

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DA ESTRUTURA DE UMA PRENSA HIDRÁULICA PARA REALIZAÇÃO DE
TESTES DE PRESSÃO E DIRIGIBILIDADE DE TRENS DE POUSO DE NARIZ

por

Bernardo Araujo da Silveira

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

Porto Alegre, Junho de 2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**PROJETO DA ESTRUTURA DE UMA PRENSA HIDRÁULICA PARA REALIZAÇÃO DE
TESTES DE PRESSÃO E DIRIGIBILIDADE DE TRENS DE POUSO DE NARIZ**

por

Bernardo Araujo da Silveira

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

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Me. Martin Geier

Comissão de Avaliação:

Prof. Darci Barnech Campani

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 21 de Junho de 2010.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, ao Prof. Me. Martin Geier, orientador deste Trabalho de Diplomação, pela total paciência, dedicação e comprometimento durante a realização do trabalho.

Especialmente aos meus pais, Luiz Alberto e Terezinha, pelo apoio em todos os aspectos e por proporcionarem-me as condições necessárias para buscar um ensino de qualidade e mostrarem-me o caminho para uma vida digna e valorizada dentro da sociedade.

Agradeço também aos meus dois irmãos, Alexandre e Rafael, que em momentos de dificuldade mostraram-se sempre dispostos a ajudar-me.

Aos amigos Ricardo Huppes, Mateus Knapp e Edgar Oppitz pela amizade e companheirismo criado durante a faculdade e após.

Aos funcionários da TAP Manutenção e Engenharia, Eng^o Alexandre Feijó, Eng^o Cleber Zanella e Eng^a Simone Pecantet, a Vladimir Silva e Frederico Seitenfus.

SILVEIRA, B. A. **Projeto da Estrutura de uma Prensa Hidráulica para Realização de Testes de Pressão e Dirigibilidade de Trens de Pouso de Nariz**. 2009. 30f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto da estrutura de uma prensa hidráulica do tipo H para realização de testes de pressão e dirigibilidade dos trens de pouso de nariz das aeronaves Fokker-50, ERJ-145, EMB-120, ATR-42, ATR-72 e A-320. A estrutura da prensa foi projetada para ser versátil, ergonômica e segura. Considerando diversas restrições de projeto e experiências anteriores, optou-se pela concepção de estrutura com mesa fixa e cilindro hidráulico com suporte móvel, com sistema ajustável de altura utilizando cabos de aço, polias e guincho de manivela auto travante. Para a análise estrutural foram gerados dois modelos: um modelo 2-D simplificado para análise linear e um modelo 3-D em CAD para análise linear através do Método dos Elementos Finitos. Os resultados das análises foram comparados para diferentes materiais e o aço estrutural AISI 1020 foi o selecionado para a fabricação de chapas, perfis e barras da estrutura. Os demais componentes da prensa foram dimensionados seguindo teorias de falha e apoiados por normas e bibliografia. O projeto mostrou-se viável pela aplicação específica e pela não disponibilidade, no mercado, de um modelo que atenda a todas as exigências e restrições dos testes.

PALAVRAS-CHAVE: Prensa hidráulica, trem de pouso, teste de pressão e dirigibilidade, método dos elementos finitos.

SILVEIRA, B. A. **Design of the Structure of a Hydraulic Press for Pressure and Steering Tests of Nose Landing Gears**. 2009. 30f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This paper presents the design of an H-Frame hydraulic press structure for pressure and steering tests of nose landing gears of the aircrafts Fokker-50, ERJ-145, EMB-120, ATR-42, ATR-72 and A-320. The press frame was designed to be versatile, ergonomic and safe. Considering many design constraints and previous experiences, the structural design that consists in a fixed table and hydraulic cylinder with mobile support, adjustable height system using steel cables, pulleys and self-locking hand winch, was chosen. Two models were generated for structural analysis: a 2-D simplified model for linear analysis and a CAD 3-D model for linear analysis using the Finite Element Method. The analysis results were compared for different materials and the structural steel AISI 1020 was selected for the manufacture of plates, angle steel profiles and bars. All other components of the press were scaled using failure theory and supported by standards and appropriated bibliography. The project proved to be feasible for the specific application, based on the lack of availability, in the market, of a model that meets all requirements and restrictions.

KEYWORDS: Hydraulic press, landing gear, pressure and steering test, finite element method.

ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO.....1
2	TREM DE POUSO: PROCEDIMENTOS E EQUIPAMENTOS DE TESTE1
3	PRENSAS HIDRÁULICAS.....2
4	PROJETO DA ESTRUTURA DA PRENSA HIDRÁULICA.....3
	4.1. Restrições de Projeto.....3
	4.2. Geração de Concepções de Projeto4
	4.3. Avaliação das Concepções.....4
	4.4. Descrição da Concepção Selecionada5
	4.5. Análises Estruturais: Geração dos Modelos e Hipóteses Consideradas6
	4.6. Análises Estruturais: Condições de Contorno.....7
	4.6.1. Análise Estrutural Preliminar7
	4.6.2. Análise Estrutural – Modelo Discreto em Elementos Finitos.....8
	4.7. Análises Estruturais: Resultados9
5	PROJETO DO SISTEMA DE REGULAGEM DE ALTURA.....11
	5.1. Seleção do Cabo de Aço11
	5.2. Seleção do Guincho de Manivela12
	5.3. Dimensionamento de Polias12
	5.4. Dimensionamento do Eixo da Polia13
6	INSTALAÇÃO DO CILÍNDRIO HIDRÁULICO.....13
7	DIMENSIONAMENTO DAS JUNTAS SOLDADAS14
	7.1. Processo de Soldagem.....14
8	CUSTO COM MATERIAL, SOLDA E DEMAIS COMPONENTES.....16
	8.1. Custo dos Componentes Avulsos16
	8.2. Custo dos Materiais de Chapas, Perfis e Barras16
	8.3. Custos de Soldagem: Metal de Solda.....17
9	ANÁLISE E DEFINIÇÃO DO PROJETO EXECUTIVO.....17
10	CONCLUSÃO17
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....18
12	BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS.....19
	APÊNDICES.....20
	ANEXOS25

1. INTRODUÇÃO

As empresas que realizam manutenção de aeronaves, devem seguir rigorosas normas estabelecidas pelas autoridades de aviação mundial, como a FAA (*Federal Aviation Administration*), Norte-americana, e a ANAC (Agência Nacional de Aviação Civil), Brasileira, além de observar e seguir as orientações e especificações técnicas dos manuais de cada fabricante de componentes de aeronaves.

Para a manutenção e reparo de trens de pouso, alguns fabricantes de componentes e equipamentos, como a *Messier Dowty* (fornecedor da *Airbus*, entre outros), a *Liebherr* e a *Eleb* (fornecedor da *Embraer*, entre outros), demandam a realização de uma bateria de testes controlados para verificar o correto funcionamento do componente após o seu reparo. Esses testes exigem que a empresa que presta os serviços de manutenção possua todos os equipamentos recomendados em condições compatíveis com as exigências técnicas mencionadas nos manuais de manutenção e reparo, mesmo que a frequência de realização desses testes não seja muito elevada dentro das oficinas, como ocorre na empresa solicitante deste projeto, que realiza cerca de 2 testes por semestre.

Os procedimentos de teste, que atualmente são realizados em diferentes setores dentro da empresa e utilizando diferentes equipamentos, provocam constante movimentação do componente durante os procedimentos de teste, gerando perda de tempo e, conseqüentemente, de produtividade.

Portanto, a prensa hidráulica especial, cuja estrutura é projetada neste trabalho, propõe uma alternativa ao equipamento exigido nos manuais de reparo para a realização dos testes, tomando como base uma experiência anterior em testes, quando uma prensa hidráulica de estrutura tipo H, pertencente à empresa, foi utilizada para a aplicação de alguns testes em um modelo específico de trem de pouso e mostrou-se uma opção funcionalmente viável.

A variedade de procedimentos que devem ser realizados para os testes destes amortecedores e a variedade de modelos que são testados, criou a necessidade de um projeto estrutural de uma prensa hidráulica versátil, ergonômica, adequada a todas as aplicações exigidas e, aproveitando alguns equipamentos já existentes na empresa: como um cilindro hidráulico com carga máxima de trabalho igual a 35 toneladas, uma fonte hidráulica que abastece o cilindro e ferramentas de fixação e sustentação para os amortecedores.

A adequação dos equipamentos exigidos em manual e a concentração de todas as etapas de teste dos trens de pouso em um único setor dentro da empresa, utilizando-se somente um conjunto de equipamentos de configuração versátil, ergonômica, segura, capaz de atender as restrições dos testes dos diferentes modelos de trens de pouso, agilizando assim os serviços prestados, são os objetivos principais deste projeto.

2. TREM DE POUSO: PROCEDIMENTOS E EQUIPAMENTOS DE TESTE

O trem de pouso de nariz, assim como os demais trens de pouso de qualquer aeronave, funciona como um amortecedor de impactos durante as operações de pouso, aceleração para decolagem e taxiamento das aeronaves, e sua manutenção correta é vital para a segurança.

Esses amortecedores necessitam de diversos procedimentos de teste nos quais é comprimido e estendido diversas vezes para verificação do funcionamento de sua linha hidráulica, de suas válvulas e também para preparação para a realização de outros testes, nos quais outros parâmetros são analisados. Entre estes parâmetros está o ângulo máximo de giro do eixo da roda, resistência elétrica de componentes e, a carga resultante conforme curso de trabalho do amortecedor. Neste último caso, por exemplo, qualquer variação abrupta nos sinais adquiridos através de uma célula carga e de um potenciômetro linear, pode indicar um vazamento na linha hidráulica e/ou válvulas, caracterizando problemas de montagem ou vedação do trem de pouso [Liebherr, 2009; Messier, 2006]. A Figura A.1 do Anexo A mostra uma curva característica gerada durante este teste.

Todos os equipamentos e ferramentas especiais necessários para a realização desses testes são listados nos manuais de reparo. A lista apresenta equipamentos como manômetros, medidores de ângulo de giro do eixo, medidores de curso do pistão, células de carga, multímetros, ferramentas de fixação e sustentação do trem de pouso, entre outros. Somente as

especificações básicas desses equipamentos são apresentadas, como seus limites de incerteza, limites operacionais, e a escala para medição adequada, etc.

Além desses problemas citados, nenhum desenho técnico detalhado das bancadas de teste é mostrado nos manuais ou fornecido pelo fabricante por outras vias, forçando assim que a empresa de manutenção adquira junto ao fabricante do trem de pouso o equipamento completo ou projete e fabrique o seu próprio.

Um exemplo deste tipo equipamento de teste, ilustrando também os suportes de fixação e alguns equipamentos exigidos nos manuais é mostrado na Figura 2.1 [Liebherr, 2009].

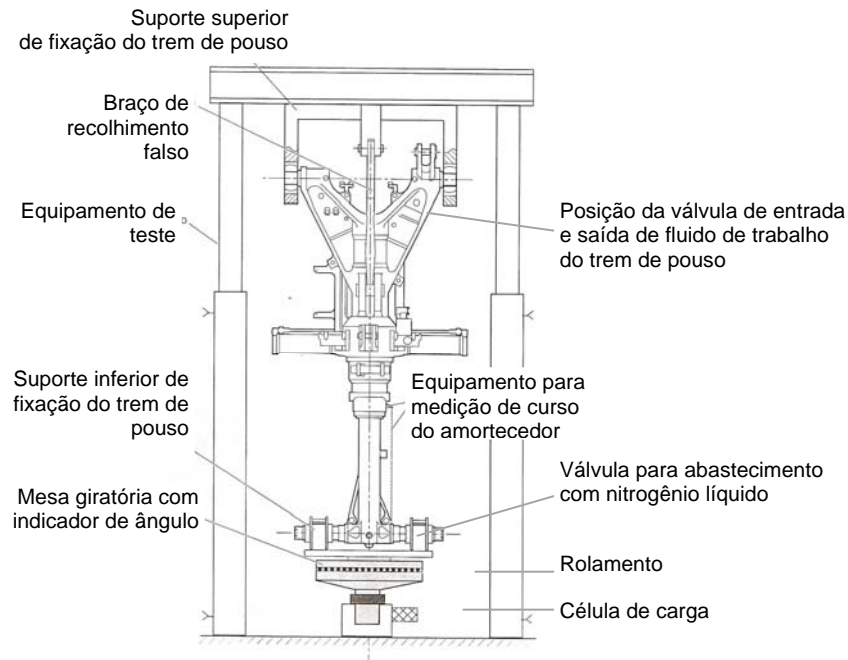


Figura 2.1 – Equipamento para teste do trem de pouso de nariz da aeronave ERJ-145.

3. PRENSAS HIDRÁULICAS

Pressas hidráulicas são equipamentos utilizados em diversos setores da mecânica industrial, possuem uma variedade muito grande de restrições de operação, tamanho, capacidade e podem ser utilizadas tanto para operações de conformação de chapas metálicas de dimensões muito grandes até dispositivos micro-mecânicos, os quais demandam alta exatidão e tolerâncias estreitas [Groche e Schneider, 2007].

Essas pressas utilizam força mecânica obtida através da pressão gerada pelo fluido hidráulico do sistema através do Princípio de Pascal, para assim conformar, estampar, dobrar, cortar ou furar chapas ou mesmo até efetuar a montagem de componentes mecânicos, entre outras operações diversas.

Esses equipamentos tem como principais componentes uma bomba (fonte) hidráulica de deslocamento positivo, um cilindro hidráulico, as válvulas, os tubos e o fluido hidráulico para acionamento do sistema.

Existem diferentes tipos de estruturas de pressas hidráulicas, como, por exemplo, o tipo *C-Frame* (C), o tipo *H-Frame* (H), as pressas hidráulicas especiais para conformação, entre outros modelos para casos específicos. Cada um dos tipos de pressas possui seu próprio conjunto de aplicações, e sempre há diferenças básicas em cada modelo de prensa, como pode ser visto, por exemplo, na Figura 3.1.

Além de suprir as exigências específicas, a prensa deve possuir uma estrutura resistente e com rigidez apropriada, ser capaz de suportar todo o equipamento e, acomodar o material no qual se deseja trabalhar.

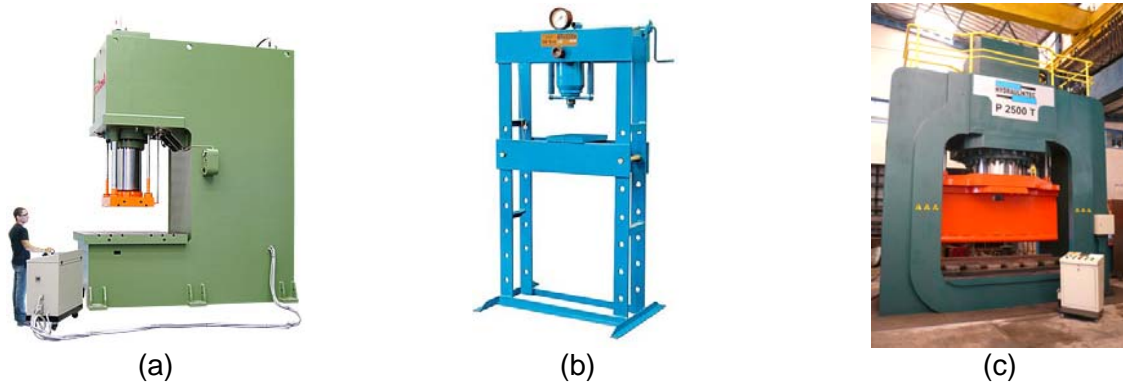


Figura 3.1 – Prensa hidráulica tipo C – Calende® (a), tipo H – Nowak® (b) e de Conformação – Hydrauliktec® (c).

4. PROJETO DA ESTRUTURA DA PRENSA HIDRÁULICA

Nas seções a seguir, são abordadas as etapas realizadas durante o projeto. Na seção 4.1 são apresentadas as restrições dimensionais e funcionais do projeto, além de apresentar também alguns modelos de prensas hidráulicas que foram pesquisados. Na seção 4.2 são geradas as concepções do projeto e selecionada a concepção ideal, baseada em alguns critérios específicos de avaliação. Nas demais seções são mostradas as análises estruturais realizadas, contendo a concepção do modelo estrutural analisado, a comparação de resultados e o projeto dos demais componentes da estrutura, finalizando com a análise de custos para determinação do material adequado.

4.1. Restrições de Projeto

Uma das principais restrições dimensionais do projeto é a altura dos amortecedores (trens de pouso) que devem ser testados. Este fator foi determinante para a escolha de diversas características da estrutura da prensa e de seu sistema de regulagem de altura.

De acordo com os modelos de trens de pouso e de seus respectivos dispositivos de fixação para instalação na prensa, verificou-se que a altura necessária do vão da prensa para acomodar o componente mais os seus suportes superiores e inferiores deve ser a altura do amortecedor totalmente estendido acrescido de 400 milímetros.

A Tabela 4.1 mostra as medidas de vão da prensa necessárias também para definir o sistema de regulagem de altura da mesma.

Tabela 4.1 – Medidas de altura necessárias para o vão da prensa hidráulica.

Modelo	Altura do vão da prensa (mm)
F-50	1600
ERJ-145	1800
EMB-120	1700
ATR-42	1600
ATR-72	1600
A-320	2400

Observa-se, que o trem de pouso que necessita a maior altura de vão para a estrutura da prensa durante a realização dos testes é o da aeronave Airbus A-320. Este, entre outros fatores, gerou a necessidade de um sistema de regulagem de altura da prensa diferenciado dos sistemas presentes em prensas do tipo H-Frame encontradas comumente no mercado, como será melhor explicado na seção 4.2.

As demais restrições e exigências observadas para o projeto são:

- largura dos trens de pouso: a largura do maior trem de pouso é igual a 1016 mm (40");
- peso aproximado dos trens de pouso sem rodas e sem sistema de freios, mais os equipamentos de fixação: 1594,0 N (162,5 kgf);

- carga máxima de trabalho do Cilindro Hidráulico: 343.350 N (35.000 kgf);
- velocidade de aplicação da carga nos testes (avanço lento): de 0,25 a 0,58 mm/s;
- curso máximo do pistão do cilindro hidráulico: 500,0 mm;
- largura definida do vão: 1140,0 mm.

4.2. Geração de Concepções de Projeto

Para a geração da concepção ideal da estrutura da prensa, foram observados alguns modelos de prensas do tipo H encontrados no mercado e um modelo especial existente na empresa. A partir desta avaliação pode-se elaborar a configuração ideal, de acordo com os requisitos necessários para o projeto. A Figura 4.1 apresenta os três modelos de prensas analisados para a concepção do projeto.

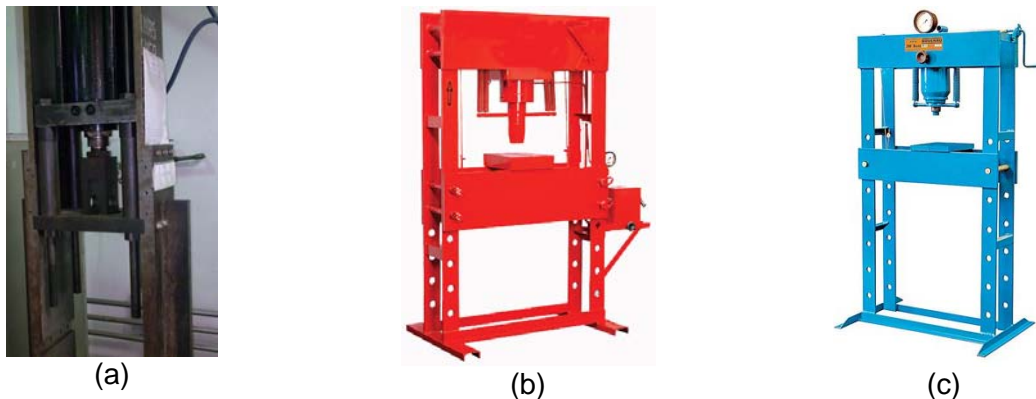


Figura 4.1 – prensa hidráulica da empresa solicitante – 35t (a); modelo Marcon® – 30t (b) e modelo Nowak® – 100t (c) .

Foram geradas 3 concepções de projeto, cada uma com características próprias e definidas da seguinte forma:

- **Concepção 1 (C1):** baseada na configuração de uma prensa existente em um dos setores da empresa solicitante do projeto (figura 4.1a).
 - colunas da prensa com duas chapas paralelas voltadas para o vão.
 - mesa móvel, com encaixes nas chapas laterais para regulagem de altura.
 - regulagem manual, fixação através de parafusos e utilizando ranhuras para encaixe.
 - cilindro hidráulico com suporte fixo.
- **Concepção 2 (C2):** configuração similar a das prensas hidráulicas Marcon® e Nowak®.
 - colunas da prensa com duas chapas paralelas nas laterais da estrutura.
 - mesa móvel.
 - regulagem de altura através de guincho de manivela, cabos de aço e roldanas.
 - cilindro hidráulico com suporte fixo.
- **Concepção 3 (C3):** baseada na configuração das prensas hidráulicas Marcon® e Nowak®.
 - colunas da prensa com duas chapas paralelas nas laterais da estrutura.
 - mesa fixa.
 - regulagem de altura através de guincho de manivela, cabos de aço e roldanas.
 - cilindro hidráulico com suporte móvel.

4.3. Avaliação das Concepções

As prensas do tipo H encontradas comumente no mercado possuem a sua base (mesa) com altura ajustável, e o cilindro hidráulico fixo à parte superior da estrutura.

Neste projeto, considerou-se que esta característica dificultaria o manuseio do equipamento quando utilizado para os testes dos amortecedores de altura menor, que são a

maioria (como visto na Tabela 4.1). Estes testes exigem constante abertura e fechamento de válvulas na parte extrema superior e inferior do amortecedor para a injeção ou retirada de fluido hidráulico ou nitrogênio líquido (ver Figura 2.1); exigem também a constante visualização do ângulo de giro do eixo das rodas e a medição de resistência elétrica de alguns componentes específicos, entre outros procedimentos que necessitam acompanhamento e visualização constante. Estes fatores levariam os operadores ou executantes dos testes a estarem constantemente subindo e descendo de algum dispositivo elevador ou escada, prejudicando a sua segurança, diminuindo a ergonomia para realização dos testes e reduzindo a velocidade dos testes.

Portanto, a partir da avaliação destes fatores, foi gerada uma matriz de avaliação de concepções, mostrada na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Matriz de Avaliação de Concepções

	Design Estrutural	Sistema de Regulagem	Ergonomia	Acessibilidade	Tempo de Operação	Total (+)	Total (-)	Total Global	Peso Total
Peso	4	4	4	3	2				
C1	-	-	-	-	+	1	4	-3	-13
C2	+	+	+	-	+	4	1	+3	+11
C3	+	+	+	+	+	5	0	+5	+17

A partir da matriz de avaliação das concepções, constatou-se que há uma vantagem da concepção 3 com relação às demais, portanto, se adapta da melhor forma aos objetivos do projeto. Assim, pode-se esboçar a configuração de acordo com a descrição da concepção, conforme a Figura 4.3.

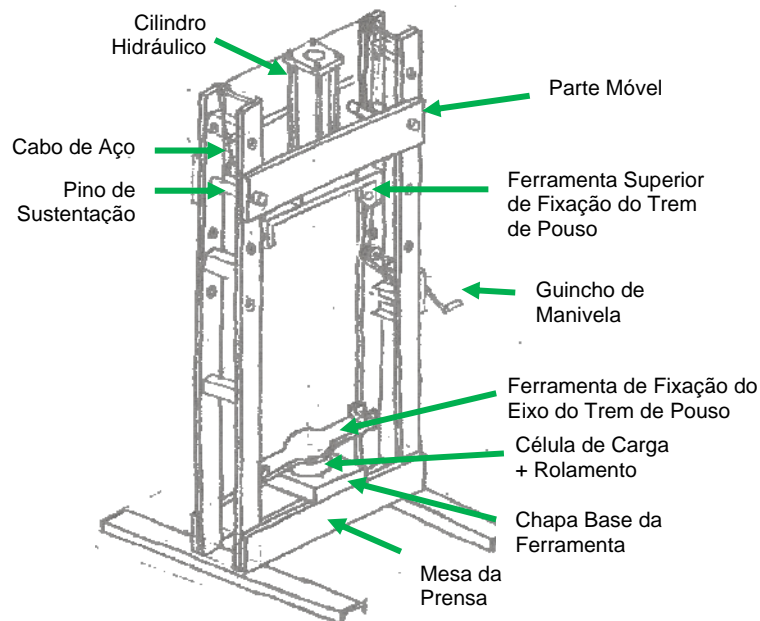


Figura 4.3 – Esboço da Concepção 3 do projeto.

4.4. Descrição da Concepção Selecionada

O conjunto de dispositivos de suporte inferior do amortecedor, que contemplam uma chapa base (que é acoplada à mesa da prensa), uma ferramenta de fixação do eixo do trem de pousos, uma célula de carga e um rolamento, fazem parte de uma ferramenta já existente na empresa. Este dispositivo é semelhante ao mostrado na figura 2.1 e ilustrado na figura 4.3. Também pertencem à empresa: ferramenta superior de fixação do amortecedor à prensa e o cilindro hidráulico, o qual é acionado por uma fonte hidráulica disponível, adequada às restrições dos testes de compressão e dirigibilidade requisitados pelos manuais.

A parte móvel (regulável) da prensa contempla as duas chapas superiores, com barras de reforço, um cilindro hidráulico. O sistema funciona através de cabos de aço e roldanas deslizantes. Esses cabos são conectados à parte móvel, passando pelas roldanas e

conectados a um guincho de manivela comercialmente disponível com sistema de auto-travamento para segurança e facilidade para operador durante o ajuste de altura. O guincho possui engrenagem de redução para diminuição de esforços. A operação de regulagem não será feita em nenhum momento com o amortecedor acoplado à estrutura da prensa.

As chapas da mesa, colunas com os furos guias para regulagem de altura e os reforços estruturais são devidamente soldados e a estrutura como um todo conta com reforços para manter o equilíbrio, como cabos de aço presos a parede e ao teto, no local de instalação do equipamento.

4.5. Análises Estruturais: Geração dos Modelos e Hipóteses Consideradas

A partir da definição da concepção estrutural da prensa, foi criado o modelo estrutural para análise linear elástica. Assim, um modelo simplificado foi criado (Figura 4.4a) e com o auxílio do *software Ftool*, foram encontrados os esforços internos e o comportamento esperado da estrutura sob a ação das cargas consideradas. Através das equações para tração, compressão e flexão plana, foram calculadas as tensões normais, de flexão e de cisalhamento do modelo matemático. O objetivo dessa análise foi facilitar a interpretação dos resultados de uma análise linear mais complexa (discreta) através do *software Ansys*, utilizando-se um modelo 3-D similar à estrutura real (Figura 4.4c). O dimensionamento das seções das chapas foi estimado a partir de modelos de prensas de mesma capacidade de carga (35 t), fabricadas em aço AISI 1020.

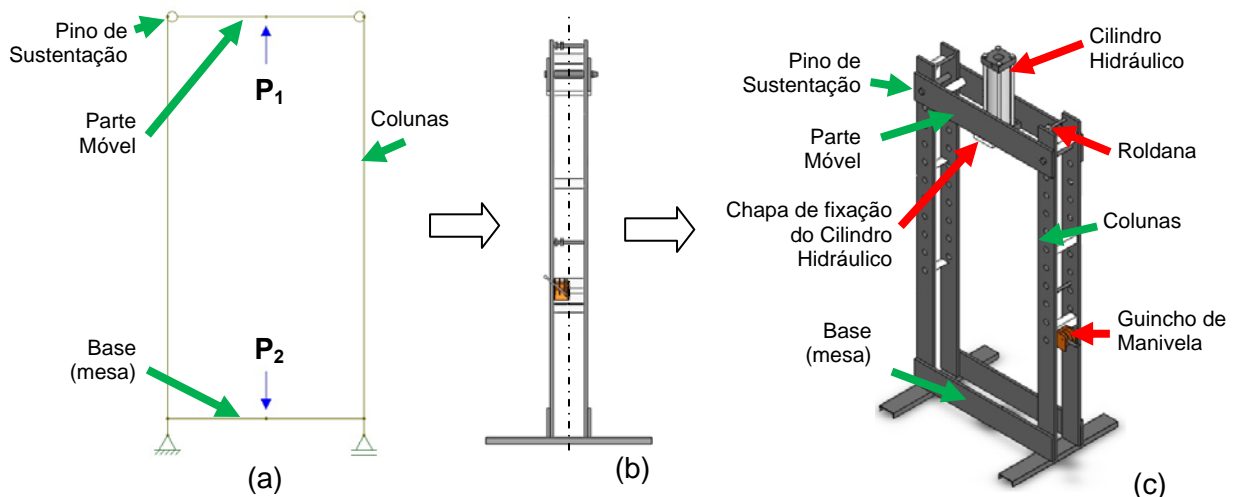


Figura 4.4 – Modelos da estrutura da prensa na máxima regulagem altura: simplificação em 2-D (a), eixo de simetria adotado em modelo CAD (b) e modelo CAD em vista isométrica (c).

Os seguintes fatores foram considerados para encontrar a configuração final da estrutura: as condições máximas e mínimas de operação, as propriedades e dimensões dos materiais (chapas, perfis, barras), a avaliação dos resultados das análises estruturais (tensões, fatores de segurança) e o custo associado ao tipo, à quantidade de material para a fabricação e ao coeficiente de segurança.

Diversas simulações foram realizadas e, em cada uma delas, várias modificações dimensionais foram feitas até que se encontrasse o fator de segurança mínimo estipulado. Os resultados foram então comparados com diferentes materiais (ver tabela 4.3).

Tabela 4.3 – Propriedades mecânicas dos aços utilizados nas análises (fonte: <http://www.matweb.com>).

PROPRIEDADE	MATERIAL	AISI 1020 Laminado à Frio	AISI 1045 Laminado à Frio	AISI 4340 Normalizado
Massa específica [kg/m ³]		7850	7850	7850
Tensão limite de ruptura [MPa]		420	625	1282
Tensão limite de escoamento [MPa]		350	530	862
Módulo de elasticidade [GPa]		205	205	205

Para a definição do coeficiente de segurança (CS) mínimo da estrutura, foram utilizados alguns critérios de avaliação e, através da equação 4.1 [Norton, 2000] e da Tabela B.1 do Anexo B, adotou-se um coeficiente de segurança mínimo, maior ou igual a 2 para a estrutura da prensa:

$$N_{dúctil} = MAX(F_1, F_2, F_3) \quad (4.1)$$

onde: $N_{dúctil}$: coeficiente de segurança para materiais dúcteis; F_1 : fator correspondente à propriedade do material; F_2 : fator correspondente à condição ambiental do local onde será utilizado o material; F_3 : fator correspondente aos modelos analíticos utilizados.

Nas análises estruturais realizadas, as cargas foram caracterizadas como sendo as cargas de reação do amortecedor sobre a estrutura da prensa sob a ação da carga exercida pelo cilindro hidráulico e em todos os modelos, desprezou-se o efeito do atrito entre os pinos de sustentação da parte móvel e os respectivos encaixes nas colunas, caracterizando a rótula no modelo em duas dimensões.

A hipótese da deformação do corpo do amortecedor foi cogitada para as análises, mas optou-se considerar o amortecedor como sendo um corpo rígido, favorecendo a segurança do projeto. Além disto, todas as análises foram consideradas estáticas, já que a velocidade de avanço do pistão do cilindro hidráulico da prensa é muito baixa (0,25 a 5,88 mm/s).

4.6. Análises Estruturais – Condições de Contorno

Esta seção mostra as condições de contorno estabelecidas para as análises da estrutura da prensa, como as situações e pontos de aplicação de carga, as restrições de movimento, apoios da estrutura, entre outros.

4.6.1. Análise Estrutural Preliminar

Com o auxílio do *software Ftool*, que utiliza o método das deformações (ou método da rigidez, método matricial) para os cálculos estruturais, encontrou-se o valor dos esforços internos para o modelo simplificado e o comportamento esperado da estrutura sob a ação das forças aplicadas (Figura 4.5c). De posse desses resultados e, através das equações 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 [Popov, 1978; Shigley, 2001], calculou-se o valor das tensões equivalentes de von Mises em um estado plano de tensões, além do coeficiente de segurança (utilizando a Teoria da Energia de Distorção) para cada elemento:

$$\sigma_{xx} = \frac{N}{A} + \frac{M \bar{y}}{I_{zz}} \quad (4.2)$$

onde, σ_{xx} : tensão normal máxima devido a tração/compressão e a flexão; N : esforço normal [N]; A : área da seção reta [mm²]; M : esforço de momento [Nm]; \bar{y} : distância do eixo neutro da viga ao ponto de máxima tensão [mm]; I_{zz} : momento de inércia de área [mm⁴].

$$\tau_{máx} = \frac{3V}{2A} \quad (4.3)$$

onde, $\tau_{máx}$: tensão cisalhante máxima para uma chapa de seção retangular V : tensão cisalhante máxima [N]; A : área da seção reta [mm²].

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.4)$$

onde, σ_{eq} : tensão equivalente de von Mises para um estado plano de tensões; τ_{xy} : igual a $\tau_{máx}$.

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{eq}} \quad (4.5)$$

onde, n : coeficiente de segurança; S_e : tensão de escoamento do material.

De posse dessas equações e das situações ilustradas nos modelos apresentados na Figura 4.5a e 4.5b, foram definidos as tensões e os coeficientes de segurança da estrutura para diferentes materiais, levando em conta todas as simplificações e considerações estabelecidas para a análise preliminar.

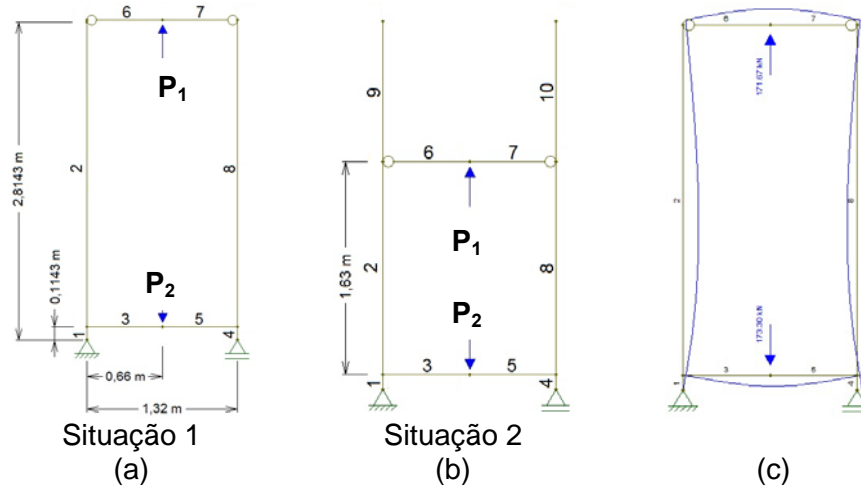


Figura 4.5 – Situações do modelo 2-D simplificado: regulagem alta (a), regulagem baixa (b) e comportamento da estrutura sob a ação das cargas (c).

O valor considerado para P_1 foi de 171,67 kN, ou seja, a metade da carga máxima do cilindro hidráulico da prensa e P_2 é igual a 173,30 kN, ou seja, a metade da carga máxima de trabalho do cilindro hidráulico da prensa, somada ao peso do amortecedor e seus equipamentos de fixação.

4.6.2. Análise Estrutural – Modelo Discreto em Elementos Finitos

Para a análise estrutural linear do modelo criado em CAD, realizada através do método dos elementos finitos pelo software *ANSYS Workbench®*, foram adotadas as condições de contorno mostradas nas figuras 4.6 e 4.7.

Para geração da malha através do software, foram selecionadas, após algumas simulações, as opções de maior suavidade (*high smoothing*), transição lenta (*slow transition*), além de outras características com o objetivo de suavizar a malha e garantir a convergência da solução, reduzindo os erros. Foi também aplicado refinamento nas regiões suscetíveis a concentração de tensões. Assim, uma malha de elementos finitos planos triangulares de 6 nós foi gerada automaticamente pelo software de análise de acordo com as opções definidas (Figura 4.7b). A Figura

Na Figura 4.6a, as setas mostram as forças aplicadas sobre a parte superior móvel (regulável) da prensa. Estas forças representam a reação provocada pelo trem de pouso sobre o cilindro hidráulico nas posições dos parafusos de fixação desse à chapa de fixação do cilindro hidráulico. Assim, uma força de 85,83 kN (1/4 da carga máxima de operação do cilindro hidráulico) foi aplicada sobre cada uma dessas áreas correspondentes a estes parafusos.



Figura 4.6 – Aplicação das cargas para análise do modelo CAD: parte móvel: 85,83 kN (a), base da ferramenta de suporte do trem de pouso: 345 kN (b).

Na Figura 4.6b, a seta ilustra a força atuante sobre a base da ferramenta de suporte do amortecedor, que é igual à carga máxima de trabalho do cilindro hidráulico da prensa somada ao peso do amortecedor mais o equipamento de fixação deste à prensa, resultando em aproximadamente 345 kN.

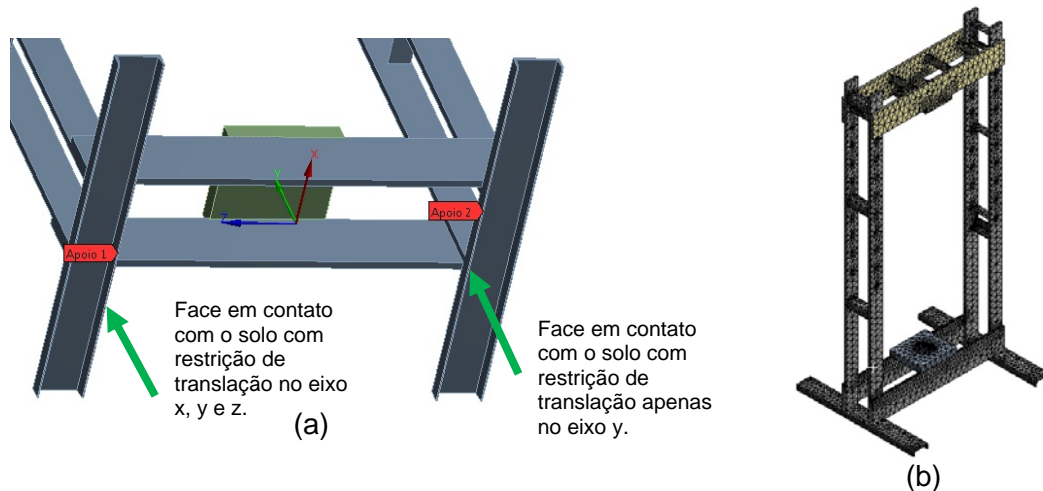


Figura 4.7 – Restrições de movimento aplicadas ao modelo (a); e malha de elementos finitos planos (b).

4.7. Análises Estruturais: Resultados

A seguir são mostrados os valores das tensões de von Mises calculados pelas equações de estado plano de tensões (Equações 4.2 à 4.4) para as Situações 1 e 2 (ver Figura 4.5) e os resultados obtidos das análises estruturais do modelo 3-D. Observou-se que o comportamento da estrutura sob a ação das cargas na análise 3-D foi o esperado, como visto na Figura 4.5c.

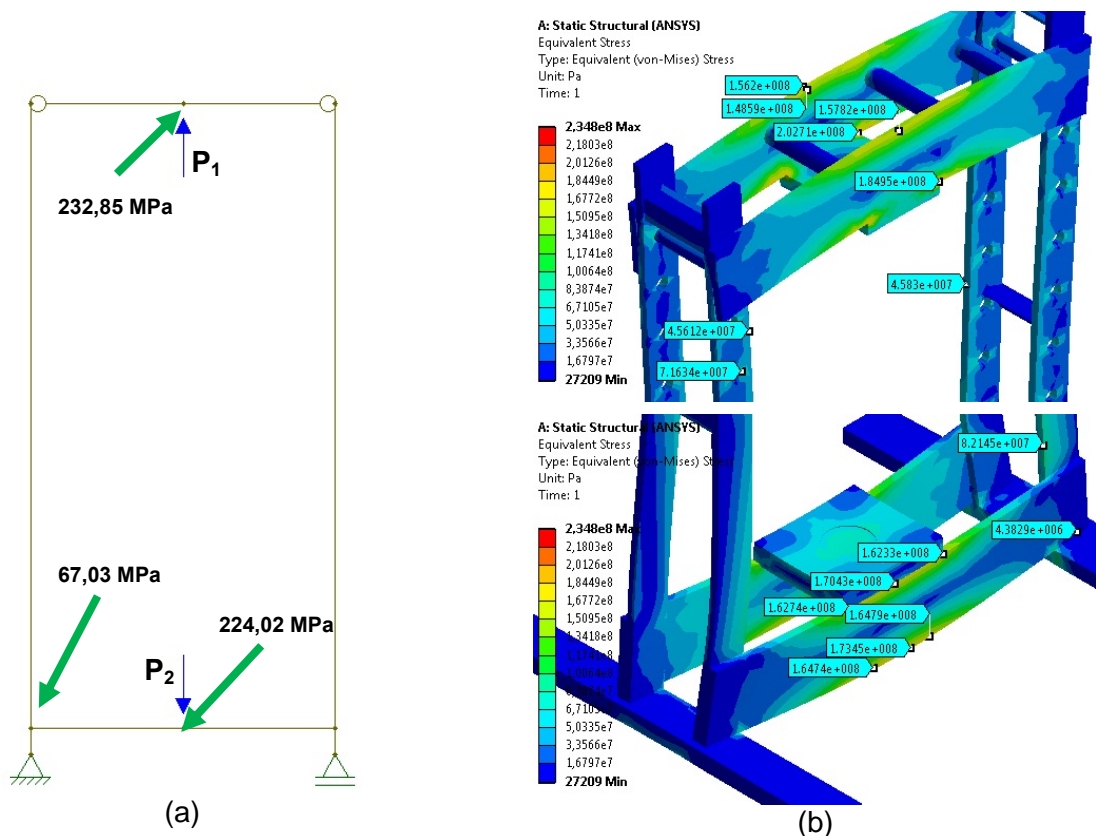


Figura 4.8 – Situação 1: tensões equivalentes de von Mises: análise preliminar simplificada (a) e análise do modelo 3-D (b).

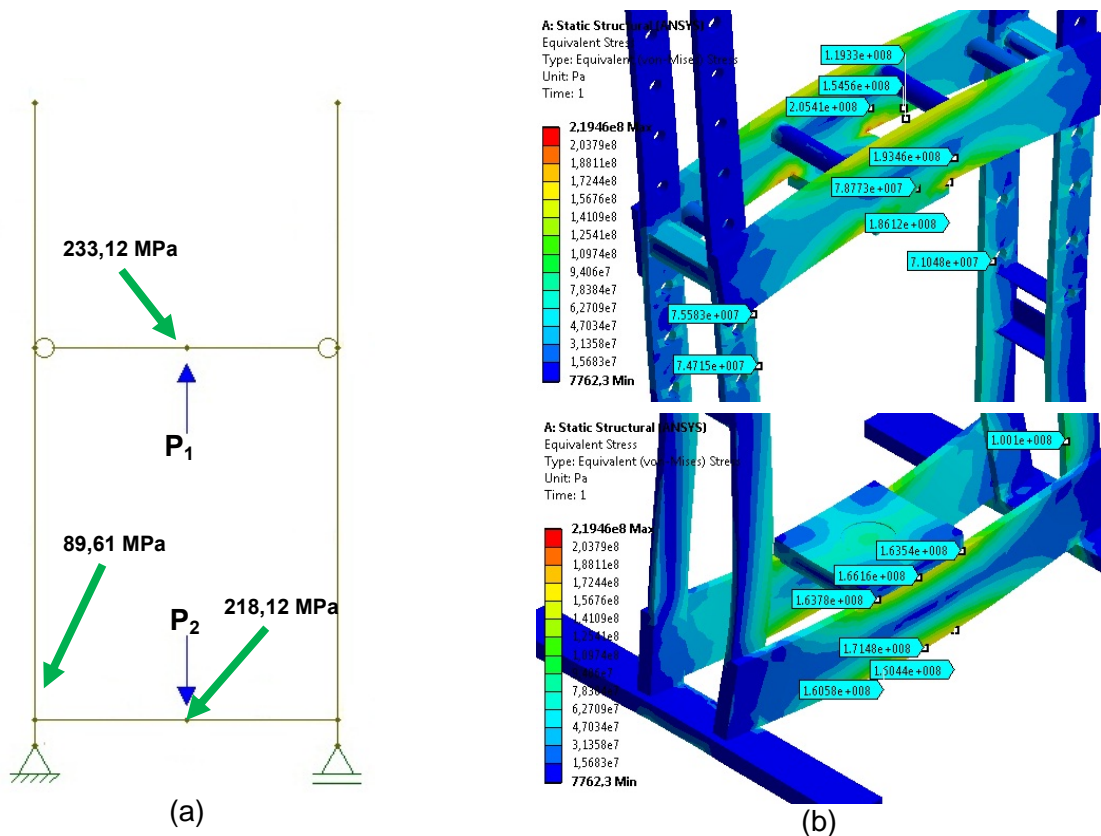


Figura 4.9 – Situação 2: tensões equivalentes de von Mises: análise preliminar simplificada (a) e análise do modelo 3-D (b).

Tabela 4.4 – Resultado das Análises Estruturais: Situação 1.

Situação 1							
Elemento	Dimensão da seção [mm]	Tensão Equivalente de von Mises [MPa]					
		Preliminar			Elementos Finitos		
		Material			Material		
		1020	1045	4340	1020	1045	4340
1	25,4 x 127	0,25			0,27		
2	25,4 x 127	67,03			71,63		
3-5	25,4 x 241,3	224,02			173,45		
6-7	25,4 x 241,3	232,85			234,8		
CS Mínimo		1,5	2,27	3,7	1,49	2,26	3,67

O coeficiente de segurança (CS) mínimo encontrado na situação 1, da análise do modelo 3-D, para o aço AISI 1020, tomado como base para o dimensionamento de chapas dos modelos, apresentou valor inferior a 2, definido pela Equação 4.1. Para uma mesma geometria de seção, os materiais com maior resistência ao escoamento apresentam, naturalmente, maior segurança.

Tabela 4.5 – Resultado das Análises Estruturais: Situação 2.

Situação 2							
Elemento	Dimensão da seção [mm]	Tensão Equivalente de von Mises [MPa]					
		Preliminar			Elementos Finitos		
		Material			Material		
		1020	1045	4340	1020	1045	4340
1	25,4 x 127	0,25			0,26		
2	25,4 x 127	89,61			75,58		
3-5	25,4 x 241,3	218,12			171,48		
6-7	25,4 x 241,3	233,12			219,46		
CS Mínimo		1,51	2,27	3,69	1,59	2,41	3,92

Nas tabelas 4.4 e 4.5, é possível observar que tanto para a situação 1 quanto para a situação 2, os resultados indicam que os materiais da estrutura não atingirão seus respectivos limites de escoamento.

Assim, efetuaram-se novas análises visando uma melhor relação entre a geometria das seções críticas 3-5 e 6-7 (redução de material) e o coeficiente de segurança mínimo igual a 2 (conforme equação 4.1). Os resultados destas análises são apresentados na Tabela 4.6, onde observa-se uma notável variação da altura de seção de chapa (seções críticas 3-5 e 6-7) em função do material.

Tabela 4.6 – Relação entre geometria de seção e coeficiente de segurança (CS).

Material	Seção 3-5 e 6-7	Tensão Equivalente de von Mises [MPa] (Média das análises Preliminar e Elementos Finitos)	CS
AISI 1020	25,4 x 279,4 mm	174,42	2
AISI 1045	25,4 x 228,6 mm	259,14	
AISI 4340	25,4 x 180 mm	426,40	

Apesar das simplificações empregadas nas análises, os resultados foram considerados aceitáveis, já que todas as modificações foram feitas em favor da segurança do projeto. Partindo desta premissa, pôde-se prosseguir no projeto do restante dos componentes da prensa hidráulica.

5. PROJETO DO SISTEMA DE REGULAGEM DE ALTURA

Esta seção mostra todas as etapas realizadas para o projeto do sistema de regulagem de altura da prensa, que contém os seguintes componentes básicos:

- cabos de aço;
- clips para cabos de aço;
- guincho de manivela;
- polias;
- eixos das polias.

5.1. Seleção do Cabo de Aço

A norma NBR 8400 recomenda que o diâmetro mínimo de um cabo de aço seja dado pela seguinte expressão:

$$d_c = Q\sqrt{T_c} \quad (5.1)$$

onde, d_c : diâmetro do cabo de aço [mm]; Q : coeficiente que depende da classificação do mecanismo; T_c : tração no cabo [daN].

O valor da tração no cabo engloba alguns fatores, como rendimento mecânico do mancal da polia, o número de polias envolvidas no sistema, o número de cabos de sustentação de carga (igual a $(n+1)$ mudanças de direção no cabo), a carga a ser suportada pelo cabo e o peso do próprio cabo de aço e das polias, no caso de polias móveis.

A carga de serviço, ou seja, o peso da parte móvel (regulável) da prensa, desconsiderando o peso dos cabos e dos acessórios, foi obtida através de uma ferramenta de propriedades de massa do software. O sistema será composto por 2 cabos de aço. Portanto, a carga obtida para cada cabo é igual a 1324,35 N (135 kgf).

Com o auxílio da norma CMAA#70 calculou-se a tração no cabo, obtendo-se 965,3 N (96,53 daN).

Assim, resolvendo-se a equação 6.1, com o valor de $Q= 0,265$ obtido da norma NBR 8400 para o caso trabalhado, obteve-se o diâmetro mínimo do cabo de aço de 2,6 mm.

O diâmetro comercialmente padronizado, próximo do valor calculado para o diâmetro do cabo, encontrado nos catálogos de fabricantes [Ferramentas Gerais, 2009], é igual a 3,175 mm (1/8").

Selecionou-se previamente o cabo de construção 6x7 (seis pernas com 7 arames cada), com alma de fibra para maior flexibilidade, diâmetro de 3,175 mm (1/8") e com resistência à tração igual a 5886 N (600 kgf).

A partir da seleção prévia do cabo, calculou-se o fator de segurança, cujo valor recomendado para cabos de guincho, deve ser igual a 5 [Shigley, 2001]. O fator de segurança igual a 6,09 foi encontrado calculando-se a equação 5.2.

$$FS = \frac{T_R}{T_C} \quad (5.2)$$

onde, **FS**: fator de segurança; **T_R**: carga de ruptura do cabo de aço [N]; **T_C**: tração no cabo de aço [N].

Portanto, selecionou-se o cabo do tipo 6x7, com alma de fibra, de 6 metros e outro cabo de 5 metros de comprimento, com uma das extremidades fixa ao tambor do guincho de manivela e a outra fixa (através dos clips) às barras de reforço da parte móvel da prensa, passando pelas roldanas de sustentação.

5.2. Seleção do Guincho de Manivela

Existem no mercado diversos modelos de guinchos de manivela, porém alguns cuidados foram tomados na escolha do modelo ideal.

A norma NBR 8400 recomenda que o diâmetro mínimo do tambor de enrolamento do guincho seja dado pela equação 5.3. Resolvendo-se a equação definiu-se o diâmetro igual a 50,8 mm.

$$D_{et} \geq d_{cp} H_1 H_2 \quad (5.3)$$

onde, **D_{et}**: diâmetro do tambor [mm]; **d_{cp}**: diâmetro do cabo padronizado [mm]; **H₁** e **H₂**: são coeficientes que incidem sobre o diâmetro de enrolamento dos cabos sobre o tambor, polia equalizadora, polias móveis e fixas, e é função do grupo de classificação do mecanismo.

Para o projeto, definiu-se que o guincho de manivela com mecanismo de trava nas engrenagens, para evitar que o tambor de enrolamento rotacione livremente.

Assim, um guincho de manivela, com carga de trabalho de no mínimo 2648,70 N (270 kg) (carga da estrutura móvel da prensa), utilizando um sistema de engrenagem e parafuso sem fim foi o modelo escolhido, pois nesta configuração, o parafuso sem fim atua como trava da engrenagem do tambor, evitando o movimento livre da estrutura móvel da prensa.

A Figura 5.1 mostra o modelo de guincho de manivela selecionado para o projeto, que tem capacidade de carga de 5536,64 N (544 kg). Esta capacidade de carga está muito além do exigido para o projeto, porém, o diâmetro do seu tambor é igual a 50,8 mm (2"), que atende à restrição mínima calculada para o projeto.



Figura 5.1 – Guincho de manivela com capacidade de carga de 5536,64 N (544 kg). (Fonte: Dutton-lainson®)

5.3. Dimensionamento das Polias

As polias são usinadas em aço estrutural AISI 1020 comum e para o correto funcionamento do sistema de regulagem sem danificação do cabo de aço, a norma NBR 8400 recomenda que o diâmetro mínimo da polia seja dado pela equação 5.4. O diâmetro calculado (**D_{ep}**) corresponde a 50,8 mm.

$$D_{ep} \geq d_{cp} H_1 H_2 \quad (5.4)$$

onde, D_{ep} : diâmetro da polia [mm]; d_{cp} : diâmetro do cabo padronizado [mm]; H_1 e H_2 : são coeficientes que incidem sobre o diâmetro de enrolamento dos cabos sobre o tambor, polia equalizadora, polias móveis e fixas, e é função do grupo de classificação do mecanismo.

5.4. Dimensionamento dos Eixos das Polias

A posição crítica com relação à resistência dos eixos das polias é quando a parte móvel da prensa está na sua altura mínima, quando o ângulo entre as pernas de um dos cabos de sustentação é aproximadamente $1,37^\circ$.

A figura A.1, do apêndice A, mostra um diagrama esquemático dos esforços sobre o eixo mais solicitado, aproximando o ângulo de $1,37^\circ$ para 0° , em favor da segurança.

Considerando o eixo da polia como uma viga de seção circular apoiada nas duas extremidades, calcularam-se as reações (ver apêndice A) e assim encontrou-se o momento na seção crítica (seção B) igual a 128,08 Nm.

Utilizando equação 5.5 [Shigley, 2001], para cálculo de eixos submetidos a cargas estáticas sob esforços de flexão e torção, calculou-se o diâmetro do eixo das polias que suportam os cabos de aço:

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_e} \right) \left(M^2 + T^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.5)$$

onde, d : Diâmetro do eixo [m]; n : Coeficiente de segurança; S_e : Limite de escoamento do material do eixo [Pa]; M : Momento Fletor na seção crítica [Nm]; T : Momento Torsor na seção crítica [Nm].

Para segurança, considerou-se um momento torsor no eixo da polia, igual à tração no cabo multiplicado pelo raio da polia que resulta em 33,64 Nm. Para uma barra de aço AISI 1020 com limite de escoamento de 350 MPa e um coeficiente de segurança adotado igual a 2, encontrou-se o diâmetro mínimo do eixo da polia de 19,75 mm. Aproximando para valores comercialmente disponíveis para barras de aço, o diâmetro do eixo da polia selecionado é de 20,64 mm (13/16").

6. INSTALAÇÃO DO CILINDRO HIDRÁULICO

O cilindro hidráulico pertencente à empresa solicitante do projeto, da marca Hydro-line, com capacidade de carga de 35t, será aparafusado à chapa de apoio da parte móvel da prensa projetada com 4 parafusos de diâmetro igual a 1 polegada (25,4 mm), da série fina (12 fios por polegada), enquadrado na classe SAE 5, com Resistência de Prova igual a 510 MPa e área resistente à tração igual a $4,27 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$. A carga atuante em cada parafuso é igual a 85,83 kN.

O torque de aperto para instalação dos parafusos de classe SAE 3 ou superior é dado pela equação 7.1 [Shigley, 2001]:

$$T = 0,20 F_i d \quad (6.1)$$

onde, T : torque de aperto [N]; F_i : pré carregamento sobre o parafuso [N]; d : diâmetro nominal do parafuso [m].

O pré-carregamento é calculado, para parafusos da classe SAE 3 ou superior, pela equação 6.2 [Shigley, 2001], o que resultou em $F_i = 195993 \text{ N}$.

$$F_i = 0,9 R_p A_t \quad (6.2)$$

onde, F_i : pré-carregamento sobre o parafuso [N]; R_p : resistência de prova [Pa]; A_t : área resistente à tração [m²]. Assim, o torque de aperto calculado para os parafusos de fixação do cilindro hidráulico é $T = 995,64 \text{ Nm}$.

7. DIMENSIONAMENTO DAS JUNTAS SOLDADAS

Para o dimensionamento das juntas soldadas, considerou-se o valor da máxima tensão cisalhante da estrutura, obtida através da simulação não linear, igual a 131,26 MPa. Assim, através das equações 7.1, 7.2, 7.3 e 7.4, para juntas soldadas submetidas a esforços de torção [Shigley, 2001], estimou-se o tamanho do cordão de solda para um primeiro caso. A Figura 7.1 ilustra o caso e o tipo de junta considerada para o dimensionamento.

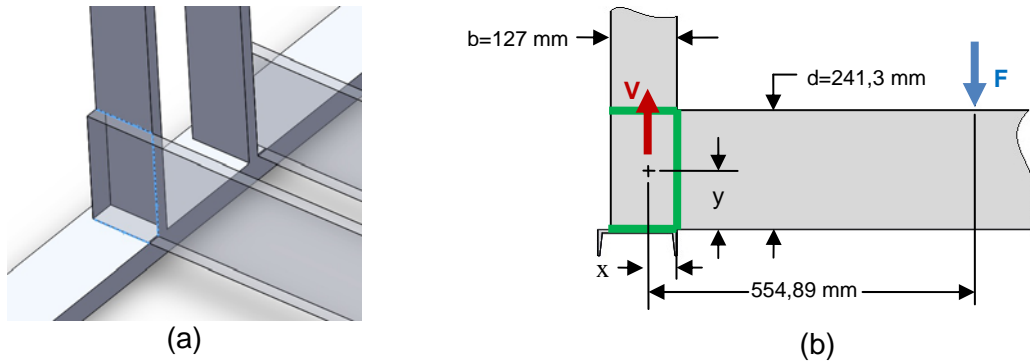


Figura 7.1 – Juntas soldadas sob torção: arestas de solda (a) e vista frontal (b).

$$\tau' = V/A \quad (7.1)$$

onde: τ' : tensão de cisalhamento primário (componente paralela a y) [MPa]; V : esforço cortante no elemento [N]; A : área de penetração das soldas [mm²].

$$\tau'' = (M r)/J \quad (7.2)$$

onde: τ'' : tensão de cisalhamento secundário (componentes paralelas a x e y) [MPa]; M : momento gerado pela força F [Nm]; r : distância do centro de gravidade do grupo de soldas ao ponto de interesse da solda; J : momento de inércia polar do grupo de solda [mm⁴].

$$J = 0,707 J_u h \quad (7.3)$$

onde: J_u : momento de inércia polar unitário [mm³]; h : abertura (altura) do cordão de solda [mm]

A tensão cisalhante máxima é obtida por:

$$(\tau_{\max})^2 = (\tau''_x)^2 + (\tau'_y + \tau''_y)^2 \quad (7.4)$$

onde: τ''_x : tensão cisalhante secundária paralela a componente x [MPa]; τ'_y : tensão cisalhante primária paralela a componente y [MPa], τ''_y : tensão cisalhante secundária paralela a componente x [MPa].

Com o auxílio da Tabela B.2 do Anexo B foi possível resolver as equações para a abertura do cordão de solda, obtendo-se 1,89 mm.

O segundo caso analisado, mostrado na Figura 7.2, considera uma junta soldada sob esforço de tração com cordões paralelos. Através da equação 7.5 obteve-se a abertura do cordão de solda de 1,93 mm.

$$\tau = F/1,414 h l \quad (7.5)$$

onde: τ : tensão de cisalhamento [MPa]; F : força de tração [N]; h : abertura do cordão de solda [mm], l : comprimento do cordão de solda [mm]

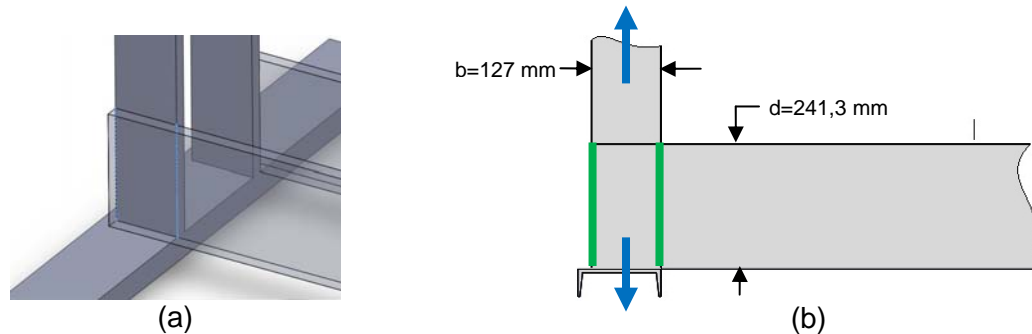


Figura 7.2 – Juntas soldadas sob tração: arestas de solda (a) e vista frontal (b).

A partir dos resultados obtidos nas duas situações analisadas para esforços nas juntas, buscou-se os valores recomendados para dimensionamento de cordões de solda pela norma AWS D1.1-81, a qual indica, para chapas soldadas de espessura maior ou igual a 19,05 mm, que a altura (abertura) do cordão solda esteja entre 8 e $(E-1,6)$ mm, onde E é a espessura da chapa de maior espessura presente na junta.

Assim, devido à grande diferença entre o valores calculados e o estabelecido por norma, definiu-se 8 mm a altura do cordão de solda das juntas soldadas mais críticas da estrutura da prensa.

7.1. Processo de Soldagem

O processo de soldagem MIG/MAG foi definido para a soldagem da estrutura devido à larga e constante utilização deste tipo de processo em diversas aplicações por parte da empresa solicitante do projeto, e essa realizará todos os processos de soldagem.

Nesse processo, a escolha do arame de solda para os aços comuns ao carbono e de baixa liga é realizada, basicamente, pela avaliação das propriedades mecânicas desejadas para o metal de solda [Machado, 1996].

Assim, com o auxílio da norma AWS A5.18, selecionaram-se os consumíveis recomendados para soldagem dos aços considerados no projeto. Para o aço AISI 1020 e AISI 1045, o consumível indicado é o AWS ER70S; já para o aço AISI 4340, o indicado é o AWS ER80S.

No caso da soldagem de aços não-ligados e de baixo teor de carbono, como é o caso do AISI 1020, geralmente não há a necessidade de pré-aquecimento e/ou alívio de tensões para o procedimento de soldagem. Entretanto, para aços com alto teor de carbono, ou aços de baixa liga, o consumível deve possuir o mais baixo nível de hidrogênio em sua composição, para evitar as trincas induzidas por hidrogênio, necessitando assim de pré-aquecimento e alívio de tensões após a soldagem [Lyman, 1991].

A soldagem MIG/MAG (*Metal Inert Gas/Metal Active Gas*), caracteriza-se pela soldagem com abertura de arco-elétrico utilizando um fluxo de gás que protege o consumível (metal de solda) da atmosfera; o consumível é utilizado em forma de arame ou vareta. Um diagrama esquemático deste processo de soldagem é mostrado no Anexo C deste trabalho.

Esse tipo de soldagem possui algumas vantagens em relação aos demais processos de soldagem ao arco-elétrico (como a soldagem a arco com Eletrodo Revestido, Arco Submerso, Tubular ou TIG). As vantagens são: a soldagem pode ser executada em todas as posições, há pouca geração de escória, alta taxa de deposição de metal de solda, tempo total de execução de soldas de cerca da metade do tempo se comparado à solda por Eletrodo Revestido, altas velocidades de soldagem resultando em menos distorções nas peças, sem desperdício de material (como as pontas das varetas, no eletrodo revestido) [Lyman, 1991].

As desvantagens do processo MIG/MAG são: o equipamento de soldagem é mais complexo, geralmente mais caro que o método por eletrodo revestido; o processo é dificultado em ambientes de difícil acesso devido à pistola de soldagem, a qual é maior do que a utilizada para o eletrodo revestido e também deve ser apoiada próxima a junta soldada para garantia da proteção do arco pelo gás; o arco deve ser protegido de correntes de ar que possam dispersar o gás de proteção, dificultando procedimentos à céu aberto e altos índices relativos de radiação térmica e de intensidade do arco podem não ser bem aceitos pelo operador [Lyman, 1991].

Com o auxílio da Tabela D.1 do Anexo D [Machado,1996], foi possível definir o procedimento de soldagem para este tipo de processo considerando os materiais utilizados. Assim, para os aços comuns ao carbono ou de baixa liga, utiliza-se o gás de proteção com Argônio (Ar: 95%-99%) e Oxigênio (O₂: 5%-1%) com vazão de gás de 18 l/min, corrente de 350 A e tensão de 25 V na fonte, além de um arame de solda de 1,6 mm de diâmetro.

8. CUSTOS COM MATERIAL, SOLDA E DEMAIS COMPONENTES

Nesta seção, são avaliados os custos dos componentes comercialmente disponíveis da prensa hidráulica. Também é feita uma comparação de custos de diferentes materiais das chapas, barras e perfis da estrutura, além dos custos dos consumíveis para soldagem das chapas.

Foram desconsiderados os custos de usinagem, montagem e custos mais detalhados de soldagem, pois estes dependem de diversos fatores variáveis, como por exemplo, o tipo de equipamento e ferramenta que serão utilizados, a velocidade da operação, a capacidade do operador, entre outros. Estes fatores influenciam diretamente sobre o custo final, mas esta prensa é um equipamento especial necessário e de uso específico e interno, onde todas as operações de soldagem e usinagem durante a montagem da estrutura serão realizadas pela própria empresa solicitante do projeto.

8.1. Custo dos Componentes Avulsos

Os custos avulsos são apresentados na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 – Custo dos Componentes Avulsos

Componente	Especificação/Qty	Qty	Custo (R\$)
Cabo de Aço	Ø1/8" x 12 m (6x7)	1	41,00
Clips fixação	Ø1/8" - Aço Galvanizado	6	19,20
Guincho de Manivela	544 kg, auto travante	1	152,00
Total			212,20

8.2. Custo dos Materiais de Chapas, Perfis e Barras

Foi realizado um comparativo direto de custo médio para aquisição de material para os 3 tipos de aço avaliados no projeto (AISI 1020,1045 e 4340), baseado em orçamentos requeridos de alguns fornecedores e considerando a relação ideal entre geometria de seção crítica e o coeficiente de segurança mínimo (Tabela 4.6). A Tabela 8.2 apresenta os custos médios com material de fabricação considerando o coeficiente de segurança mínimo.

Tabela 8.2 – Custo (R\$) total com material de fabricação considerando o coeficiente de segurança mínimo igual a 2.

Componente	AISI 1020	AISI 1045	AISI 4340
Barras de reforço	210,12	238,61	621,46
Pinos de regulagem	58,42	66,34	172,78
Chapa suporte do cilindro hidráulico	190,73	264,73	618,24
Cantoneiras de reforço	190,11	287,12	287,12 (AISI 1045)
Chapas da mesa e da parte móvel	1.838,80	1.970,95	3.859,78
Chapas das colunas da prensa	1.807,21	2.446,16	5.712,76
Perfil C da base	180,60	202,03	531,10
Eixos das roldanas (AISI 1020)	17,76		
Roldanas (AISI 1020)	42,00		
TOTAL	4.535,75	5.535,70	11.863,00

Comparando os custos da Tabela 8.1, constata-se uma diferença de 114% entre o custo total do aço AISI 4340 e do AISI 1045, bem como uma diferença de 22% entre o custo do aço 1020 e do aço 1045.

8.3. Custos de Soldagem: Metal de Solda

Os arames são encontrados no mercado em forma de rolos normalmente de 15 e 18 kg. O custo varia muito de acordo com cada fornecedor e fabricante. Através da equação 8.1 [Machado, 1996] foi calculada a massa total de consumível para a soldagem. O comprimento total para os cordões de solda da estrutura é aproximadamente igual a 10 m, o comprimento da solda (perna) é igual a 8 mm e a massa específica do metal de solda é igual a 7850 kg/m³.

$$MSOL = 1,2 \frac{1}{2} S_1 S_2 MESP \quad (8.1)$$

onde: **MSOL**: massa de consumível por metro para juntas de filete ou a topo soldadas em ambos os lados [kg/m]; **S₁** e **S₂**: comprimento da perna da solda [m]; **MESP**: massa específica do metal de solda [kg/m³];

Multiplicou-se o resultado da equação 8.1 por 10 m obtendo-se a massa total de consumível de aproximadamente 3 kg. Todavia, os arames de solda são vendidos comumente em rolos de 15 ou 18 kg e seu custo médio, para ambos os consumíveis AWS ER70S e AWS ER80S com 15 kg, é de R\$ 90,00.

9. ANÁLISE E DEFINIÇÃO DO PROJETO EXECUTIVO

A definição do projeto executivo considerou o custo do material (chapas) em função de sua soldabilidade (ver seção 7) e do coeficiente de segurança recomendado para sua aplicação (Tabela 4.6).

Tabela 9.1 – Relação entre materiais de fabricação para a estrutura da prensa em função do coeficiente de segurança, custo e soldabilidade.

Material para a estrutura	Seção 3-5 e 6-7	Coeficiente de Segurança	Custo (R\$)	Soldabilidade
AISI 1020	25,4 x 279,4 mm	2	4.475,99	Relativamente fácil: geralmente sem necessidade de pré-aquecimento e alívio de tensões.
AISI 1045	25,4 x 228,6 mm		5.475,94	Necessidade de pré-aquecimento e alívio de tensões.
AISI 4340	25,4 x 180 mm		11.516,12	Necessidade de pré-aquecimento e alívio de tensões.

A tabela 9.1 permitiu a avaliação da relação ideal entre a dimensão de seção das chapas, o coeficiente de segurança mínimo, o tipo de material, sua soldabilidade e o custo final com material necessário para a estrutura.

Mesmo considerando uma situação de uso de menos material e mesmo coeficiente de segurança igual a 2, como nos casos dos aços AISI 1045 e aço AISI 4340, o custo de aquisição das chapas ainda é maior se comparado ao aço AISI 1020. Este fato resultou na seleção do aço AISI 1020 como o material de fabricação da estrutura da prensa. Com isso, os desenhos de projeto foram elaborados e encontram-se nos apêndices C, D e E deste trabalho.

10. CONCLUSÕES

Utilizou-se uma metodologia básica de projeto onde foi analisado o problema, as restrições dimensionais e operacionais e, definida a concepção através de uma matriz de decisão, criaram-se os modelos da estrutura para análise de esforços. Foram criados dois modelos, um modelo simplificado para análise linear preliminar, verificado esforços internos e comportamento estrutural, e outro para análise linear complexa utilizando um modelo 3-D da concepção criada e, através do método dos elementos finitos, calcularam-se as tensões e coeficientes de segurança para o escoamento do material da estrutura. Os resultados encontrados nessas análises atingiram valores satisfatórios, levando em conta algumas simplificações nos modelos sempre visando a segurança do projeto. O coeficiente de segurança, devidamente estimado e estabelecido para o projeto, foi obtido visando uma

relação ideal entre baixo custo, facilidade de fabricação e montagem além de considerar as restrições dimensionais e operacionais.

As análises lineares seguiram os critérios de falha estática, trabalhando sempre na zona elástica do material (sem atingir o escoamento) onde o valor máximo da tensão equivalente de von Mises encontrado foi de 174,42 MPa e um coeficiente de segurança mínimo igual a 2 para um aço AISI 1020 laminado à frio. O projeto também contou com a seleção e dimensionamento de outros componentes, tais como polias, cabos de aço, guinchos de manivela, juntas soldadas e parafusadas, que seguiram os critérios de falha de materiais e todas as normas de segurança específicas. O custo final com material para a fabricação da estrutura, que inclui as chapas, perfis, barras, consumíveis para solda, e a aquisição dos demais componentes foi estimado em R\$ 4.837,95.

Nenhuma solução de mercado atende aos requisitos do projeto e, além disto, a possibilidade de substituição de diversos equipamentos para testes de amortecedores em um único equipamento versátil, ergonômico e seguro, além de centralizar as operações, torna atrativa a fabricação e montagem desta prensa especial.

11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AWS; **“Structural Welding Code”**. American Welding Society, A5.18, EUA, 2005.

AWS; **“Structural Welding Code”**. American Welding Society, D1.1-81, EUA, 2008.

CMAA 70; **“Specifications for top running bridge and gantry type multiple girder electric overhead traveling cranes”**, Crane, 2001.

Dutton-lainson, **“Hand-winches”**, <http://www.dutton-lainson.com>. Acessado em 10/11/2009.

Feramentas-gerais; **“Catálogo de suprimentos industriais – movimentação de materiais e tração”**, <http://www.fg.com.br>. Acessado em 11/11/2009.

Groche, P.; Schneider, R.; **“Method for the optimization of forming presses for the manufacturing of micro parts”**. Institute for Production Engineering and Forming Machines, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Alemanha, 2007.

Liebherr-eleb; **“Component Maintenance Manual”**. EMB-120, ERJ-145, F-50. Testing and Fault Isolation, 2009.

Lyman, T.; **“Metals Handbook – welding, brazing and soldering”**, Metals Park, Vol. 6, Ohio: American Society for Metals, 1991.

Machado, I. G.; **“Soldagem e Técnicas Conexas: Processos”**, LS&TC, 477 p, 1996.

Matweb; **“Material Property Data”**, <http://www.matweb.com>, acessado em 9/11/2009.

Messier-Dowty; **“Component Maintenance Manual”**. A-320, ATR-42, ATR-72 Testing and Fault Isolation.

NBR-8400; **“Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas”**, ABNT, 1984.

Norton, R.L.; **“Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada”**, Bookman, 2ª edição, 2000.

Popov, E. P.; **“Introdução à Mecânica dos Sólidos”**, Edgard Blucher, 1º edição, 1978.

Shigley, J. E.; **“Elementos de Máquinas”**, McGray-Hill, 3ª edição, 1248 p, 1984.

12. BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS

Bariani, P. F.; Ghiotti, A.; **“Evaluating the press stiffness in realistic operating conditions”**, Universidade de Padova, Itália.

Baxter, M; **“Projeto de Produto”**. Edgard Blucher, 2ª edição, 2000.

Daniels, D.; **“Safety aspects of a landing gear system”**. Developments in Risk-based Approaches to Safety, Editora Springer London, 2006.

Groche, P.; Großmann, K.; Hofmann, T.; Wiemer, H; **“Advanced experimental and numerical methods for the analysis of the dynamic forming press behavior”**. German Academic Society for Production Engineering (WGP), 2007.

Kohmann, H; **“Projeto e fabricação de um protótipo de hovercraft”**, Trabalho de Diplomação, Engenharia Mecânica, UFRGS, 2003.

Leea, H.; Hwanga, Y.; Kimb, T.; **“Failure analysis of nose landing gear assembly”**. Engineering Failure Analysis 10, 2003.

Lyman, T.; **“Metals handbook – heat treating”**, Ed. Metals Park, Vol. 4, Ohio: American Society for Metals, 1991.

Lyman, T.; **“Metals handbook - properties and selection: irons and steels”**, Metals Park, Vol. 1, Ohio: American Society for Metals, 1991.

Markzac, R. J.; **“Elementos Finitos – Curso de Introdução ao Método”**, GMap, 1995.

Rebecchi, J. G.; **“Projeto de prensa hidráulica para ensaio de elementos cisalháveis”**, Trabalho de Diplomação, Engenharia Mecânica, UFRGS, 2003.

Sant’anna, D. R.; Nunes J. M.; Gomes J. O.; **“Análise estrutural de máquinas-ferramenta pelo método dos elementos finitos”**, Anais do 15º Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação - ITA – XV ENCITA / 2009.

Springerlink; **“Metal forming practise: processes – machines - tools”**, Springer Berlin Heidelberg, 2007.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Procedimento de Cálculo do Diâmetro do Eixo Da Polia

O eixo mais solicitado é o que contém duas polias por onde passam os cabos de sustentação da parte móvel da prensa. Os pontos A e B da Figura B.1 mostram o posicionamento das polias.

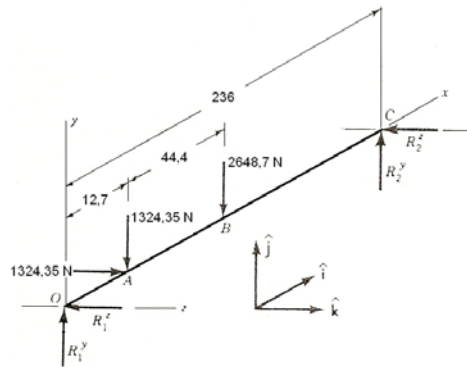


Figura B.1 – Diagrama de esforços da barra (eixo) que suporta duas polias.

Somatório de forças e momentos nas duas direções de solicitação do eixo:

$$\Sigma F_y = R_1^y - 1324,35 - 2648,7 + R_2^y = 0 \quad (\text{A.1})$$

$$\Sigma M_z^0 = -1324,35[N] \cdot 0,0127[m] - 2648,7[N] \cdot 0,0571[m] + R_2^y = 0 \quad (\text{A.2})$$

Resolvendo a equação B.2 e substituindo o valor da reação na equação B.1, temos

$$R_1^y = 3260,93N$$

$$R_2^y = 712,12N$$

$$\Sigma F_z = -R_1^z + 1324,35 - R_2^z = 0 \quad (\text{A.3})$$

$$\Sigma M_y^0 = -1324,35[N] \cdot 0,0127[m] + R_2^z \cdot 0,236 = 0 \quad (\text{A.4})$$

Resolvendo a equação B.4 e substituindo o valor da reação na equação B.3, temos

$$R_1^z = 1253,08N$$

$$R_2^z = 71,27N$$

Somatório de momentos no ponto A vindo do ponto 0:

$$M_z = -3260,93[N] \cdot 0,0127[m] = -41,41 Nm$$

$$M_y = -1253,08[N] \cdot 0,0127[m] = -15,91 Nm$$

$$\text{Assim, } M_A = \sqrt{(41,41)^2 + (15,91)^2} = 44,36 Nm .$$

Somatório de momentos no ponto B vindo do ponto 0:

$$M_z = -3260,93[N] \cdot 0,0571[m] + 1324,35[N] \cdot 0,0444 = -127,40 Nm$$

$$M_y = -1253,08[N] \cdot 0,0571[m] + 1324,35[N] \cdot 0,0444 = -12,75 Nm$$

$$\text{Assim, } M_B = \sqrt{(127,40)^2 + (12,75)^2} = 128,04 Nm .$$

APÊNDICE B – Interface do *Software Ansys Workbench* para Controle de Malha de Elementos Finitos.

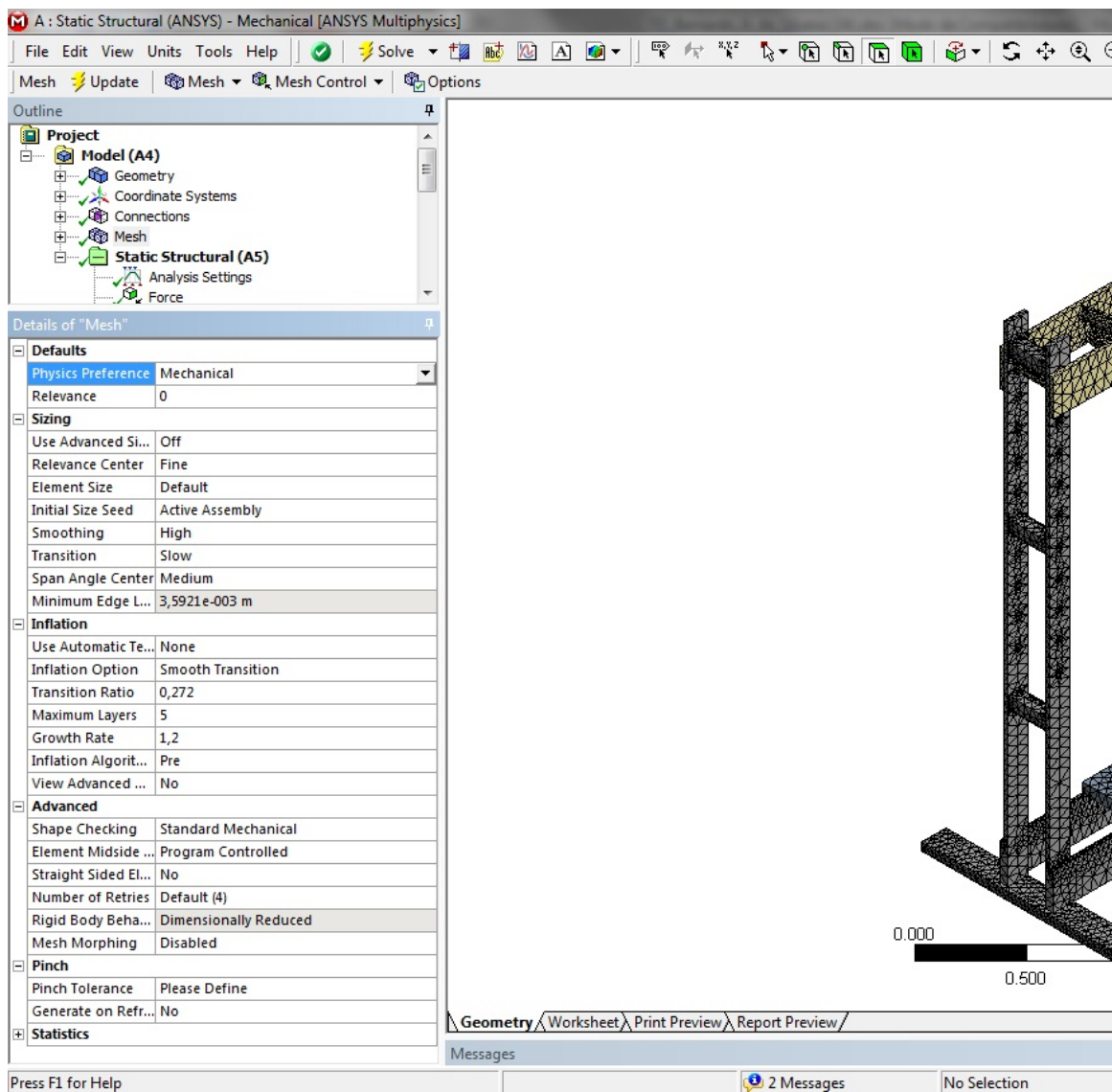


Figura B.1 – Interface para controle de malha – parâmetros modificados.

APÊNDICE C – Desenho de Projeto: Lista de Componentes

VISTA PARCIALMENTE EXPLODIDA
ESCALA 1:20

Item	Qty	Name	Especificação	Material
1	2	Perfil C	152,4 mm x 50mm x 6,5 mm	AISI 1020
2	2	Chapa Mesa	56,0" x 9,0" x 1,0"	AISI 1020
3	4	Coluna	121,5" x 5,0" x 1"	AISI 1020
4	7	Cantoneira	2,5" x 2,5" x 1/4" x 11,28"	AISI 1020
5	5	Roldana	Ø2,5" x 3/4"	AISI 1020
6	3	Barra Eixo Roldana	Ø25 mm x 11,28"	AISI 1020
7	2	Chapa Móvel	56,0" x 9,0" x 1,0"	AISI 1020
8	4	Barra Reforço	Ø2,5" x 11,28"	AISI 1020
9	1	Chapa Base Cilindro	13,28" x 11" x 1,75"	AISI 1020
10	1	Cabo de Aço	Ø1/8" x 12 m (6x7-fibra)	-
11	6	Clip Cabo de Aço	Ø1/8 - Forjado - Galvanizado	Aço Galv.
12	2	Barra Pino Sustentação	Ø1,75" x 16"	AISI 1020
13	1	Cilindro Hidráulico	35 ton - curso 500 mm	-
14	4	Parafuso	Ø1,0" x 5" - 12UNF (SAE 5)	-
15	4	Porca	Ø1,0" - 12UNF (SAE 5)	-

UNITS: DIMENSIONS IN MILLIMETERS
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH: AS RAG
TOLERANCES: ANGLES: ± 0,5°
FINISH: ± 0,10"
UNITS: ± 0,01"
ANGLES: ± 0,5°

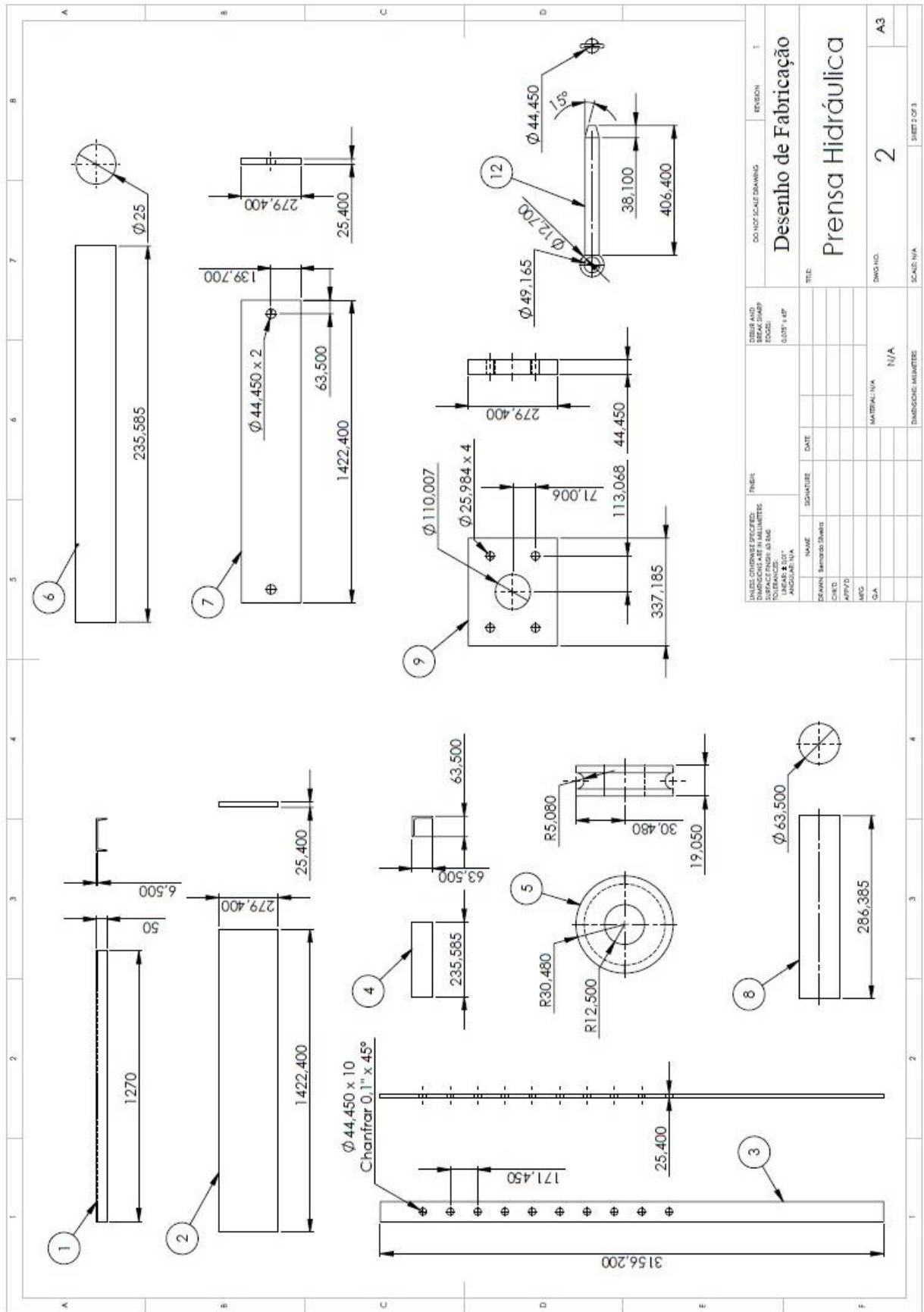
TITLE: **Lista de Componentes**
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION: 1

DESIGNER:
DRAWN:
CHECKED:
APPROVED:
MFG:
QA:

DATE:
SIGNATURE:
DATE:
DATE:
DATE:
DATE:

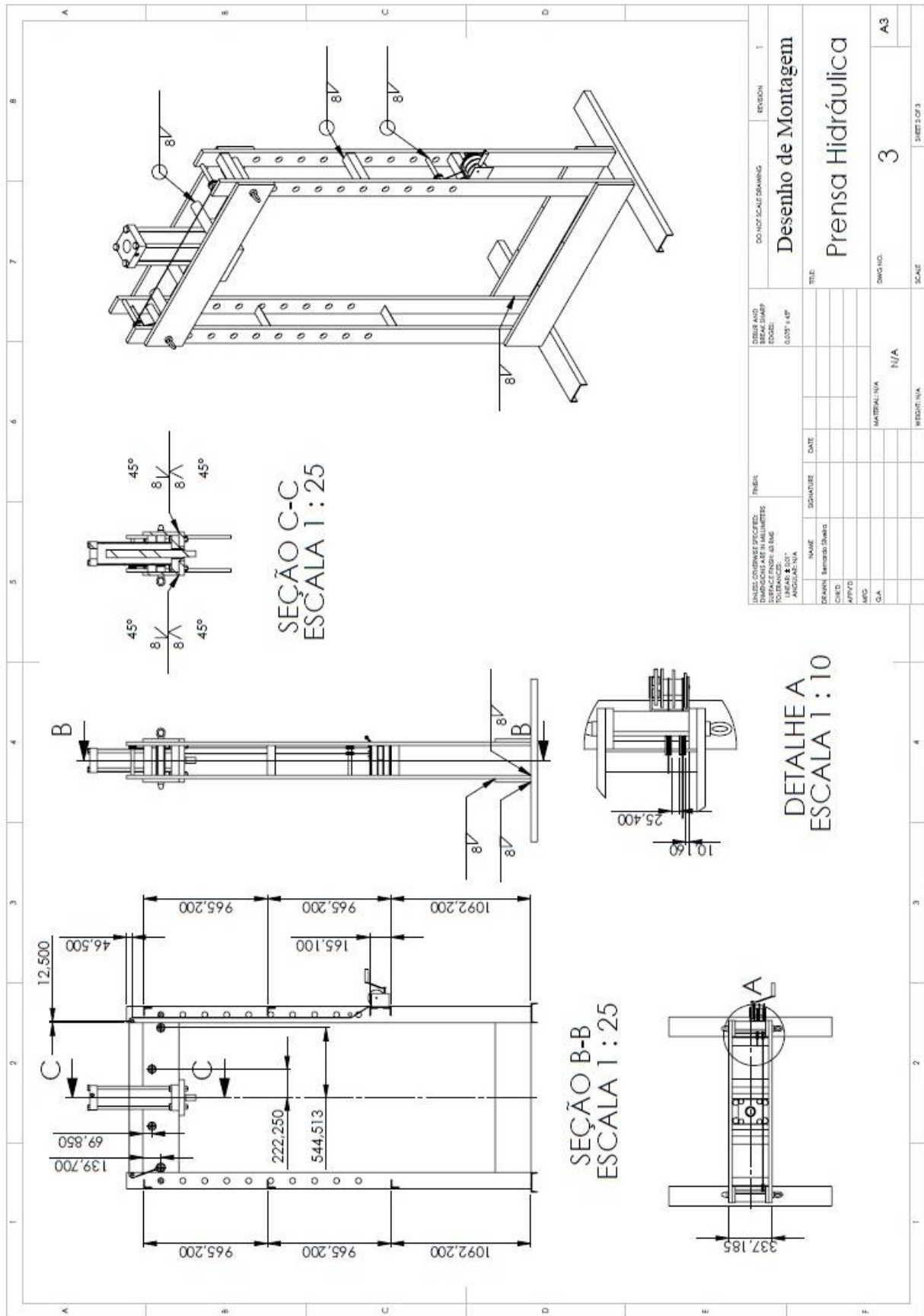
MATERIAL: N/A
WEDGE: N/A
SCALE: 1
SHEET: 1 OF 3
A3

APÊNDICE D – Desenho de Projeto: Desenho de Fabricação



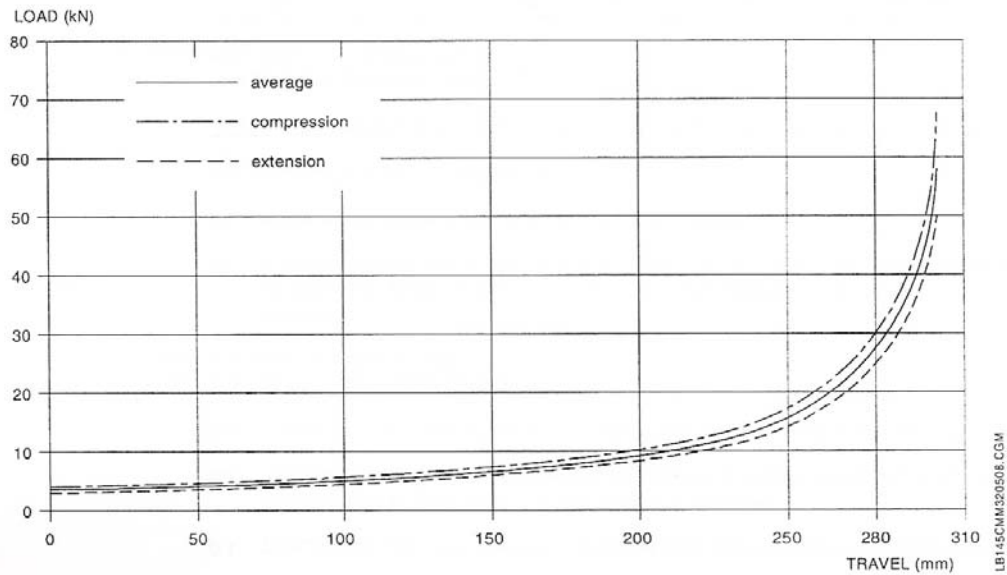
TÍTULO		ESCALA		REVISÃO	
Desenho de Fabricação		1		1	
Prensa Hidráulica		2		A3	
MATERIAL: N/A		N/A		N/A	
DIMENSÃO: MILÍMETROS		MILÍMETROS		MILÍMETROS	
ESCALA: N/A		ESCALA: N/A		ESCALA: N/A	
SHEET 2 OF 3		SHEET 2 OF 3		SHEET 2 OF 3	

APÊNDICE E – Desenho de Projeto: Desenho de Montagem



ANEXOS

ANEXO A – Curva Característica do Teste de Compressão e Extensão [Liebherr, 2009]



Spring-Characteristic Curve - Example


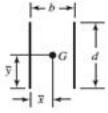
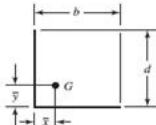
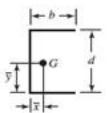
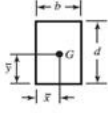

Figura 2.1 – Curva “força x deslocamento” característica do teste de compressão e extensão.

ANEXO B – Tabelas Para Cálculos de Fator de Segurança e Cordão de Solda

Tabela B.1 – Fatores utilizados para determinar um fator de segurança para materiais dúcteis (fonte: Norton, 2000).

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	F_1
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	1,3
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	3
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	5+
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	F_2
	Ambiente moderadamente desafiador	1,3
	Ambiente extremamente desafiador	2
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	3
	Os modelos representam precisamente o sistema	F_3
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	1,3
	Os modelos são aproximações grosseiras	2

Tabela B.2 – Propriedades dos cordões de solda submetidos à torção (fonte: Shigley, 2001).

Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento polar de área unitário
	$A = 0.70 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

* G é o centróide do grupo de solda; h é o tamanho de solda; plano do binário de torque no plano do papel,

ANEXO C – Figura Esquemática do Processo MIG/MAG [Machado, 1996].

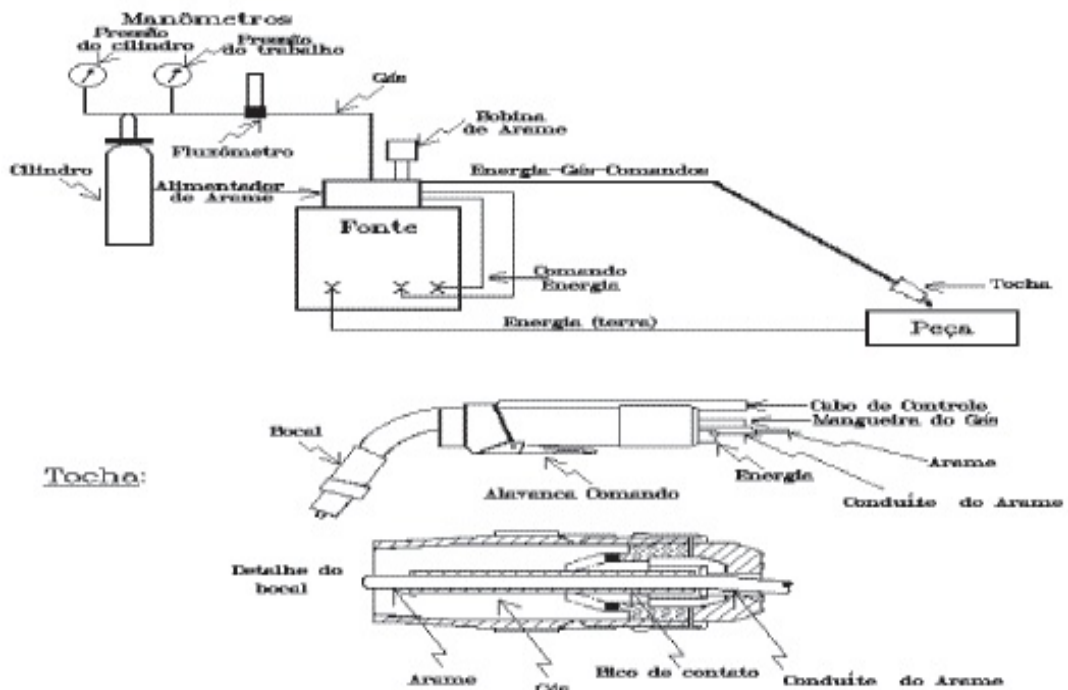


Figura C.1 – Equipamento MIG (esquemático), com detalhe da tocha.

ANEXO D – Dados para Identificação dos Procedimentos de Soldagem [Machado, 1996]

Tabela D.1 – Procedimentos de Soldagem para Aços Carbono e de Baixa Liga.

Espessura do MLB ou Perna (mm)	Junta (Fig.8.30)	Gás		Nº do Passe	F (mm)	W (m/min)	I (A)	U (V)	V (mm/s)	Taxa de Fusão (kg/h)
		Tipo	Vazão (l/min)							
0.5	A,B(b)	I	9	1	0.8	1.90	35	16	6	0.45
1.0	A,B(b)	I	9	1	0.9	3.30	80	17	16	0.99
	BC	II	15	1	1.1	8.89	275	25	78	3.98
2.0	A,B(b)	I	10	1	0.9	4.95	110	18	13	1.48
	BC	II	17	1	1.1	11.56	330	28	49	5.17
3.0	BC	III	17	1	1.6	4.19	300	24	15	3.97
4.0	A,B(b)	I	13	1	1.1	5.71	190	21	11	2.55
	BC	IV	17	1	1.2	11.00	330	24	8	5.86
	II	19	1	1.6	7.49	390	29	35	7.09	
5.0	BC	III	18	1	1.6	5.97	350	25	14	5.65
6.0	A,B(b)	I	13	1	1.1	5.71	190	22	7	2.55
	BD(c)	IV	17	1	1.6	5.00	330	24	8	4.73
	V	17	2	1.6	5.50	350	25	8	5.20	
	BC	II	21	1	1.6	9.91	475	32	21	9.34
	BE	III	18	1e2	1.6	5.97	350	25	13	5.65
10.0	BC	II	23	1	2.4	3.49	575	34	15	7.43
	BD(c)	IV	15	1	1.2	7.20	270	24	7	3.83
	II	15	2	1.2	7.50	280	24	7	3.99	
	BE	III	18	1e2	1.6	5.97	350	25	9	5.65
13.0	BC	II	24	1	2.4	4.13	625	36	13	8.79
	BD(c)	IV	20	1	2.4	3.50	440	28	8	7.45
	II	20	2	2.4	3.10	400	27	8	6.60	
III	18	1a3	1.6	5.97	350	25	10	5.65		
16.0	E	II	23	1	2.4	4.13	625	37	9	8.79
19.0	E	II	24	1	3.2	2.41	675	37	8	9.12
	D(c)	IV	17	1e2	1.6	5.50	350	25	7	5.20
	BD(c)	III	20	1a4	2.4	2.79	425	28	11	5.94
25.0	E	II	24	1e2	3.2	2.41	675	37	7	9.12
	BD(c)	III	20	1a6	2.4	2.79	425	28	11	5.94

Notas (a) F= diâmetro do arame; W= velocidade de alimentação; I= corrente; U=tensão; V= velocidade de soldagem; (b) É possível utilizar estes parâmetros para posições vertical e sobre cabeça, desde que a corrente seja reduzida cerca de 15%; (c) Para junta em filete (B), passes no mesmo lado Para junta a topo, passes em ambos os lados; (d) Tipos de Gases: I=CO₂ ou Ar + 25% CO₂; II=CO₂; III=Ar+1 à 5% O₂; IV=Ar+3% O₂; V=Ar+5% O₂.