



Anderson Rafael Rigon

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA
ESTRUTURA DE UM DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA**

Horizontina

2012

Anderson Rafael Rigon

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA
ESTRUTURA DE UM DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Prof. Me.

Horizontina

2012

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento e simulação computacional da estrutura de um dispositivo
inversor de carga”**

Elaborada por:

Anderson Rafael Rigon

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 29/11/2012
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Me. Anderson Dal Molin
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Me. Cesar Antonio Mantovani
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Me. Ricardo Severo
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2012**

À FAMÍLIA

Pelo empenho da dona Délia, do Nelson, da Patricia...

A vocês que compartilharam meus ideais, incentivando-me a prosseguir mantiveram-se sempre ao meu lado. Dedico-lhes essa conquista com a mais profunda admiração e respeito. A vocês: o sonho, o abraço, o diploma.

AGRADECIMENTO

A família, pelo apoio incondicional em todos os momentos. Aos professores que me orientaram durante todo o período de graduação, em especial ao professor e amigo Anderson Dal Molin, que em diversos momentos cobrou-me resultados e ajudou-me nesta etapa. Aos amigos, que em diversas ocasiões entenderam minha ausência e me incentivaram a desenvolver meus estudos.

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”

Arthur Schopenhauer

RESUMO

Este trabalho visa apresentar uma proposta de automatizar um processo de produção já existente dentro da empresa Pioneer Sementes S/A, que até então é realizado de forma manual: a montagem e desmontagem de silos PROBOX. O PROBOX é um silo móvel de polietileno, fabricado sob medida para específicos fins, neste caso para armazenamento de sementes de milho. Como problema de pesquisa destaca-se como efetuar o correto dimensionamento de um dispositivo inversor de carga, que venha a suprir a necessidade do processo. O objetivo do trabalho é dimensionar um dispositivo inversor de carga que será acoplado a uma paleteira elétrica e utilizará um sistema hidráulico para realizar o processo de inversão do silo. Para o embasamento teórico do trabalho buscou-se a literatura pertinente ao assunto, componentes e formas de dimensionamento do sistema hidráulico. Como metodologia, utilizou-se de pesquisas quanto a dispositivos existentes e posterior adaptação ao caso em questão. Entre os resultados encontrados pode-se citar a escolha do fluido de trabalho, dos materiais a serem utilizados e dos componentes hidráulicos que satisfazem a necessidade do dispositivo. O dimensionamento do dispositivo inversor de carga, além de proporcionar uma abrangente revisão dos conceitos aprendidos durante o curso de graduação em engenharia mecânica, permite o desenvolvimento do raciocínio de busca por soluções a partir de um problema encontrado.

Palavras-chaves:

PROBOX – dimensionamento – dispositivo inversor de carga.

ABSTRACT

This work aims to automate a production process that already takes place within the Pioneer Seed Company S / A, which so far is done by hand: the erection and dismantling of PROBOX silos. PROBOX is a polyethylene mobile silo manufactured tailored for specific purposes, in this case for storage of maize seed. The research problem was about how to correctly size a device inverter load, which will supply the process. The purpose of the job is to size a device inverter load that will be coupled to an electric pallet truck and use a hydraulic system to carry out the process of inverter silos. For the theoretical work it was searched a literature concerning the subject, seeking ways of sizing components and hydraulic system. The materials used have also been adequately studied to assure safety of the system operator and the proper functioning of the device. As a methodology, researches about existing devices and later adaptation to the case were used. Also, because of the results that were found, it can be cited the choice of a working fluid, the materials to be used and hydraulic components that satisfy the need calculated. Besides providing a comprehensive review of the concepts learned during the undergraduate degree in mechanical engineering, it enables the development of reasoning to search for solutions from a problem found out.

Key- Words:

PROBOX - sizing - load inverter device.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Silo Probox.	03
Figura 2: Principais grupos de máquinas de elevação e transporte..	05
Figura 3: Estrutura básica de um sistema hidráulico.....	07
Figura 4: Detalhes construtivos do reservatório.	08
Figura 5: Formas construtivas de bombas..	10
Figura 6: Bomba de engrenagens, vista explodida..	10
Figura 7: Formas construtivas básicas de cilindros hidráulicos: (a) simples ação, (b) e (c) dupla ação.	11
Figura 8: Fluxograma das etapas do desenvolvimento.	19
Figura 9: Dispositivo inversor de carga..	21
Figura 10: Paleteira PT16. Fonte: Paletrans.	21
Figura 11: Simulação da tensão máxima no braço do dispositivo inversor de carga.....	27
Figura 12: Simulação do deslocamento máximo do braço.	28
Figura 13: Simulação da tensão máxima no suporte dos braços.	28
Figura 14: Simulação do deslocamento máximo no suporte dos braços do dispositivo.....	29
Figura 15: Simulação da deformação máxima do suporte dos braços.	30

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	01
2 REVISÃO DA LITERATURA	03
2.1 SILOS PROBOX	03
2.2 INVERSOR DE CARGA.....	04
2.3 SOLIDWORKS	05
2.4 SISTEMA HIDRÁULICO	06
2.4.1 Componentes do sistema hidráulico	08
2.5 MATERIAIS	15
3 METODOLOGIA	18
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	18
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	20
4.1 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	20
4.2 DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA.....	22
4.3 SIMULAÇÃO DE SUBCONJUNTOS	27
5 CONCLUSÕES	31
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	32
APÊNDICE A – ESQUEMA HIDRÁULICO DO DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA.	34
ANEXO A –TABELA ISO DE VISCOSIDADE DOS FLUIDOS	35
ANEXO B– TABELA DE COMPRIMENTOS EQUIVALENTE.....	36
ANEXO C – VISTA EXPLODIDA DA PALETEIRA PT16.....	37
ANEXO D - SISTEMA HIDRÁULICO DA PALETEIRA PT16.....	38

1 INTRODUÇÃO

A empresa Pioneer Sementes unidade de Santa Rosa é uma empresa de beneficiamento de grãos. Diariamente cerca de 20 toneladas de quilos de milho são classificados e tratados para a venda como sementes. Hoje, a empresa reconhece como sendo um dos gargalos da sua linha de produção a capacidade de armazenagem em seus silos de sementes já classificadas. A solução encontrada pela empresa para minimizar este problema de espaço foi investir em uma linha de silos móveis, denominados silos PROBOX.

Porém, ao mesmo tempo em que a empresa solucionou um dos pontos críticos de seus processos, criou outro. A estocagem, a montagem e a desmontagem dos silos PROBOX.

A armazenagem dos silos PROBOX é feita com o mesmo desmontado, diminuindo assim o espaço necessário na estocagem das 4.800 unidades destes silos presentes na unidade de Santa Rosa. O trabalho de desmontagem para armazenamento e/ou montagem para utilização é feita de forma manual, o que implica na utilização de vários colaboradores neste processo.

Diante do exposto, surge a necessidade de criação de um dispositivo, cuja finalidade seja eliminar os esforços manuais do processo de montagem e/ou desmontagem dos silos PROBOX. Portanto, este trabalho visa dimensionar um dispositivo inversor de carga para facilitar o processo, já que desmontado o PROBOX ocupa uma área de estocagem consideravelmente menor.

A proposta é utilizar de um sistema hidráulico acoplado a um dispositivo mecânico, que realizará o trabalho onde, além de diminuir o número de colaboradores envolvidos no processo, o presente trabalho visa aumentar a quantidade de unidades montadas e desmontadas diariamente, uma vez que o colaborador não irá sofrer com os esforços braçais e com posição de trabalho ergonomicamente incorreta.

Sendo um dimensionamento específico para o processo da organização em questão, o trabalho irá tratar de dimensionar um sistema hidráulico coerente e seguro para a operação. Levando em consideração questões como peso dos silos e altura necessária para a operação de montagem e/ou desmontagem dos silos.

O problema detectado foi a forma manual que os colaboradores desenvolviam o processo de montagem e desmontagem dos silos PROBOX.

Outro fator importante é a escolha dos materiais a serem utilizados, o que vai desde o tipo de aço para a estrutura, componentes utilizados para os acoplamentos mecânicos, processos produtivos empregados na fabricação das peças do dispositivo, até os pistões e comando adequados ao caso.

Diante disso, justifica-se o trabalho, pois com o desenvolvimento do dispositivo inversor de carga, além da unidade de Santa Rosa, outras unidades da organização poderão aderir ao uso do novo dispositivo nesse processo, melhorando consideravelmente a produtividade e a rotina de trabalho dos colaboradores envolvidos.

Em âmbito acadêmico, o estudo serve para o aprofundamento dos conhecimentos teóricos obtidos no decorrer do curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina, bem como os componentes de hidráulica, processos de fabricação, elementos de máquinas e dimensionamento por software.

O estudo tem por objetivo geral dimensionar um dispositivo inversor de carga provido de um sistema hidráulico para montagem e/ou desmontagem de silos PROBOX.

Já por objetivos específicos tem-se:

- Reunir um embasamento teórico sólido para o correto dimensionamento dos componentes e materiais do dispositivo inversor de carga;
- Proporcionar a possibilidade de diminuir o número de pessoas envolvidas no processo de montagem e desmontagem dos silos PROBOX;
- Automatizar o processo de montagem e desmontagem de silos PROBOX.

Além da introdução, este trabalho é composto por mais quatro capítulos. A Revisão da Literatura, onde buscou-se um aprofundamento nos conceitos de hidráulica, materiais e dimensionamento de componentes.

O capítulo Metodologia explana como este trabalho foi desenvolvido, em todas as suas etapas.

No capítulo Apresentação e Análise dos Resultados demonstra-se os resultados obtidos no decorrer da pesquisa e mostra os materiais selecionados para construção do dispositivo inversor de carga, bem como as forças atuantes no sistema.

No capítulo Considerações Finais, fez-se um avaliação dos resultados obtidos e uma análise da importância dele, tanto em âmbito acadêmico como em um futuro âmbito profissional voltado à engenharia.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo será apresentada a revisão da literatura, onde buscou-se o embasamento teórico para o correto dimensionamento do dispositivo inversor de carga.

2.1 SILOS PROBOX

Feitos com polietileno, os PROBOX são silos móveis fabricados para fins específicos do cliente. Com capacidade de armazenagem de 1130 quilogramas de sementes de milho podem ser considerados leves, 150 quilogramas cada. O PROBOX é um silo projetado pensando em desempenho e segurança, possui em sua parte inferior entradas que permitem ao operador levantá-lo com auxílio de uma empilhadeira e movimentá-lo com extrema segurança, pois possui um centro de carga bem definido além de um suporte que funciona evitando qualquer possível tombamento durante sua movimentação.

Sua construção permite que ele seja desmontado ao meio. Quando essa operação é realizada a parte superior se sobrepõe a inferior, possibilitando assim um encaixe e conseqüentemente ocupando um menor espaço físico dentro do ambiente que está alocado.



Figura 1: Silo PROBOX. Fonte: Myers do Brasil, 2012.

2.2 INVERSOR DE CARGA

Processos de transporte de materiais não se limitam apenas a mover cargas de um lugar para o outro, algumas máquinas são providas de dispositivos especiais, como garras ou grampos, muitas vezes operados até de forma manual (RUDENKO, 1976).

O dispositivo inversor de carga pode ser considerado uma máquina de elevação e transporte, que são consideradas equipamentos de movimentação de cargas ou materiais, levando de um lugar para outro e manipulando as cargas da maneira desejada (PASSOS, 2011).

Segundo Rudenko (1976), o tipo de máquina de elevação e movimentação de material depende de fatores como o tipo da carga, o local da carga, seu respectivo peso e também a forma como a carga precisa ser posicionada.

O inversor de carga caracteriza-se pela necessidade do movimento rotatório, que para Brasil (1985), é a resposta a um problema de manuseio de material, e o estudo dessas máquinas ou dispositivos é fundamental em todos os setores da engenharia.

A crescente necessidade de aumento de produtividade das empresas vem exigindo a implementação de processos automatizados que incorporam alta tecnologia no projeto dos equipamentos. As máquinas de movimentação de carga representam um dos tipos de equipamentos utilizados na indústria que sofreram a maior necessidade de modernização (NASSAR, 2004).

As máquinas de elevação e transporte podem ser separadas em grupos, na figura 2 são citados os principais grupos de máquinas de elevação e transporte pelas características de seus projetos, e estão definidos, resumidamente como segue (RUDENKO, 1976).

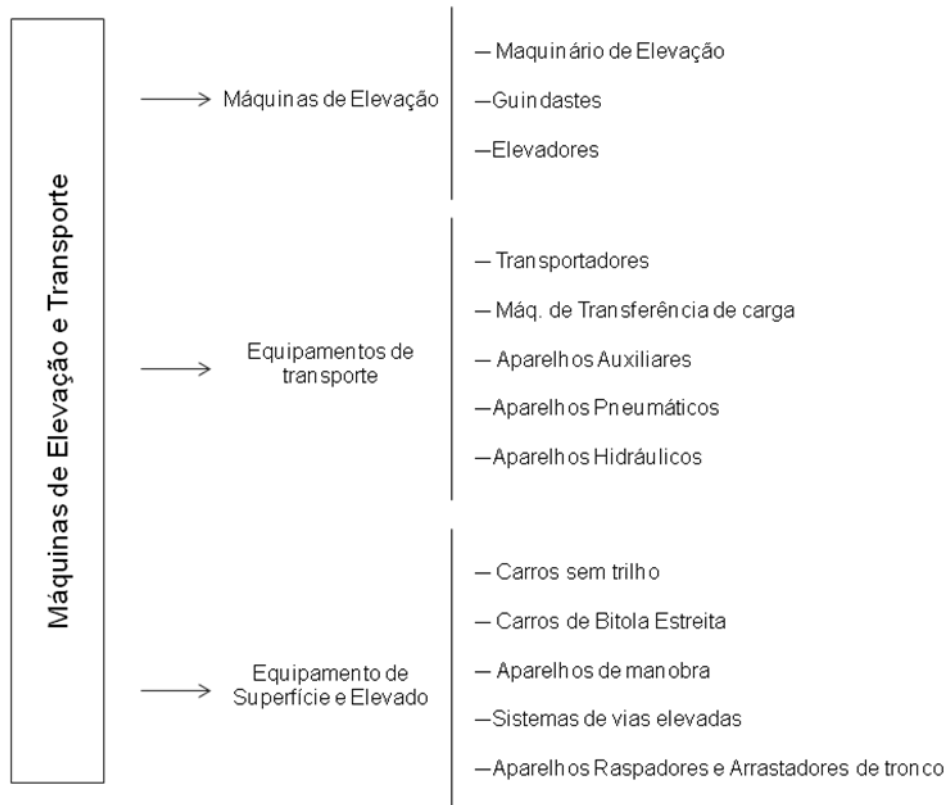


Figura 2: Principais grupos de máquinas de elevação e transporte. Fonte: Rudenko, 1976.

2.3 SOLIDWORKS

O SolidWorks pode ser considerado, sem sombra de dúvidas, o melhor e mais completo software paramétrico bidirecional CAD/CAE do mercado. Este permite que qualquer projeto seja totalmente modelado em 3D, peça a peça. Para fins de fabricação o SolidWorks permite gerar as vistas dos componentes em 2D, possibilitando observar todos os detalhes construtivos necessários (FIALHO, 2009).

Outro ponto a favor é que, caso seja necessária qualquer alteração, antes, durante ou depois da conclusão das peças, o software executa as alterações feitas em 3D para todos os modelos e desenhos disponíveis em 2D, agilizando assim o processo de alteração de componentes.

Para realizar a simulação dos esforços atuantes na estrutura do dispositivo inversor de carga será utilizada a ferramenta *SimulationExpress*, que permite simular a atuação de uma carga em um componentes ou até mesmo em um conjunto final, mostrando os pontos críticos da estrutura e como a força irá agir sobre a estrutura final (FIALHO, 2009).

2.4 SISTEMA HIDRÁULICO

Para entender um sistema hidráulico primeiramente é necessário o conceito básico de hidráulica, que para Palmieri (1997) é a ciência que estuda líquidos em escoamento e sob pressão, no caso em questão esse fluido será o óleo hidráulico.

O termo “hidráulica” derivou-se da raiz grega Hidro, significando água, então entende-se por hidráulica todas as leis e comportamentos relativos a água ou outro fluido, sendo especificamente o estudo das características e uso dos fluídos sob pressão (PARKER, 1998).

Os líquidos são substâncias constituídas de moléculas, que ao contrário dos gases, atraídas umas às outras de maneira mais compacta, porém com uma compactação menor que dos sólidos, não chegam ao ponto de adquirirem posições rígidas (PARKER, 1998).

Por definição de sistema hidráulico pode-se descrever como um conjunto de elementos convenientemente associados, que permite transmissão e controle de força e movimento utilizando como meio de transferência um fluido (LINSINGEN, 2003).

Esta transferência se dá inicialmente com a conversão de energia elétrica em energia mecânica no motor (elétrico) que é acoplado a uma bomba hidráulica que por sua vez converte a energia mecânica do motor em energia hidráulica que atua sobre o óleo, que passando por tubulações e válvula acaba acionando os atuadores (cilindros ou motores), que por fim, novamente convertem esta energia hidráulica em mecânica, produzindo movimento (PEREIRA, 2006).

Os sistemas hidráulicos podem ser classificados conforme a pressão, conforme a aplicação, conforme o tipo de bomba e até conforme o controle de direção.

Para Palmieri (1997), podemos dividir um sistema hidráulico em componentes, formando alguns subsistemas como um sistema de geração, um sistema de distribuição e controle e um sistema de aplicação de energia.

O trabalho é obtido por meio de um fluido que está sob pressão e agindo sobre um cilindro ou motor, produzindo assim a ação mecânica desejada (DE NEGRI, 2001).

A válvula direcional, juntamente com o cilindro e o motor compõem o circuito de atuação, pois são as partes do sistema hidráulico que promovem a atuação sobre a carga. Já o suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação é constituído basicamente pelo reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro, esses componentes compõem o denominado circuito de unidade de potência (DE NEGRI, 2001).

A figura 3 apresenta componentes referentes ao diagrama básico de um sistema hidráulico, compostos pelos circuitos de potência e de atuação de acordo a norma ISO 1219-1 (1991) e ISO 1219-2 (1995).

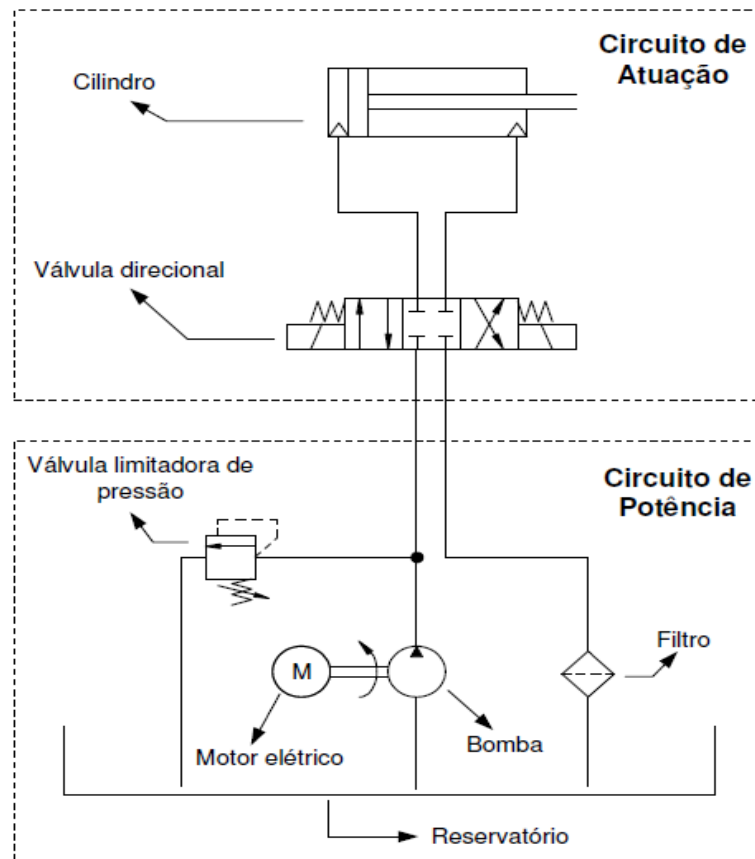


Figura 3: Estrutura básica de um sistema hidráulico. Fonte: Pereira, 2006.

Para Pereira (2006), os sistemas hidráulicos são utilizados para o controle de consideráveis potências com rapidez, eficiência e confiabilidade.

2.4.1 Componentes do sistema hidráulico

Dentre os componentes principais do sistema podemos destacar reservatório, filtro, mangueira, válvula de segurança, controladores de vazão, controladores direcionais, bomba hidráulica, motor e cilindro.

Os reservatórios possuem várias funções, para Palmieri (1997) são funções como a de armazenamento, resfriamento e precipitação de impurezas, devido a queda na velocidade de escoamento do fluido ao entrar no reservatório.

De regra básica para o dimensionamento do reservatório, Palmieri (1997) explica que o mesmo deve possuir um volume igual ou maior a três vezes a vazão da bomba que alimenta o sistema, conforme equação 1.

Essa regra se aplica de modo geral a sistemas mais simples, onde não compreende vários cilindros ou linhas de transmissão muito grandes (PALMIERI, 1997).

$$V = Q * 3 \quad (1)$$

Onde:

V = Volume do reservatório (litros).

Q = Vazão da bomba (litros/minuto)

Na figura 4 pode-se observar a vista explodida de um reservatório hidráulico.

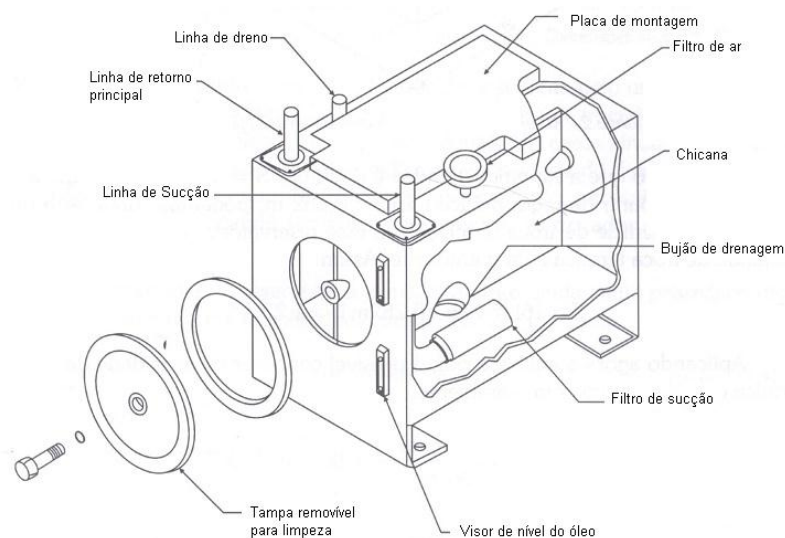


Figura 4: Detalhes construtivos do reservatório. Fonte: Fialho, 2003.

O filtro encontra-se posicionado no retorno do óleo para o reservatório e possui uma importância muito grande, pois é o responsável direto pela limpeza do óleo que circulou pelo sistema e retornou, garantindo assim uma maior vida útil do fluido.

Para Palmieri (1997), é a função do filtro livrar o fluido de impurezas para assegurar um bom funcionamento do sistema e garantir que a vida útil do mesmo não seja reduzida.

Segundo Drapinski (1975), um filtro mal montado ou entupido pode permitir a passagem de sujeira junto ao fluido, levando ao desgaste excessivo dos componentes do sistema hidráulico conseqüentemente encurtando a vida do mesmo. Para isso, os filtros hidráulicos devem ser trocados após as primeiras 50 horas de serviço e a troca seguinte deve ser feita após cada 500 horas.

As válvulas limitadoras de pressão possuem a incumbência de aliviarem o sistema assim que ele atinja sua pressão admissível, evitando assim uma possível deformação ou rompimento do sistema hidráulico (LINSINGEN, 2003). As válvulas de alívio devem estar localizadas sempre entre o reservatório e a bomba, principalmente quando for utilizada uma bomba de deslocamento positivo.

Outro ponto importante do sistema é a válvula direcional. A válvula direcional consiste em um corpo com passagens internas e uma parte móvel (carretel), que tem por objetivo mostrar o caminho que o fluido precisa seguir para o devido deslocamento. Para o dispositivo em questão, a válvula da paleteira será substituída por uma válvula de uma via e duas posições, mais uma adicional de três vias e quatro posições para os pistões de aperto do silo PROBOX.

As válvulas direcionais promovem o direcionamento do fluido através de um sinal de comando com uma vazão proporcional ao dimensionamento do sistema (PEREIRA, 2006). Este sinal pode possuir a forma mecânica, pneumática ou elétrica.

As bombas e motores hidráulicos são responsáveis por realizar a conversão de energia mecânica em energia hidráulica (LINSINGEN, 2003).

A bomba hidráulica possui diversos modelos construtivos, como por exemplo, bomba de pistões, bomba de palhetas ou bomba de engrenagens, conforme figura 5.

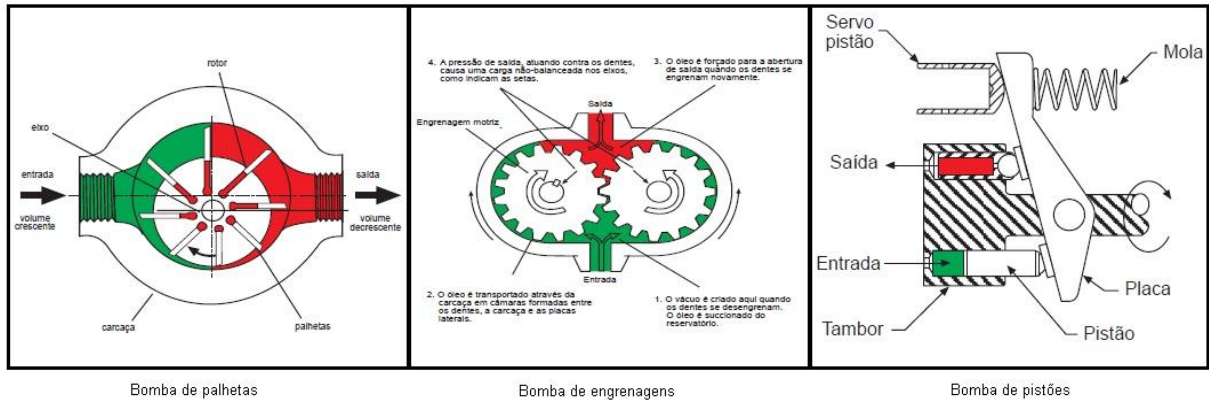


Figura 5: Formas construtivas de bombas. Fonte: Parker, 1998.

Para o presente estudo toma-se por regra o uso da bomba de engrenagens, semelhante a presente na paleteira em que o dispositivo será acoplado.

As bombas de engrenagem possuem um funcionamento bastante simples, porem eficiente, com o desengrenamento e posterior engrenamento dos dentes das engrenagens motora e movida, o fluido é conduzido por entre os vãos formados entre dentes das engrenagens e as paredes da carcaça da bomba. Durante este processo o fluido fica espremido e tem sua saída da carcaça forçada (PEREIRA, 2006).

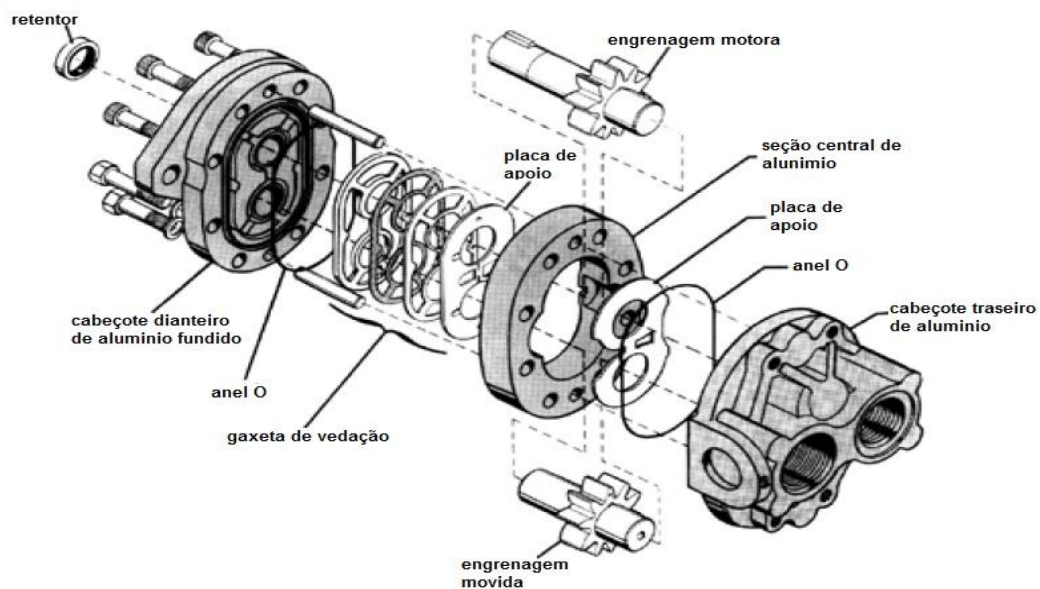


Figura 6: Bomba de engrenagens, vista explodida. Fonte: Parker, 1998.

Por possuírem somente duas peças móveis, são consideradas de fácil construção e conseqüentemente fácil manutenção. Também como ponto positivo

das bombas de engrenagens, podemos citar sua capacidade de operação em alta pressão, com pequenas variações de pressão e baixo nível de ruído.

Para mensurar a vazão necessária da bomba, pode-se utilizar a velocidade de elevação do sistema da paleteira elétrica e a área do pistão de elevação de carga, conforme equação 2 (PALMIERI, 1997).

$$Q = v * A \quad (2)$$

Onde:

Q = vazão da bomba (cm^3/s).

v = velocidade de levantamento de carga (cm/s).

A = área do pistão (cm^2).

A bomba de engrenagens PGP315 da Parker foi escolhida para utilização no dispositivo, na tabela 1 demonstra-se as suas especificações.

Tabela 1
Especificações da bomba de engrenagens.

Tamanho PGP315/PGM315	-5	-6	-7	-8	-10	-11	-12	-13	-15	-16	-17	-18	-20
Deslocamento (cm^3/rev)	10,2	12,7	15,2	17,8	20,3	22,9	25,9	27,9	30,5	33,0	35,6	38,1	40,6
(pol^3/rev)	0,62	0,775	0,93	1,09	1,24	1,4	1,55	1,71	1,86	2,02	2,17	2,33	2,48
Pressão máxima contínua (bar)	241	241	241	241	241	241	241	241	228	214	200	186	172
(psi)	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3300	3100	2900	2700	2500
Rotação máxima (rpm)	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000

Fonte: Parker, 1998.

Os cilindros são atuadores lineares que tem por característica transformar energia hidráulica em energia mecânica. Um cilindro pode ser classificado como sendo de simples ou dupla ação, como mostra a figura 7 (PEREIRA, 2006).

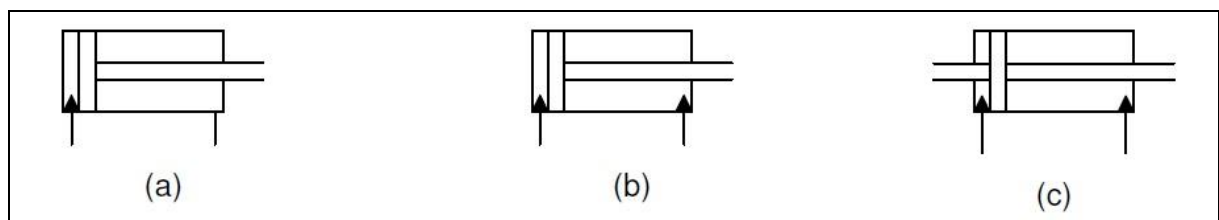


Figura 7: Formas construtivas básicas de cilindros hidráulicos: (a) simples ação, (b) e (c) dupla ação. Fonte: Pereira, 2006.

Em cilindros de simples ação a força é exercida em apenas uma das câmaras do cilindro, já nos de dupla ação a força pode ser exercida nas duas câmaras do cilindro, permitindo assim um controle mais efetivo do movimento (PEREIRA, 2006).

O dimensionamento da força deve-se a área de contato do cilindro com o fluido hidráulico, conforme equação 3. A área de contato entre o pistão e o fluido pode ser definida conforme equação 4 (PALMIERI, 1997).

$$F = P * A \quad (3)$$

Onde:

F = força disponível no cilindro (N)

P = pressão máxima do sistema (N/m^2)

A = área da haste do cilindro (m^2)

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4)$$

Onde:

d = diâmetro da haste do cilindro (m).

Após conhecer a força e a pressão de trabalho estimada, torna-se possível a determinação do diâmetro necessário ao pistão que será utilizado no sistema. Porém, o diâmetro calculado não será o definitivo do pistão. A partir do diâmetro de pistão calculado, deve-se escolher um diâmetro comercial que atenda às exigências de dimensão. O diâmetro de pistão comercial necessita ser maior ou pelo menos igual ao diâmetro calculado na Equação 5 (FIALHO, 2003).

$$Dp = \sqrt{\frac{4 * Fa}{\pi * Ptb}} \quad (5)$$

Onde:

Dp = diâmetro primitivo do pistão (m).

Fa = força de avanço (N).

Ptb = pressão de trabalho (N/m^2).

Uma característica importante em um sistema hidráulico é a forma como ocorre o escoamento do fluido. O escoamento ocorrido com boa laminação do fluido, onde as forças viscosas são dominantes, é denominado escoamento laminar. Já o escoamento turbulento, é caracterizado pela irregularidade do movimento das partículas do fluido, formando redemoinhos e prevalecendo as forças de inércia. Essa diferenciação pode é feita por meio do número de Reynolds (LINSINGEN, 2003).

Para Giles (1996), o número de Reynolds pode ser determinado levando-se em conta velocidade média do fluido, diâmetro da tubulação e viscosidade cinemática do fluido, conforme equação 6.

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (6)$$

Onde:

v = velocidade média do fluido (*cm/s*).

d = diâmetro da tubulação (*cm*).

ν = viscosidade cinemática (centistokes).

A viscosidade cinemática pode ser determinada pelo sistema ISO, que baseia-se em centistokes, a uma temperatura de 40°C (Parker, 1998). No ANEXO A, a tabela das viscosidades cinemáticas adotadas pelo sistema ISO pode ser observada.

Para o fenômeno denominado escoamento laminar estar presente no sistema o valor obtido no cálculo do número de Reynolds precisa estar abaixo de 2000, acima desse valor o escoamento do fluido no sistema pode ser considerado como turbulento (LINSINGEN, 2003).

Fialho (2003) define os tipos de escoamento em escoamento laminar, escoamento intermediário e escoamento turbulento, conforme demonstra a tabela 2.

Tabela 2
Limites de escoamento para Reynolds

Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento Indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento Turbulento	$Re \geq 2300$

Fonte: Fialho, 2003.

A perda de carga na linha de pressão de um sistema hidráulico, demonstrada na equação 7 e também chamada de perda de pressão, se deve a diversos fatores, fatores estes que fazem parte do cálculo da perda de carga no sistema, como fator de fricção, comprimento total da tubulação (em centímetros), diâmetro interno da tubulação, velocidade de escoamento e densidade do fluido (PALMIERI, 1997).

$$\Delta P = f * \frac{L}{d} * \frac{v^2 * \gamma}{9266} * \frac{1}{215915} \quad (7)$$

Onde:

f = fator de fricção (adimensional).

L = comprimento equivalente a perda de carga localizada (cm).

d = diâmetro da tubulação (cm).

v = velocidade média do fluido (cm/s).

γ = densidade do fluido (g/cm^3).

Inicialmente o fator de fricção (f) necessita ser determinado conforme a equação 8 (PALMIERI, 1997).

$$f = \frac{X}{R} \quad (8)$$

Onde:

R = Reynolds (adimensional).

X = 90 para tubos rígidos e temperatura variável (adimensional).

Outro fator para o cálculo da perda de carga é o comprimento equivalente (L) que pode ser descrito pela equação 9, onde segundo Palmieri (1997), o comprimento total da tubulação deve ser somado aos comprimentos equivalentes às perdas de carga ocasionadas por curvas ou conexões. No ANEXO B pode ser observada a tabela de comprimentos equivalentes por perdas de carga localizadas.

$$L = L_1 + L_s \quad (9)$$

Onde:

L_1 = Comprimento da tubulação (cm).

L_s = Comprimento equivalente das singularidades (cm).

2.5 MATERIAIS

Aqui descreve-se os materiais utilizados, bem como suas formas de dimensionamento e aferição, para que o dispositivo inversor de carga seja corretamente dimensionado.

O principal objetivo do estudo da mecânica dos materiais é proporcionar ao Engenheiro, meios que o habilitem a analisar e projetar estruturas de máquinas sujeitas a diversos tipos de carregamento (BEER, 1996).

Para a construção mecânica, os componentes de um determinado conjunto precisam ter dimensões e proporções adequadas para suportarem os esforços aplicados sobre eles. Também leva-se em consideração as características mecânicas dos materiais utilizados na fabricação dos componentes do conjunto (BENTO, 2003).

Essa análise implica no dimensionamento e escolha de materiais para a construção do projeto em questão, consiste também na determinação das tensões e deformações dos componentes, conforme o material e o meio construtivo utilizado. A tensão de cisalhamento do material pode ser medida pela força aplicada sobre uma superfície e, dividida pela área da superfície do material (BUDYNAS, 2011).

A seleção de um material para construção de uma peça ou elemento estrutural é uma das decisões mais importantes que o projetista deve tomar. Essa decisão normalmente deve ser tomada antes mesmo de as dimensões da peça ser estabelecidas. Apenas após ser escolhido o processo pelo qual será produzida, a geometria desejada e o material a ser usado (uma escolha está totalmente ligada a outra), apenas então o projetista pode dar proporções ao componente a fim de que ele não perca sua funcionalidade e que esteja dentro de um nível de risco aceitável (BUDYNAS, 2011).

A força e o momento que atuam em uma determinada superfície manifestam-se como distribuições de forças ao longo de toda a área. Até o limite de escoamento do material, a deformação que ocorre na estrutura denomina-se deformação elástica. Ao ultrapassar o limite de escoamento, a superfície começa a deformar-se plasticamente (BUDYNAS, 2011).

Para determinação do momento atuante sobre a estrutura será utilizada a fórmula de momento fletor. A equação 10 demonstra como o momento fletor pode ser determinado (BENTO, 2003).

No dimensionamento de peças deve-se levar em consideração a aplicação de força em uma determinada região do componente, caracterizando assim o momento fletor. A fórmula de momento fletor é aplicada nas secções críticas, determinando assim o momento fletor máximo, (BENTO, 2003).

$$M = F \times x \quad (10)$$

Onde:

M = momento máximo ($N * m$)

F = força máxima aplicada ao dispositivo inversor de carga (N)

x = distância do ponto de fixação do dispositivo até onde a carga será aplicada (m)

Outro ponto importante no desenvolvimento do dispositivo é o estudo da tensão admissível do material utilizado, no caso aço ABNT 1020. É preciso garantir que a carga limite que o material pode suportar seja maior que a carga real que ele será submetido, podendo assim ser considerado admissível, levando em conta um

coeficiente de segurança para garantir o dimensionamento correto, equação 11 (BENTO, 2003).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (11)$$

Onde:

τ = tensão admissível (N/m^2)

F = força máxima aplicada ao dispositivo (N)

A = área da seção (m^2).

A tabela 3 demonstra vários tipos de materiais utilizados na fabricação de peças, juntamente com suas especificações. O eixo que irá efetuar a inversão do silo PROBOX também segue o modelo de cálculo da equação 11.

As funções do engenheiro não se limitam apenas à análise de estruturas e máquinas já existentes, mas a escolha e dimensionamento de novos componentes estruturais (BEER, 1996).

Tabela 3
Tensão admissível dos aços (kgf/mm^2).

CLASSIFICAÇÃO ABNT	AÇOS										AÇOS FUNDIDOS					
	1010		1020		1030		1040		1050		3525 AF	4524 AF	6015 AF	6020 AF	7010 AF	
	LAMINADO	TREFILADO	LAMINADO	TREFILADO	LAMINADO	TREFILADO	LAMINADO	TREFILADO	LAMINADO	TREFILADO	-----	-----	-----	-----	-----	
CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS	σ_r	33	37	39	43	48	53	53	60	63	70	35	45	60	60	70
	σ_s	18	31	21	36	26	45	29	50	35	59		22	42		
	Along %10cm	28	20	25	15	20	12	18	12	15	10	25	24	15	20	10
	HB (kg/mm^2)	95	105	111	121	137	149	149	170	179	197		130	170	180	200

Fonte: Provenza, 1996.

A tabela 3 será utilizada para aferição dos cálculos de dimensionamento do capítulo 4, onde será confrontado o valor encontrado nos cálculos de tensão admissível com os valores disponíveis na tabela.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo demonstra-se o como foi desenvolvido o dimensionamento do inversor de carga, desde sua solicitação por parte da empresa até o dimensionamento final do dispositivo.

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

O desenvolvimento do estudo para a fabricação de um dispositivo de inversão para montagem e desmontagem de silos PROBOX foi originado por uma necessidade da empresa Pioneer Sementes S/A.

Inicialmente partiu-se de um conceito de inversor fixo, o que impossibilitaria que o operador pudesse desenvolver o processo de montagem e desmontagem em outro ambiente da empresa. Com o decorrer da análise do problema, constatou-se que um inversor móvel, além de garantir que o operador possa realizar suas atividades em qualquer ambiente disponível na empresa, sendo que o espaço físico que empresa dispõe atualmente encontra-se seriamente comprometido, devido à elevada produção de beneficiamento de sementes de milho.

Para o dimensionamento dos componentes do sistema, procurou-se revisar a literatura pertinente disponível sobre sistemas hidráulicos, bem como componentes e seu dimensionamento. Também foi utilizado manuais de empresas que são consideradas referenciais no ramo de componentes hidráulicos.

Para produzir um esboço do dispositivo, a empresa disponibilizou fotos de modelos existentes de inversores de carga, porém dispositivos caros e superdimensionados para a operação que, devido ao baixo peso do silo PROBOX, não necessita de um dispositivo de tal grandeza.

Os cálculos estruturais do inversor seguem a literatura disponível sobre mecânica dos sólidos e ciência dos materiais, utilizando as unidades padronizadas pelo Sistema Internacional de Unidades (SI). Para o dimensionamento dos componentes hidráulicos, levou-se em consideração a bomba hidráulica já disponível na paleteira elétrica que foi utilizada para acoplar o inversor de carga.

A perda de carga também será calculada, devido ao aumento do comprimento da tubulação hidráulica, juntamente com o aumento dos componentes de união, que afetam o desempenho de escoamento e conseqüentemente o peso a

ser levantado pelo sistema hidráulico. Após a análise foi constatado que é possível à utilização de alguns componentes disponíveis na paleteira, com a de troca e implementação de outros componentes.

O modelamento do dispositivo inversor segue métodos de engenharia assistida por computador, com a utilização do SolidWorks 2011, que possibilita uma boa análise estrutural com a utilização da função *Simulation*. Após essa fase foi realizada uma análise dos resultados, bem como a viabilidade de fabricação do dispositivo final.

A fabricação de componentes e, posteriormente, a montagem do dispositivo foi realizada na empresa Agro Works, empresa situada em Santa Rosa, que atua na área de implementos agrícolas. A Agro Works disponibilizou a estrutura da empresa para que possa ser montado, pintado e testado o dispositivo inversor de carga.

A empresa Pioneer Sementes S/A disponibilizou um silo PROBOX para que seja utilizado na fase de testes, a fim de garantir o correto funcionamento do dispositivo e facilitar determinadas medições de cotas que possam ser necessárias ao dimensionamento do inversor.

No fluxograma podem ser observadas as etapas realizadas durante o desenvolvimento do dispositivo.

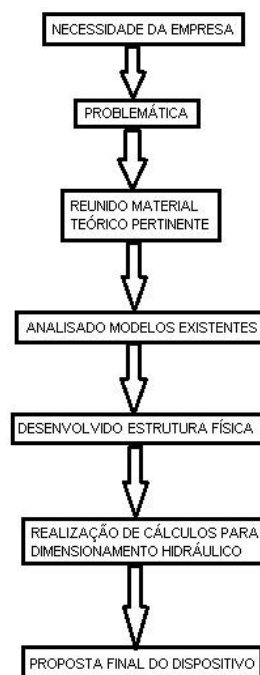


Figura 8: Fluxograma das etapas do desenvolvimento.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

A partir de toda a bibliografia encontrada, tanto em livros acadêmicos como em manuais técnicos, pôde o autor dimensionar os componentes utilizados no sistema hidráulico, bem como os materiais utilizados para sua fabricação.

O dispositivo foi desenvolvido visando uma oportunidade de mercado, partindo de uma necessidade da empresa Pioneer Sementes S/A e empregando embasamento teórico para o correto dimensionamento do dispositivo inversor de carga. Definiu-se assim para o alcance do objetivo traçado, um estudo básico sobre materiais de construção mecânica e componentes de sistemas hidráulicos, bem como tipos de fluidos e perdas de carga no sistema.

4.1 DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA

O dispositivo inversor de carga foi dimensionado com base em modelos apresentados pela empresa, que já estão disponíveis no mercado, adaptando ao tamanho do silo PROBOX. Foi levado em consideração o peso dos silos, o tamanho da paleteira e o tipo de movimento que o dispositivo necessitaria realizar. Após essa análise foi desenvolvido com o auxílio do software SolidWorks um modelo de dispositivo que foi apresentado à empresa.

Apresenta-se na figura 9 dispositivo inversor de carga para a montagem e desmontagem dos silos PROBOX. O dispositivo possui uma massa de 150 quilogramas, possui 3 atuadores hidráulicos, dois com diâmetro de camisa de 40 mm, para efetuar o aperto do PROBOX, e um com diâmetro de 100 mm para efetuar a elevação e retorno do inversor. O desenvolvimento do dispositivo foi realizado levando-se em consideração as dimensões disponíveis no manual da paleteira elétrica.

Posteriormente a fabricação do dispositivo inversor de carga, ele será acoplado aos garfos de uma paleteira elétrica da marca Palettrans, modelo PT16, que dispõe de um sistema elétrico hidráulico para realizar a movimentação de cargas. Após o fim dos dimensionamentos dos componentes hidráulicos necessários ao sistema, o autor optou pela substituição de alguns componentes e implementação de outros.

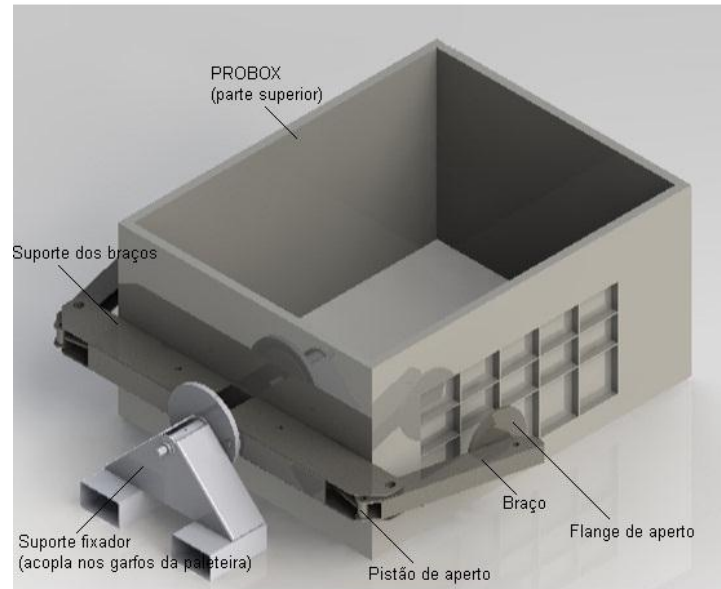


Figura 9: Dispositivo inversor de carga.

A figura 10 mostra a paleteira PT16 que foi escolhida para acoplar o dispositivo.



Figura 10: Paleteira PT16. Fonte: Palettrans.

A paleteira PT16 é um equipamento eletrônico destinado a elevar e movimentar cargas em percursos planos, nivelados e isentos de buracos. No

ANEXO D demonstra-se como é o sistema hidráulico original da paleteira e o ANEXO C demonstra a vista explodida da paleteira.

. O APÊNDICE A mostra o desenho do novo sistema hidráulico do conjunto, bem como a denominação dos componentes. As principais alterações que podem ser observadas são as implementações de dois cilindros que realizarão o aperto do silo PROBOX para a operação de montagem e desmontagem poder ser executada e a alteração da bomba existente pela bomba da Parker Hydraulics modelo PGP315. Pode também ser observado como foi acoplada uma nova válvula direcional para executar o aperto dos cilindros adicionados ao sistema.

4.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

Para dimensionar os componentes do sistema hidráulico e os componentes mecânicos do sistema serão utilizadas as equações discriminadas durante a revisão bibliográfica.

Inicialmente a parte estrutural do dispositivo, com os cálculos de tensão admissível, contemplada na equação 11, e momento fletor, contemplada na equação 10, serão demonstrados. Para fins de aferição da garantia que o material é adequado aos esforços, serão utilizados dados da tabela 3, que demonstra as tensões admissíveis para diversos tipos de aços, com base nesta tabela podemos analisar que o aço SAE 1020 pode ser utilizado para os esforços solicitados, além de ser um aço de preço atraente, se comparado aos demais aços carbonos.

$$M = F \times x$$

$$M = 14750 * 0,8$$

$$M = 11772 \text{ Nm}/2 \text{ braços}$$

$$M = 5886 \text{ Nm}$$

Após, é determinada a tensão máxima aplicada ao dispositivo, que pode ser definida pela divisão da força aplicada pela área de apoio da carga. Pelo fato do dispositivo estar acoplado em dois pontos de apoio, a carga também é dividida em duas e inserida na equação 11 do referencial teórico.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{7375}{0,034}$$

$$\tau = 216,9 \text{ MPa}$$

Para aferição do material quanto sua resistência foi comparado o resultado encontrado no cálculo da tensão admissível com os valores da tabela 3, que contempla a tensão admissível para alguns aços ABNT.

O eixo de sustentação, que irá realizar a inversão do silo PROBOX possui um diâmetro nominal de 40 mm, abaixo segue o cálculo para comprovação de que o eixo suportará com segurança a carga exercida sobre o dispositivo inversor de carga.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{14750}{1,25 * 10^{-3}}$$

$$\tau = 11,8 \text{ MPa}$$

O material a ser utilizado é um aço carbono ABNT 1045, logo a tensão calculada é menor que a tensão admissível do aço ABNT 1045.

Para fins de dimensionamento dos componentes hidráulicos, será inicialmente calculada a vazão da bomba hidráulica, que pode ser definida em conformidade com a carga máxima e a velocidade do sistema. A carga máxima a ser elevada segue um coeficiente de segurança de 5 vezes o peso máximo do conjunto.

Outro fator de importante para a escolha da bomba é a pressão de trabalho do sistema, que também é descrita a seguir conforme equação 2 do referencial teórico.

$$Q = v * A$$

$$Q = 10_{cm/s} * 28,27_{cm^2}$$

$$Q = 282,7_{cm^3/s}$$

Para fins de conversão foi utilizada a vazão em lpm (litros por minuto), logo a vazão é de 16,9 lpm. Com a vazão necessária de 16,9 lpm, foi determinada a bomba do sistema. Uma bomba de engrenagens fabricada pela ParkerHydraulics, modelo PGP315. A tabela 1 demonstra as especificações da bomba.

Para dimensionamento dos atuadores hidráulicos que serão adicionados para manter a carga suspensa durante a sua inversão, é preciso saber a força necessária para que durante este processo o atuador hidráulico não recolha a haste, ocasionando assim uma possível queda do PROBOX. Para tal dimensionamento calcula-se a força que o cilindro possui no exato momento em que a carga atua verticalmente sobre o cilindro, necessitando uma força resultante de valor igual ou superior ao valor da carga. Para este dimensionamento leva-se em conta a área do atuador e a pressão máxima de trabalho da bomba de engrenagens que é de 241 bar, convertendo para Pascal resultada em uma pressão de $2,41 \times 10^4$ Mpa, que irá determinar a força disponível pelo cilindro, conforme equação 3.

$$P = \frac{F}{A}$$

$$2,41 * 10^4 = \frac{F}{0,001256}$$

$$F = 30269,6N$$

Logo, a força disponível pelo cilindro é suficiente para atender a necessidade do sistema, que é de 14750N.

Para a definição da perda de carga foi levado em consideração o comprimento da tubulação original da paleteira elétrica somado ao comprimento adicionado após a adaptação e implementação de mais dois atuadores hidráulicos, bem como as novas conexões utilizadas, conforme tabela 4. O numero de Reynolds é de extrema importância para esse dimensionamento e também é contemplado.

O sistema é provido de uma mangueira de 1,5 metros, que conecta a válvula direcional ao cilindro de elevação de carga da paleteira, com um diâmetro de 3/8 de polegada, para fins de cálculo o diâmetro considerado é de 9,525 mm. Primeiramente é preciso saber o tipo de escoamento pelo número d Reynolds, conforme equação 6.

Tabela 4
Comprimentos equivalentes.

Comprimentos equivalentes a perdas localizadas			
Diâmetro da tubulação = 0,9525 cm			
Componentes	Quantidade	Comprimento equivalente / unidade	Comprimento total
Cotovelo 90°	6	19,98	119,88
Tê de saída bilateral	1	80,01	80,1

Fonte: Palmieri, 1997.

$$Re = \frac{v * d}{\nu}$$

$$Re = \frac{914,4 * 0,9525}{1}$$

$$Re = 870,9$$

Logo, escoamento laminar, Reynolds abaixo de 2000.

Para realizar o trabalho de aperto do PROBOX antes da inversão, será instalado na via de saída para os cilindros de aperto. Da válvula direcional, uma conexão tipo T efetuará a divisão da vazão para os dois cilindros instalados nos braços do dispositivo inversor. As mangueiras utilizadas no sistema somam 6 metros e possuem a mesma espessura da mangueira do cilindro de elevação de carga, 3/8 de polegada, que possui um metro de comprimento.

Com a definição dos componentes do sistema hidráulico, da pressão de operação, da força necessária ao sistema, das conexões utilizadas e do comprimento da tubulação que guiará o fluido, calcula-se a perda de carga do sistema.

O comprimento equivalente total é dado aplicando a equação 9:

$$L = L1 + Ls$$

$$L = 700 + 119,88 + 80,01$$

$$L = 899,89cm$$

Outro fator importante para a definição da perda de carga é o cálculo do fator de fricção, que pode ser determinado utilizando a equação 8:

$$f = \frac{X}{R}$$

$$f = \frac{90}{870,9}$$

$$f = 0,1$$

Com esses dados, a perda de carga pode ser calculada utilizando os valores encontrados até o momento e inserindo-os na equação 7.

$$\Delta P = f * \frac{L}{d} * \frac{v^2 * \gamma}{9266} * \frac{1}{215915}$$

$$\Delta P = 0,1 * \frac{899,89}{0,9525} * \frac{(914,4)^2 * 881,1}{9266} * \frac{1}{215915}$$

$$\Delta P = 34,78 \text{ bar}$$

A partir da determinação da perda de carga no sistema hidráulico do dispositivo inversor de carga é possível determinar a pressão máxima efetiva disponível no sistema. Sabendo que a pressão máxima da bomba de engrenagens é 241 bar e a perda de carga é de 34,78 bar, a pressão disponível no sistema é de 206,22 bar.

4.3 SIMULAÇÃO DE SUBCONJUNTOS

Aqui apresenta-se a simulação de tensão admissível, deslocamento e deformação dos materiais realizada do dispositivo. A simulação foi realizada com a aplicação de uma carga na extremidade do dispositivo, onde será realizado o aperto para a inversão do silo PROBOX.

Tendo em vista os resultados obtidos até então, é possível simular com a ferramenta *Simulation* do software SolidWorks, os esforços que o dispositivo irá sofrer. Como as partes mais críticas do dispositivo detectadas foram o braço e o suporte dos braços, foi realizada a simulação apenas nestes subconjuntos do dispositivo, a figura 10 ilustra a tensão aplicada ao braço do dispositivo na simulação feita com o SolidWorks.

Para garantir que o dispositivo não sofra nenhum tipo de deformação ou quebra, foi determinada para realizar a simulação uma carga de 1500 kg, que é 5 vezes superior a carga máxima da operação, o que demonstra na figura 11 é que o dispositivo irá suportar a carga aplicada. Essa carga foi estabelecida pensando na possível utilização do dispositivo para manipulação de um silo PROBOX com milho em seu interior. Em alguns pontos a tensão ultrapassa o limite admissível, porém na simulação o braço não está acoplado, após o acoplamento os pontos críticos estarão reforçados com os eixos das articulações.

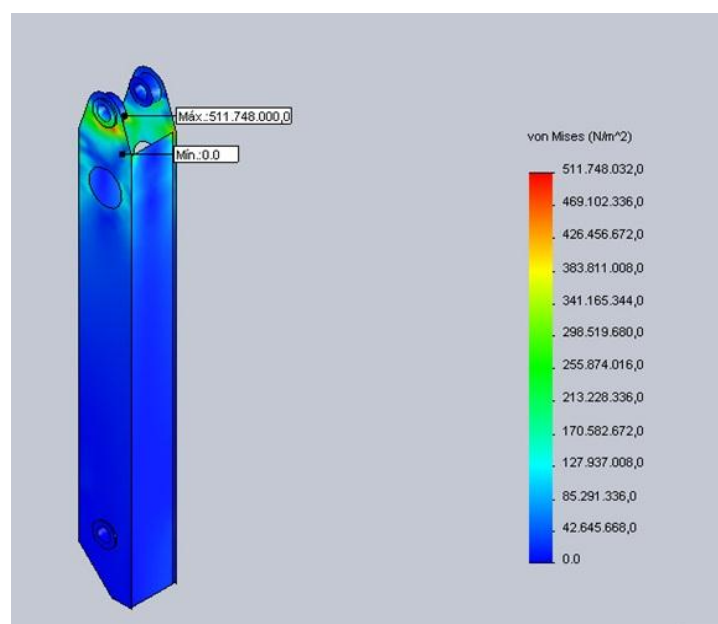


Figura 11: Simulação da tensão máxima no braço do dispositivo inversor de carga.

A figura 12 demonstra a simulação feita no braço do dispositivo inversor de carga em relação ao deslocamento que o braço pode sofrer. O deslocamento máximo com a carga de 14750N aplicada sobre o braço do dispositivo foi de 2,4 mm, sendo um deslocamento aceitável pela proporção da carga aplicada ao braço.

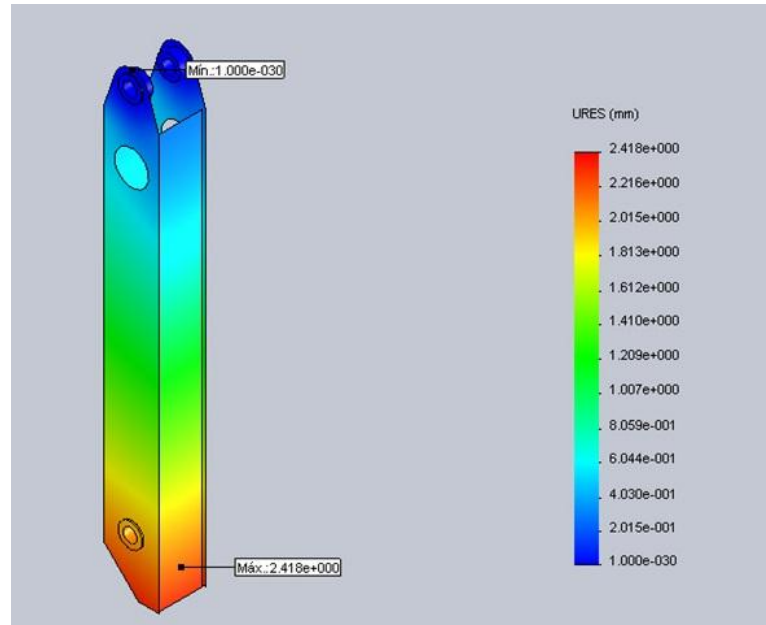


Figura 12: Simulação do deslocamento máximo do braço.

Na figura 13 é apresentada a simulação que demonstra a tensão sofrida no suporte que sustenta os braços do dispositivo e que também é responsável pelo movimento de rotação do dispositivo.

Essa simulação foi desenvolvida a fim de garantir que o material utilizado, com as dimensões determinadas, não sofra com a deformação plástica ou alguma ruptura. A utilização do SolidWorks possibilitou essa comparação da tensão calculada pelo software com a tensão admissível do material, disponível na tabela 3 do referencial teórico.

Os pontos críticos encontrados foram as extremidades próximas onde os braços são acoplados ao suporte. Levando em consideração o grau do coeficiente de segurança adotado, que é de 5 vezes o peso máximo de levantamento do equipamento, a tensão calculada está dentro da admissível pelo material.

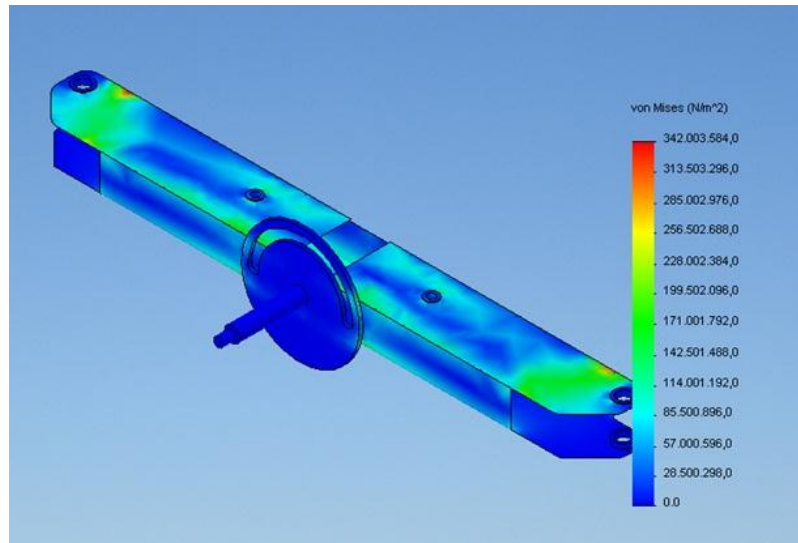


Figura 13: Simulação da tensão máxima no suporte dos braços.

Na figura 14 demonstra-se o deslocamento máximo sofrido no suporte dos braços do inversor de carga em mm, ficando visível na imagem que o deslocamento máximo sofrido é de 5 mm e também aplica-se nas extremidades do suporte, sendo assim aceita como normal e novamente, com o coeficiente de segurança adotado, satisfaz às necessidades estruturais.

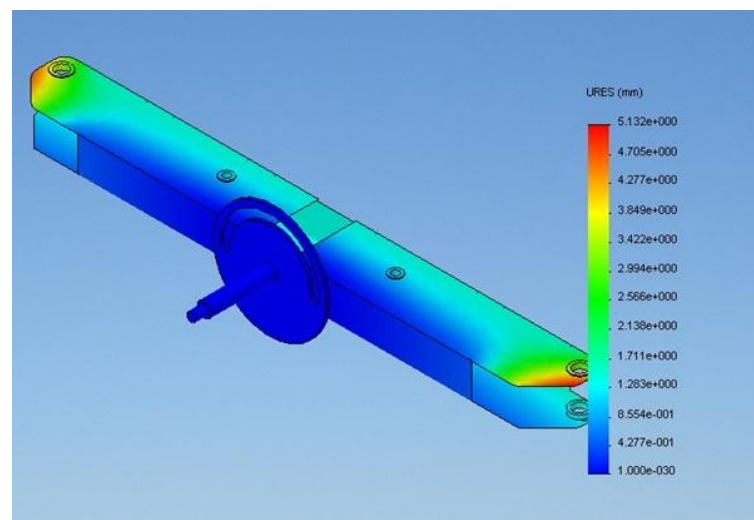


Figura 14: Simulação do deslocamento máximo no suporte dos braços do dispositivo.

O suporte dos braços do dispositivo é o subconjunto que sofre a maior ação da força aplicada ao sistema. Sendo que o esforço aplicado ao suporte dos braços não foi considerado elevado, o dispositivo foi considerado adequado quanto á este requisito.

Pelo fato de o suporte dos braços do inversor sustentar toda a carga elevada no dispositivo, na figura 15 demonstra-se a deformação que esse subconjunto pode ser exposto.

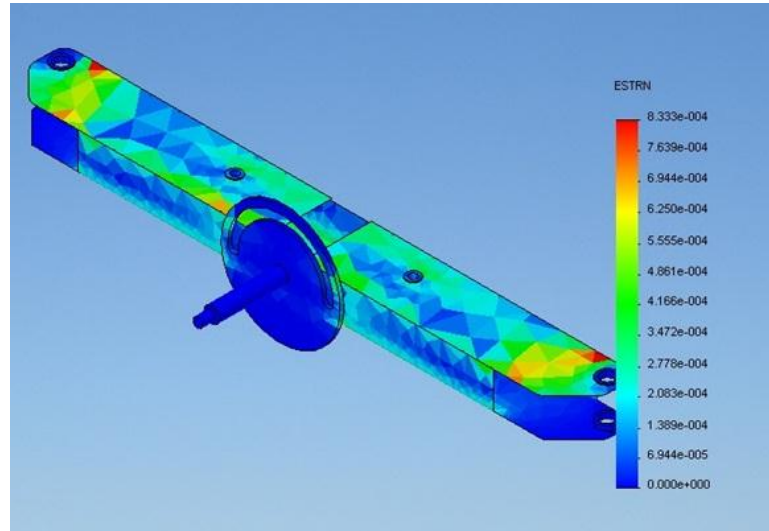


Figura 15: Simulação da deformação máxima do suporte dos braços.

Nota-se com a simulação que onde a deformação máxima ocorre, tanto a parte superior como a parte inferior, não dispõem de um reforço lateral, situação que poderá ser alterada durante a fase de testes do equipamento. Com os resultados obtidos com a simulação do dispositivo inversor de carga, foi possível demonstrar que ele suportará a carga de trabalho que será submetido e não ocasionará perigo de quebra durante sua operação.

5 CONCLUSÕES

Através da pesquisa de revisão bibliográfica, foi possível ao autor dispor de uma noção maior acerca de componentes hidráulicos, tanto em suas formas construtivas, que variam de acordo com a necessidade do sistema, como também pôde-se adquirir um conhecimento mais aprofundado sobre materiais de construção mecânica.

A seleção dos materiais utilizados na pesquisa mostraram a importância dos conhecimentos estabelecidos durante o curso de graduação, estes foram essenciais para o correto dimensionamento do equipamento, já com a aplicação de softwares aliado à conceitos matemáticos é uma ferramenta essencial, pois elimina a possibilidade de sub ou superdimensionamento da estrutura, também possibilita colocar em prática os conhecimentos voltados à fabricação de componentes e a necessidade de análise da melhor forma construtiva.

Com a utilização do SolidWorks foi possível analisar os pontos de maior importância do dispositivo, ao simular aplicações de cargas nos componentes pôde-se avaliar os pontos potenciais de falha, que possam vir a ocasionar alguma deformação ou até mesmo quebra dos componentes.

Sendo o objetivo geral do trabalho dimensionar um dispositivo inversor de carga, demonstrou-se através dos cálculos que o objetivo foi alcançado. Já como objetivos específicos foi possível reunir um embasamento bom teórico referente a sistemas hidráulicos e materiais de construção mecânica. Com o desenvolvimento do dispositivo o número de pessoas envolvidas no processo também reduziu, necessita apenas uma pessoa para operar o dispositivo e, por fim, foi possível automatizar o processo de montagem e desmontagem dos silos.

A proposta de adaptar o dispositivo inversor de carga em uma paleteira elétrica foi uma alternativa que veio ao encontro às necessidades da empresa, já que não dispunha de um ambiente amplo para o processo e, eventualmente necessita mudar o local em que o processo é efetuado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEER, Ferdinand Pierre, E. Russel Johnston, Jr. **Resistência dos materiais**. 3ª ed. São Paulo. MAKRON Books, 1995.

BENTO, Daniela A. **Fundamentos de resistência dos materiais**. Florianópolis. CEFETSC, 2003.

BRASIL, Aroldo Vinagre. **Máquinas de levantamento**. Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1985.

BUDYNAS, Richard G., Nisbee, J.K. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª edição. Porto Alegre: AMGH, 2011.

DE NEGRI, Vitor Juliano. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle**. UFSC. Florianópolis, 2001.

DRAPINSKI, Juanez. **Hidráulica e pneumática industrial e móvel**. Pernambuco: McGraw-Hill do Brasil, Ltda, 1975.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 2 ed., São Paulo: Érica, 2003.

_____. **Solidworks premium 2009: teoria e prática no desenvolvimento de produtos industriais: plataforma para projetos CAD/CAE/CAM**. São Paulo: Érica, 2009.

GILES, Ranald V., EVETT, Jack B., LIU, Cheng. **Mecânica dos fluídos e hidráulica**. 2. ed. São Paulo, 1996.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 2. ed. revisada. Florianópolis. Ed. da UFSC, 2003.

MYERS do Brasil Ltda. **Linha silo**. Disponível em: <http://www.myers.com.br/2012/index2.php?menu=prod&COD_LINHA=6>. Acesso em: 22 de junho de 2012.

NASSAR, Wilson Roberto. **Apostila de Máquinas de Elevação e Transporte**. Universidade de Santa Cecília, 2004.

Paletrans Equipamentos Ltda. **Manual Linha PT16**. Disponível em: <<http://www.paletrans.com.br/admin/Content/pdf/manuais/63478946682713593.pdf>>. Acesso em: 15 de agosto de 2012.

PALMIERI, Antonio Carlos. **Manual de hidráulica básica**. 10ª ed. Porto Alegre, 1997.

PARKER Training Tecnologia hidráulica industrial. **Apostila M2001 BR**. 1998.

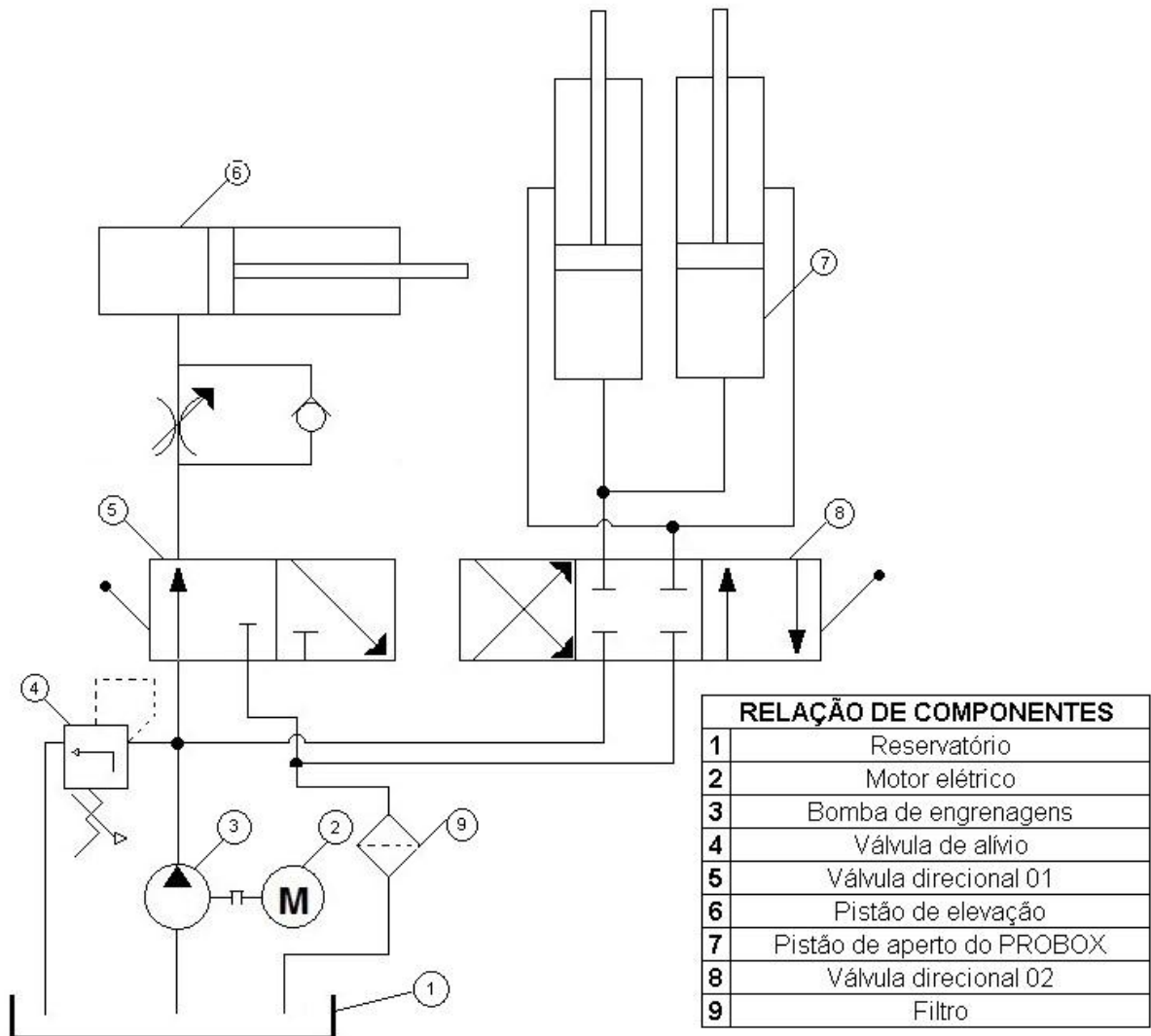
PASSOS, Lucas da Costa dos. **Apostila:** Técnicas de instalação, operação, manutenção testes e inspeção: pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de cargas. Make Engenharia, Acessoria e Desenvolvimento, 2011.

PEREIRA, Pedro Ivo Inácio. **Análise teórico-experimental de controladores para sistemas hidráulicos.** Florianópolis. UFSC, 2006.

PROVENZA, Francesco - **PRO-TEC - Desenhista de Máquinas.** 71^a Edição. São Paulo. Editora F. Provenza, 1996.

RUDENKO, N. **Máquinas de elevação e transporte.** Tradutor: João Plaza. Rio de Janeiro. Livros Técnicos e Científicos, 1976.

APÊNDICE A – ESQUEMA HIDRÁULICO DO DISPOSITIVO INVERSOR DE CARGA



Esquema hidráulico do inversor de carga.

ANEXO A – TABELA ISO DE VISCOSIDADE DOS FLUIDOS

ISO standard 3448 ASTM D-2422	Ponto médio de viscosidade cSt	Viscosidade cinemática, cSt		Equivalência aproximada SUS
		mínimo	máximo	
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42	32
ISO VG 3	3,3	2,88	3,52	36
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06	40
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48	50
ISO VG 10	10	9,00	11,0	60
ISO VG 15	15	13,5	16,5	75
ISO VG 22	22	19,8	24,2	105
ISO VG 32	32	28,8	35,2	150
ISO VG 46	46	41,4	50,6	215
ISO VG 68	68	61,2	74,8	315
ISO VG 100	100	90,0	110	465
ISO VG 150	150	135	165	700
ISO VG 220	220	198	242	1000
ISO VG 320	320	288	352	1500
ISO VG 460	460	414	506	2150
ISO VG 680	680	612	748	3150
ISO VG 1000	1000	900	1100	4650
ISO VG 1500	1500	1350	1650	7000

Tabela de viscosidade segundo sistema ISO. Fonte: PARKER, 1998.

ANEXO B- TABELA DE COMPRIMENTOS EQUIVALENTE

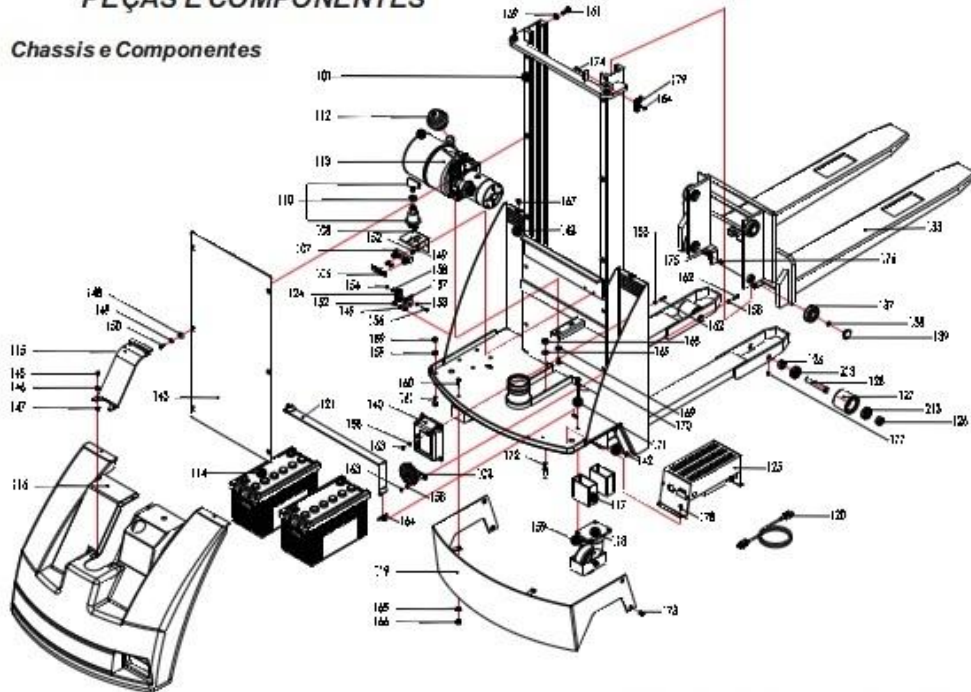
Diâmetro		Cotovelo 90º R. Longo	Cotovelo 90º R. Médio	Cotovelo 90º R. Curto	Cotovelo 45º	Curva 90º R. Longo	Curva 90º R. Curto	Curva 45º	Entrada Normal	Entrada de Borda	Registro de Gaveta	Registro de Globo	Registro de Ângulo	Tê de Passage m Direta	Tê de Saída de Lado	Tê de Saída El- lateral
mm	pol															
3.175	1/8	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	3,94	31,50	27,56	3,94	11,81	11,81
6.350	1/4	7,87	7,87	11,81	3,94	3,94	7,87	3,94	3,94	7,87	3,94	94,49	51,18	3,94	19,69	19,69
9.525	3/8	7,87	11,81	15,75	7,87	7,87	7,87	7,87	7,87	11,81	3,94	145,67	78,74	7,87	31,50	31,50
12.700	1/2	11,81	15,75	19,69	7,87	7,87	11,81	7,87	7,87	15,75	3,94	228,35	102,36	11,81	39,37	39,37
15.875	5/8	11,81	19,69	23,62	7,87	7,87	11,81	7,87	7,87	15,75	3,94	228,35	122,05	11,81	47,24	47,24
19.050	3/4	15,75	23,62	27,56	11,81	11,81	15,75	7,87	7,87	19,69	3,94	263,78	141,73	15,75	55,12	55,12
22.225	7/8	15,75	23,62	27,56	11,81	11,81	15,75	7,87	7,87	23,62	3,94	291,34	161,42	15,75	59,06	59,06
25.400	1	19,69	27,56	31,50	15,75	11,81	19,69	7,87	11,81	27,56	7,87	322,63	181,10	19,69	66,93	66,93
28.575	1 1/8	23,62	31,50	39,37	19,69	15,75	23,62	11,81	15,75	31,50	7,87	385,83	220,47	23,62	78,74	78,74
31.750	1 1/4	27,56	35,43	43,31	19,69	15,75	27,56	11,81	15,75	35,43	7,87	444,88	220,47	27,56	90,55	90,55
34.925	1 3/8	31,50	39,37	47,24	23,62	19,69	31,50	11,81	15,75	39,37	11,81	488,19	263,78	31,50	106,36	106,36
38.100	1 1/2	35,43	43,31	51,18	23,62	19,69	35,43	11,81	19,69	39,37	11,81	527,56	263,78	35,43	110,24	110,24
41.275	1 5/8	39,37	47,24	55,12	27,56	19,69	39,37	11,81	23,62	43,31	11,81	566,93	283,46	39,37	118,11	118,11
44.450	1 3/4	43,31	51,18	59,06	27,56	23,62	43,31	15,75	23,62	51,18	15,75	606,30	299,21	39,37	125,98	125,98
47.625	1 7/8	43,31	51,18	62,99	31,50	23,62	43,31	15,75	27,56	55,12	15,75	645,67	318,90	43,31	129,92	129,92
50.800	2	43,31	55,12	66,93	31,50	23,62	43,31	15,75	27,56	59,06	15,75	685,04	334,65	43,31	137,80	137,80
57.150	2 1/4	47,24	62,99	74,80	35,43	27,56	39,37	19,69	31,50	66,93	15,75	755,90	366,14	47,24	153,54	153,54
63.500	2 1/2	51,18	66,93	78,74	35,43	31,50	39,37	19,69	35,43	74,80	15,75	826,77	393,70	51,18	169,29	169,29
69.850	2 3/4	59,06	74,80	90,55	43,31	35,43	47,24	23,62	39,37	82,68	19,69	944,88	452,75	59,06	188,98	188,98
76.200	3	62,99	82,68	98,43	47,24	39,37	51,18	23,62	43,31	86,81	19,69	1.023,62	511,81	62,99	204,72	204,72
82.550	3 1/4	66,93	86,81	106,30	51,18	43,31	55,12	23,62	47,24	94,43	23,62	1.102,36	551,18	66,93	220,47	220,47
88.900	3 1/2	74,80	94,49	118,11	55,12	47,24	59,06	27,56	55,12	106,30	23,62	1.181,10	590,55	74,80	236,22	236,22
95.250	3 3/4	78,74	98,43	125,98	55,12	47,24	59,06	27,56	59,06	118,11	27,56	1.259,84	629,92	78,74	248,06	248,06
101.600	4	82,68	102,36	133,86	59,06	51,18	62,99	27,56	62,99	125,98	27,56	1.338,58	669,29	82,68	263,78	263,78
107.950	4 1/4	90,55	110,24	141,73	62,99	55,12	66,93	31,50	66,93	133,86	31,50	1.429,13	708,66	90,55	279,53	279,53
114.300	4 1/2	94,49	125,98	149,61	66,93	59,06	74,80	31,50	70,87	141,73	31,50	1.515,75	748,03	94,49	299,21	299,21
120.650	4 3/4	102,36	133,86	157,48	70,87	59,06	78,74	35,43	74,80	149,61	35,43	1.606,30	787,40	102,36	314,96	314,96
127.000	5	107,75	145,67	165,35	74,80	62,99	82,68	35,43	78,74	157,48	35,43	1.692,91	826,77	106,30	330,71	330,71

Comprimentos equivalentes e perdas de carga localizadas. Fonte: Palmieri, 1997.

ANEXO C – VISTA EXPLODIDA DA PALETEIRA PT16

PEÇAS E COMPONENTES

Chassis e Componentes

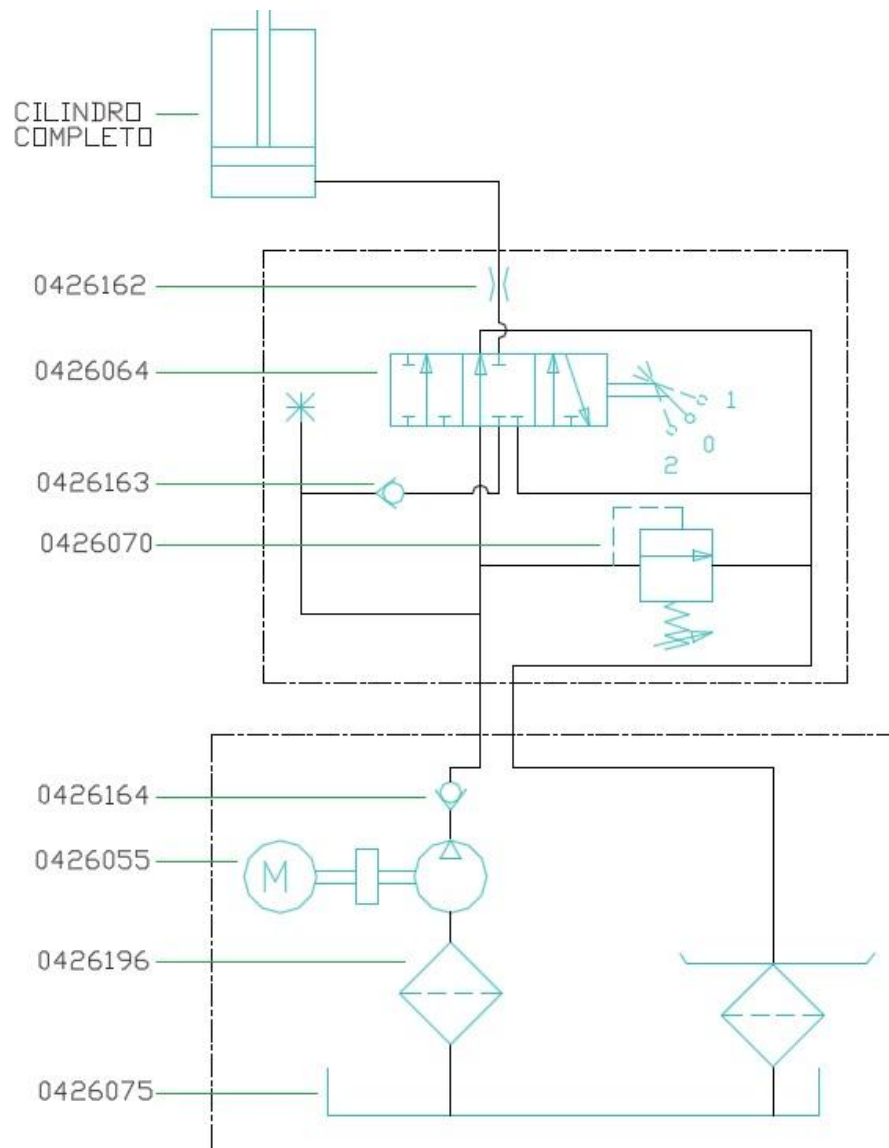


POS	CÓDIGO	NOME	QT
101	0404002	CHASSIS GX 12 / 25	01
	0404003	CHASSIS GX 12 / 16 / 29	01
	0404004	CHASSIS GX 12 / 35	01
102	0404005	BUZINA	01
106	0404009	FUZIVEL	01
107	0404010	PORTA FUSIVEL	01
108	0404007	SUPOORTE DO FUSIVEL	01
110	0404012	CHAVE COMPLETA	01
112	0404013	PROTEÇÃO SANFONADA	01
113	0404014	UNIDADE HIDRÁULICA	01
114	0404016	BATERIA	02
115	0404017	FECHAMENTO DA CARNAAGEM	01
116	0404018	CARNAAGEM PLÁSTICA	01
117	0404019	ESPAÇADOR DO RODÍZIO	04
118	0404020	RODÍZIO GIRATÓRIO	02
119	0404021	PROTEÇÃO DAS RODAS	01
120	0404022	CABO DO CARREGADOR	01
121	0404023	CINTA DE FIX. DAS BATERIAS	01
124	0404024	MICRORRUTOR	01
125	0404026	CARREGADOR DE BATERIA	01
126	0404027	ESPAÇADOR DA RODA	04
127	0400026	RODATANDEM DE POLIURETANO HP	02
128	0404028	FINO DA RODA SIMPLES	02
133	0404030	GARFO GX 12 / 16	01
	0404031	GARFO GX 12 / 25 / 29 / 35	01
137	0404034	ROLAMENTO	08
138	0404192	DISCO DA GUIA DA RODA DE SUBIDA	08
139	0404035	GUIA LATERAL DA RODA	08
140	0404036	COMPUTADOR DE BORDO	01
142	0404039	PORCA	06
143	0404041	PROTEÇÃO DE ACRÍLICO GX 12 / 25	01
	0404040	PROTEÇÃO DE ACRÍLICO GX 12 / 16 / 29 / 35	01
145	0426023	PARAFUSO	04

POS	CÓDIGO	NOME	QT
146	0426101	ARRUELA	04
147	0426102	PORCA	04
148	0402097	ARRUELA	06
149	0403050	ARRUELA	10
150	0426024	PARAFUSO	06
152	0401059	PARAFUSO	04
154	0403009	PORCA	04
156	0403011	PARAFUSO	02
157	0404229	SUPOORTE MICRO INFERIOR	01
158	0426103	ARRUELA	10
159	0402028	PORCA	12
160	0426011	PARAFUSO	02
161	0404193	PARAFUSO	03
162	0426109	PARAFUSO	03
163	0426104	PORCA	03
164	0404194	GARRA FI CORREIA DA BATERIA	02
165	0402097	ARRUELA	02
166	0426137	PORCA	02
167	0404195	PARAFUSO	02
168	0403032	PORCA	01
169	0402092	ARRUELA	03
170	0402091	PARAFUSO	02
171	0404196	PARAFUSO	08
172	0404197	*STOP* DA DIREÇÃO	01
173	0404198	PARAFUSO	04
174	0403011	PARAFUSO	02
175	0404199	PARAFUSO	04
176	0401019	PARAFUSO	12
177	0402094	PARAFUSO	02
178	0426130	PARAFUSO	04
179	0403010	MICRORRUTOR	01
213	0401056	ROLAMENTO	04

Vista explodida da paleteira PT16. Fonte: Palettrans.

ANEXO D - SISTEMA HIDRÁULICO DA PALETEIRA PT16



0426182 - PT 1616
 0426183 - PT 1625
 0426184 - PT 1629
 0426185 - PT 1635

0426055 - UNIDADE HIDRÁULICA
 0426064 - VALVULA DE CONTROLE
 0426162 - VALVULA CONTROLADORA DE VAZÃO
 0426163 - VALVULA DE RETENÇÃO
 0426164 - VALVULA DE RETENÇÃO UNIDADE HIDRÁULICA
 0426070 - VALVULA DE ALÍVIO
 0426196 - VALVULA AUTOMÁTICA DE DESCIDA
 0426075 - RESERVATÓRIO

Esboço do esquema hidráulico original da paleteira PT16. Fonte: Palettrans.