para 10 Toneladas
Material	otimização de material/custos

Figura 2.1 – Tabela de requerimentos.

Por fim, os materiais devem ser tais que um menor custo possível seja alcançado e ao mesmo tempo que seja garantida a segurança contra o rompimento do mesmo. Desta forma, já podem ser previstos aqui nesta etapa que cálculos de esforços deverão ser realizados para atender a este requisito em particular. Um esboço é então elaborado conforme pode ser visto na Figura 2.2 onde nenhuma das medidas é representativa ou em escala, servindo apenas para indicar dimensões importantes. Neste croqui, embora nenhuma das dimensões tenha levado em consideração a escala real, deve-se notar que as dimensões como as espessura das chapas, abertura na mesa superior para o assentamento do parafuso de potência e altura total da prensa, deverão atender aos requisitos discutidos anteriormente. Não obstante, a partir deles, o projeto já possui uma geometria base para ser desenvolvido. Após a determinação dos requerimentos de projeto, parte-se para o **projeto conceitual** que, após ser estabelecida a solução básica, funções e estruturas mais específicas são determinadas. Assim, a necessidade de um suporte para o posicionamento da manga de eixo durante a prensagem que resista ao carregamento do parafuso de potência já pode ser previsto. Este suporte deverá ser posicionado acima da mesa inferior, o que irá requerer uma fixação entre o suporte e a mesa capaz de fornecer preciso alinhamento, pois o punção do parafuso de potência deverá atingir o rolamento na superfície pré-determinada sem interferência com outras superfícies.

Logo abaixo do suporte para o produto, encontra-se a mesa inferior. Ela deverá ser fixada através de algum tipo de junta em ambas suas extremidades junto à estrutura principal da prensa. Uma vez que toda a carga vertical fornecida pelo parafuso de potência será transmitida a esta mesa, sua fixação deverá suportá-la sem apresentar sinais de rompimento e também sua deformação máxima não deverá ultrapassar certo limite. Já a mesa superior deverá além de sustentar o parafuso de potência, receber a mesma carga

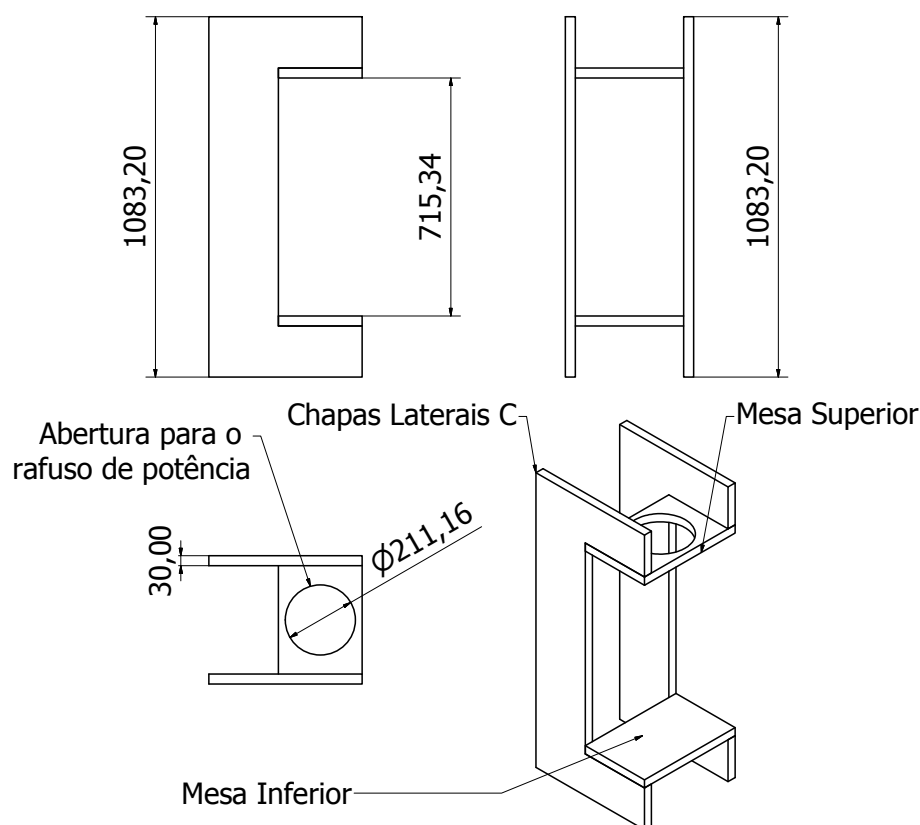


Figura 2.2 – Croqui feito a partir dos requerimentos.

vertical de 100 000 N, portanto, sua fixação à estrutura deve ser capaz de atender a estes requisitos também. Por fim, as chapas laterais em C deverão possuir espessura adequada a suas solicitações que tenderão a parti-la em dois.

Seguindo a sequência sugerida por [Dubbel \(1994\)](#), a próxima etapa chamada pela literatura de **incorporação do projeto** consiste na definição completa das soluções para cada um dos problemas levantados pela etapa anterior, sendo os cálculos para dimensionamento realizados nesta etapa. A **fixação e alinhamento do suporte do produto** será feita através de pinos guias cônicos de ajuste preciso. Estes pinos são os mais indicados quando o objetivo é fornecer a junta alinhamento e facilidade de montagem. A **fixação das mesas inferior e superior** será realizada por meio de uma combinação de pinos que receberão o momento causado pela força de prensagem e parafusos que irão prevenir a deformação vertical das extremidades da mesa. A **estrutura principal** da prensa será construída com duas chapas em C capazes de suportar a carga total de prensagem e dar equilíbrio ao conjunto. Por fim, a **força de prensagem** será produzida por um parafuso de potência, ou seja, um fuso de esferas da Bosch Rexroth. A última etapa chama-se **Projeto Detalhado** e consiste na produção das completas especificações quanto ao arranjo e forma, tanto dos conjuntos como dos componentes individuais, isto é, toda a documentação necessária à fabricação e uso do equipamento deve ser feita. Neste trabalho o

detalhamento técnico, especificações de tolerância, rugosidade, listas de materiais e vista explodida serão dispostos ao final na seção Apêndices.

## 2.2 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Nesta seção serão discutidos alguns temas pertinentes ao método numérico com elementos finitos utilizado através do software Inventor. Teoricamente, é possível descrever através das leis da física e equações diferenciais e integrais, todos os fenômenos físicos (REDDY, 2006) que, ao serem assim descritos, são chamados de modelos matemáticos. Contudo, a maior parte desses modelos matemáticos são representados por equações diferenciais e integrais complexas e portanto difíceis ou impossíveis de serem resolvidas. Desta maneira, existem duas saídas para se resolver o problema, simplificações são feitas até o ponto em que as equações possam ser resolvidas analiticamente, ou, como recentemente tornou-se possível com o advento da computação, podem ser mantidas as complexidades das equações e um método numérico ser empregado com o auxílio computacional. Esta última técnica é conhecida como simulação numérica e o tipo de simulação numérica do presente estudo é o método dos elementos finitos (KIM, 2009). De acordo com os desenvolvedores da Autodesk (AUTODESK, 2014), fabricante do software Inventor, o único tipo de elemento empregado é o elemento tetraédrico com 10 nós representado pela Figura 2.3.

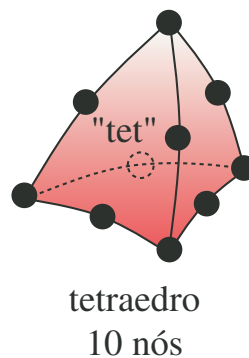


Figura 2.3 – Tetraedro 10 nós (NORTON, 2013).

Quanto a dimensão do elemento, o mesmo é classificado como um elemento de três dimensões cuja função interpoladora do deslocamento em seu interior é quadrática. Em cada nó existem 3 graus de liberdade, isto é, estão suscetíveis cada um deles à movimentos translacionais no três eixos do espaço. Conforme Norton (2013), caso a estrutura tenha geometria ou carregamento complexo, elementos 3-D fazem-se necessários, portanto, embora seja simples o carregamento do presente estudo, a geometria é relativamente complexa e assimétrica, sendo apropriado o uso do elemento tetraédrico e inapropriado o uso de elementos mais simples. Com relação a sua ordem, um elemento é dito ser de primeira ordem quando a função interpoladora entre seus nós é linear, conforme pode ser visto no



caso (b) da Figura 2.4. Já no caso (c) temos o mesmo elemento porém de segunda ordem, pois a função que interpola os valores de temperatura entre seus nós é quadrática pela existência de um “ponto médio” entre os extremos onde também é avaliada uma temperatura. Vale notar que uma aproximação quadrática é mais fiel do que a linear, embora consuma um maior tempo computacional.

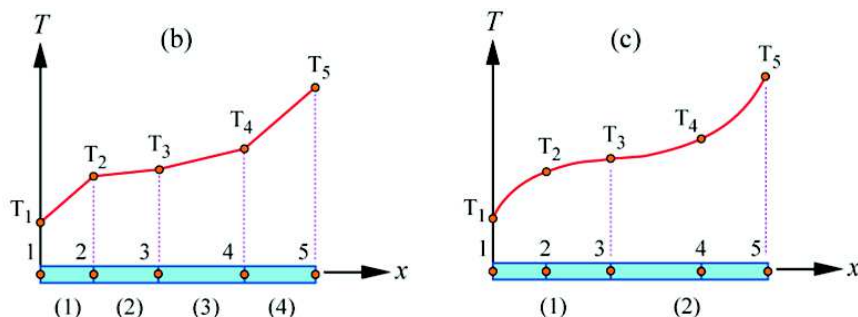


Figura 2.4 – Efeito da ordem do elemento (DEAN, 2009).

Será agora discutido em termos qualitativos alguns princípios gerais do refinamento de malha. Na medida do possível, estes princípios serão reproduzidos no próprio Inventor no intuito de observar seu real mecanismo de funcionamento em relação ao refino da malha e seus efeitos no campo de tensão. O processo de refino da malha é um passo chave na validação de qualquer modelo de elementos finitos. Não só o valor das tensões, mas também suas localizações pelo domínio são altamente sensíveis a malha. Conforme pode-se ver na Figura 2.5, após o refinamento, tanto o valor máximo de tensão equivalente como também sua localização foram alterados significativamente, demonstrando a grande influência do refino de malha sobre os resultados. Percebe-se que a medida em que o modelo é discretizado com um maior número de elementos, as tensões máximas em vermelho tendem a deslocarem-se em direção a extrema esquerda, o que é esperado pois é nesta posição que a viga foi engastada.

Com isto em vista, o refinamento de malha é o processo de resolução do modelo com malhas cada vez mais finas e comparando-se os resultados dessas diferentes malhas (COMSOL, 2012). Os resultados de tensão gerados por cada malha são plotados sucessivamente e espera-se que um comportamento assintótico aconteça, indicando a convergência. Ao longo dos anos foram desenvolvidas várias técnicas de refino de malha. A maneira mais intuitiva para o refino de malha é feita reduzindo-se o tamanho dos elementos por todo o domínio. Embora seja simples, certamente este modo aumentará significativamente o tempo computacional requerido. Muitas vezes é de interesse apenas o refino das regiões do campo em que as tensões são máximas, o que faz com que o refino de toda a malha seja desnecessário. Uma alternativa à redução do elemento é aumentar sua ordem, isto é, aumentar o grau do polinômio que interpola os valores de tensão entre os nós de um elemento. Uma grande vantagem desta técnica é que não é necessário refazer a malha,

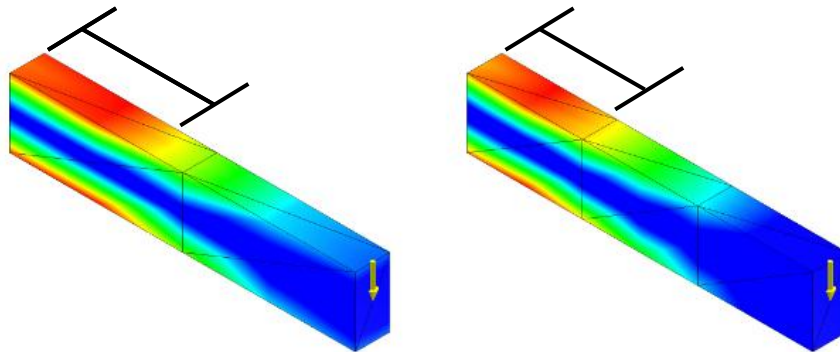


Figura 2.5 – Efeito do refino de malhar no Inventor.

porém, um maior tempo computacional será requerido.

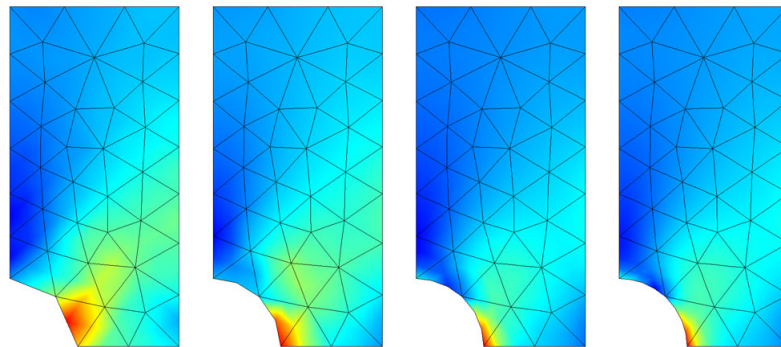


Figura 2.6 – Refino da malha através do aumento da ordem do elemento (COMSOL, 2012).

Outro método é o refinamento adaptativo global em que o software considera a região do domínio com o maior erro e com base nesta região, refina toda a malha. Uma desvantagem deste método é que regiões pouco significativas serão refinadas desnecessariamente. No refinamento adaptativo local o software considera a região do domínio com maiores erros e pode, se assim for estipulado, refinar apenas uma região específica conforme representa a Figura 2.7 em que apenas a região próxima ao raio concentrador de tensões foi refinada. A geração da malha é parte importante em uma análise estrutural via elementos finitos. A malha deve ser capaz de capturar o máximo possível de detalhes do campo de tensões e ao mesmo tempo não sobrecarregar-se em regiões onde são baixos os gradientes de tensão e, portanto, não é uma tarefa trivial (LI, 2010).

É comum que o tempo investido na geração de malha ocupe grande parte do esforço total em uma simulação desse tipo e por isso os métodos adaptativos tem sido desenvolvidos ao longo dos últimos 30 anos. Esses métodos adaptativos baseiam-se em

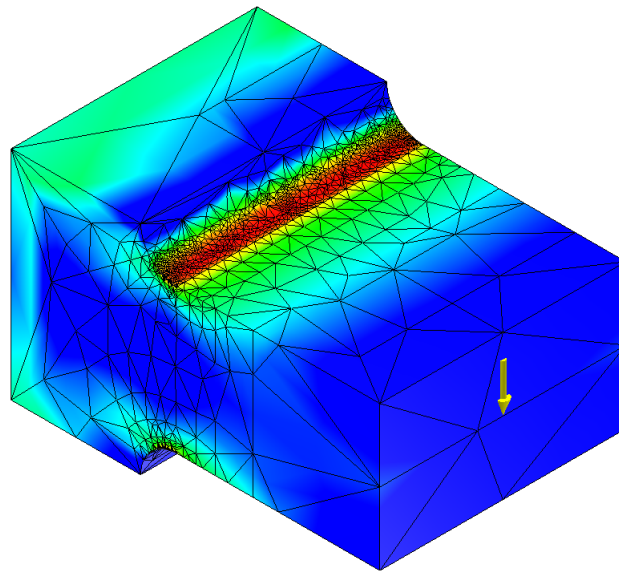


Figura 2.7 – Refino adaptativo local.

erros calculados entre iterações atuais e passadas, sendo que as regiões onde os erros forem maiores serão refinadas. Segundo Kittur (1989), o método h-adaptativo aumenta o número de elementos e portanto diminui seu tamanho mantendo sua ordem. Resumidamente o método gera três pontos nodais subdividindo o elemento designado conforme mostra a Figura 2.8. Como se pode observar, o elemento não é aumentado em sua ordem e sim em sua quantidade: um elemento foi subdividido em três elementos de menor tamanho.

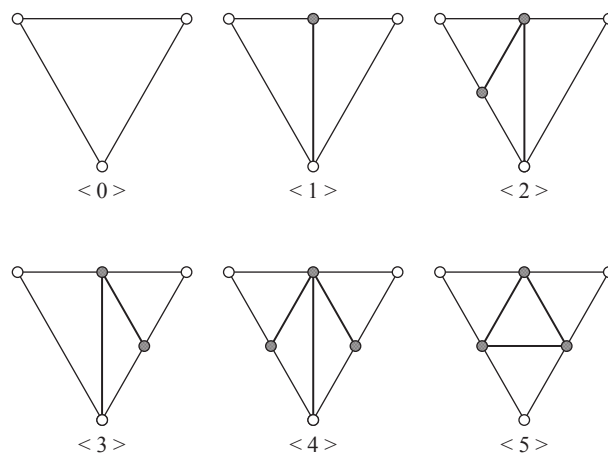


Figura 2.8 – Padrão de subdivisão (HODOHARA, 2005).

O método método p-adaptativo de refino aumenta a ordem polinomial da função que interpola valores entre os nós de um elemento, porém, mantém o número de elementos constante entre uma iteração e outra. O método h-adaptativo cria nos arredores do ponto de atenção mais elementos. Já o método p-adaptativo gera pontos intermediários

entre os nós dos elementos. O procedimento de refino automático adotado pelo Inventor será discutido agora. Segundo Norton (2013), geralmente, o refino h-adaptativo limita a ordem do elemento a 2ª ordem. Já o refino p-adaptativo permite que a ordem seja maior. O Inventor sempre realiza no mínimo três refinamentos de malha (SUPPORT, 2014): o primeiro é feito com uma fórmula linear, o segundo e terceiro são realizados com o refinamento p-adaptativo. Caso o usuário escolha o parâmetro “numero máximo de refinamentos” como diferente de 0, então o programa utilizará o refinamento h-adaptativo nas iterações subsequentes. O refinamento ocorre nas regiões onde o gradiente de tensões é alto, isto é, em locais onde a variação de tensões é abrupta, como ocorre nos arredores dos concentradores de tensão.

### 3 METODOLOGIA

A metodologia será estruturada da seguinte forma: num primeiro momento, conforme proposto na fundamentação teórica, a **incorporação de projeto** será feita através do dimensionamento de todos os componentes críticos da prensa partindo-se daqueles mais próximos ao produto até aqueles mais distantes e após isto, serão realizados os procedimentos para uma análise via método dos elementos finitos da estrutura completa, com o objetivo de capturar o comportamento combinado dos componentes anteriormente projetados.

#### 3.1 SUPORTE DO PRODUTO

As características como forma, tolerâncias dimensionais e geométricas, rugosidade superficial, material e tratamento térmico do suporte a ser projetado dependem de duas fontes de informação: do produto a ele acoplado e da maneira pela qual ele será fixado à estrutura da prensa. Por sua vez, as condições advindas do produto que devem ser atendidas pelo suporte são de três tipos: posição do produto relativa ao punção, *setup* de máquina e forças transmitidas pelo produto ao suporte. Já os requisitos de fixação concernem apenas ao alinhamento do suporte junto ao eixo principal do punção. Um resumo dos requisitos à serem atendidos estão na Figura 3.1 onde a base inferior e o punção são apenas representativos.

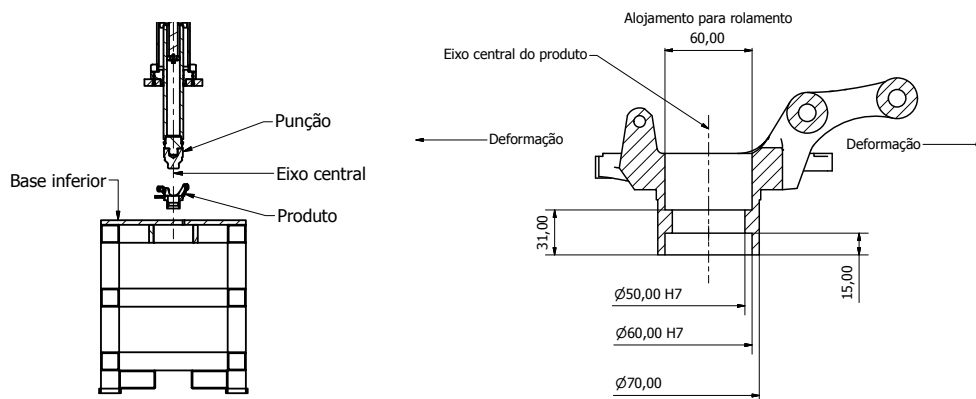


Figura 3.1 – Requisitos a serem atendidos pelo suporte.

Assim, o suporte projetado deve atender a requisitos de pelo menos quatro espécies:

1. Posição do produto relativa ao punção
2. Setup de máquina

### 3. Carregamento

### 4. Fixação à estrutura

**Posição do produto:** uma vez que o eixo central do produto deve permanecer alinhado ao eixo do punção durante a prensagem, foi escolhida a forma construtiva de um eixo escalonado com diâmetros iguais aos diâmetros internos da furação abaixo do alojamento para rolamento. Tal configuração permite que o produto deforme radialmente e ao mesmo tempo impede sua translação axial pois ela o apoia em suas transições de diâmetro. Além disso, para que o eixo do produto esteja de fato alinhado ao eixo do punção, foram aplicadas ao eixo central do suporte e as transições diametrais tolerâncias de perpendicularidade e planidade conforme pode ser visto no detalhamento. Não obstante, para assegurar a ausência de interferência no acoplamento entre ambas as partes, foram inseridos recuos conforme [DIN509 \(1998\)](#). Por fim, as alturas com relação a base do suporte foram cotadas com tolerâncias de classe mediana de acordo com [ISO2768 \(1991\)](#). Vale ressaltar aqui que as alturas das transições diametrais do suporte foram arranjadas para que o produto fosse apoiado apenas na transição mais alta.

**Setup:** outro requisito a ser cumprido pelo suporte é que o produto possa ser montado a ele manualmente pelo operador. Para que isso aconteça, é necessário uma correta seleção de ajuste entre o produto e o suporte, ou seja, entre os furos do produto e o eixo escalonado do suporte. Como não estão disponíveis informações a respeito das tolerâncias dos diâmetros presentes no produto, assumiu-se uma tolerância H7 para os mesmos, fazendo-se necessário que os diâmetros do eixo do suporte possuam tolerâncias g6, conforme recomenda [DIN7157 \(1996\)](#) para um ajuste manual. Uma vez que as superfícies internas dos diâmetros de ambas as partes possuirão ajustes com folga pequena, é importante definir limites para a rugosidade Ra das superfícies dos cilindros de diâmetros 50 mm e 60 mm que, de acordo com [Manfè \(2004\)](#), para suas respectivas tolerâncias g6, são de 0,5  $\mu\text{m}$ .

**Carregamento:** após as considerações feitas anteriormente, pode-se definir a forma, as tolerâncias dimensionais e geométricas e a rugosidade superficial, contudo, resta ainda selecionar o material correto com que será produzido o suporte. Para que isso seja feito, é preciso determinar o carregamento a que o suporte será submetido. De antemão sabe-se que o contato entre o suporte, cuja forma foi definida pelos critérios anteriores, e o produto pode ser aproximado pelo contato entre um cilindro oco rígido com terminal plano e uma superfície elástica plana. Numa primeira aproximação, utilizando a distribuição média de tensão para a força de prensagem, obtém-se uma tensão equivalente 147,36 MPa. Como a tensão de escoamento para um aço SAE 1020 laminado a quente é cerca de 207 MPa conforme a [Figura A.2](#) (todas os valores de tensão apresentados neste trabalho foram retiradas dessa fonte), para aumentar a resistência do suporte contra os

diversos modos de falha, foi escolhido o aço SAE 1045 laminado a quente. Além disso, para aumentar a resistência contra o desgaste, as superfícies em contato com o produto serão temperadas e revenidas.

**Fixação:** por fim, o suporte deve permitir sua fixação à mesa inferior da prensa de forma a garantir o alinhamento do eixo central do produto ao eixo central do punção. Tendo em vista que furos para parafusos são feitos com folga para acomodar tolerâncias de fabricação conforme observado na Figura 3.2, sabemos que não seria recomendada a utilização de apenas parafusos para assegurar suficiente alinhamento. De acordo com Oberg (1962), em situações onde é necessário alinhamento preciso e praticidade de desmontagem, são comumente usados os pinos de ajustagem cônicos. Com suas respectivas conicidades de 1:50 e com tolerâncias h10 em furos H11, o correto alinhamento será então assegurado.

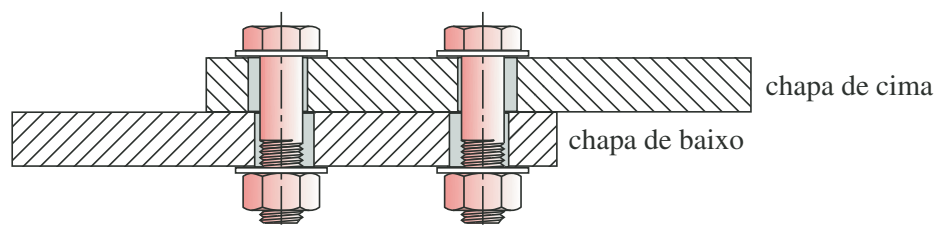


Figura 3.2 – Folgas presentes em furos para parafusos (NORTON, 2013).

### 3.2 MESA INFERIOR

A mesa de prensagem é o membro onde será fixado o suporte do produto durante a prensagem e, conseqüentemente, ela será submetida à força total exercida pelo parafuso de potência. Para dimensionar a altura de sua seção e também o tipo de material empregado, a mesa foi modelada como uma viga de seção retangular constante ao longo de seu comprimento, engastada em ambas as extremidades e com uma força de 100 000 N em seu centroide de massa. Como uma primeira iteração, foi estimado um comprimento total de 400 mm entre seus apoios e uma seção retangular de 25 x 215 mm. Dos princípios da resistência dos materiais, encontra-se um deslocamento máximo na metade de seu comprimento maior de aproximadamente 0,575 mm, desta forma, sabemos que a precisão e alinhamento não serão comprometidos e o comportamento da mesa será no campo linear de deformações.

Além disso, a tensão máxima foi calculada e chegou-se a um resultado de 223,2 MPa, conseqüentemente, o material a ser utilizado não poderá ser do tipo SAE 1020, mas sim o 1030 laminado a frio, com uma resistência de escoamento em tração de aproximadamente 441 MPa. Com este material a mesa estará com um coeficiente contra falha estática de 1,97. Após o dimensionamento da seção transversal da mesa que seria capaz de suportar a carga do parafuso de potência, sua fixação à estrutura da prensa deve ser projetada.

Para isso, deve-se prever quais tipos de deformação a mesa iria sofrer e que devem ser restringidos, assim, o método com elementos finitos do Inventor foi utilizado conforme pode-se ver na Figura 3.3.

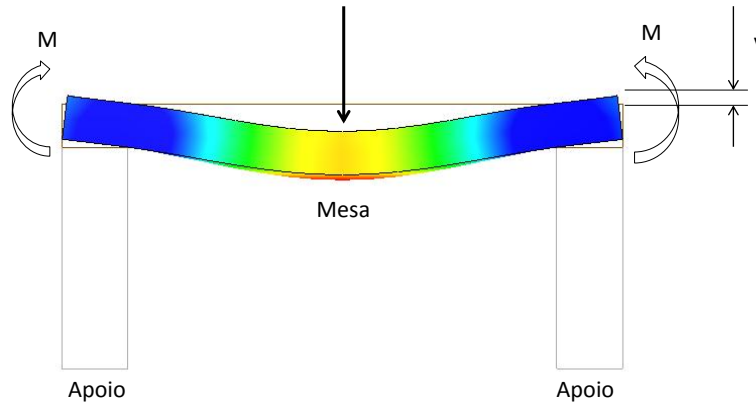


Figura 3.3 – Deformações da mesa durante a prensagem.

Pode ser visto então, que devem haver restrições fornecidas pela fixação escolhida capazes de absorver o deslocamento  $v$  e o momento  $M$ . Em primeiro lugar será selecionada e dimensionada a fixação que irá receber o momento  $M$  e logo após a fixação que irá restringir a mesa com relação ao deslocamento  $v$ . Para determinar o momento necessário para o equilíbrio de uma viga hiperestática engastada nas duas extremidades foram utilizadas as reações nos engastes que, de acordo com [Dubbel \(1994\)](#) para uma viga cuja as secções transversais permanecem planas, são

$$M = \frac{1}{8}Fl \quad (3.1)$$

onde  $F$  corresponde a força aplicada e  $l$  o comprimento da viga, resultando em

$$M = \frac{1}{8} \cdot 10^5 \cdot 400 \cdot 10^{-3} = 5000 \text{ N m} \quad (3.2)$$

Desta forma, podemos esperar que o momento resistente entregue pela fixação será de 5000 N m em cada extremidade da viga. Segundo [Dubbel \(1994\)](#), pinos guias são comumente usados para resistir a grandes tensões provenientes de momentos, assim, foram selecionados pinos guias ISO 8734 - 10 x 50 - A de 10 mm de diâmetro em uma primeira iteração, sendo necessário ainda analisá-los estruturalmente para saber se eles irão suportar o momento deles requerido. Como são quatro pinos com ajustes de precisão, é assegurado que o momento  $M$  será distribuído entre dois pinos de cada lado, assim, o momento que cada um deles terá de resistir é de no máximo 2500 N m. Segundo [Rash](#)



(1994), o momento ao longo de um pino fixo em seu alojamento pode ser dado pela seguinte equação:

$$M(x) = M_0 + F_0x - \frac{W_1}{3} \left[ \frac{3(x - L + b)^2}{(b - a - c)} - \frac{(x - L + b)^3}{(b - a - c)^2} \right] \quad (3.3)$$

As constantes  $c$  e  $W_1$  são dadas pelas equações

$$c = \frac{3(b - a)[M_0 + F_0(L - a) - 2(b - a)^2F_0]}{6[M_0 + F_0(L - a)] - 3(b - a)F_0} \quad (3.4)$$

e

$$W_1 = \frac{3[M_0 + F_0(L - a)] - F_0c}{2(b - a)} \quad (3.5)$$

As outras constantes são de origem geométrica e podem ser identificadas através da Figura 3.4.

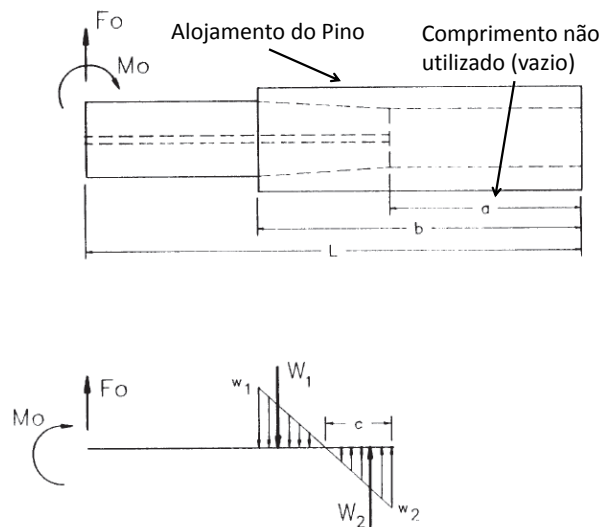


Figura 3.4 – Diagrama de corpo livre para pino guia (RASH, 1994).

Avaliando a equação 3.3 a partir de 25 mm da extremidade esquerda do pino guia (Figura 3.4) até sua extremidade direita obtêm-se o momento interno conforme visto na Figura 3.5. A partir deste gráfico sabemos que o momento interno de maior intensidade encontra-se a 25 mm da extremidade direita do pino e seu valor é de 2500 N m. Desta forma, da resistência dos materiais sabemos que a tensão máxima de tração ocorre nas superfícies do pino com o valor de 25 464,79 MPa conforme pode ser visto no desenvolvimento a seguir:

$$\sigma = \frac{Mc}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{2500 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4}{64}} = 2,55 \cdot 10^{10} \text{ Pa} \quad (3.6)$$

Uma vez que o material com o qual são produzidos os pinos guia ISO 8734 tipo A é o Aço 52100 temperado completamente de dureza 54-58 HRC, cuja resistência a tração é, segundo ??, 2393 MPa, conclui-se que dois pinos com as dimensões propostas anteriormente não são resistentes o bastante para suportar a solicitação, sendo necessário uma nova iteração.

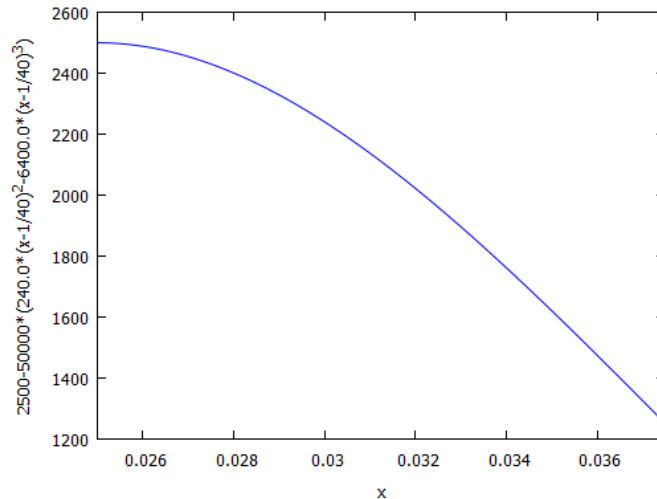


Figura 3.5 – Momento interno ao longo do pino.

Como na primeira iteração foi assumido que todo o momento resistente deveria vir dos pinos nas extremidades da mesa não levando em consideração o momento fornecido pelos apoios da mesa, uma nova iteração mais realista será agora utilizada. Conforme pode ser visto na Figura 3.6, alguns dados de entrada já foram definidos: a distância da parede de furação até o fim da mesa deve ser de 10 mm e a superfície de contato do apoio à mesa será de 38 mm. A pressão de contato entre a mesa e o apoio foi estimada como variando linearmente do começo ao fim de seu comprimento, desta forma, sua força equivalente está a uma distância de 2/3 do comprimento total, ou seja, à 25,33 mm da extremidade da mesa.

Para encontrar o momento adicional fornecido pelo apoio é preciso antes encontrar as distâncias “e” e “L”. Uma vez que ambas as medidas são funções do diâmetro d dos pinos, elas podem ser escritas das seguintes formas:

$$e = 25,33 - (10 + d/2) \quad (3.7)$$

$$L = 400 - 2(10 + d/2) \quad (3.8)$$

O valor de 400 na equação 3.8 é a distância entre as paredes externas de cada um dos apoios. O momento total a ser suportado pela fixação depende desta distância conforme enuncia a equação 3.3, sendo ele encontrado na Figura 3.6 como  $M_a$ . Reunindo

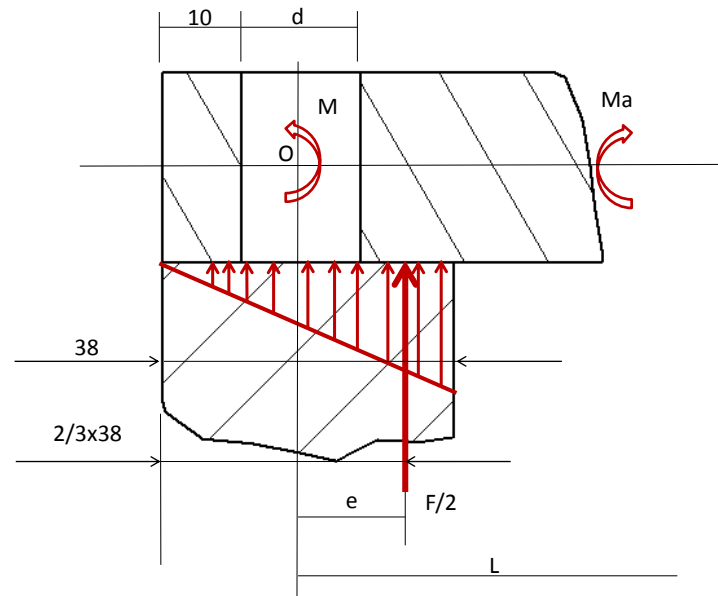


Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre da mesa.

às equações 3.1, 3.7 e 3.8 e aplicando o somatório de momentos em torno do ponto “O” obtêm-se o desenvolvimento a seguir:

$$\sum M_O : M + eF/2 - M_a = 0 \quad (3.9)$$

$$\sum M_O : M + \left[ 25,33 - \left( 10 + \frac{d}{2} \right) \right] \frac{F}{2} - \frac{1}{8}F \left[ 400 - 2 \left( 10 + \frac{d}{2} \right) \right] = 0 \quad (3.10)$$

Resolvendo a equação 3.10 para o momento M e usando este momento para encontrar a tensão máxima através da equação

$$\sigma = \frac{\left( \frac{M}{4} \right) \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = 2393.10^6 \quad (3.11)$$

encontra-se o diâmetro d para uma tensão máxima de 2393 MPa que é a tensão limite para este material. Nota-se que o momento M foi dividido por 4 pela suposição de que o momento total em cada extremidade será distribuído igualmente entre os 4 pinos de diâmetro d. Após a substituição das incógnitas por seus valores numéricos correspondentes, restando apenas a variável d, a equação 3.11 é resolvida e um valor de aproximadamente 16,2 mm é encontrado. Portanto, 4 pinos ISO 8734 - 16 x 50 - A com diâmetros de 16 mm cada serão usados nas duas extremidades. Embora o cálculo requeira uma diâmetro mínimo de 16,2 mm, este subdimensionamento será compensado pela adição de chapas de

aço SAE 1020 logo abaixo da mesa (Figura 3.7), o que irá reduzir drasticamente as tensões e deformações na mesa e suas fixações. Para determinar o deslocamento máximo dos pinos, eles serão modelados como vigas engastadas numa das extremidades com momento aplicado na extremidade oposta, a consideração sobre as secções transversais permanecerem planas também será aplicada aqui. Desta forma, segundo [Dubbel \(1994\)](#), temos o seguinte desenvolvimento.

$$f = \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{(5000/4) \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot (16 \cdot 10^{-3})^4}{64}} = 5,87 \cdot 10^{-4} \text{m} \quad (3.12)$$

Sendo  $f$  o deslocamento máximo na extremidade do pino.

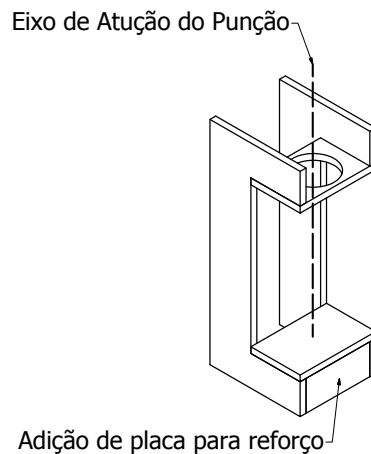


Figura 3.7 – Adição de placa para reforço.

Após a definição dos pinos, deve-se selecionar os parafusos que irão atuar de forma a não permitir uma eventual movimentação  $v$  da mesa, conforme observado na Figura 3.3. Sabe-se que os pinos guias irão impedir boa parte das deformações verticais da mesa, porém, seria difícil prever o quanto exatamente, por isso, irão ser dimensionados os parafusos, imaginando que os pinos terão pouca ou nenhuma contribuição no impedimento das deformações verticais. Não obstante, para garantir que as forças aplicadas aos parafusos sejam apenas de tração, os furos passantes por onde atravessarão os parafusos terão diâmetros maiores que o diâmetro máximo dos mesmos. Desta forma, em direção à segurança, os parafusos serão selecionados para uma carga de tração de 25% da carga total exercida pelo parafuso de potência, ou seja, 25 000 N. Em uma aproximação grosseira, um parafuso com a área transversal de um círculo com diâmetro de 8 mm experimentaria uma tensão de aproximadamente 497 MPa, portanto, conforme mostra a Tabela 15-7 do [Norton \(2013\)](#) e à favor da segurança, a resistência mínima de prova pode ser a de 970 MPa. Com esta resistência existem disponíveis parafusos de aço classe 12,9 M1,6 até M36, será escolhido o M8. Como estes parafusos irão sujeitar a mesa onde será executada

a prensagem do rolamento ao cubo, para um melhor projeto eles serão embutidos à mesa por meio de um escareado conforme [DIN974-1 \(2008\)](#), desta forma, parafusos cilíndricos com sextavado interno e rosca normal de designação ISO 4762 - M8 x 50 - 10.9 serão utilizados na configuração da Figura 3.8.

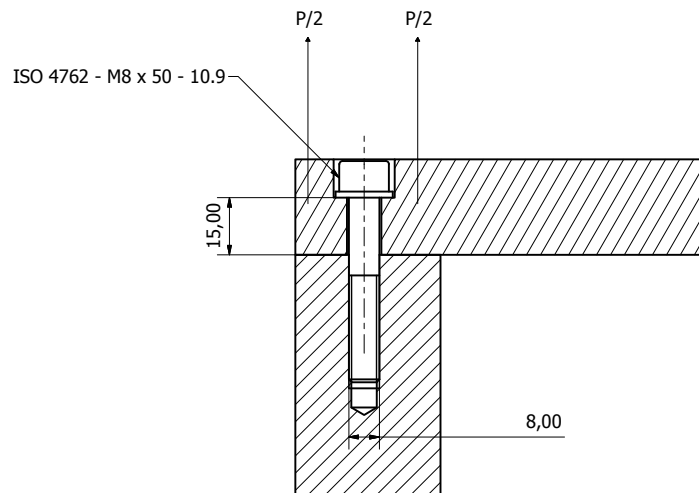


Figura 3.8 – Dimensões da junta selecionada.

Após a definição das furações nas extremidades da mesa, têm-se uma redução do 2º momento de área da secção transversal, assim, como é comum em práticas de projeto, será necessário uma nova iteração para verificar a resistência da mesa à flexão. A quantidade de 2º momento de área retirada pela adição dos furos será aproximada pela quantidade de momento de área de seis retângulos de dimensões 25 x 16 mm, resultando assim em um novo momento de área menor que o anteriormente calculado. A tensão máxima nominal para este novo momento de área é de 234 MPa, contudo, devido a presença dos furos devem haver concentrações de tensão. Para estimar os fatores de concentração de tensão devidos aos furos, será usado o fator geométrico para uma barra plana com orifício transversal que sofre flexão conforme aponta a Figura C-14 do [Norton \(2013\)](#). De acordo com este diagrama, o fator de concentração é dado pela seguinte equação

$$K_t = Ae^{b(d/W)} \quad (3.13)$$

onde as constantes A e b são tabeladas em função da razão d/h, d é o diâmetro e do furo e W é a largura da placa. Desta forma, a concentração de tensão seria de 2,36, ou seja, a tensão nominal seria multiplicada por 2,36 resultando em uma tensão máxima teórica de 552,24 MPa. Conclui-se então que o material anteriormente selecionado, o SAE 1030 cuja tensão de escoamento é de 441 MPa, não seria suficiente, sendo necessário a utilização do Aço SAE 1045 laminado a frio com tensão de escoamento de aproximadamente 531 MPa.

Novamente, este subdimensionamento será compensado pela adição de placas logo abaixo da mesa e também pelas decisões anteriores sempre em direção a segurança.

Retornando ao dimensionamento dos parafusos, será determinada em primeiro lugar a rigidez equivalente da junta. De acordo com Cornwell, conforme citado por Norton (2013), a rigidez equivalente de uma junta parafusada pode ser aproximada pela expressão

$$C = p_3 r^3 + p_2 r^2 + p_1 r + p_0 \quad (3.14)$$

em que os coeficientes  $p_3$ ,  $p_2$ ,  $p_1$  e  $p_0$  são extraídos da Tabela 15-8 do Norton (2013) em função da razão de aspecto  $j$ . A razão de aspecto por sua vez é igual a  $d$  sobre  $l$  onde  $d$  é o diâmetro máximo do parafuso e  $l$  é o comprimento sujeitado. O parâmetro  $r$  é a razão de módulo da junta,  $E$  do material sobre  $E$  do parafuso. Conforme observado na Figura 3.8, os parâmetros  $j$  e  $r$  são, respectivamente, 0,53 e 1. Com o valor de  $j$ , encontramos também os valores dos coeficientes.

$$C = -0,3708 \cdot (1)^3 + 1,0979 \cdot (1)^2 + -1,2632 \cdot (1)^1 + 0,7580 = 0,2219 \quad (3.15)$$

A partir da rigidez equivalente, podem ser encontradas as parcelas da força  $P$  de 25 000 N aplicada na junta experimentadas pelo parafuso e pelo material sujeitado através das equações 3.16 e 3.17 em que  $P_b$  e  $P_m$  são as cargas recebidas pelo parafuso e pelo material respectivamente.

$$P_b = CP \quad (3.16)$$

$$P_m = (1 - C)P \quad (3.17)$$

Outro dado necessário para a determinação das cargas recebidas pelo parafuso e pelo material sujeitado, é o valor para a pré-carga  $F_i$ . De acordo também com Norton (2013), um valor comumente utilizado para pré-carga em situações de carregamento dinâmico é de 75% da resistência de prova. Seguindo esta recomendação, o valor de pré-carga escolhido será de 26 626,5 N. Com estes resultados, podem ser determinadas as forças totais atuantes nos elementos da junta através das equações 3.18 e 3.19, onde  $F_m$  e  $F_b$  correspondem as forças no material e no parafuso respectivamente.

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (3.18)$$

$$F_b = F_i + CP \quad (3.19)$$

Obtém-se então a força atuante no material sujeitado, 7174 N, e a força recebida pelo parafuso, 32 174,0 N. Após isto, a próxima etapa é encontrar os coeficientes de segurança contra escoamento e separação das juntas através das equações 3.20 e 3.21:

$$N_y = \frac{S_p}{\sigma_b} \quad (3.20)$$

e

$$N_s = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (3.21)$$

Desta forma, os coeficientes de segurança contra escoamento e separação da junta serão, respectivamente, 1,10 e 1,37 confirmando assim que a fixação irá provavelmente resistir aos esforços. Por fim, o detalhamento pode ser visto nos Apêndices.

### 3.3 PLACAS LATERAIS C

Após as definições anteriores de componentes como o suporte para o produto, sua fixação à mesa, a própria mesa e sua respectiva fixação à estrutura principal da prensa, será projetada com base nestas informações as placas laterais do equipamento conforme pode ser visto na Figura 2.2. Não obstante dimensões relativas à altura das placas C são advindas de considerações de ergonomia necessárias à operação do equipamento. Sabe-se a partir dos requerimentos de projetos que a estrutura principal da prensa deverá suportar a carga total aplicada pelo parafuso de potência, desta forma, através de um diagrama de corpo livre as placas podem ser isoladas do conjunto e as forças nelas atuantes podem ser determinadas como mostra a Figura 3.9.

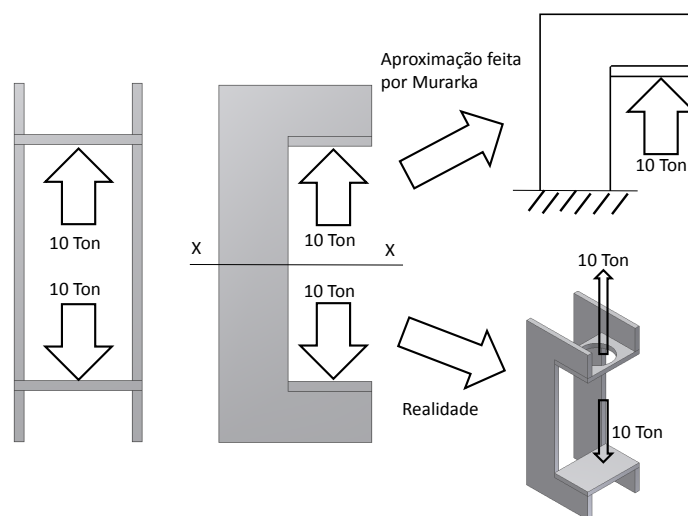


Figura 3.9 – Diagrama de corpo livre e aproximação de MURARKA (1987).

Além disso, utilizando as observações em experimentos realizados por MURARKA (1987) de que o comportamento da parte superior das placas laterais pode ser aproximado pelo comportamento de uma viga angular engastada em sua extremidade, o dimensionamento da secção transversal será feito através da equação 3.22. Após algumas iterações, levando em conta também as espessuras de chapas de aço disponíveis comercialmente, encontra-se uma secção transversal de dimensões 295 x 38 mm.

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (3.22)$$

Na equação 3.22, F é o carregamento total de 100 000 N, A é a área da secção transversal, M é o momento interno gerado pela força deslocada em 330 mm do eixo central da placa. Desta forma, a tensão máxima teórica na placa seria de 68,87 MPa. De fato, este modelo não leva em consideração qualquer eventual concentração de tensão, contudo, uma vez que a tensão máxima ficou bem abaixo da tensão de escoamento de um aço SAE 1020, iremos tomar como segura a utilização destas dimensões para a secção transversal das duas placas laterais. Com este dimensionamento sabe-se de antemão a secção transversal que deverá varrer a trajetória C das placas, restando ainda algumas dimensões à serem encontradas. Conforme pode ser visto na Figura 3.10 na geometria tipo C genérica para prensas, é necessário definir as dimensões d1, d2 e o espaçamento entre as placas. Para isso, informações dos componentes anteriormente definidos como produto, suporte para o produto e mesa inferior serão utilizadas como dados de entrada. O comprimento de abertura d1+35 deverá permitir o avanço de 607 mm do punção, portanto a altura total dessa abertura será de 762 mm, já levando em conta a altura de 25 mm da mesa. O avanço da base das placas em C denominado por d2 deverá ser tal que a largura da mesa inferior de 301 mm seja assentada logo acima das placas. Além disso, uma altura mínima de 295 mm deve ser obedecida para satisfazer a tensão máxima de 68,87 MPa anteriormente definida. O espaçamento entre as placas deve ser de 400 mm e o assentamento da mesa deve conter as furações necessárias aos elementos de fixação já estabelecidos. Todas estas informações foram reunidas de forma gráfica na Figura 3.10.

Novamente de acordo com a pesquisa realizada por MURARKA (1987), a adição de raios nos cantos C, D e F irá reduzir consideravelmente as concentrações de tensão nas regiões críticas. Por fim, foram feitos furos de diâmetro de 4 mm na parte superior das placas C com o objetivo de sustentar os outros quatro pinos guias da fixação da mesa superior à placa. Os desenhos detalhados de ambas as placas estão contidos no final deste trabalho nos Apêndices.



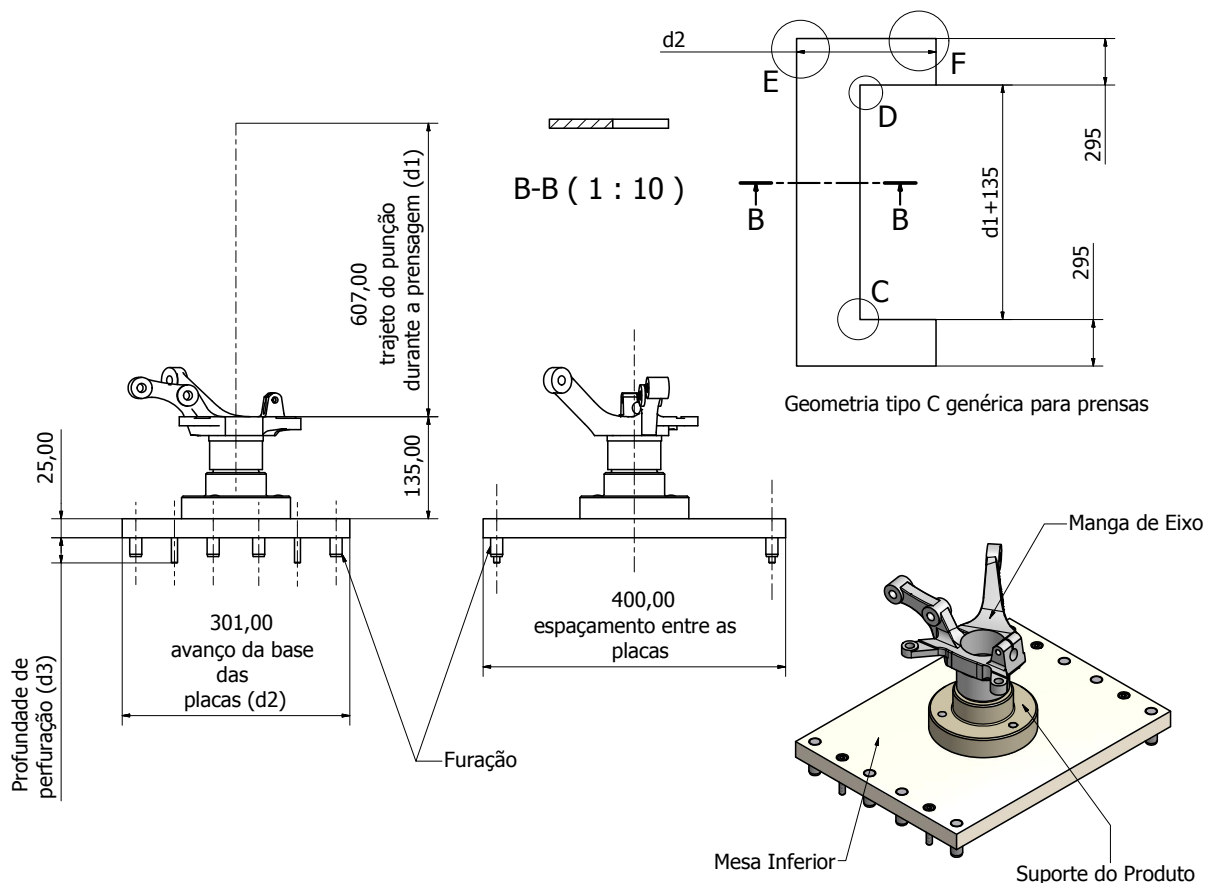


Figura 3.10 – Interface entre a mesa inferior e placas laterais.

### 3.4 MESA SUPERIOR

A mesa superior será espelhada da mesa inferior no que diz respeito a sua fixação, isto porque a mesma carga de 100 000 N deverá ser suportada por ela também. No entanto, no centro dela haverá um furo de passagem para o punção do parafuso de potência de diâmetro 110 mm o que certamente irá gerar uma região com concentração de tensão. No intuito de tentar prever a tensão máxima atuante neste componente, a equação 3.13 será novamente utilizada conforme vê-se a seguir. Os coeficientes A e b são encontrados através do parâmetro  $d/h$  em que  $d$  é o diâmetro de 110 mm e  $h$  é a altura da seção transversal da placa inicialmente estimada em em 38 mm, fornecendo assim parâmetros A e b de valores 1,808 20 e -0,667 02 respectivamente. Inserindo o valor de W que é a largura da placa já estabelecida anteriormente como sendo de 301 mm, o concentrador de tensão vale 1,42. Sabe-se também que devido ao grande tamanho relativo do furo com relação as outras dimensões da mesa, o segundo momento de inércia da seção resistente deverá ser reduzido. Desta forma, obtêm-se uma tensão máxima de 153 MPa já multiplicada pelo fator de concentração de tensão encontrado e o material SAE 1045 será utilizado. Outra diferença com relação a mesa inferior é a utilização de pinos guia DIN EN ISO 2338 4 h8 x 35 para sustentação dos pinos guias que irão receber o momento advindo da carga do

fuso de esferas. O restante das fixações serão idênticas as da mesa inferior.

### 3.5 SIMPLIFICAÇÃO DA ESTRUTURA PARA ANÁLISE COM ELEMENTOS FINITOS

Com a estrutura projetada, parte-se agora para uma avaliação da resistência do conjunto completo através de métodos numéricos. Neste sentido, é importante definir simplificações que podem ser adotadas sem que haja perda da confiabilidade do modelo numérico. Desta forma, para que tempo computacional seja poupado, furos, base e reforços, suporte do produto e furos de passagem no corpo do equipamento foram retirados da estrutura original conforme a Figura 3.11. A simplificação foi feita com o propósito de reduzir tempo computacional e ao mesmo tempo preservar, até certo ponto, o comportamento físico da estrutura original. É importante ressaltar que a simplificação foi feita sempre indo em direção a segurança, isto é, se esta estrutura simplificada for capaz de resistir, espera-se que a completa também resista.

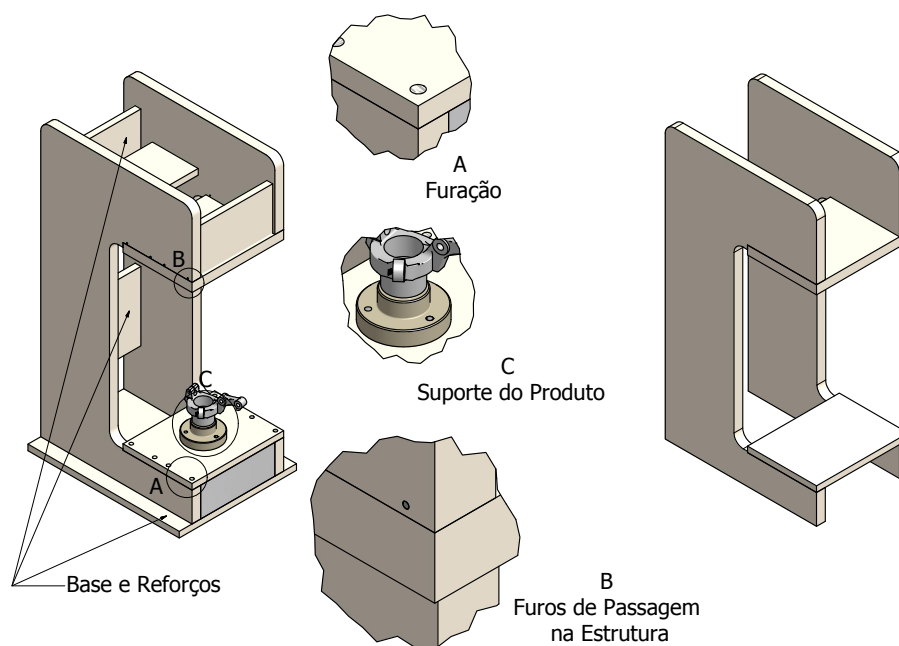


Figura 3.11 – Simplificação da estrutura.

### 3.6 CONFIGURAÇÃO DA ANÁLISE DE TENSÃO

Na presente secção, os parâmetros iniciais da análise serão definidos e justificados, atendendo a hierarquia imposta pelo programa. O **objetivo do projeto** é estabelecido como “ponto único” ou “paramétrico”. A opção para um único ponto é usada para avaliar apenas uma configuração geométrica. A opção cota paramétrica faz com que o programa simule sequencialmente a mesma estrutura num mesmo cenário, porém, variando uma

ou mais dimensões dentro de um determinado intervalo. Quando em uma otimização, dimensões podem ser parametrizadas e esta opção selecionada. Em uma primeira instância, será analisada uma única configuração geométrica com suas dimensões fixas, portanto, a opção escolhida aqui será a de ponto único. Em **tipo de simulação**, selecionando a análise estática o usuário irá desprezar quaisquer efeitos dinâmicos do problema. Neste problema é seguro desprezar todos efeitos dinâmicos e analisar apenas o instante temporal em que as tensões atuantes serão máximas, portanto, a análise estática é suficiente.

Ao selecionar o campo **detectar e eliminar modos de corpo rígido**, o usuário habilita o algoritmo a, caso houver algum grau de liberdade irrestrito no sistema, adicionar restrições de molas com reduzida constante elástica assegurando desta maneira que os somatórios de força e momento equilibrem-se. O sistema do presente estudo será engastado em sua base, não havendo assim a necessidade da seleção deste campo.

A **análise de cargas em movimento** habilita a transferência de carregamentos provenientes do ambiente de simulação dinâmica. Como neste problema as velocidades serão desprezadas, este campo não será selecionado. Caso o usuário opte por uma **análise modal**, efeitos dinâmicos passam a ser considerados possibilitando assim que as frequências naturais de vibração do modelo sejam avaliadas. O campo **tolerância** define a distância máxima a que poderão estar dois componentes para que ao ser solicitada a geração automática de contatos, o algoritmo aplique entre as partes o contato definido no campo “tipo padrão” de contato. Uma vez que o sistema em questão possui todos os componentes que de fato estão em contato posicionados com distancia nula entre si, pode-se deixar o campo com a tolerância padrão do software de 0,1 mm.

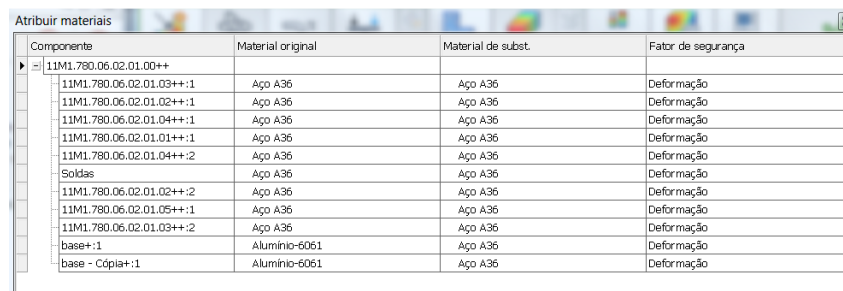
O **tipo padrão** de contato estabelece qual o contato de entre todas as opções de contato que será usado pelo programa internamente durante a geração automática de contatos. Como os diferentes componentes do sistema estão soldados entre si, é seguro aproximar o efeito dos cordões de solda com o engaste entre os corpos, assim, a opção selecionada aqui será “fixado”, o que por sua vez desabilitará os campos “rigidez normal” e “rigidez tangencial”. O tipo fixado de contato fará com que o programa internamente entenda que as superfícies com distância menor do que a tolerância definida anteriormente estejam “colados” entre si.

Tabela 3.1 – Parâmetros da simulação.

Parâmetro	Breve descrição	Valor
Objetivo do projeto	Ponto único ou otimização	Ponto único
Tipo de simulação	Estática ou modal	Estática
Tipo padrão de contato	Contatos automáticos	Fixado
Tolerância	Distância mínima entre superfícies	0,1 mm

### 3.7 PROPRIEDADES DO MATERIAL

A próxima classe de parâmetros a ser definida refere-se ao material da estrutura através do comando “atribuir”. Após selecionar a aba “atribuir materiais”, na coluna “material original”, conforme exibe a Figura 3.12, encontra-se o material com que cada componente foi definido ainda durante o desenho do equipamento. Caso haja na coluna “material original” algum componente que o usuário queria alterar, basta selecionar o material desejado para a substituição na coluna “material de substituição”. A última coluna, “fator de segurança”, define como o fator de segurança será determinado, podendo ser através do parâmetro “deformação”, isto é, a tensão de escoamento, ou ainda, pela “força máxima”. No presente estudo o fator de segurança será definido com relação a tensão de escoamento.



Componente	Material original	Material de subst.	Fator de segurança
11M1.780.06.02.01.00++			
11M1.780.06.02.01.03++:1	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.02++:1	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.04++:1	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.01++:1	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.04++:2	Aço A36	Aço A36	Deformação
Soldas	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.02++:2	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.05++:1	Aço A36	Aço A36	Deformação
11M1.780.06.02.01.03++:2	Aço A36	Aço A36	Deformação
base+:1	Alumínio-6061	Aço A36	Deformação
base - Cópia+:1	Alumínio-6061	Aço A36	Deformação

Figura 3.12 – Material correspondente a cada componente.

Aqui será feita uma simplificação à favor da segurança: embora a estrutura seja composta por mais de um tipo de material, será realizada a simulação como se todos os componentes fossem feitos de um mesmo material, o Aço SAE 1020 laminado a quente. Os valores para as constantes do material estão representados na Tabela 3.2. A correta definição para os valores das propriedades físicas dos materiais é crucial para que os resultados gerados sejam realistas tão quanto podem ser.

Tabela 3.2 – Propriedades principais do Aço SAE 1020.

Símb.	Descrição	Valor	Unidade
$E$	Módulo de Young	207	GPa
$\nu$	Coefficiente de Poisson	0,275	Adimensional
$Y$	Tensão de escoamento	207	MPa
$Y_u$	Tensão de Ruptura	379	MPa

### 3.8 RESTRIÇÕES

Após o estabelecimento das propriedades físicas do material, parte-se para a configuração das restrições a que será submetido o equipamento. As restrições disponíveis são: fixa, de pino e sem fricção. Para a escolha das restrições, foi observado como o equipamento estaria posicionado quando em uso. Através de uma rápida observação, constata-se

que seria seguro aproximar o apoio real através de um engaste de toda a superfície inferior de ambas as placas C da prensa. Para isso, seleciona-se a restrição denominada “fixa” e seleciona-se então a face inferior da base do equipamento com o cursor, como mostra a Figura 3.13. Esta restrição remove todos os graus de liberdade translacionais da face selecionada.

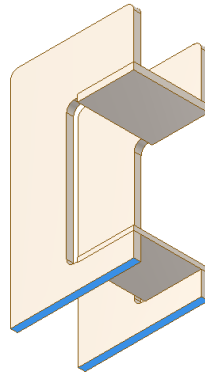


Figura 3.13 – Faces inferiores das placas C da prensa.

### 3.9 CARGAS

Após as restrições, definem-se as cargas que serão aplicadas ao equipamento. Na secção denominada como “cargas” existem as seguintes opções: (1) força de carga, (2) carga de pressão, (3) carga de rolamentos, (4) momento, (5) carga da peça, (6) carga da gravidade e (7) força remota. Uma das informações que a empresa disponibilizou foi que a força exercida pelo cilindro atuador é de no máximo 100 kN. Ao selecionar o carregamento tipo “força”, o software irá internamente distribuir forças entre os elementos da face selecionada de tal forma que o somatório das forças será aquele estipulado pelo usuário. Sendo o atuador capaz de exercer 100 kN na direção de seu eixo, para que ele mantenha-se em equilíbrio, a estrutura da prensa deve exercer sobre ele, em resposta, 100 kN em cada uma de suas extremidades. Portanto, 100 kN devem ser aplicados perpendicularmente à cada uma das faces conforme mostram as Figuras 3.14.

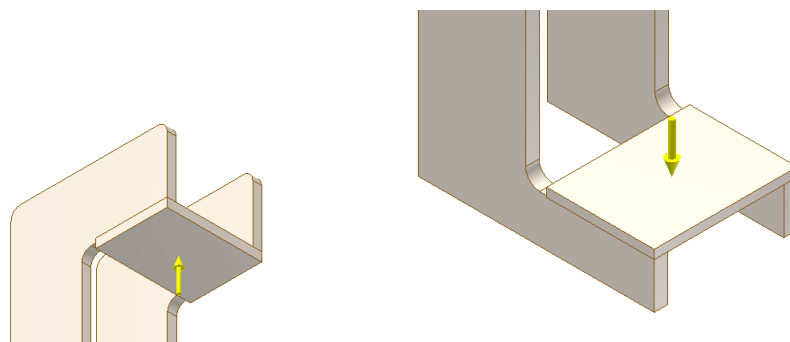


Figura 3.14 – Locais de aplicação das forças.

### 3.10 CONTATOS

Uma vez definidas as cargas aplicadas à estrutura, faz-se necessário configurar os tipos de contato entre os diversos componentes presentes no sistema. Ao selecionar “contatos automáticos”, o programa define que o contato entre todas as superfícies que estiverem a uma distância igual ou menor aquela definida na seção “configuração da análise de tensão” será o contato do tipo “fixo”. Como todas as superfícies, de todas as partes que devem estar fixadas umas às outras estão à distâncias menores ou iguais aquela definida anteriormente, ao selecionar “contatos automáticos” o programa gera contatos que se aproximam dos contatos reais que os cordões de solda iriam proporcionar entre as partes, garantindo assim uma configuração semelhante à real.

O contato do tipo “fixado” impõe que duas superfícies não irão separar-se uma da outra e possuirão entre elas atrito infinito. Pode-se pensar que elas estão como que “soldadas” por completo uma à outra ou “coladas”. O programa cria automaticamente contatos fixos entre todas as superfícies que estavam a distâncias menores ou iguais aquela predeterminada.

### 3.11 CONFIGURAÇÃO DE MALHA

Estabelecidos os contatos, parte-se agora para as configurações da malha que serão usadas para simular a estrutura. Os seguintes níveis de configuração para a malha que o Inventor oferece são: **configuração geral de malha** e **configuração de convergência**.

#### CONFIGURAÇÃO GERAL DE MALHA

As **configurações de malha** abrem-se em outros campos cada qual será explicado e selecionado a seguir. O **tamanho médio dos elementos** é um número entre 0 e 1 que especifica a distância média entre os nós como uma fração da maior dimensão da caixa delimitadora que, por sua vez, é o menor volume capaz de conter todo o modelo. Na Figura 3.15 temos um modelo de dimensões 100x100mm que para um valor de 0,1 neste parâmetro, apresenta 10 elementos em cada uma de suas dimensões. Já para um valor de 0,2, temos 5 elementos em seu comprimento e largura. Quanto menor o valor deste parâmetro menor serão os elementos e maior será a quantidade de nós. Será suficiente deixar este parâmetro com seu valor padrão de 0,1.

Sendo o parâmetro anterior a distância média entre nós como uma fração da maior dimensão da caixa delimitadora, o **tamanho mínimo dos elementos** determina a distância mínima entre os nós do elemento como uma fração do parâmetro anterior “tamanho médio dos elementos”. Este é um parâmetro muito sensível, se aumentado, a densidade nodal e a qualidade da malha irão decair. Se ele for reduzido, a qualidade da

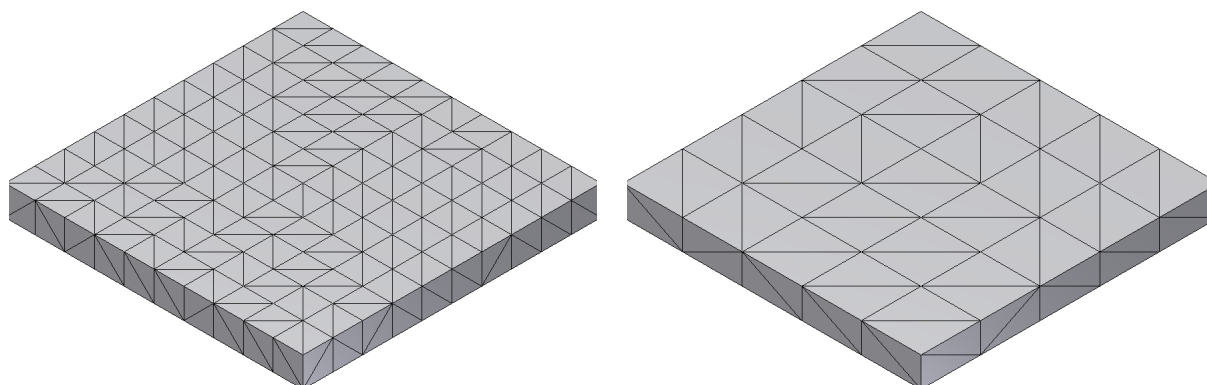


Figura 3.15 – Influência do “tamanho médio dos elementos”.

malha deverá aumentar, contudo, o número de elementos irá aumentar dramaticamente e como resultado, o tempo computacional também. Neste caso, manter-se-a o valor padrão de 0,2.

O **fator de nivelamento** estabelece a taxa máxima de arestas de malhas adjacentes na transição de regiões mais grosseiras para regiões mais refinadas. O valor pode estar entre 1 e 10. Este valor se incrementado pode reduzir o número de elementos e também a qualidade da malha, tornando a malha menos uniforme. Reduzí-lo poderá aumentar drasticamente o número de elementos e a uniformidade da malha será melhorada conforme verifica-se na Figura 3.16. Mais uma vez o parâmetro em questão será deixado em sua configuração padrão de 1,5, garantindo desta maneira certa uniformidade nas transições.

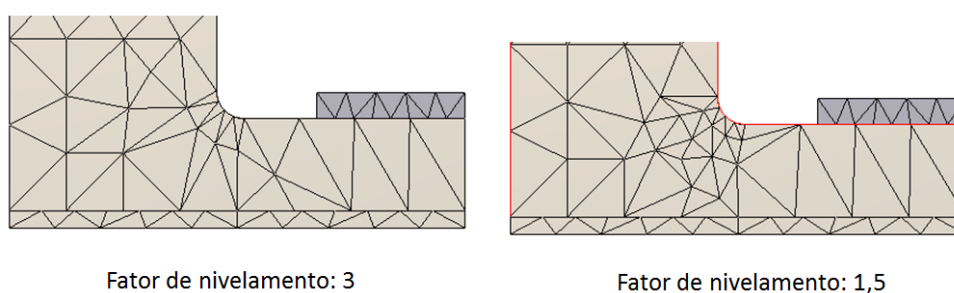


Figura 3.16 – Variação de uniformidade de malha com o fator de nivelamento.

O parâmetro **ângulo máximo de giro** determina o ângulo máximo para arcos e pode variar de 1 à 90 graus. Quanto menor for este ângulo, menores serão os elementos próximos a curvaturas e mais refinada será a malha e capaz de calcular as tensões corretamente, como mostra a Figura 3.17. Uma vez que a estrutura possui curvas, este parâmetro será reduzido para 30°.

Caso selecionada, a opção **criar elementos de malha curva** irá, em curvas, gerar uma malha mais refinada conforme visto na Figura 3.18. Desmarcar essa opção

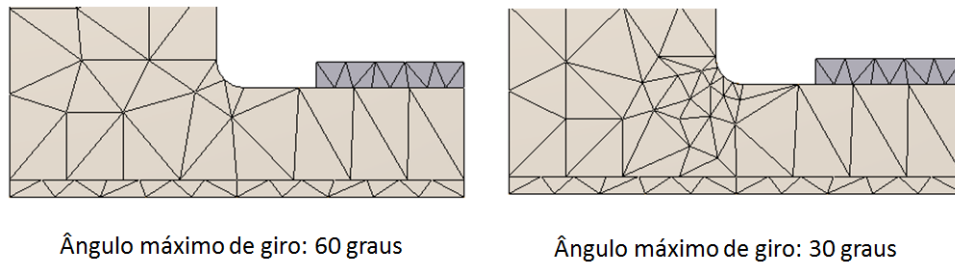


Figura 3.17 – Variação do refino de malha próximo à curvas.

levará à uma representação menos precisa do modelo. O modelo possui diversas curvas, portanto, faz-se necessário o uso deste recurso.

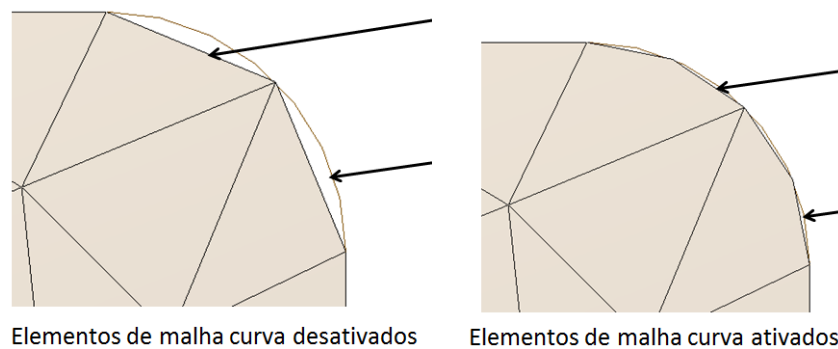


Figura 3.18 – Efeito dos elementos de malha curva.

A opção **usar medida baseada em peça para a malha da montagem** quando selecionada configura o tamanho da malha de acordo com o tamanho da peça, ou seja, componentes menores serão discretizados com um maior número de elementos de menor tamanho. Como o modelo apresenta partes de diferentes tamanhos, essa opção será ativada. Finalizadas todas as especificações desta secção, temos a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Tabela de parâmetros ajustados e suas respectivas funções.

Parâmetro	Descrição	Valor	Intervalo recomendado
Tamanho médio dos elementos	Especifica o tamanho do elemento relativamente ao tamanho do modelo	0.1	0.05 - 0.1
Tamanho mínimo dos elementos	Permite refinamentos automáticos em pequenas áreas	0.2	0.1 - 0.2
Fator de nivelamento	Afeta a uniformidade das transições entre malhas grosseiras e mais refinadas	1.5	1.5 - 3.0
Ângulo máximo de giro	Influencia o número de elementos em superfícies curvas	30°	30°- 90°

## CONFIGURAÇÕES DE CONVERGÊNCIA

As configurações de convergência desdobram-se em diversos parâmetros. Nesta secção, serão escolhidos e justificados tais parâmetros. O **Número máximo de refinamentos** define o número máximo de refinamentos que o programa irá executar até a parada, conforme o conceito introduzido na secção “refinamento automático de malha”. Segundo Norton (2013), em regiões de alto gradiente de tensão são realizados os refinamentos, se os valores de tensão da malha refinada forem muito diferentes dos valores



gerados pela malha sem o refinamento, um novo refinamento acontecerá e assim sucessivamente. O processo irá se repetir até que a diferença entre valores sucessivos seja igual ou menor ao critério de parada. É recomendado que sejam feitos até 5 refinamentos, pois, caso existam singularidades, não haverá convergência. A maior parte das geometrias geradoras de concentradores de tensão foi removida conforme a secção “simplificação da estrutura” e, através da ferramenta “seleção de geometria”, regiões onde o raio de concordância é nulo, serão excluídas pelo programa internamente durante as iterações dos refinamentos automáticos, possibilitando assim que o número de iterações seja de no máximo 10 vezes.

O parâmetro **Limiar de refinamento** pode assumir valores entre 0 e 1. Se o número estiver próximo de 1, apenas os elementos próximos as regiões de pouca convergência serão refinados. Se o número imposto for próximo de 0, elementos relativamente mais distantes dessas áreas de baixa convergência também serão refinados, o que por sua vez irá aumentar o tempo entre os ciclos até a parada. Como se pode ver na Figura 3.19, a região em torno do concentrador de tensão que foi refinada após um ciclo é maior quando o parâmetro “limiar de refinamento” aproxima-se de 0. Este parâmetro será definido como 0,75.

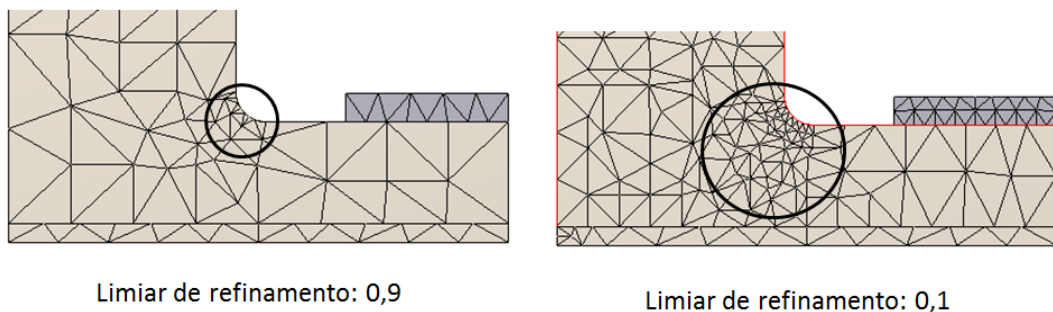


Figura 3.19 – Efeito do limiar de refinamento.

O parâmetro **Critério de parada** é o valor da diferença entre o último resultado da última iteração e o penúltimo resultado da penúltima iteração em porcentagem. Ao inserir este valor, o usuário define que cessarão os refinamentos assim que o critério de parada for atingido. Também cessará o refinamento caso o número máximo de refinamentos “h” for alcançado. Este parâmetro será definido como 1%, o que significa que o programa cessará o refinamento imediatamente após a diferença entre os últimos resultados for menor ou igual a 1%. O parâmetro **Resultado para convergência** seleciona qual dos resultados será utilizado pelo programa para a convergência. Neste estudo serão apresentados a convergência em relação ao deslocamento, uma vez que todos os outros resultados são derivados deste.

Tabela 3.4 – Tabela de parâmetros ajustados e suas respectivas funções.

Parâmetro	Valor selecionado	Intervalo recomendado
Número de refinamentos	10	0 - 5
Critério de parada	1%	-
Limiar de refinamento	0,75	-

## 4 RESULTADOS

Após ser feito o dimensionamento dos componentes críticos individuais através de métodos analíticos, partiu-se para uma análise estrutural através de elementos finitos. Nesta secção serão analisados os resultados de ambos os procedimentos.

### 4.1 COMPONENTES CRÍTICOS

Nesta seção serão reunidos os resultados principais com relação as tensões máximas obtidos pelos dimensionamentos realizados no desenvolvimento do projeto. Estes resultados estão expostos na forma de uma tabela (Figura 4.1) separada em componente, critério, material selecionado, condição do material, valor atual e de limite aceitável para a tensão e por fim o coeficiente de segurança.

Componente	Critério	Material Selecionado	Condição do Material	Valor Atual [Mpa]	Valor Limite [Mpa]	Coeficiente de Segurança
Suporte do Produto	Tensão Média de Compressão	SAE 1045	Laminado a Quente	147,36	310	2,10369164
Mesa Inferior	Tensão Máxima de Tração	SAE 1045	Laminado a Frio	552,24	531	0,961538462
ISO 8734-16x50-A	Tensão Máxima de Tração	52100	Temperado Completamente	>2393*	2393	>1**
ISO 4762-M8x50-10.9	Tensão Máxima de Tração	Classe de Res. 10.9	Conforme ISO 4762	-	-	1,1
	Separação da Junta	Classe de Res. 10.9	Conforme ISO 4763	-	-	1,37
Placas Laterais C	Tensão Máxima de Tração	SAE 1020	Laminado a Quente	68,87	310	4,501234209

Figura 4.1 – Tabela de resultados individuais dos componentes.

A respeito do **suporte do produto**, foi alcançado um coeficiente de segurança contra escoamento para uma força de compressão estática de 2,10. Este coeficiente foi calculado sem levar em conta o significativo endurecimento do tratamento térmico na região onde a manga de eixo contacta o suporte, portanto, pode-se assumir que o coeficiente de segurança seria ainda maior. A necessidade de se obter um coeficiente de segurança relativamente alto para este componente se dá por alguns motivos. O primeiro deles é porque segundo [Sneddon \(1965\)](#), conforme pode ser visto na Figura 4.2, o terminal de um cilindro rígido sendo comprimido contra um plano elástico gera concentração de tensões, tornando o modelo de uma distribuição de tensões média pela superfície de contato inválida. Outro fator que contribui para necessidade de um alto fator de segurança é o fato de que a presente análise também não levou em conta a falha por fadiga e nem por desgaste.

Ambos estes modos de falha tornam o fator de segurança elevado e o tratamento térmico superficial necessários para uma maior segurança contra falha.

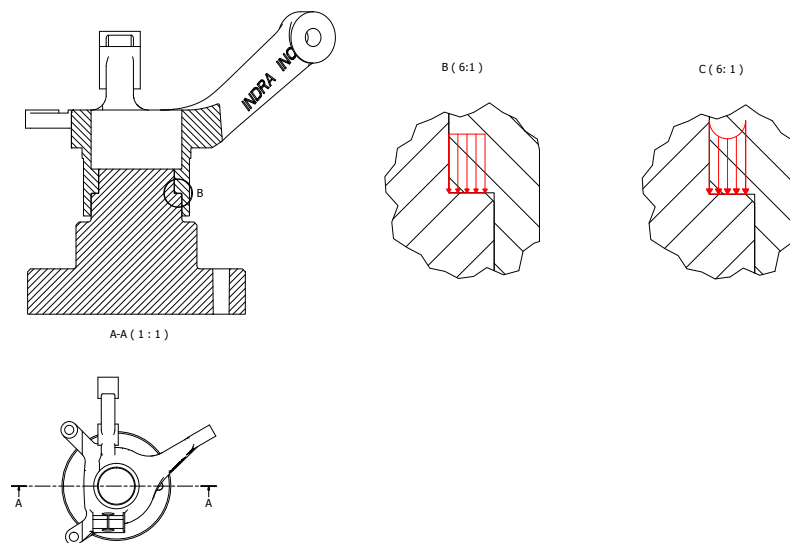


Figura 4.2 – Comparação entre distribuição de tensão média e segundo Sneddon (1965).

Com relação agora a **mesa inferior** foi admitido um coeficiente de segurança de 0,96 o que a princípio pode parecer um erro, contudo, uma vez que este fator de segurança é contra uma tensão máxima na superfície da mesa e multiplicada por um fator de concentração de tensão proveniente dos furos para fixação, sabe-se que esta mesma tensão será drasticamente reduzida com a adição das placas de reforço conforme pode ser visto nas vistas explodidas e do conjunto completo no Apêndice. Essas placas tenderão a manter a mesa inferior com deflexões verticais mínimas, reduzindo assim a tensão máxima e permitindo que ela seja dimensionada com este fator de segurança menor que um. O **pino guia cilíndrico** ISO 8734 também foi dimensionado com um fator menor que 1, isto é devido ao fato de que na resolução da equação 3.11 o diâmetro  $d$  encontrado foi de um valor próximo ao de 16 mm comercial. Este subdimensionamento é aceitável pelo mesmo motivo anteriormente explicado: o reforço inferior irá impedir que os momentos nas fixações sejam elevados.

A **junta parafusada** com parafusos ISO 4762 foi dimensionada para uma força de tração certamente superior à aquela realmente atuante, 25% do carregamento total. Além disso, a rigidez dos pinos irá prevenir muito da deformação vertical  $v$ , desta forma a tensão de tração não será elevada. Não obstante, os coeficientes de segurança contra escoamento e separação foram de 1,10 e 1,37 respectivamente. As **placas laterais C** foram dimensionadas a partir da observação de MURARKA (1987), resultando em um coeficiente de segurança bem alto. Além disso, as chapas de reforço adicionadas irão servir como nervuras o que certamente iria aumentar este coeficiente, portanto, a escolha de uma material mais simples é justificada desta maneira.

## 4.2 ESTRUTURA PRINCIPAL

Após serem feitas observações sobre os resultados advindos de métodos analíticos para cada componente, serão expostos e discutidos agora os resultados da análise via método dos elementos finitos da estrutura. Como primeiro resultado temos o gráfico de **convergência** na Figura 4.3. Este gráfico possui em sua abscissa as etapas, isto é, o número de refinamentos. No eixo das ordenadas temos o deslocamento para cada passo. O gráfico demonstra que foi apenas na 3ª iteração que o critério de convergência foi alcançado. Além disso, nota-se que o sistema convergiu para um deslocamento de 0,95 mm. Isto significa que na terceira iteração, o refino de malha atingiu um valor muito próximo do segundo, indicando a independência do deslocamento para com o refino de malha.

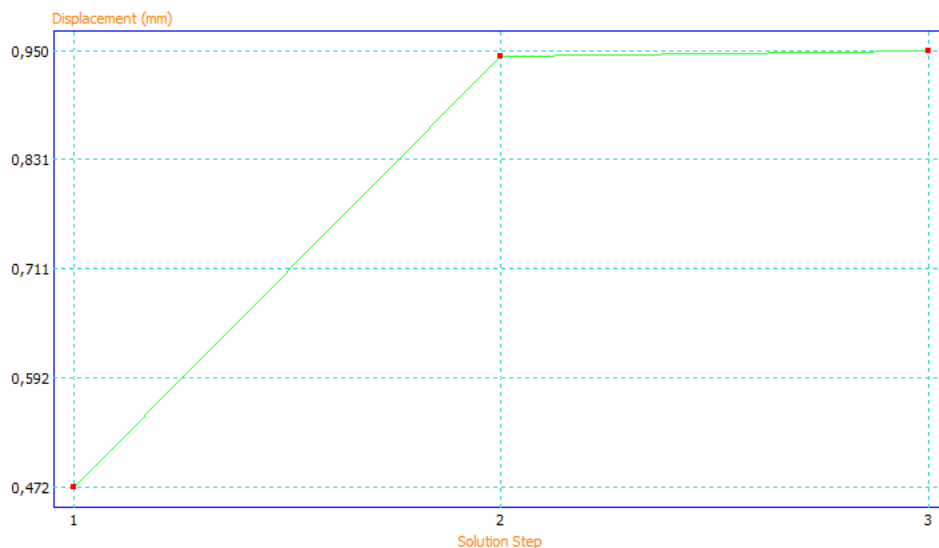
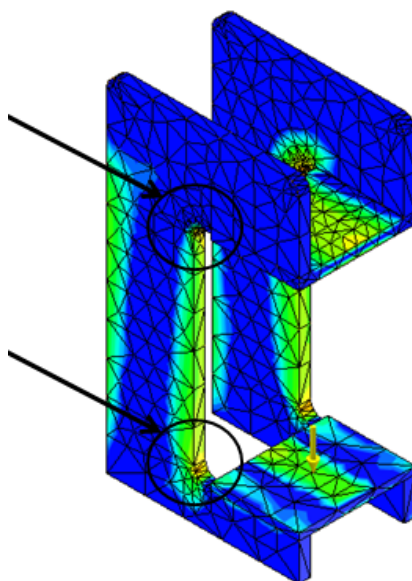


Figura 4.3 – Gráfico de convergência para o deslocamento.

O **refinamento de malha** termina na 3ª iteração onde, após o sucessivos refinamentos, obtém-se a malha conforme a Figura 4.4. Nota-se que os refinamentos foram realizados nas regiões dos concentradores de tensão e em suas vizinhanças conforme especificado pelos parâmetros. Finalmente, após refinamentos das 3 iterações, a **Tensão Máxima Equivalente de Von Mises** estagna e a distribuição de tensões pela estrutura assume a seguinte forma, conforme a Figura 4.5. Extrai-se desta distribuição que a tensão máxima equivalente de Von Mises é de 99,08 MPa e localiza-se na curvatura das laterais do equipamento em vermelho.

Conclui-se então que a estrutura, segundo esta análise com elementos finitos, não falhará neste cenário pois a tensão de Von Mises é menor do que a de escoamento, sendo está 207 MPa. Uma comparação a ser feita é com a tensão máxima obtida através da aproximação de MURARKA (1987) e da equação 3.22 em que a tensão equivalente foi de 68,87 MPa. Outra observação pertinente aqui é que esta diferença é parte explicada pela suposição de MURARKA (1987) de que o comportamento da placa inteira seria

Figura 4.4 – Refinamento realizado até a 3<sup>a</sup> iteração.

semelhante ao comportamento de metade dela com a base engastada conforme mostra a Figura 3.9. Além disso, o ponto de máxima tensão se dá na superfície externa voltada para a abertura da prensa, conforme também previsto pela equação 3.22, que é onde o momento é somado a força normal de tração gerada pela reação ao parafuso.

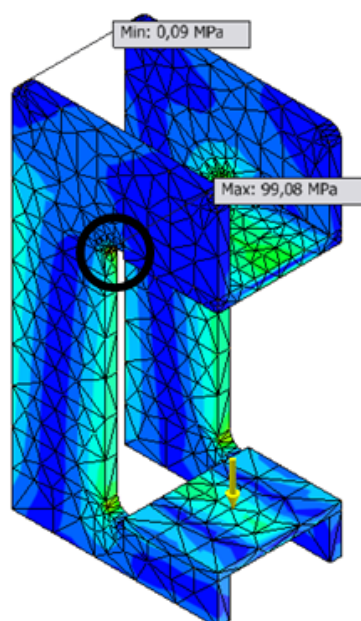


Figura 4.5 – Distribuição das tensões de Von Mises.

Conforme definido na secção a respeito das propriedades do material, o **Fator de Segurança** foi tomado em relação a tensão de escoamento. Portanto, pode-se verificar na

Figura 4.6 que de acordo com este modelo e para esta intensidade de carga estática não haveria falha pois este parâmetro foi concluído através das iterações em no mínimo 2,22.

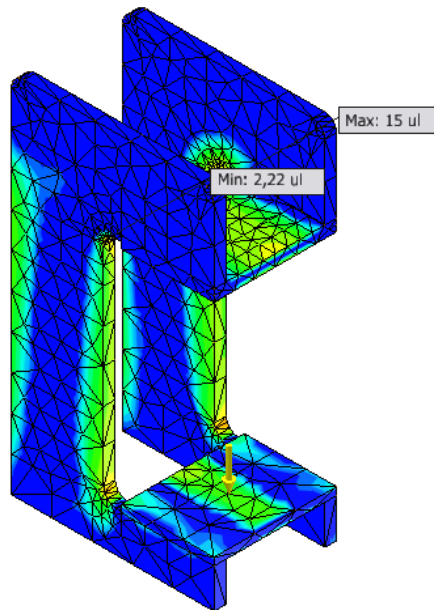


Figura 4.6 – Distribuição do fator de segurança.

Por fim, um outro tipo de resultado são as **reações** na base engastada conforme mostra a Tabela 4.1. Uma vez que as duas forças exercidas pelo cilindro atuador na estrutura da prensa são opostas e de mesmo valor, é esperado que no engaste as forças de reação sejam mínimas, contudo, não nulas, e isto devido a fontes de erros intrínsecas à solução numérica.

Tabela 4.1 – Forças de reação.

Direção	Valor	Porcentagem da força aplicada (100 kN)
X	-0,422 N	0,000 422%
Y	-4,994 N	0,002 994%
Z	-7,955 N	0,007 955%
F	9,402 N	0,009 402%

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

As considerações finais serão elaboradas seguindo a sequência de exposição dos assuntos desde trabalho. Em primeiro lugar deve ser ressaltado o fato de que toda a análise deste trabalho foi feita supondo um carregamento estático, assim, durante o desenvolvimento, foram necessários alguns superdimensionamentos. Uma possível oportunidade de estudo seria a definição da força de prensagem através do nível de interferência entre o rolamento e seu alojamento na manga de eixo (Figura 1.1). No início do trabalho também poderia ser incluída uma seção sobre o parafuso de potência Bosch Rexroth utilizado. Uma breve teoria sobre seu funcionamento seguida do método de seleção oferecido pela própria Bosch forneceria mais subsídio para o restante do trabalho. Neste trabalho a força de prensagem de 100 000 N foi extraída de exemplos práticos da indústria, mas poderia certamente ser definida analiticamente para diversos casos de interferência. Além disso, não foi considerado se as tensões advindas da interferência do rolamento com a manga de eixo poderiam gerar outras tensões no suporte do produto. Sobre a metodologia aplicada, um futuro trabalho a ser feito seria o de adaptar a metodologia extraída de [Dubbel \(1994\)](#) de forma específica à prensas. Assim, dependendo de uma variação de requisitos específicos para prensas, uma metodologia de projetos com os passos e decisões-chaves a serem tomadas já definidas poderia agilizar e otimizar o processo de projeto de um equipamento destes. Outra consideração a ser feita é sobre os perfis de distribuição de tensão assumidos para o dimensionamento do suporte do produto e da mesa inferior.

O suporte do produto foi dimensionado com uma distribuição média de tensão, porém sabe-se pelo estudo de [Sneddon \(1965\)](#) que esta não é uma aproximação fiel sendo este um ponto a ser estudado mais profundamente. Com relação às forças operando na mesa inferior e como elas se distribuíam no contato entre a mesa e seus apoios, também não foi encontrada alguma teoria específica para este caso. Nestes dois exemplos vê-se apenas duas opções, ou encontra-se alguma teoria desenvolvida com formulação analítica que descreva com precisão a situação ou parte-se para uma análise via método dos elementos finitos. Ainda sobre as mesas inferior e superior, poderiam ser dadas algumas recomendações quanto às furações, por exemplo, sobre como elas deveriam ser feitas para que a precisão fosse aumentada, qual rugosidade seria adequada, que dureza das paredes internas dos furos seria resistente a eventuais desgastes. Não obstante, seria de grande proveito uma investigação a respeito da fragilização das extremidades da mesa que os vários furos poderiam causar. Neste trabalho foram usados fatores de concentração de tensão, porém, outros modelos mais realistas poderiam ser empregados. Outro estudo que poderia ser levado em conta seria um sobre a influência na rigidez causada pela adição de reforços como o presente na Figura 3.7. Caso uma correlação fosse estabelecida, poderia



ser previsto se a adição desses reforços seriam significativa ou não, otimizando a utilização de recursos.

No que concerne o dimensionamento dos parafusos, foi encontrada vasta teoria sobre carregamentos excêntricos em juntas parafusadas como VDI (2003), que é certamente uma descrição mais precisa dos parafusos utilizados, porém, devido a relativa complexidade das equações e da teoria por trás delas, foi feita uma aproximação de que os parafusos eram carregados na direção de seu eixo principal. Por fim, este trabalho serviu como grande avanço particular no estudo e emprego de métodos analíticos e numéricos para dimensionamento de componentes. Através dele foi possível experimentar as vantagens e desvantagens de ambos os métodos.

## REFERÊNCIAS

- AUTODESK. **Support Autodesk**. New York: Autodesk, 2014. v. 1.
- COMSOL. **Multiphysics Cyclopedia**. New York: Comsol, 2012. v. 1.
- DEAN, J. **An Introduction to the Finite Element Method**. London: University of Cambridge, 2009. v. 1.
- DIN509. **Formas e Dimensões de Recuos**. Alemanha: DIN, 1998.
- DIN7157. **Seleção Recomenda de Ajustes**. Alemanha: DIN, 1996.
- DIN974-1. **Diameters of Counterbores**. Alemanha: DIN, 2008.
- DUBBEL, W. **Handbook of Mechanical Engineering**. Great Britain: Springer - Verlag, 1994.
- HODOHARA, T. **Finite Element Mesh Using H-Refinement Procedure**. New York: Tadashi, 2005. v. 1.
- ISO2768. **Tolerâncias Gerais**. Alemanha: ISO, 1991.
- KIM, N.-H. **Introduction to Finite Element Analysis and Design**. New York: John Wiley, 2009. v. 1.
- KITTUR, M. **Mesh Refinement in Finite Element Analysis by Minimization of the Stiffness Matrix Trace**. Ohio: Nasa, 1989. v. 1.
- LI, Y. **Comparison of h- and p- Adaptations for Spectral Difference Methods**. Chigado, Illinois: Stanford University, 2010. v. 1.
- MANFÈ, G. **Desenho Técnico Mecânico**. Brasil: Hemus, 2004.
- MURARKA, P. D. **Computer-Aided Design of Hydraulic Press Structures**. Great Britain: Pergamon Press, 1987.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- OBBERG, J. **Manual Universal da Técnica Mecânica**. São Paulo: Hemus, 1962.
- RASH, L. C. **Strength Evaluation of Socket Joints**. Hampton, Virginia: NASA, 1994.
- REDDY, J. N. **An Introduction to the Finite Element Method**. New York: McGraw-Hill Education, 2006. v. 1.
- SNEDDON. **The Relation Between Load and Penetration in The Axisymmetric Boussinesq Problem for a Punch of Arbitrary Profile**. Great Britain: Pergamon Press, 1965.
- SUPPORT, A. **H Refinement**. New York: Autodesk, 2014. v. 1.
- VDI. **Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints**. Alemanha: VDI, 2003. v. 1.

## APÊNDICE A – TABELAS AUXILIARES

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	-HB
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado a quente	54	372	98	676	12	200
	normalizado a 1650°F	61	421	112	772	18	229
	temperado e revenido a 1200°F	76	524	116	800	23	229
	temperado e revenido a 800°F	97	669	140	965	17	277
	temperado e revenido a 400°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado a quente	66	455	120	827	10	248
	normalizado a 1650°F	72	496	147	1 014	9	13
	temperado e revenido a 1200°F	80	552	130	896	21	269
	temperado e revenido a 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	temperado e revenido a 400°F	118	814	183	1 262	10	375

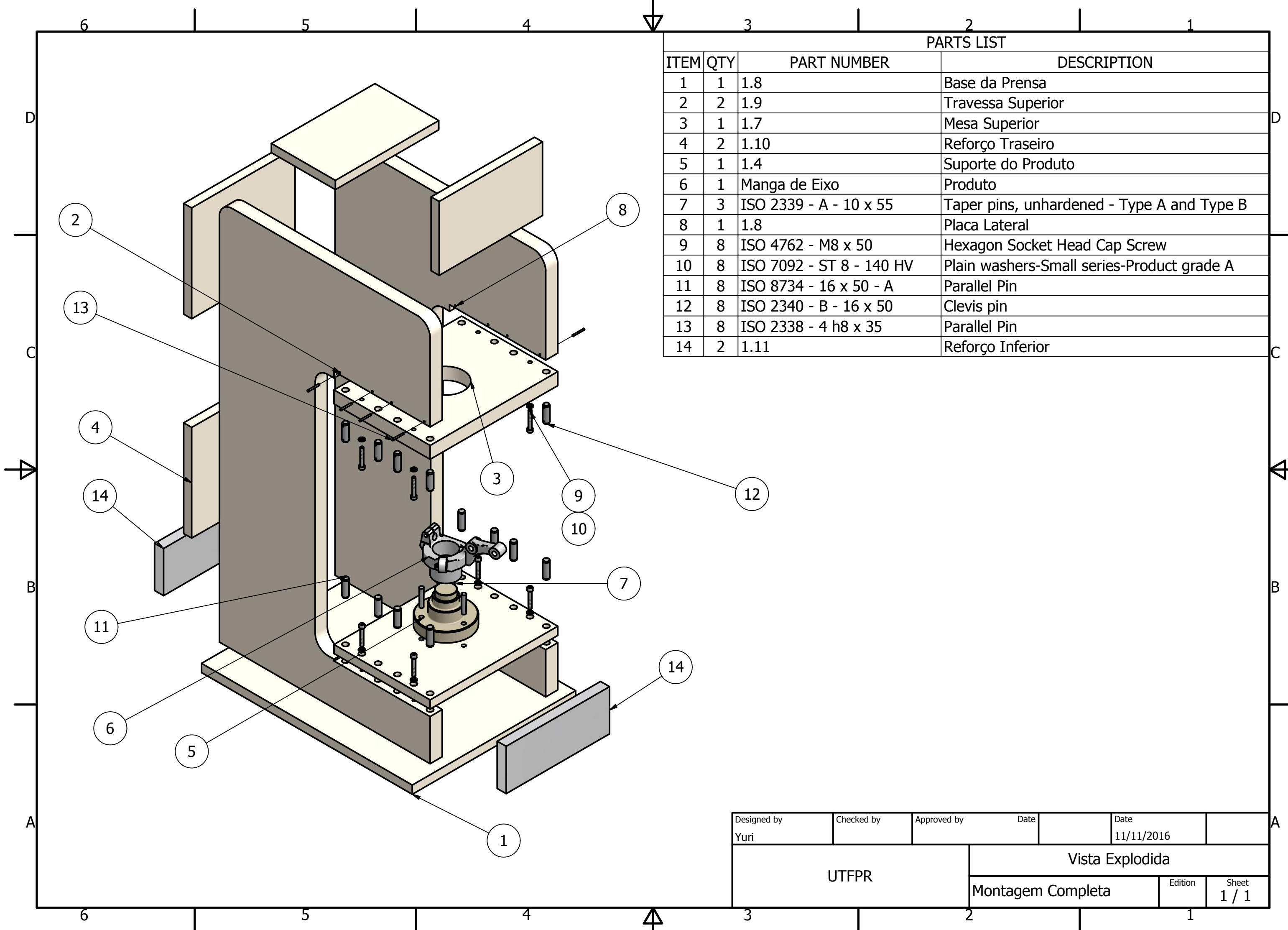
Figura A.1 – Tabela com valores de tensão de escoamento para aços (NORTON, 2013).

<i>HB</i> Brinell	<i>HV</i> Vickers	Rockwell		Tensão limite, $\sigma_u$	
		<i>HRB</i>	<i>HRC</i>	MPa	ksi
627	667	–	58,7	2393	347
578	615	–	56,0	2158	313
534	569	–	53,5	1986	288
495	528	–	51,0	1813	263
461	491	–	48,5	1669	242
429	455	–	45,7	1517	220
401	425	–	43,1	1393	202
375	396	–	40,4	1267	184
341	360	–	36,6	1131	164
311	328	–	33,1	1027	149
277	292	–	28,8	924	134
241	253	100	22,8	800	116
217	228	96,4	–	724	105
197	207	92,8	–	655	95
179	188	89,0	–	600	87
159	167	83,9	–	538	78
143	150	78,6	–	490	71
131	137	74,2	–	448	65
116	122	67,6	–	400	58

Nota: Carga de 3000 kgf para a dureza Brinell, HB.

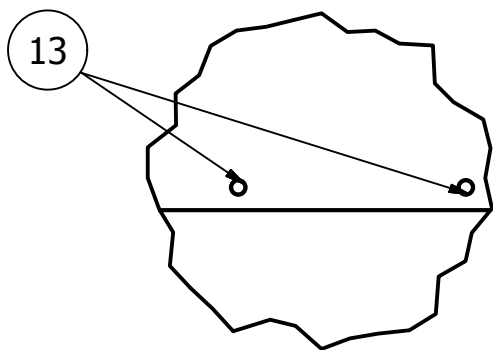
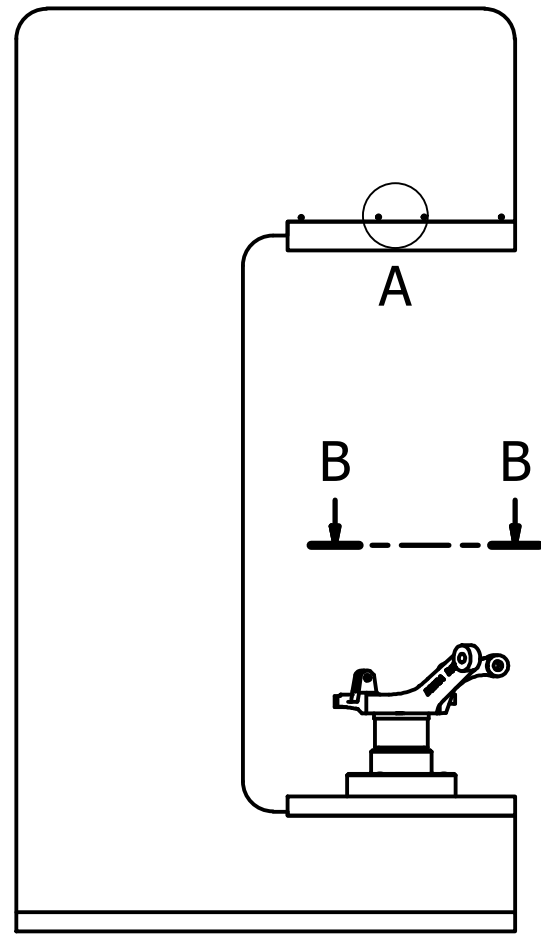
Figura A.2 – Correlação entre dureza e tensão limite (NORTON, 2013).

## APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS



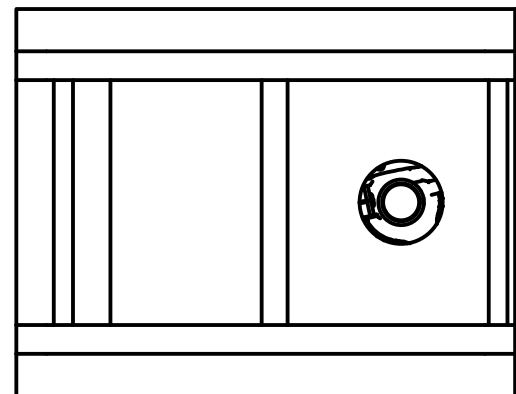
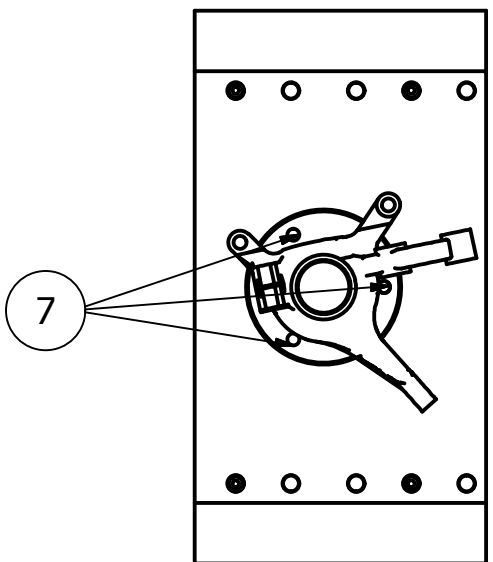
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	1.8	Base da Prensa
2	2	1.9	Travessa Superior
3	1	1.7	Mesa Superior
4	2	1.10	Reforço Traseiro
5	1	1.4	Suporte do Produto
6	1	Manga de Eixo	Produto
7	3	ISO 2339 - A - 10 x 55	Taper pins, unhardened - Type A and Type B
8	1	1.8	Placa Lateral
9	8	ISO 4762 - M8 x 50	Hexagon Socket Head Cap Screw
10	8	ISO 7092 - ST 8 - 140 HV	Plain washers-Small series-Product grade A
11	8	ISO 8734 - 16 x 50 - A	Parallel Pin
12	8	ISO 2340 - B - 16 x 50	Clevis pin
13	8	ISO 2338 - 4 h8 x 35	Parallel Pin
14	2	1.11	Reforço Inferior

Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 11/11/2016
UTFPR		Vista Explodida		
		Montagem Completa	Edition	Sheet 1 / 1

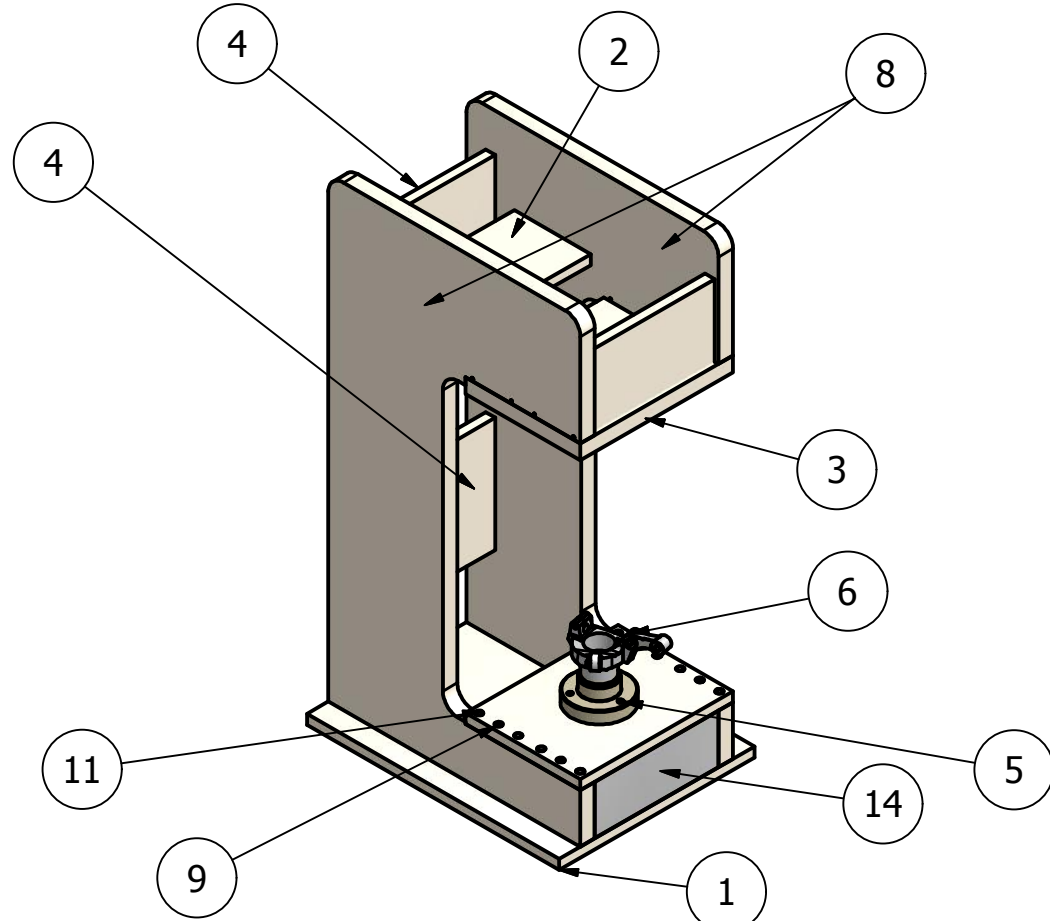


A ( 1 : 2 )

B-B ( 1 : 7 )

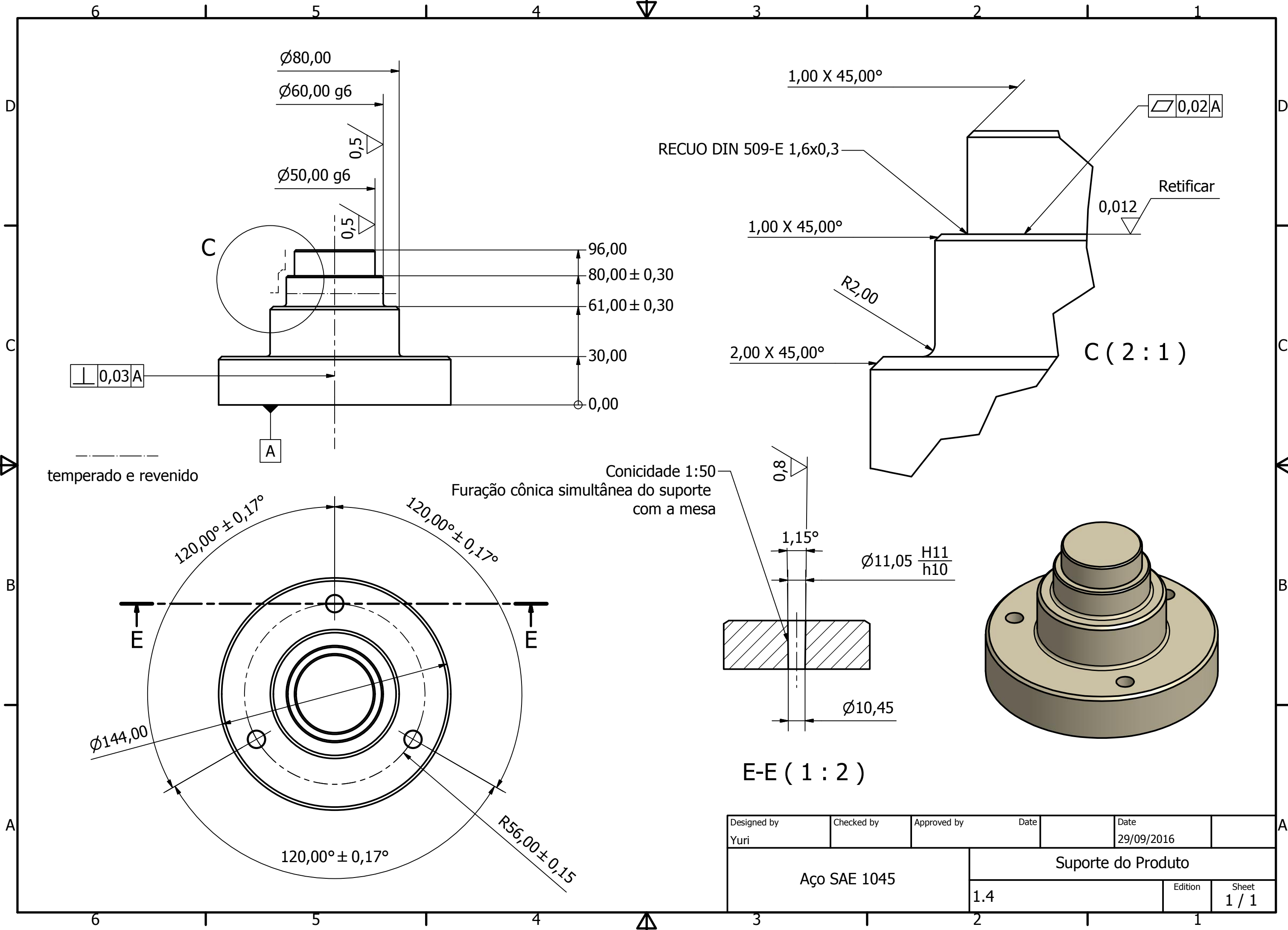


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	1.8	Base da Prensa
2	2	1.9	Travessa Superior
3	1	1.7	Mesa Superior
4	2	1.10	Reforço Traseiro
5	1	1.4	Suporte do Produto
6	1	Manga de Eixo	Produto
7	3	ISO 2339 - A - 10 x 55	Taper pins, unhardened - Type A and Type B
8	1	1.8	Placa Lateral
9	8	ISO 4762 - M8 x 50	Hexagon Socket Head Cap Screw
10	8	ISO 7092 - ST 8 - 140 HV	Plain washers-Small series-Product grade A
11	8	ISO 8734 - 16 x 50 - A	Parallel Pin
12	8	ISO 2340 - B - 16 x 50	Clevis pin
13	8	ISO 2338 - 4 h8 x 35	Parallel Pin
14	2	1.11	Reforço Inferior



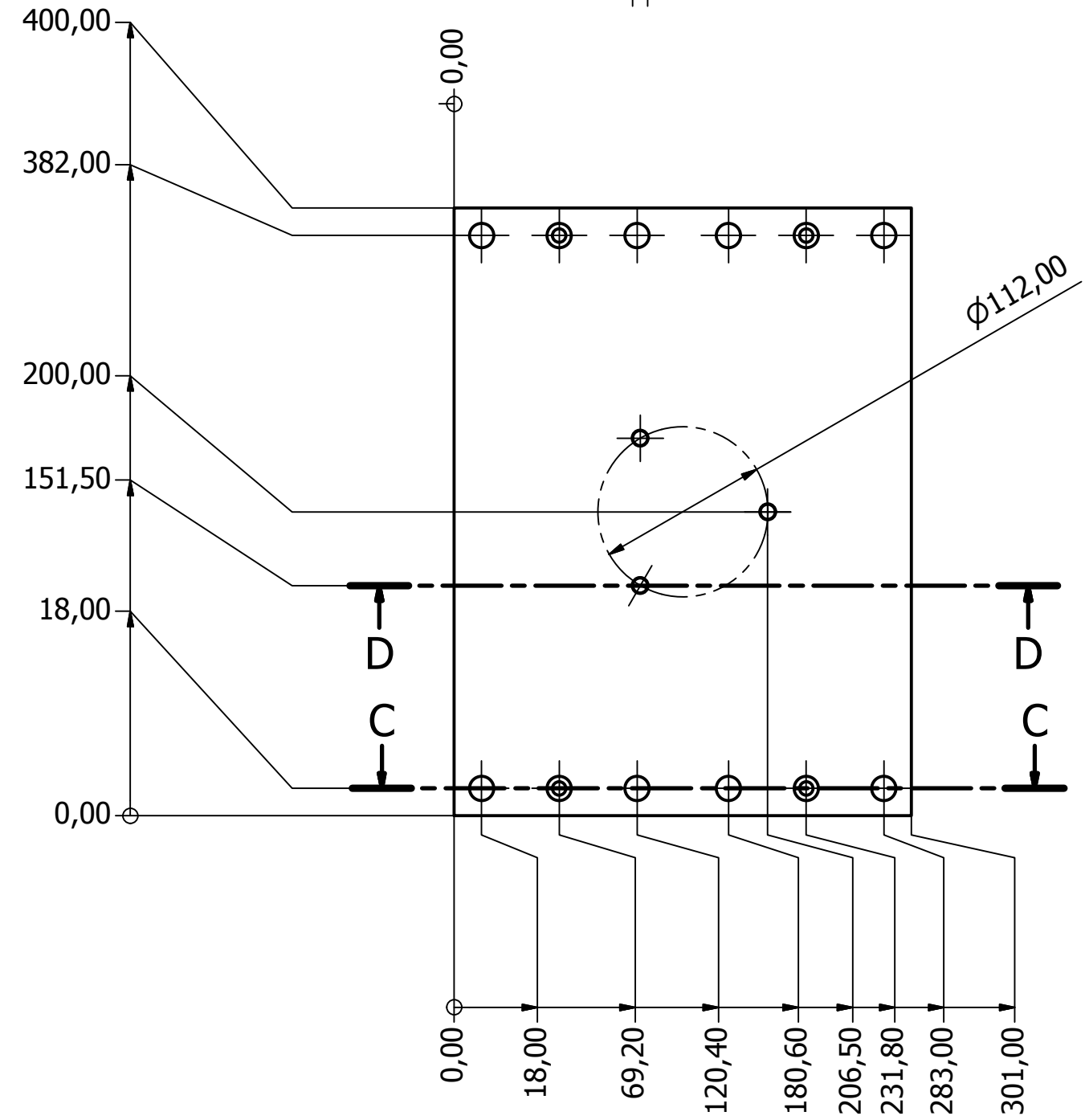
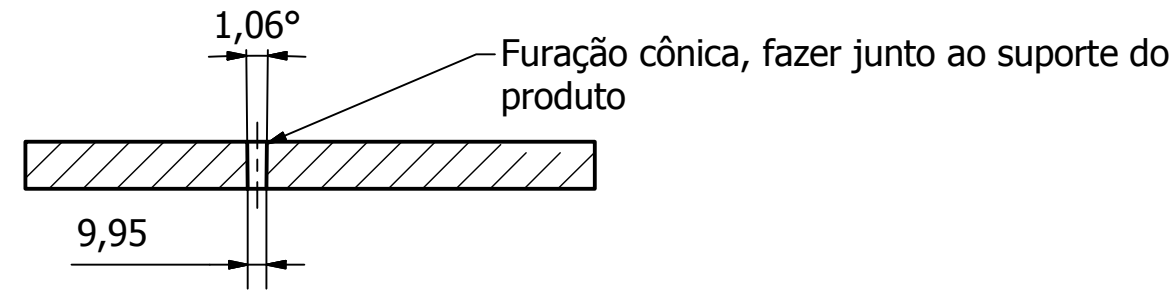
Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 10/11/2016
UTFPR		Prensa de Parafuso 10 Toneladas		
Conjunto Completo			Edition	Sheet 1 / 1



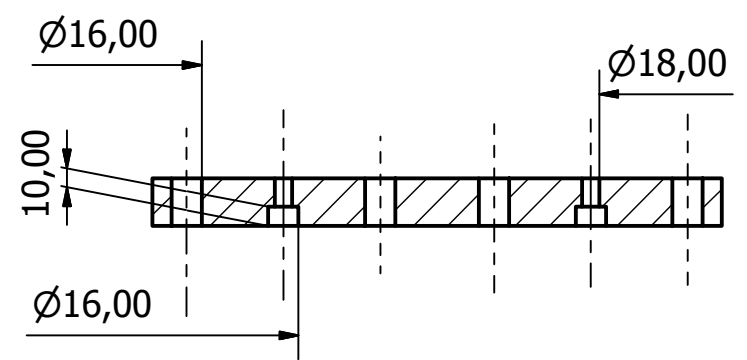


Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 29/09/2016
Aço SAE 1045			Suporte do Produto	
1.4			Edition	Sheet 1 / 1

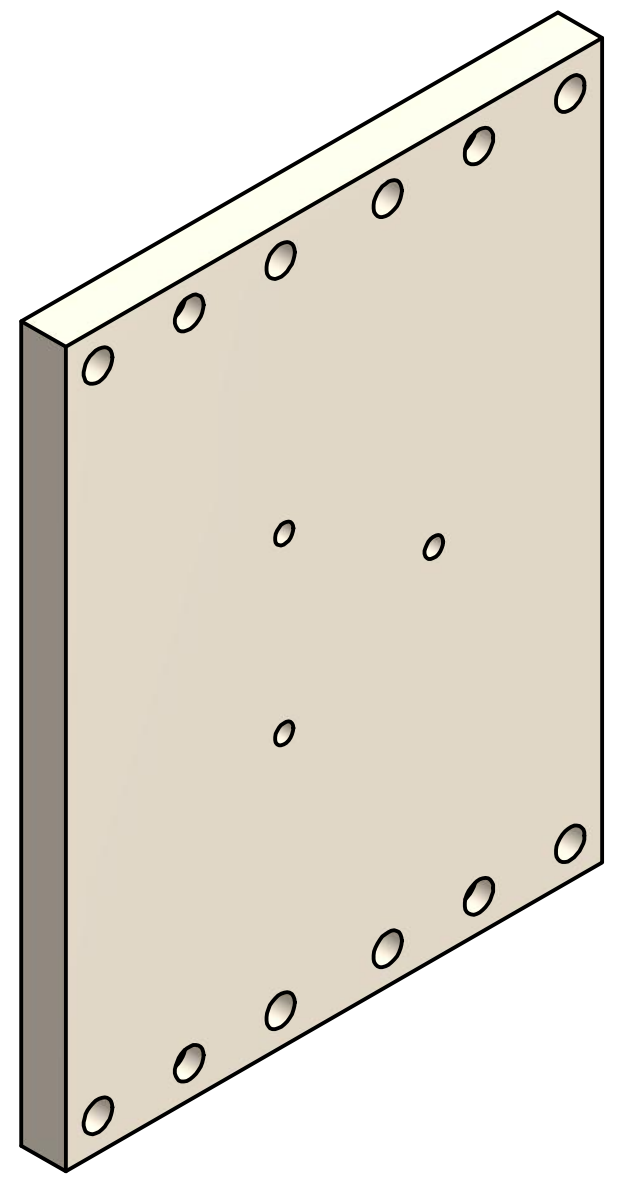
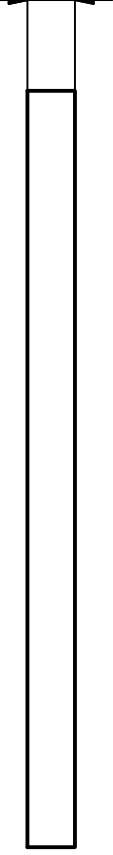
D-D ( 1 : 4 )



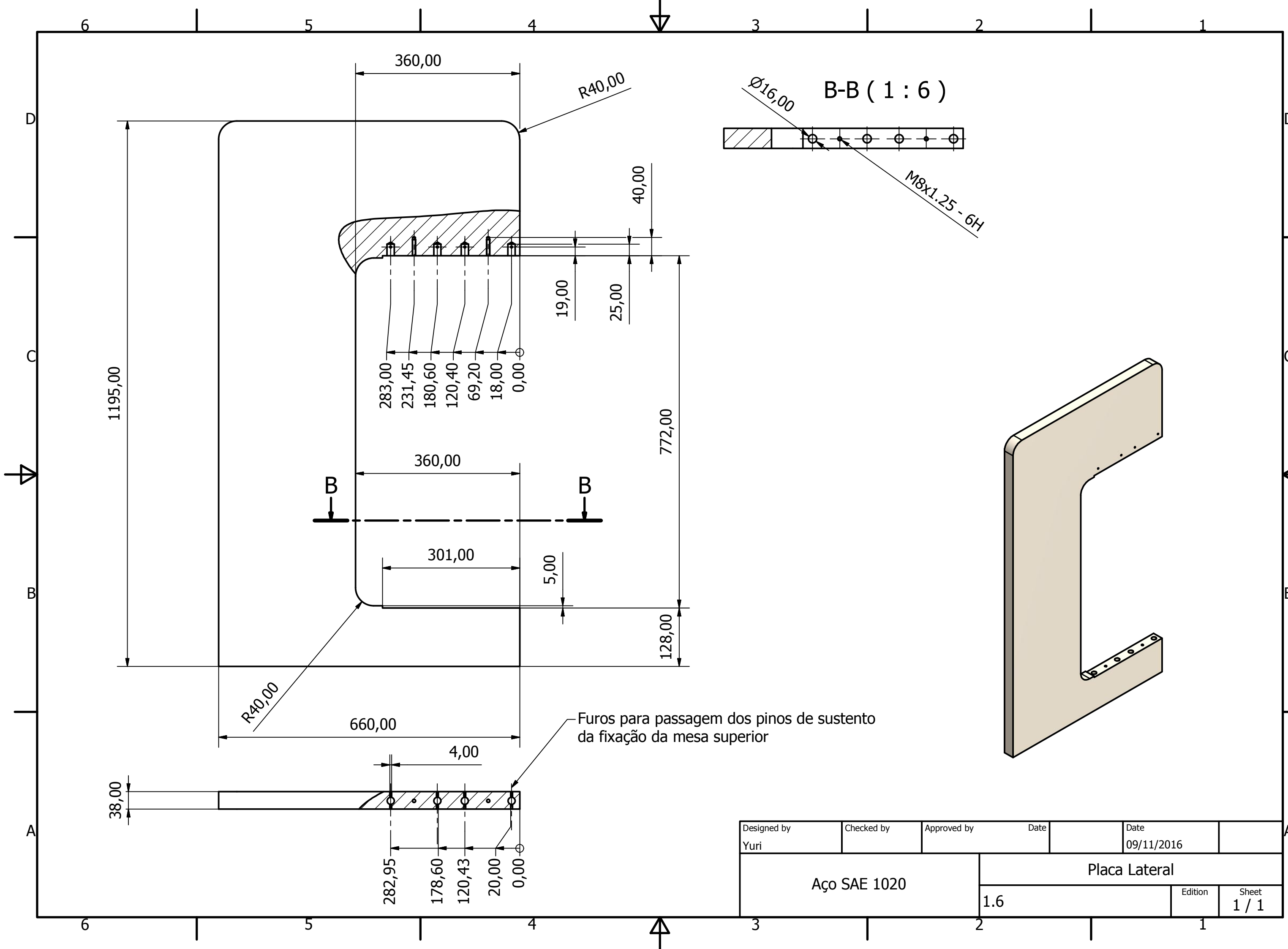
C-C ( 1 : 4 )



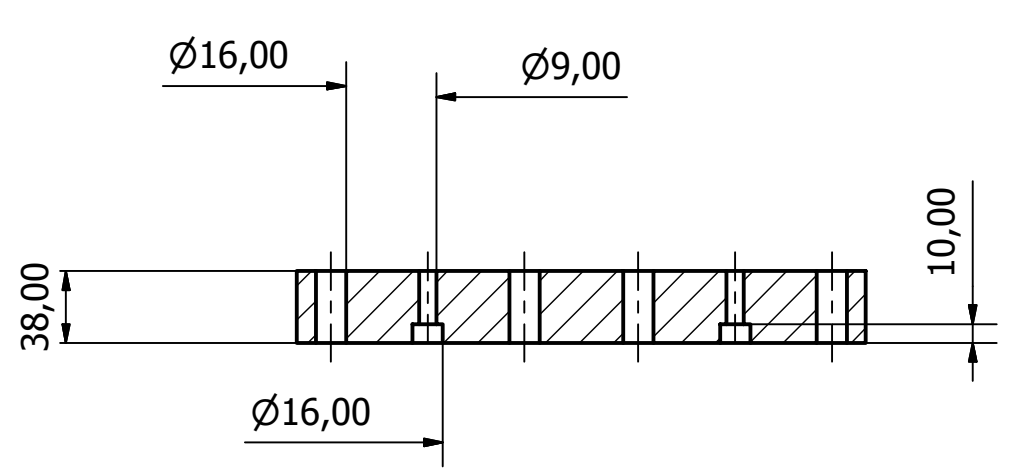
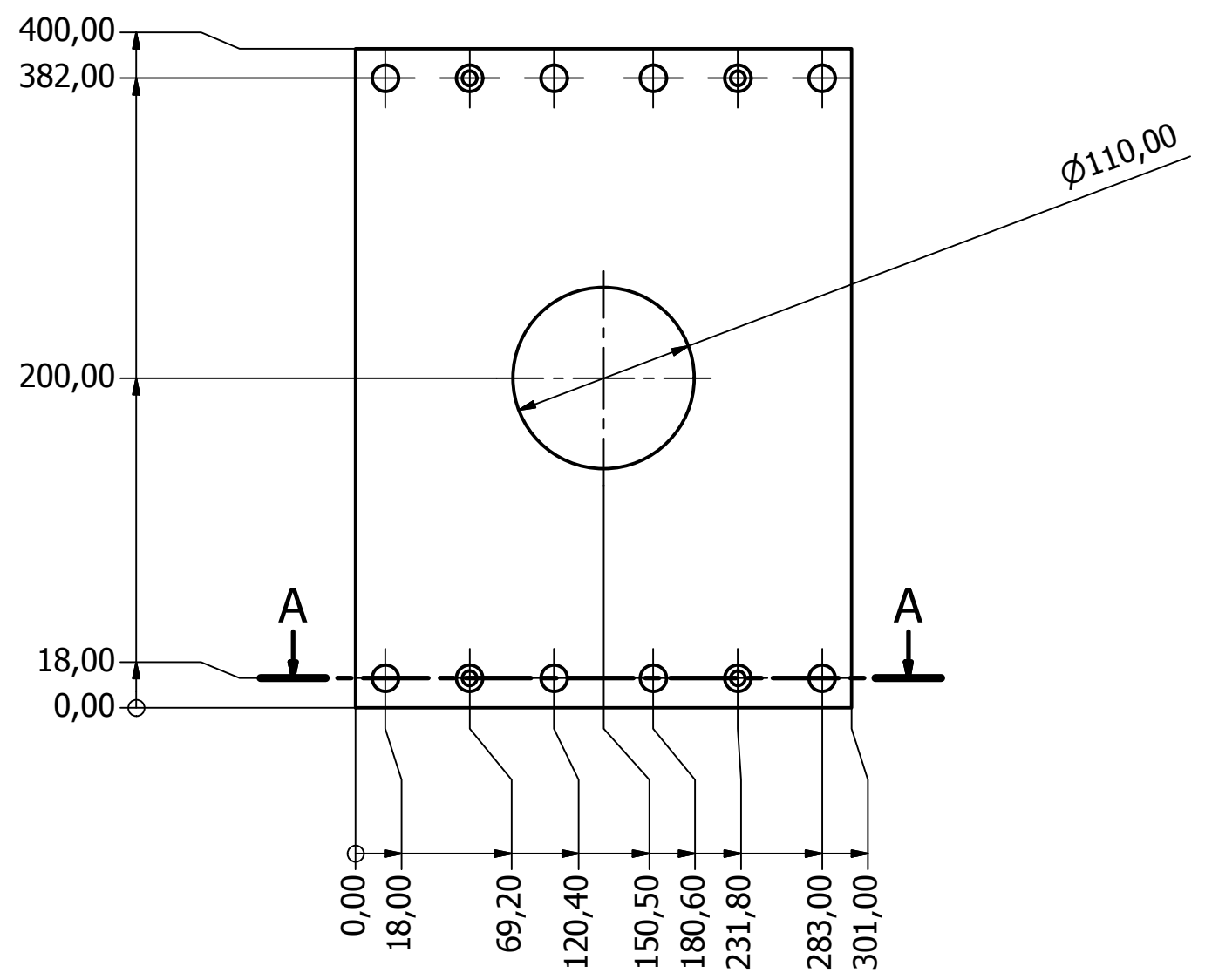
25,00



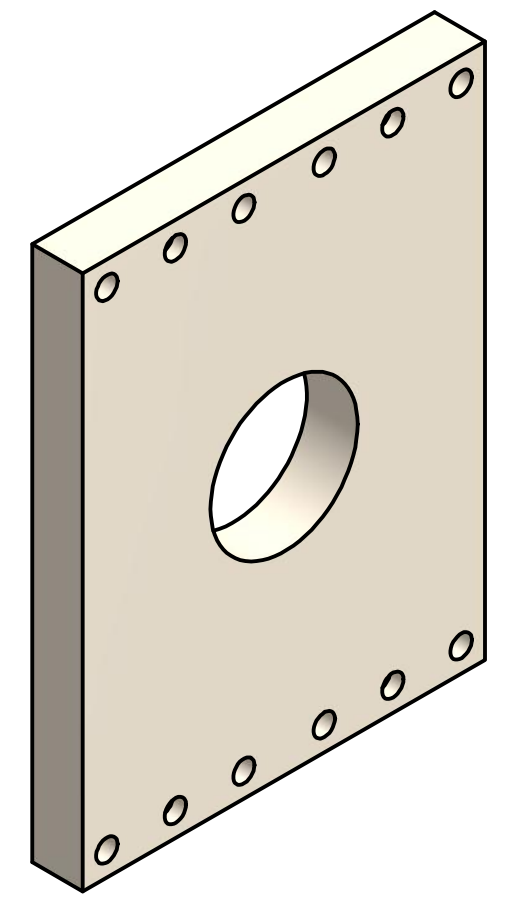
Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 08/11/2016
Aço SAE 1045			Mesa Inferior	
1.5			Edition	Sheet 1 / 1



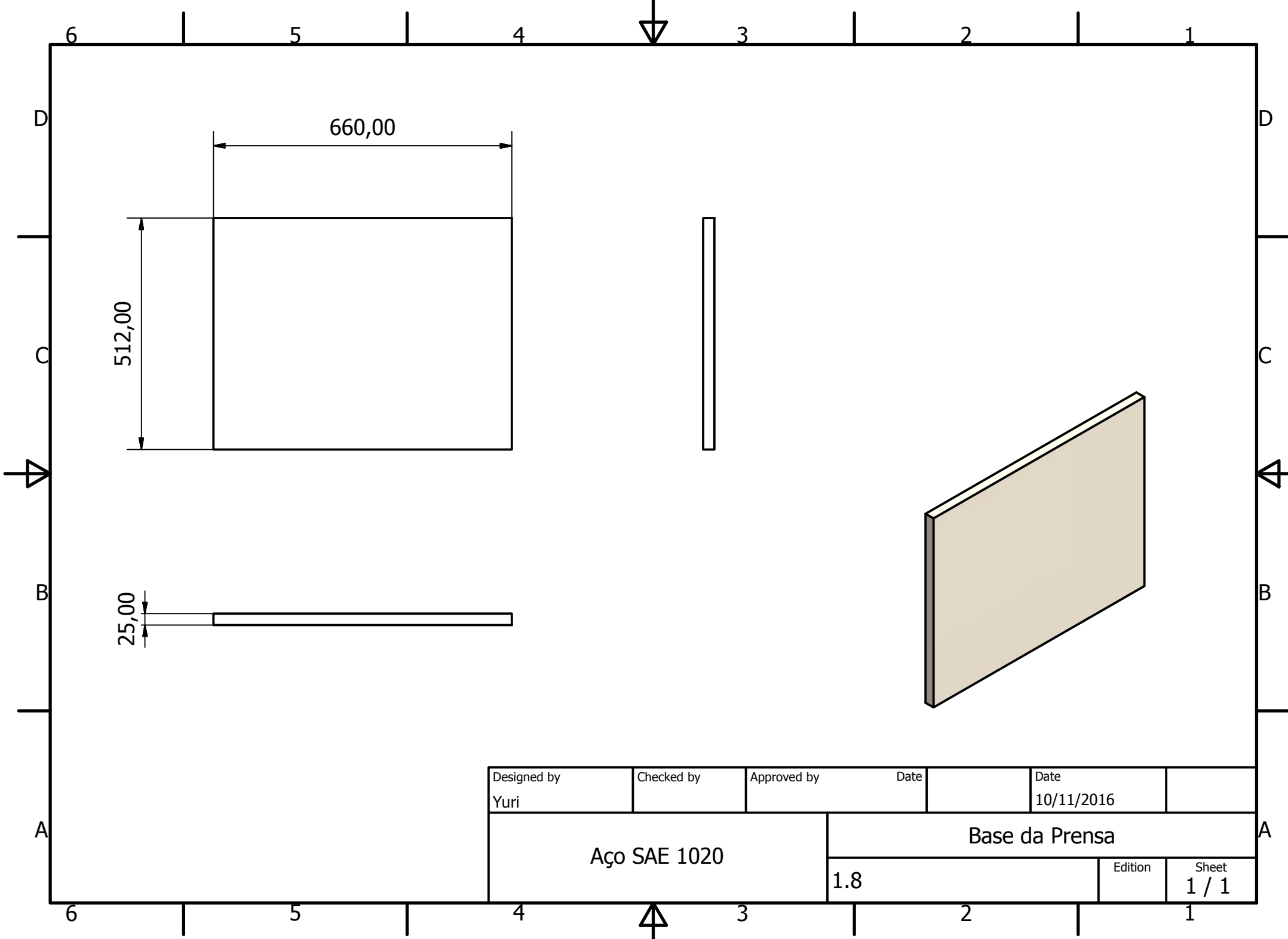
Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 09/11/2016	
Aço SAE 1020			Placa Lateral		
			1.6	Edition	Sheet 1 / 1



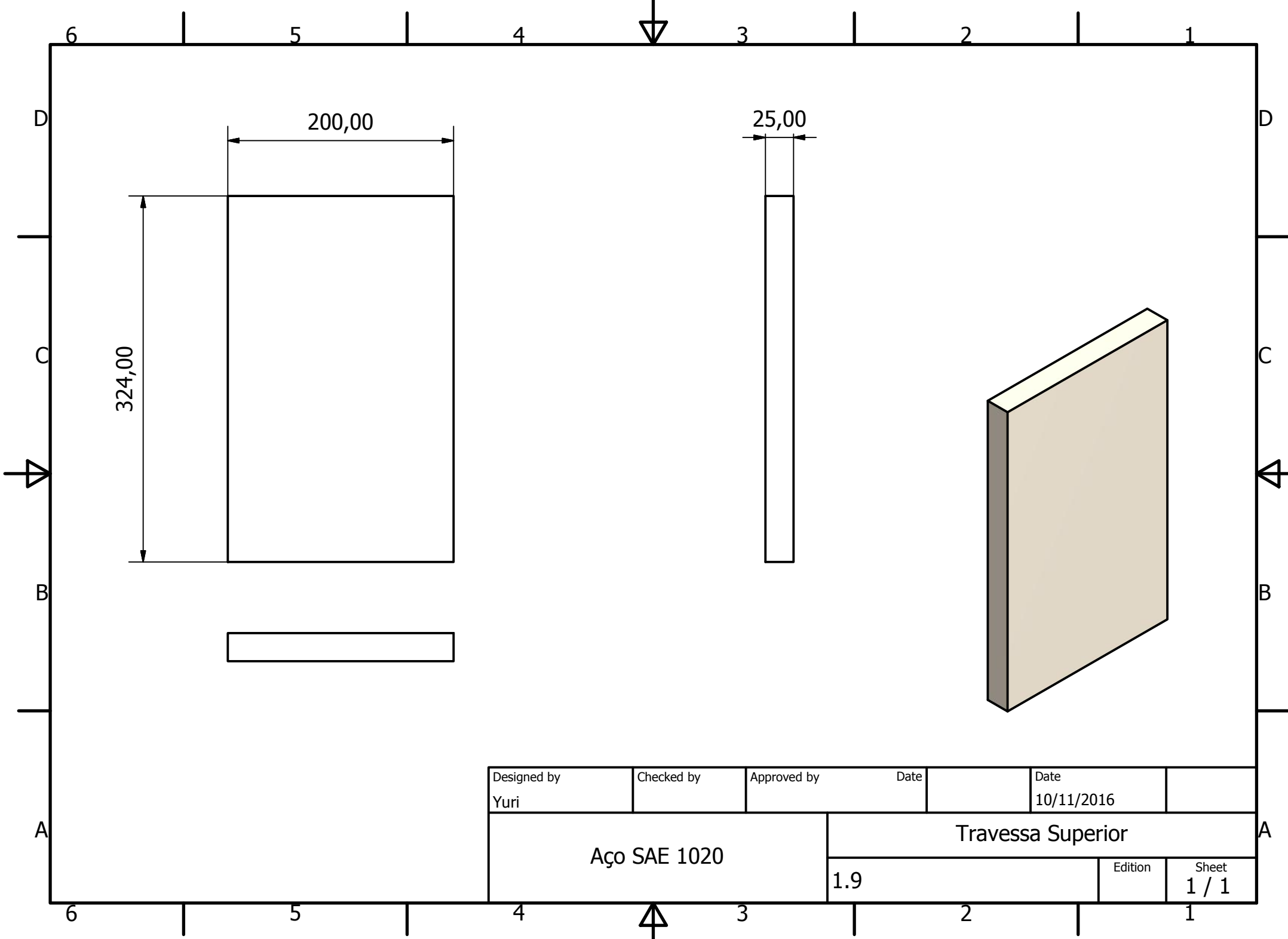
A-A ( 1 : 4 )



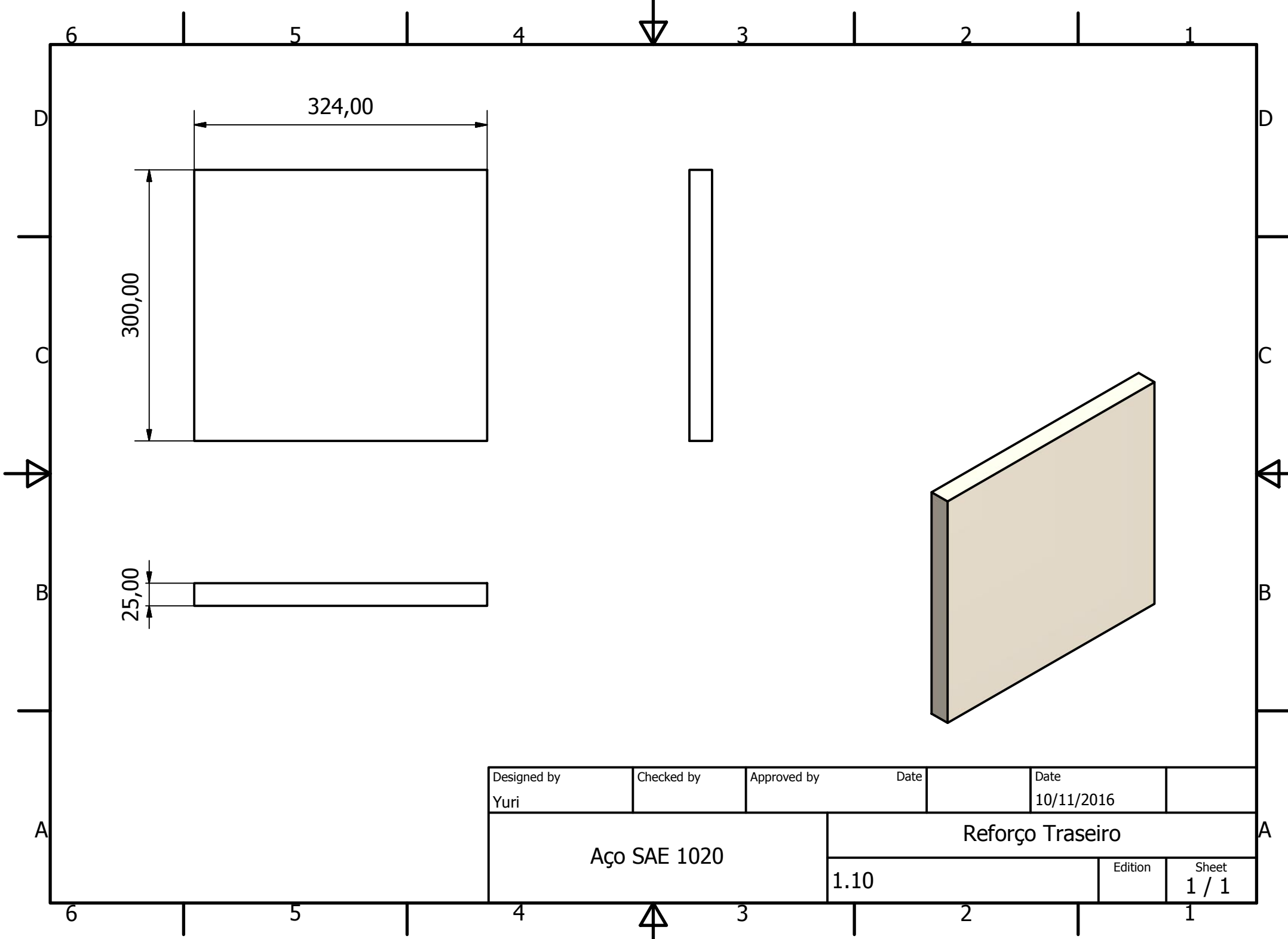
Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 10/11/2016
Aço SAE 1045		Mesa Superior		
		1.7	Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 10/11/2016	
Aço SAE 1020			Base da Prensa		
			1.8	Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 10/11/2016	
Aço SAE 1020			Travessa Superior		
			1.9	Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Yuri	Checked by	Approved by	Date	Date 10/11/2016	
Aço SAE 1020			Reforço Traseiro		
1.10				Edition	Sheet 1 / 1