

CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIFACVEST

ENGENHARIA MECÂNICA

RONALDO BORTOLANZA

**PROJETO HIDRÁULICO DE UMA ESTRUTURA MECÂNICA PARA TESTAR O
FUNCIONAMENTO DE PLATAFORMAS DE COLHEITADEIRAS EM UMA
INDÚSTRIA DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

LAGES

2019

RONALDO BORTOLANZA

**PROJETO HIDRÁULICO DE UMA ESTRUTURA MECÂNICA PARA TESTAR O
FUNCIONAMENTO DE PLATAFORMAS DE COLHEITADEIRAS EM UMA
INDÚSTRIA DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Centro Universitário UNIFACVEST, como
parte dos requisitos para a obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. ME: Reny Aldo Henne

LAGES

2019

RONALDO BORTOLANZA

**PROJETO HIDRAULICO DE UMA ESTRUTURA MECÂNICA PARA TESTAR O
FUNCIONAMENTO DE PLATAFORMAS DE COLHEITADEIRAS EM UMA
INDÚSTRIA DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Centro Universitário UNIFACVEST, como
parte dos requisitos para a obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. ME: Reny Aldo Henne

Lages, SC ___/___/2019 Nota: _____

LAGES

2019

PROJETO HIDRAULICO DE UMA ESTRUTURA MECÂNICA PARA TESTAR O FUNCIONAMENTO DE PLATAFORMAS DE COLHEITADEIRAS EM UMA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

Ronaldo Bortolanza¹

Reny Aldo Henne²

RESUMO

O mercado de máquinas e implementos agrícolas, assim como o número de indústrias nessa área e a produção vem aumentando a cada ano. Portanto, há uma necessidade de maior produção de máquinas por dia nas indústrias. Os limitadores dessa alta produção é a mão de obra e as fases do processo de produção. Para o teste de plataformas de colheitadeiras, atualmente em determinada indústria, é utilizado ponte rolante para levantar, essa sendo dividida entre a produção e a qualidade, que realiza os testes finais. Devido a isso, pode haver atrasos nas entregas dos equipamentos, assim como redução na produção dos maquinários. Para solucionar esse problema, no setor de testes poderia ser utilizado um sistema hidráulico, com funcionamento de um levante, que acople na plataforma da colheitadeira, sendo então possível realizar os testes. Portanto, o objetivo desse trabalho foi projetar uma estrutura hidráulica que consiga acoplar na máquina e fazer o erguimento e abaixamento em diversos ângulos desejados para fins de regulagens e teste. A estrutura foi projetada com barras de aço e foi acoplada aos dois cilindros hidráulicos por pinos em suas extremidades ficando assim articulado. O projeto da estrutura hidráulica foi dividido em várias fases, como escolha do atuador, escolha da bomba hidráulica e tensão de cisalhamento. Os resultados encontrados foram pressão de trabalho de 27,74bar dos pistões, avanço e retorno 47s e 26,25s, respectivamente, resultado total do sistema hidráulico de 1,72, sendo que o motor tem 15cv. A estrutura projetada será capaz de fazer o erguimento e abaixamento da plataforma, podendo, portanto, ser utilizada no setor de qualidade de empresa que produz máquina agrícola, como as plataformas de colheitadeiras.

Palavras-chave: cálculos, colheitadeiras, qualidade, teste.

1. Graduando do décimo período do curso de Engenharia Mecânica da Unifacvest
2. Prof. Do curso de Engenharia Mecânica da Unifacvest

HYDRAULIC DESIGN OF A MECHANICAL STRUCTURE TO TEST THE OPERATION OF HARVESTING PLATFORMS IN AN AGRICULTURAL MACHINERY INDUSTRY

Ronaldo Bortolanza¹

Reny Aldo Henne²

ABSTRACT

The market for agricultural machinery and implements, as well as the number of industries in this area and production is increasing each year. Therefore, there is a need for greater production of machines per day in the industries. The limiters of this high production are labor and the phases of the production process. For the test of harvester platforms, currently in a certain industry, a lifting crane is used, this being divided between the production and the quality, that performs the final tests. Due to this, there can be delays in the delivery of the equipment, as well as reduction in the production of the machinery. In order to solve this problem, a hydraulic system with a lifting system could be used in the testing area, which could be used on the platform of the harvester. Therefore, the objective of this work was to design a hydraulic structure that can be coupled to the machine and make the lifting and lowering at several desired angles for adjustment and test purposes. The structure was designed with steel bars and was coupled to the two hydraulic cylinders by pins at their ends thus becoming articulated. The hydraulic structure design was divided into several phases, such as actuator choice, hydraulic pump choice and shear stress. The results found were working pressure of 27.74bar of the pistons, advancement and return 47s and 26.25s, respectively, total hydraulic system result of 1.72, with the engine having 15cv. The designed structure will be capable of raising and lowering the platform and can therefore be used in the company quality sector that produces agricultural machinery, such as harvester platforms.

Keywords: calculations, harvesters, quality, test

1. Graduando do décimo período do curso de Engenharia Mecânica da Unifacvest
2. Prof. Do curso de Engenharia Mecânica da Unifacvest

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Número total e por região, de colheitadeiras no Brasil, 2017.....	16
Tabela 2: Relação de dimensões D_p , d_h , PT_b e L_h para atuadores comerciais	25

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Produção e vendas de colheitadeiras de grãos no Brasil, por década.	15
Figura 2: Exemplos de reações de apoio para problemas bidimensionais.	20
Figura 3: Desenho esquemático dos efeitos de flexão, cisalhamento, tração e compressão	21
Figura 4: Bombas de engrenagem. A) Bomba de engrenagem de dente interno; B) Bomba de engrenagem de dente externo; C) Bomba de lóbulos; D) Bomba de gerotor.	23
Figura 5: Funcionamento de um atuador hidráulico.	24
Figura 6: Cilindro de dupla ação.	25
Figura 7: Estrutura mecânica com dois cilindros hidráulicos	27
Figura 8: Escolha e relação de dimensões D_p , d_h , PT_b e L_h para atuadores comerciais	28
Figura 9: Características da Bomba de engrenagem externa modelo AZPF.....	29
Figura 10: Motor e bomba acoplados	30
Figura 11: Estrutura mecânica com dois cilindros hidráulicos, sujeita a cargas de cinco toneladas.....	31

LISTA DE ABREVIATURAS

A – altura

A – área

Ah – área da haste

Ap - Área do pistão (êmbolo) em cm^2

Ar – área de retorno

Bar – Unidade de pressão

C - comprimento

cm – Centímetros

cm^2 – centímetros quadrado

cm^3 – centímetros cúbicos

cv – cavalo vapor

D – diâmetro

Dh - Diâmetro da haste em cm

Dp - Diâmetro do pistão em cm

ENADE – Exame Nacional de Desempenho dos Estudantes

EUA – Estados Unidos da América

Fa - Força de avanço em N

Fav – força avanço

Hz – hertz

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

Kgf – Quilograma-força

L – comprimento

L – largura

Lh – Comprimento da haste

m - metros

MCT - Ministério da Ciência e Tecnologia

min – minutos

Mm – Milímetros

mpa – megapascal

N – Newton

N – potencia

n – rpm

Nm – newton metro

P – pressão

Ptb - Pressão (hidrostática) de trabalho em bar

Q – vazão

rpm – rotação por minuto

s – segundos

T – cisalhamento médio

t – tempo

Ton – Toneladas

V – força

V – volume

η – rendimento volumétrico

π – pi

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2. JUSTIFICATIVA	12
3. PROBLEMA PESQUISADO	13
4. OBJETIVO	13
4.1.1. OBJETIVO GERAL	14
4.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
5. HIPÓTESES	14
6. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
6.1. HISTÓRICO INDUSTRIAL.....	14
6.1.1. HISTÓRICO DA EMPRESA “GTS DO BRASIL”	16
6.2. QUALIDADE.....	17
6.2.1. GARANTIA DA QUALIDADE.....	17
6.2.2. ENGENHARIA DE QUALIDADE	18
6.3. ENGENHARIA.....	18
6.3.1. PROJETOS DE ENGENHARIA	18
6.3.1.1. CARGAS EXTERNAS.....	19
6.3.1.1.1. REAÇÕES DE APOIO.....	20
6.3.1.2. CARGAS INTERNAS.....	20
6.3.2. ESTRUTURAS MECÂNICAS.....	21
6.3.2.1. HIDRAULICA.....	21
6.3.2.1.1. BOMBAS HIDRAULICAS.....	22
6.3.2.1.2. ATUADORES HIDRAULICOS.....	23
6.3.2.1.3. CILINDRO DE DUPLA AÇÃO.....	25
7. MATERIAL E MÉTODOS	26
7.1. PROJETO MECÂNICO	26
8. RESULTADOS	26
8.1. ESCOPO DO PROJETO.....	26
8.2. ESCOLHA DO ATUADOR	27
8.3. ESCOLHA DA BOMBA HIDRÁULICA E MOTOR.....	29
8.4. CÁLCULO DE CISALHAMENTO.....	30
8.5. CÁLCULOS DAS CARGAS INTERNAS.....	31

9. DISCUSSÃO	32
10. CONCLUSÃO	32
11. REFERÊNCIAS	33

1. INTRODUÇÃO

Na agricultura brasileira grandes mudanças vêm acontecendo, como competitividade de preços dos produtos agrícolas e globalização da economia. Sendo assim, é necessário evoluir para patamares de competitividade internacional, com isso se busca novas técnicas e métodos de produção, junto com a eficiência e melhor controle de resultados obtidos na agricultura. As indústrias de máquinas e implementos agrícolas buscam novas tecnologias capazes de aumentar a eficiência da agricultura, a rentabilidade das colheitas e assim, conseqüentemente, tornando o agronegócio mais competitivo (BALASTREIRE et al., 2001).

A evolução do agronegócio está ligada diretamente ao desenvolvimento científico-tecnológico, as inovações das atividades rurais por meio de estudos, o crescimento das indústrias de máquinas e implementos agrícolas, a aceitação de programas de sanidade animal e vegetal e a inovações das políticas agrícolas (MAPA, 2004).

No Brasil vem ocorrendo um grande aumento no número de empresas no ramo de máquinas agrícolas. Da década de 1970 a 2006 surgiram cerca de 525 novas empresas (Mesquita e Silveira, 1993; Ministério da Ciência e Tecnologia – MCT e Embrapa Trigo, 2006), sendo que atualmente há 682 empresas fabricantes de máquinas e implementos agrícolas no país (LIMA et al., 2017).

A região Sul do país é responsável pela produção de 65% das colheitadeiras e dos tratores agrícolas vendidos no Brasil. As indústrias de máquinas agrícolas procuram desenvolver implementos com tecnologia cada vez mais moderna, investindo na sua estrutura de capital e assim resultando no crescimento da sua participação no mercado nacional e internacional. Nos anos de 1980 a participação brasileira na exportação de máquinas chegou a patamares superiores a 8% da produção mundial (SÚMULA ECONÔMICA, 1996).

Para conseguir o aumento da produtividade na colheita de grãos e produzir mais alimentos surgiu a necessidade de adotar colheitadeiras mecanizadas. A primeira colhedora de cereais foi fabricada no Estado de Michingan, EUA, no ano de 1836, por Moore e Hascall, Essa colheitadeira não obteve êxito na região, porém com algumas mudanças no Estado da Califórnia em 1854 obteve sucesso nesse mesmo Estado em 1880, assim começou a produção de colheitadeiras em escala comercial. O mercado atualmente tem colheitadeiras

com alta capacidade de operação com o objetivo de aumentar a quantidade de hectares colhidos por hora (CASTRO e FERREIRA, 2007).

Molin et al. (2006) relataram que o desempenho e otimização das colheitadeiras é de extrema importância. O custo operacional das máquinas é elevado, sendo esse uma das formas de mensurar o desempenho das colheitadeiras, avaliando também a eficiência das plataformas, que devem ter mínimas perdas de grão por hectare, e conseqüentemente obtendo lucros maiores com melhores resultados (GOBBI et al., 2014).

Atualmente, existem vários tipos de colheitadeiras especializadas em diferentes culturas como milho, soja, algodão, café, entre outros. Tratando-se de cereais, a principal diferença na colheitadeira será a plataforma, está podendo ser do tipo *draper* ou caracol, para soja ou tipo corte para a colheita de milho (NIETIEDIT, 2011).

Gobbi et al. (2014) dizem que a plataforma é um dos fatores mais importantes na hora de comprar uma colheitadeira, as plataformas com tecnologia de esteira transportadora “*draper*” tem melhor desempenho na colheitadeira de soja em relação a convencional “tipo caracol”. Então a utilização das plataformas “*draper*” tem a redução de perdas e propicia uma alimentação mais uniforme, melhorando desempenho da colheitadeira (NIETIEDIT, 2011).

Atualmente, novas formas de tecnologia estão sendo desenvolvidas para melhor atender as necessidades e conseqüentemente aumentar a produção de equipamentos agrícolas. Na indústria, uma das maneiras de produzir um número maior de máquinas com confiabilidade e menor mão de obra, seria automatizar os testes operacionais (LOCH et al. 2016).

Diante a essa necessidade, o objetivo desse trabalho será desenvolver um projeto de estrutura mecânica que possa auxiliar nos testes a serem realizados com um sistema hidráulico de levante de plataformas, onde os implementos agrícolas são testados na indústria. Ainda, durante a realização do projeto, será realizado um levantamento bibliográfico para avaliar o melhor método de teste e equipamentos envolvidos.

2. JUSTIFICATIVA

Para o teste de funcionamento de todos os componentes montados e a regulagem de plataformas em algumas indústrias de máquinas agrícolas é utilizado ponte rolante para o erguimento e abaixamento devido ao grande peso. Além da utilização deste equipamento

para os testes finais também é utilizado para montagem das máquinas. Como na indústria há apenas um equipamento, se houvesse outra forma de testar as plataformas a quantidade de máquinas produzidas por dia poderia ser maior.

Para que uma indústria de equipamentos de máquinas dê a máxima confiabilidade para seus equipamentos deseja-se projetar uma estrutura mecânica capaz de agilizar os processos de produção e manter a máxima qualidade requerida, evitando futuras inconformidades entre os elementos montados são realizados testes.

3. PROBLEMA PESQUISADO

O mercado de máquinas e implementos agrícolas, assim como o número de indústrias nessa área e a produção vem aumentando a cada ano, principalmente devido a mecanização da agricultura e ao aumento da produção, sendo essa devido ao melhoramento genético das culturas e a implementação de duas a três safras por ano (LIMA et al., 2017).

Com um aumento no número de vendas a produção dentro da indústria teve que aumentar rapidamente. Antes da máquina e/ou implemento sair da indústria direto para o produtor, esse é testado com o objetivo de manter a máxima qualidade, evitando futuras inconformidades entre os elementos montados.

Para o teste de plataformas de colheitadeiras, atualmente em determinada indústria, é utilizado ponte rolante para levantar, essa sendo dividida entre a produção e a qualidade, que realiza os testes finais. Devido a isso, pode haver atrasos nas entregas dos equipamentos, assim como redução na produção dos maquinários. Para solucionar esse problema, no setor de testes poderia ser utilizado um sistema hidráulico, com funcionamento de um levante, que acople na plataforma da colheitadeira, sendo então possível realizar os testes, agilizando o processo e conseqüentemente aumentando a produção de plataformas por dia.

4. OBJETIVO

Esta seção se subdivide a fim de descrever os objetivos geral e específicos que nortearão este estudo.

4.1.1. OBJETIVO GERAL

Projetar um sistema hidráulico com estrutura mecânica que consiga acoplar na máquina e fazer o erguimento e abaixamento em diversos ângulos desejados para fins de regulagens e teste.

4.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos, citam-se:

- a) Buscar referencial teórico;
- b) Determinar as cargas;
- c) Especificar e dimensionar o tipo de pistões hidráulicos necessários para erguer e baixar a máquina;
- d) Verificar a possibilidade de utilização dos motores já existentes.

5. HIPÓTESES

Implantação de um sistema mecânico com cilindros hidráulicos em uma indústria de máquinas agrícolas para fins de teste, garantindo a funcionalidade de todos os componentes e evitando a não conformidade, evitando o retrabalho no campo e paradas imprevisíveis.

6. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será abordada as opiniões dos autores ligados a evolução das indústrias, qualidade, engenharia, e aprofundamento do estudo na área de cargas e dimensionamento.

6.1. HISTÓRICO INDUSTRIAL

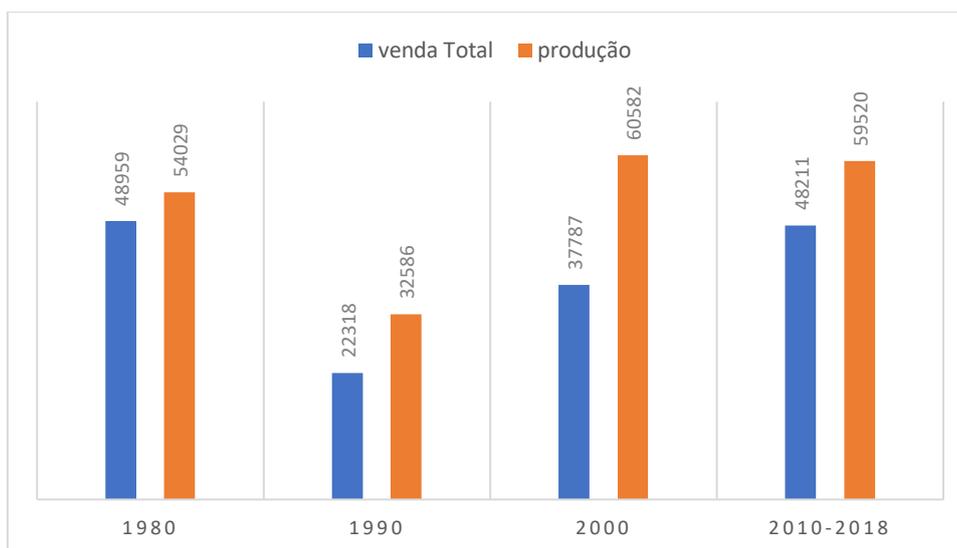
No Brasil, as primeiras máquinas agrícolas surgiram na década de 1930, sendo todas importadas da Europa e Estados Unidos da América, portanto possuíam valores elevados impossibilitando o acesso da maioria dos agricultores (VIAN; JUNIOR, 2010).

Só após a Segunda Guerra Mundial, houve um avanço na mecanização na agricultura no País, com as menores taxas cambiais e maiores linhas de crédito para os agricultores e retorno de negociação do comércio entre países, havendo um aumento relevante nas importações de máquinas agrícolas para o Brasil (VIAN; JUNIOR, 2010).

A primeira colheitadeira mecanizada chegou no Brasil em 1932, no Estado do Rio Grande do Sul (VIAN; JUNIOR, 2010). Já, as primeiras indústrias de colheitadeiras começaram a surgir em 1966, na região Sul do país, principalmente devido às produções de cultivos de soja e trigo, que eram mais intensas nessa região, comparada com o restante do Brasil (AMATO NETO, 1985).

Na década de 1970 houve um grande impulso na produção de colheitadeiras, sendo que esta cresceu 953% em cinco anos (de 730 unidades fabricadas em 1970 para 7688 unidades em 1975). Esse grande aumento pode ser justificado pelo início da tecnificação da agricultura brasileira, junto com o aumento da produção de grãos para consumo interno e principalmente exportação. Porém, desde a década de 1980 a compra de máquinas agrícolas por agricultores e conseqüentemente a produção de colheitadeiras teve um decréscimo (AMATO NETO, 1985). Com o passar dos anos e melhorias realizadas no setor da agricultura, como aumento da área de plantio e o plantio direto, fez com que as vendas e produção de máquinas agrícolas aumentassem (Figura 1) (IBGE, 2017).

Figura 1: Produção e vendas de colheitadeiras de grãos no Brasil, por década.



Fonte: adaptado da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, 2018.

Com o passar dos anos, as indústrias de colheitadeiras vêm melhorando cada vez mais o desempenho das máquinas, visando uma maior rapidez nas colheitas com menor perdas de grãos, atraindo o interesse dos agricultores para a compra.

No Brasil, atualmente, existem cerca de 172664 colheitadeiras, sendo que 49,57% dessas estão na região Sul do país, onde há uma maior produção de grãos (Tabela 1) (IBGE, 2017). Com o aumento da agricultura na região Centro-Oeste, Nordeste, Norte e Sudoeste, a tendência é aumentar as vendas dessas máquinas agrícolas nessas regiões.

Tabela 1: Número total e por região, de colheitadeiras no Brasil, 2017.

Colheitadeiras	Número de Unidades
Brasil	172664
Norte	3975
Nordeste	8811
Sudeste	42422
Sul	85602
Centro-Oeste	31854

Fonte: adaptado de Censo Agropecuário IBGE, 2017.

6.1.1. HISTÓRICO DA EMPRESA “GTS DO BRASIL”

A empresa “X” surgiu no ano 2000, está situada área industrial de Lages, e faz parte de um grupo de empresas atuantes no segmento “indústria de implementos e máquinas agrícolas”. Seu principal diferencial no início foi a elaboração da primeira plataforma para colheita de milho em alumínio com espaçamento reduzido.

Atualmente possui aproximadamente 230 colaboradores e atendem as principais montadoras do país como John Deere, New Holland, Case-IH, AGCO Power. Seus principais produtos são plataformas para colheitadeira, carretas, subsoladores, *planner*, entre outras.

Nessa empresa, a produção dos implementos e máquinas agrícolas e subdivida em três setores, sendo eles: engenharia de processos, montagem e qualidade.

O setor de engenharia de processos é responsável pela garantia do funcionamento e adequação do processo de fabricação das máquinas, visando principalmente trabalho de qualidade em menor tempo possível, para assim aumentar a lucratividade da empresa.

Já, o setor de montagens é responsável pelas montagens das máquinas e implementos agrícolas, de maneira adequada, garantindo a funcionalidade e segurança.

Em relação ao setor da qualidade, ela está presente em todos os níveis da empresa, através de treinamentos, quadros, palestras e outros meios, com a finalidade de fazer com que seu conteúdo seja compreendido e cumprido por todos os colaboradores.

Quando necessário, a política da qualidade é reavaliada na reunião de análise crítica pela alta direção para garantir a sua adequação. Existem também, indicadores apropriados, focando o monitoramento sistemático do comportamento da organização frente aos objetivos evitando a retrabalhos pós-venda.

Os objetivos da qualidade e seus respectivos indicadores de desempenho são acompanhados durante as reuniões de análise crítica periódica, sendo esses: indicadores de não conformidade, indicadores de retrabalho, entre outros.

6.2. QUALIDADE

Machado (2012) entende que:

qualidade é vista sob a ótica da inspeção, na qual, através de instrumentos de medição, tentava-se alcançar a uniformidade do produto; num outro momento, buscava-se através de instrumentos e técnicas estatísticas conseguir um controle estatístico da qualidade; na etapa seguinte, a qualidade está mais preocupada com a sua própria garantia.

6.2.1. GARANTIA DA QUALIDADE

Toda a administração de uma organização deve estar ligada a qualidade, seja essa na logística, produção, ou em qualquer outro processo, sendo a busca contínua da satisfação da comunidade, clientes, funcionários, ou seja, todos diretamente ou indiretamente envolvidos com a corporação, em razão da existência e crescimento no mercado global de uma empresa são os seus *Stakeholders* (CAMPOS, 1996).

Segundo Machado (2012), garantia da qualidade se baseia no planejamento e na sistematização dos processos. Ela estrutura-se na documentação escrita, que deve ser de fácil acesso. O que se deseja na empresa é o zero defeito.

Com a diversidade das sociedades e as mudanças que acontecem a cada ano, para a sobrevivência da empresa é necessário um desenvolvimento constante e inovação dos seus produtos e serviços (com produtos inovadores, com novas tecnologias, com maior confiabilidade, mais acessíveis), e para isso os produtos precisam garantir a qualidade nos processos de produção. A empresa com este cenário de inovação continua, na garantia de sobrevivência acaba tendo como referência seus clientes e concorrentes (CAMPOS, 1996).

6.2.2. ENGENHARIA DE QUALIDADE

Dentro da indústria, a engenharia de qualidade é de suma importância. Durante a sua aplicação e desenvolvimento um dos principais pontos que devem ser avaliados é a qualidade do produto final, para isso, usa-se um conjunto de técnicas e procedimentos que estabelecem medidas e parâmetros para identificar produtos que não atendem as especificações, não deixando os mesmos chegarem ao consumidor. Outro objetivo da engenharia de qualidade é minimizar e identificar os erros no processo produtivo que possam causar não conformidade ao produto final, prejudicando assim a indústria e o consumidor (SANTOS et al., 2011).

Para Campos (1996):

um produto ou serviço de qualidade é aquele que atende de forma aceitável, de forma acessível, de forma segura e no tempo certo às necessidades do cliente. Portanto, em outros termos pode-se dizer: projeto perfeito, sem defeitos, baixo custo, segurança do cliente, entrega no prazo certo no local e qualidade certa.

Um dos principais conceitos da engenharia de qualidade é o projeto robusto, esse tem como principal objetivo a alta qualidade do produto com baixo custo. Portanto, esse projeto tende a aumentar a qualidade de um produto diminuindo os efeitos das causas de variabilidade do produto ou do processo, não eliminando essas causas. Ainda, os principais objetivos dos projetos de qualidade são: aumentar a produtividade e o desempenho durante as etapas de pesquisa, planejamento e desenvolvimento de produtos (TAGUCHI, 1990).

6.3. ENGENHARIA

6.3.1. PROJETOS DE ENGENHARIA

Segundo Hibbeler (2010):

No projeto de qualquer estrutura ou máquina, em primeiro lugar, é necessário usar os princípios da estática para determinar as forças que agem sobre os vários elementos, bem como no seu interior. O tamanho dos elementos, sua deflexão e estabilidade dependem não só das cargas internas, mas também do tipo de material de que são feitos. Por consequência, a determinação precisa e a compreensão fundamental do comportamento do material serão de vital importância para o desenvolvimento das equações necessárias usadas na resistência dos materiais.

O objetivo principal do projeto de máquinas é dar forma e dimensionar os elementos das máquinas, que são as peças, além de escolher os materiais e os processos da produção adequados, visando o desempenho adequado da máquina, sem falhas. Para evitar as falhas, é necessário prever o modo e as condições para então premir, o que requer uma análise de tensão e deflexão, e isso deve ser feita para todas as peças. Porém, para calcular a tensão e deflexão, deve-se fazer uma análise de forças, momentos, torques e dinâmicas dos sistemas (NORTON, 2013).

Existem dois tipos principais de máquinas, as que possuem peças móveis, e as que possuem peças fixas. Para NORTON (2013), se uma máquina não possuir peças móveis, a tarefa de projetar torna-se muito mais simples, pois requer somente uma análise estática das forças. Entretanto se a máquina tiver peças móveis se trava de uma estrutura, que precisa ser detalhadamente projetado para evitar falhas. As principais falhas que uma máquina pode sofrer são devido as forças externas e internas.

6.3.1.1. CARGAS EXTERNAS

As forças externas, são aquelas proporcionadas pelo mundo exterior, e na maioria das vezes são conhecidas, exemplo delas são os ventos, pressão, água, entre outros (NORTON, 2013).

Existem vários tipos de cargas externas, sendo que todas elas são classificadas em dois tipos: força de superfície e força de corpo (HIBBLER, 2010).

Segundo HIBBLER (2010) as forças de superfície:

são causadas pelo contato direto de um corpo com a superfície de outro. Em todos os casos, essas forças estão distribuídas pela área de contato entre os corpos. Se essa área for pequena em comparação com a área da superfície total do corpo, então a força de superfície pode ser idealizada como uma única força concentrada, aplicada a um ponto do corpo. Por exemplo, a força do solo sobre as rodas de uma bicicleta pode ser considerada uma força concentrada quando estudamos a carga que age sobre a bicicleta. Se a carga de superfície for aplicada ao longo de uma área estreita, ela pode ser idealizada como uma carga distribuída linear, $w(s)$. Neste caso, a carga é medida como se tivesse uma intensidade de força/comprimento ao longo da área, e é representada graficamente por uma série de setas ao longo da linha s . A força resultante FR de $w(s)$ é equivalente à área sob a curva da carga distribuída, e essa resultante age no centro de C ou centro geométrico dessa área. A carga ao longo do comprimento de uma viga é um exemplo típico de aplicação frequente dessa idealização.

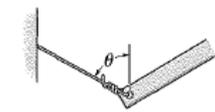
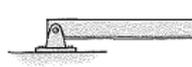
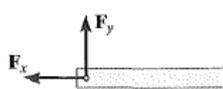
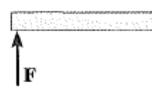
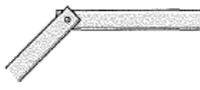
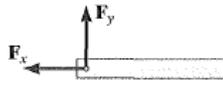
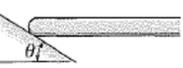
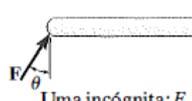
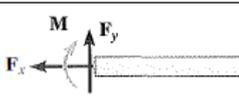
Já a força de corpo é definida como a força que um corpo exerce sobre o outro, sem contato físico direto entre eles. O principal exemplo que pode ser citado é a gravidade do planeta Terra ou seu campo eletromagnético (HIBBLER, 2010).

6.3.1.1.1. REAÇÕES DOS APOIOS

Reações dos apoios são definidas como as forças de superfície que se desenvolvem nos apoios ou pontos de contato entre corpos (HIBBLER, 2010).

Os apoios mais comuns, para problemas bidimensionais, podem ser observados na Figura 2.

Figura 2: Exemplos de reações de apoio para problemas bidimensionais.

Tipo de acoplamento	Reação	Tipo de acoplamento	Reação
 Cabo	 Uma incógnita: F	 Pino externo	 Duas incógnitas: F_x, F_y
 Rolete	 Uma incógnita: F	 Pino interno	 Duas incógnitas F_x, F_y
 Apoio liso	 Uma incógnita: F	 Apoio fixo	 Três incógnitas: F_x, F_y, M

Fonte: HIBBLER, 2010.

6.3.1.2. CARGAS INTERNAS

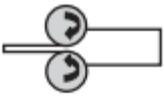
As forças internas são as exercidas pelo objeto que as compõe. Para Leggerini (2007):

As cargas internas são as que mantem unidos os pontos materiais que formam o corpo sólido de uma estrutura (solicitações internas). Se o corpo é estruturalmente composto de diversas partes, as forças que mantem estas partes unidas também são chamadas de forças internas.

As forças internas podem produzir efeitos de flexão, cisalhamento, tração e compressão (Figura 3). Esses efeitos levarão a deformidade do material. As barras retas

podem produzir apenas tração e flexão, já qualquer outro material irá produzir os quatro efeitos (BEER et al., 2012).

Figura 3: Desenho esquemático dos efeitos de flexão, cisalhamento, tração e compressão

PROCESSOS	ESFORÇOS
	Compressão direta
	Tração
	Flexão
	Compressão indireta
	Cisalhamento

Fonte: ENADE, 2005.

6.3.2. ESTRUTURAS MECÂNICAS

6.3.2.1. HIDRÁULICA

A palavra hidráulica tem origem grega, e significa: hydra = água e aulus = condução, portanto, é uma parte da física que tem como objetivo estudar o comportamento dos líquidos em repouso e movimento (FIALHO, 2011).

Hidráulica é a ciência que estuda o transporte, a regulagem dos fluidos, o controle dos fluidos, a conversão de energia, agindo sobre suas variáveis, essas variáveis são: pressão, temperatura, vazão, viscosidade, entre outras (FIALHO, 2011).

Quando se trata de um projeto de automação, onde há a necessidade de movimentação de elementos orgânicos de máquinas, como rotação, levantamento de altas cargas, translação e controle de velocidade, essa movimentação pode ser realizada de dois

modos, pelos princípios da hidráulica, que utilizara o óleo, ou pelo princípio da pneumática, que utilizará o ar comprimido (FIALHO, 2011).

6.3.2.1.1. BOMBAS HIDRÁULICAS

O sistema hidráulico possui vários componentes par ao seu funcionamento adequando. O mais importante de todos é a bomba, que possui como função converter a energia mecânica em energia hidráulica, com essa conversão há o deslocamento do fluido (óleo) no sistema hidráulico (FIALHO, 2015).

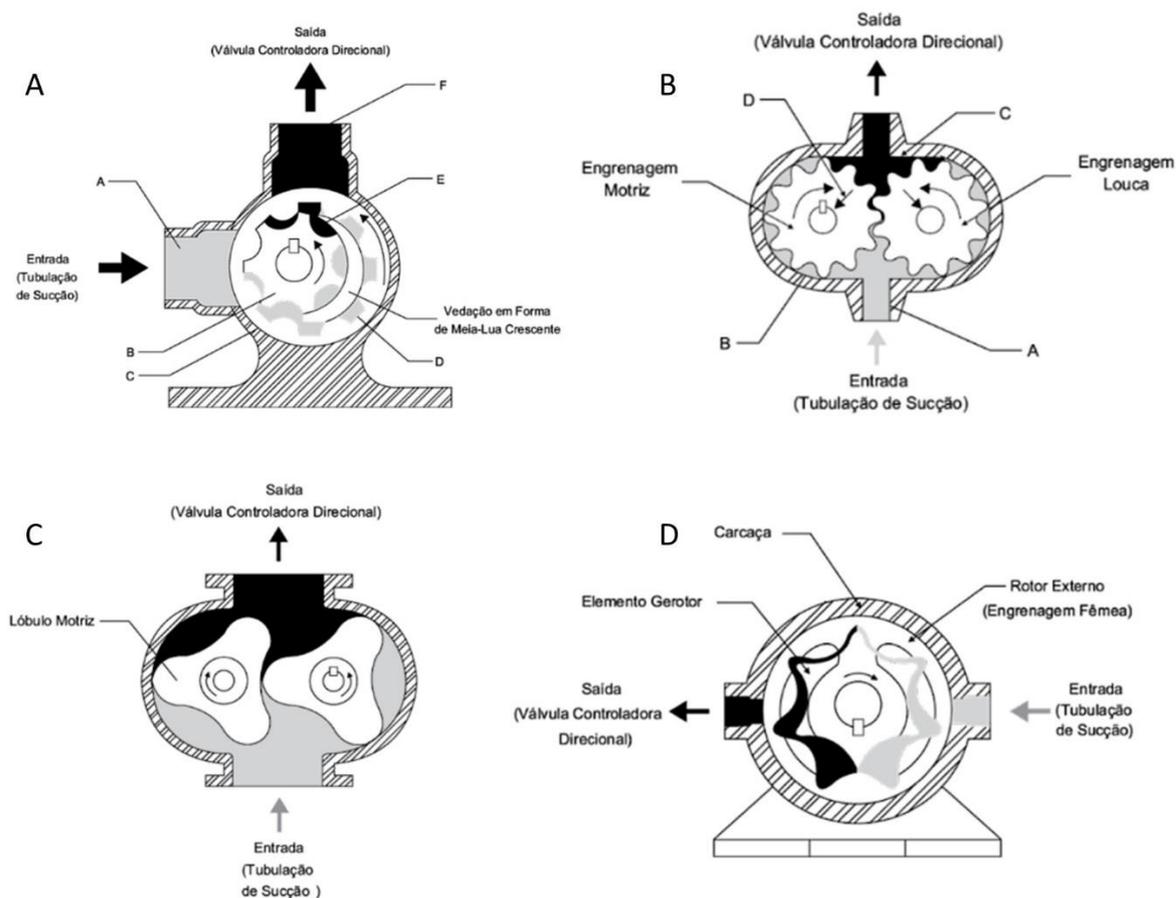
Atualmente, existe no mercado diversos tipos de bombas, sendo elas de vários tamanhos e formas, mecânicas e manuais, e ainda com diferenças no seu funcionamento podendo ser utilizadas para várias aplicações (FIALHO, 2015).

Em sistemas hidráulicos são utilizadas bombas hidrostáticas, existem três tipos dessas bombas: bombas de engrenagens, bombas de palhetas e bombas de pistões (FIALHO, 2011).

Quando se trata de bombas de engrenagens, existem quatro tipos: engrenagens interna, externa, lóbulo e gerotor (FIALHO, 2015).

As bombas de engrenagem de dentes internos possuem as câmaras de bombeamento entre os dentes das engrenagens. Já as bombas de engrenagem de dentes externos, possuem um par de engrenagens acopladas, essas juntas transportam o fluxo entre os dentes. A bomba de lóbulo trabalha da mesma maneira que a bomba de engrenagens de dentes externos, porém com um deslocamento maior. E a bomba de tipo gerotor opera da mesma maneira que a bom de engrenagem de dentes internos (Figura 4) (FIALHO, 2011).

Figura 4: Bombas de engrenagem. A) Bomba de engrenagem de dente interno; B) Bomba de engrenagem de dente externo; C) Bomba de lóbulos; D) Bomba de gerotor.



Fonte: Adaptado de Fialho (2015).

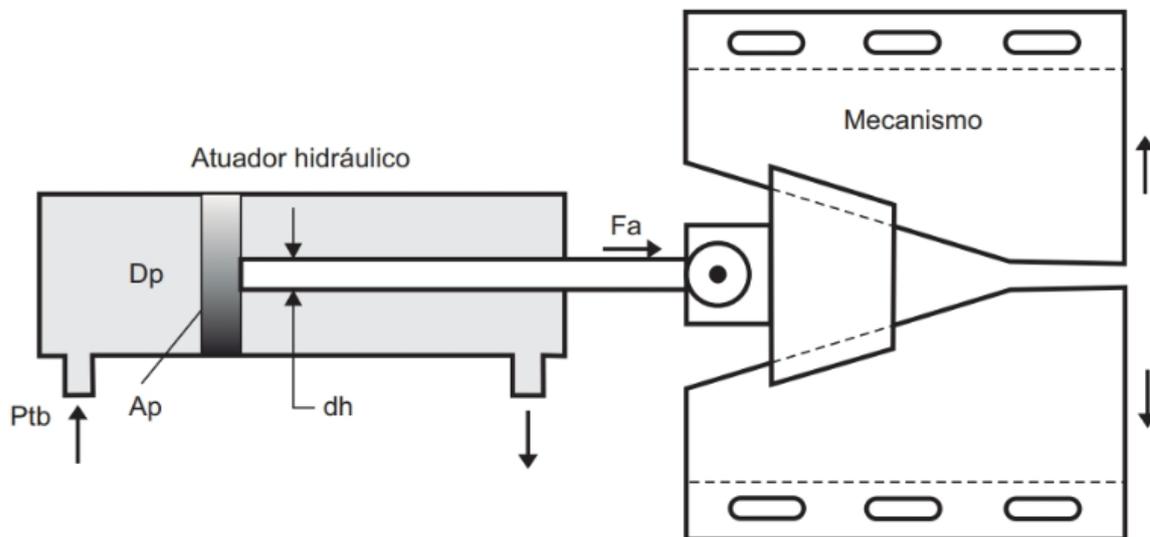
Existem dois tipos de bombas de palhetas: balanceadas e deslocamento variável (FIALHO, 2015).

As bombas de palhetas são formadas por um rotor com ranhuras, nas ranhuras deslizam as palhetas. Já as bombas de pistões funcionam através do movimento alternativo executado pelos pistões, portanto, existe a sucção do fluido em um sentido e a expulsão em sentido contrário. As bombas de pistões podem ter deslocamento fixo ou variável (FIALHO, 2015).

6.3.2.1.2. ATUADORES HIDRÁULICOS

Os atuadores são responsáveis por transformar energia de trabalho em energia mecânica, sendo o principal item que devem ser considerados no projeto do equipamento, constituindo todos os pontos visíveis na qual as atividades são executadas (Figura 5) (FIALHO, 2011).

Figura 5: Funcionamento de um atuador hidráulico.



F_a =Força de avanço em N. A_p =Área do pistão (êmbolo) em cm^2 . P_{tb} =Pressão (hidrostática) de trabalho em bar. D_p =Diâmetro do pistão em cm. d_h =Diâmetro da haste em cm. Fonte: FIALHO (2015).

Segundo Fialho (2015):

o dimensionamento de um atuador hidráulico, inicia pelo dimensionamento do diâmetro (d_h) da haste a partir do conhecimento da força de avanço (F_a) obtida por análise em função da aplicação desejada. Conhecido o diâmetro da haste, busca-se em catálogo de fabricante aquele que oferece diâmetro d_h comercial igual ou ligeiramente maior que o calculado (Tabela 2).

Sendo assim, temos que $d_h \text{ comercial} \geq d_h \text{ calculado}$ (FIALHO, 2015).

Tabela 2: Relação de dimensões Dp, dh, PTb e Lh para atuadores comerciais

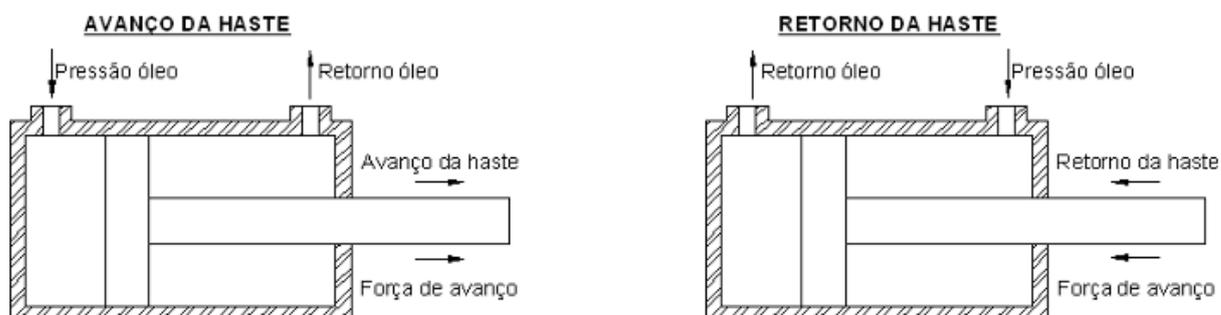
Dp (mm)	dh (mm)	Pressão de Trabalho – PTb (bar)						
		50	75	100	125	150	175	210
40	18	225	160	120	95	75	60	45
	25	535	415	340	290	250	220	190
50	22	275	195	150	120	95	80	60
	36	965	760	635	555	490	445	390
63	28	380	280	220	180	150	130	105
	45	1.215	960	810	705	630	570	505
80	36	510	380	305	255	215	185	150
	56	1.485	1.175	990	860	770	695	615
100	45	655	495	400	35	285	250	205
	70	1.905	1.495	1.265	1.105	990	900	800
125	56	840	640	525	440	380	335	285
	90	2.550	2.035	1.730	1.520	1.365	1.245	1.115
150	70	1.125	865	710	605	530	470	405
	100	2.570	2.045	1.725	1.510	1.355	1.230	1.095
180	90	1.635	1.280	1.065	920	815	730	640
	125	3.425	2.740	2.325	2.045	1.840	1.675	1.500
200	90	1.415	1.095	905	770	675	600	520
	40	3.870	3.095	2.630	2.310	2.080	1.895	1.700
		Comprimentos de haste Lh (cm)						

Fonte: Fialho, 2015.

6.3.2.1.3. CILINDRO DE DUPLA AÇÃO

Cilindros de dupla ação são aqueles onde a movimentação da haste é realizada usando o fluido hidráulico no avanço e no retorno, um exemplo pode ser observado na figura 6.

Figura 6: Cilindro de dupla ação.



Fonte: Fialho, 2015.

7. MATERIAL E MÉTODOS

7.1. PROJETO MECÂNICO

O projeto consiste em uma estrutura mecânica com articulações que possa fazer movimento. Essa estrutura deve ser acoplada na plataforma de colheitadeira e com dois cilindros hidráulico consiga fazer o levantamento e abaixamento com o ângulo desejado.

A estrutura foi projetada com barras de aço e foi acoplada aos dois cilindros hidráulicos por pinos em suas extremidades ficando assim articulado.

O projeto da estrutura mecânica foi dividido em várias fases:

- Escolha do atuador, conforme descrito por Fialho (2015)
- - Cálculo da pressão necessária de operação para obter a força desejada de 5000kgf, conforme fórmula descrita por Fialho (2015);
- - Cálculo da força de retorno do cilindro, conforme fórmula descrita por Fialho (2015);
- Escolha da bomba hidráulica, utilizando:
- - Cálculo de vazão da bomba, descrita por Fialho (2011);
- - Cálculo de tempo de movimento das hastes do cilindro, conforme Fialho (2011);
- - Cálculo da potência desenvolvida por um cilindro hidráulico, descrita por Fialho (2015);
- Cálculo para obter a tensão de cisalhamento, conforme descrito por Fialho (2015);
- Cálculo da carga interna que age sobre o cilindro, conforme descrito por Fialho (2011).

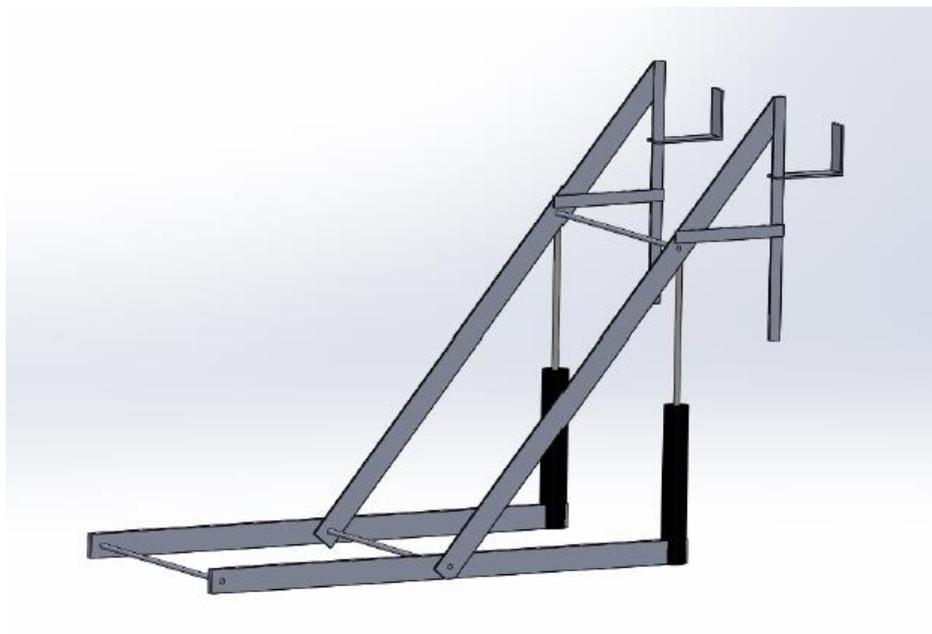
8. RESULTADOS

8.1. ESCOPO DO PROJETO

- Estrutura mecânica com dois cilindros Hidráulicos (Figura 7)
- Acionamento: Comando Hidráulico

- Capacidade (Ton): 5
- Curso do pistão (mm): 1200
- Dimensões (A x L x C) (mm): 3000 x 1600 x 1100

Figura 7: Estrutura mecânica com dois cilindros hidráulicos



Fonte: O autor, 2019.

8.2. ESCOLHA DO ATUADOR

Para o projeto da estrutura mecânica será realizada a escolha do atuador hidráulico, pois ele define a força necessária durante a operação e as velocidades exigidas. Para a escolha será a utilizada a Tabela 2, descrita no item 6.3.2.1.2.

Para seleção do atuador verificou-se na necessidade do comprimento da haste, pois sendo necessário com comprimento de 1000cm a 1500cm para poder acoplar no transportador de plataformas e baixar e erguer como desejado, selecionou-se o atuador de dupla ação usando a tabela atuadores comerciais citadas no referencial teórico de comprimento da haste de 1230cm, pressão de trabalho de 175 bar, diâmetro da haste de 100mm e diâmetro do pistão de 150mm.

Figura 8: Escolha e relação de dimensões Dp, dh, PTb e Lh para atuadores comerciais

Dp (mm)	dh (mm)	Pressão de Trabalho – PTb (bar)						
		50	75	100	125	150	175	210
150	70	1.125	865	710	605	530	470	405
	100	2.570	2.045	1.725	1.510	1.355	1.230	1.095
Comprimentos de haste Lh (cm)								

Fonte: Adaptado de Fialho, 2015.

Com o atuador selecionado, foi calculada a pressão necessária de operação para obter a força desejada de 5.000 kgf. Utilizou-se a equação de força de avanço (FIALHO, 2015):

$$F_{av}(Kgf) = P \left(\frac{Kgf}{cm^2} \right) \cdot A_p (cm^2)$$

Onde Fav: força de avanço; P: pressão; Ap: área do pistão

Nesse caso para cálculo da força do avanço, utiliza-se a área do pistão que é dada por (Fialho, 2015):

$$A_p(cm^2) = \frac{\pi \cdot D^2(cm)}{4}$$

Onde Ap: área do pistão; D: diâmetro

A área encontrada foi 176,71cm².

Após ser encontrada a área do pistão, encontrou-se a pressão de trabalho necessária de 28,29 kgf/cm², converteu-se para a unidade bar, ou seja, multiplicou-se por 0,9804, pois o manômetro indica a pressão do sistema em bar, então a pressão de trabalho utilizada será de 27,74 bar.

O cálculo da força de retorno do cilindro utilizou-se também a mesma equação, porém, para calcular a força de retorno deve utilizar-se a área de retorno, ou “área da coroa”, que se calculou com a seguinte equação (FIALHO, 2015):

$$A_r(cm^2) = A_p(cm^2) - A_h(cm^2)$$

Onde Ar: área de retorno; Ap: área do pistão; Ah: área da haste

Sabendo que a área do pistão encontrada foi de 176,71 cm² e a área da haste 78,53 cm², a área da coroa é 98,17cm².

Após a escolha do atuador foram escolhidos os demais componentes do projeto.

8.3. ESCOLHA DA BOMBA HIDRÁULICA E MOTOR

A bomba hidráulica utilizada foi a que já existe na indústria, abaixo a tabela mostra as especificações da bomba do fabricante. Foi realizado o dimensionamento para verificar se o mesmo poderá ser utilizado para o trabalho proposto do projeto.

Figura 9: Características da Bomba de engrenagem externa modelo AZPF

Tamanho nominal		2	4	5	8	11	14	16	19	22
Volume nominal teórico	cm ³	2,6	4,1	5,6	8,2	11,3	14,4	16,5	19,6	22,9
Pressão de operação, Entrada:	bar	$p_{abs\ min} 0,7$								
pressão absoluta		$p_{abs\ max} 3,0$								
max. pressão contínua p_1	bar	200	250	250	250	250	250	250	210	180
max. pressão intermitente p_2	bar	230	280	280	280	280	280	280	230	210
max. pressão de pico p_3	bar	250	300	300	300	300	300	300	250	230
min. rotação à $p \leq 100\ bar$	min ⁻¹	700	600	500	500	500	500	500	500	500
max. rotação à p_2	min ⁻¹	4000	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500
Peso com flange B; R; O; M	kg	2,3	2,8	2,85	2,9	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
Peso com flange P; Q;	kg	2,1	2,4	2,45	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
Peso com flange A	kg	2,9	3,4	3,45	3,5	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4

Fonte: Adaptado do Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPF RP

A bomba hidráulica existente na indústria é de engrenagem externo tipo AZPF da Bosch Rexroth, seu volume nominal é de 16,5 cm³ e pressão máxima de trabalho contínuo de 250 bar, pressão máxima intermitente 280 bar e pressão máxima de pico 300 bar.

Para cálculo da vazão da bomba foi utilizado a equação (FIALHO, 2015):

$$Q\left(\frac{1}{\min}\right) = \frac{V(\text{cm}^3) \cdot n(\text{min}^{-1}) \cdot \eta \text{ Vol}}{1000}$$

Onde Q: vazão; V: volume; n: rpm; η : rendimento volumétrico

Assim o volume nominal da bomba encontrado nas especificações é 16,5 cm³, a rotação do motor que a aciona é 1760 rpm e o rendimento volumétrico 95%, o valor encontrado da vazão foi de 27,6 l/min.

Em seguida com a vazão da bomba obtida foi possível calcular o tempo de movimento (avanço e retorno) das hastes do cilindro com a seguinte equação (FIALHO, 2015):

$$t(\text{s}) = \frac{A(\text{cm}^2) \cdot L(\text{mm}) \cdot 6}{Q\left(\frac{\text{l}}{\min}\right) \cdot 1000}$$

Onde t: tempo; A: área; L: comprimento; Q: vazão

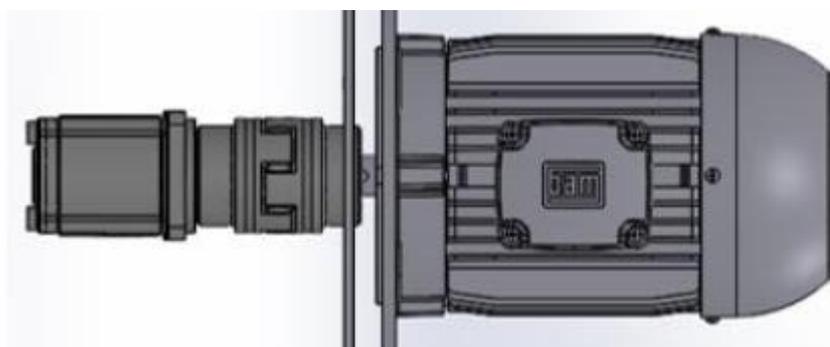
Sendo assim o cálculo para o tempo de avanço utilizou-se a área do pistão, chegando 47s e para o retorno da haste a área da coroa resultando em 26,25s.

O motor utilizado foi o que já existe na indústria. Foi realizado o dimensionamento para verificar se o mesmo poderia ser utilizado para o trabalho proposto do projeto.

Portanto, o motor que foi utilizado para acionamento da bomba foi o motor elétrico trifásico WEG modelo W22 IP55 com potência de 15 cv, 60 Hz e rotação nominal de 1760rpm.

A figura 7, demonstra como o motor e a bomba foram acoplados com objetivo de unir duas extremidades (eixos) de equipamentos distintos, transmitindo força.

Figura 10: Motor e bomba acoplados



Fonte: Botto, Neves e Camargo, 2016.

Para calcular a potência desenvolvida por um cilindro hidráulico, ou a total do sistema hidráulico foi utilizada a seguinte equação (FIALHO, 2015):

$$\text{Potência} = \text{Vazão} \times \text{Pressão}$$

$$N(\text{cv}) = \frac{\text{Vazão} \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right) * \text{Pressão} \left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)}{456}$$

Onde N: Potência

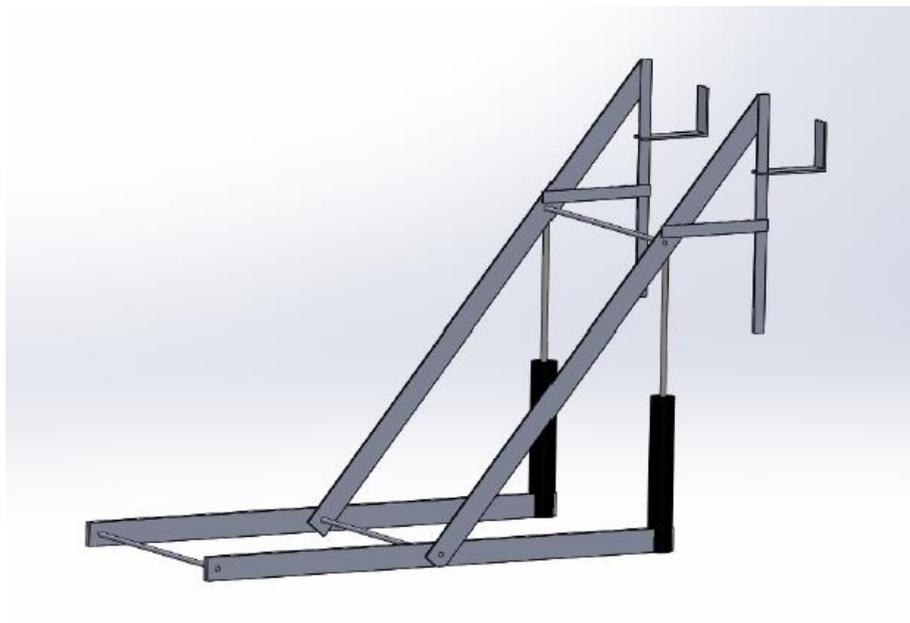
Onde a constante 456 se dá a relação kgf/cm², l/min e cv, sendo assim foi possível chegar na resultante de 1,72cv sendo necessário o motor com potência igual ou superior.

Para unir o motor e a bomba ‘utilizado um acoplamento, que é um elemento de transmissão de máquinas com a finalidade de unir as duas partes (motor e bomba) de equipamentos diferentes para transmitir força.

8.4. CÁLCULO DE CISALHAMENTO

A estrutura estará sujeita a cargas de cinco toneladas, assim foi calculado a tensão de cisalhamento média nos pinos do acoplamento considerando diâmetro dos pinos de 30mm.

Figura 11: Estrutura mecânica com dois cilindros hidráulicos, sujeita a cargas de cinco toneladas



Fonte: O autor, 2019.

Com a fórmula (FIALHO, 2015):

$$T_{\text{méd}} = V/A$$

Onde T: cisalhamento médio; V: força; A: área

Consegue-se chegar a uma força de cisalhamento médio de 34,7 Mpa.

8.5. CÁLCULOS DAS CARGAS INTERNAS

Os cilindros hidráulicos terão de suportar as cargas pré-definidas, assim foi calculado as cargas internas que agem sobre o cilindro.

Com a fórmula (FIALHO, 2015):

$$\Sigma F_x=0 \quad \Sigma F_y=0 \quad \Sigma M_c=0$$

Considerando que a estrutura terá que erguer e baixar as plataformas com comprimento de 5m de cada lado e o suporte do acoplamento consiga acoplar com distância de 0,9m entre os encostos e distância entre os dois cilindros de 1m, resulta em uma força interna de 662.175Nm.

9. DISCUSSÃO

O objetivo principal do trabalho, que era dimensionar as partes hidráulicas utilizando-se o motor e bomba hidráulica existente na indústria, e verificar se os mesmos eram capazes de realizar o trabalho de erguimento e abaixamento das plataformas baseando-se na força de trabalho de cinco toneladas como ponto de partida. Para isso, foi selecionado o atuador hidráulico e determinado a pressão necessária de trabalho do sistema.

Com os resultados encontrados de pressão de trabalho de 27,74 bar dos pistões, avanço e retorno 47s e 26,25s, respectivamente, e resultado total do sistema hidráulico de 1,72, sendo que o motor tem 15cv, percebe-se, que esse sistema será capaz de realizar as atividades realizadas no teste final do setor de qualidade de uma indústria que produz plataformas de colheitadeira.

Portanto, tem-se que o motor e a bomba são capazes de realizar o trabalho, porém com os atuadores necessários, o processo de erguimento e abaixamento torna-se um pouco lento, precisando de 47 segundos para avançar totalmente e 26,25 para retornar. Se tivesse uma bomba com maior vazão se faria o trabalho com maior agilidade, pois o motor com a bomba apresentada só é aproveitado 1,72cv sobrando aproximadamente 13cv.

10. CONCLUSÃO

Utilizando uma estrutura hidráulica com o motor e a bomba já existente consegue-se chegar na pressão de trabalho de 27,74 bar dos pistões, com avanço e retorno 47s e 26,25s, respectivamente, e no resultado total do sistema hidráulico de 1,72 cv, sendo que o motor tem 15cv, portanto, essa será capaz de fazer o erguimento e abaixamento da plataforma, podendo, portanto, ser utilizada no Setor de Qualidade de empresa que produz máquina agrícola, como as plataformas de colheitadeiras.

Com esse projeto, há uma maior facilidade no teste final do setor da qualidade, diminuindo, portanto, os riscos com o responsável pelo setor, além de diminuir a mão-de-obra e aumentar a quantidade de máquinas que passam pela vistoria diariamente.

11. REFERÊNCIAS

AMATO NETO, J. A indústria de máquinas agrícolas no Brasil - origens e evolução. Rev. Adm. Empres. V. 25, n. 3, 1985.

BALASTREIRE, L. A.; AMARAL, J. R.; LEAL, J. C. G.; BAILO, F. H. R. Agricultura de precisão: mapeamento da produtividade de uma cultura de café (compact disc). In: Congresso Brasileiro De Engenharia Agrícola, 30, 2001.

BOTTO, C. V. O.; NEVES, F. E.; CARMARGO, R. F. Projeto de uma prensa hidráulica: dimensionamento e seleção dos componentes. 2016. Monografia – Universidade São Francisco, Campinas, 2016. Disponível em: <http://lyceumonline.usf.edu.br/salavirtual/documentos/2957.pdf>. Acessado em 25 de março de 2019.

CAMPOS, Vicente Falconi. TQC. Gerenciamento da Rotina do Trabalho do dia-a-dia. 1. ed. Editora Bloch editores S.A, 1996.

CASTRO, L. H. S.; FERREIRA, J. A. Colhedora Axial. 2007. Trabalho Acadêmico da disciplina Análises de Máquinas Agrícolas – Faculdades Associadas de Uberaba, Uberaba, 2007. Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/74786177/Colhedora-Axial-Jose-ArantesLeonardo-Humberto>>. Acesso em: 28, set. 2018.

Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/a-anfavea.html> >Acesso em:23/11/2018

Disponível em: <<https://www.aprovaconcursos.com.br/questoes-de-concurso/questao/653722> >Acesso em:22/11/2018

Disponível em: beer et al. 2012 - https://estudanteuma.files.wordpress.com/2013/04/cap_7_calculo-de-forc3a7as.pdf >Acesso em:22/11/2018

Disponível em: http://www.politecnica.pucrs.br/professores/mregina/ENGENHARIA_-_Resistencia_dos_Materiais_I/resistencia_i_em_apostila_2007.pdf >Acesso em:24/11/2018

Disponível em:< <http://img.fae.edu/galeria/getImage/1/23567898199447012.pdf> >Acesso em:24/11/2018

FIALHO, A. B. Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. rev. e atual. São Paulo: Érica, 2011.

FIALHO, A. B. Automatismos hidráulicos : princípios básicos, dimensionamentos de componentes e aplicações práticas. 1. Ed.–São Paulo: Érica, 2015.

GOBBI, F. T.; ZANDONADI, R. S.; PINTO F. A. C. Desempenho de colhedoras de grãos utilizando plataforma de corte com condutor helicoidal e esteira transportadora. In: XLIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 43.,2014, Campo Grande. Anais. Campo Grande: CONBEA, 2014.

HIBBELER, R. S. - Resistência dos materiais - 7ª Ed. - São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Censo Agropecuário 2017**. Disponível em:<<https://ww2.ibge.gov.br/home/estatistica/economia/agropecuaria/censoagro/default.shtm>>.Acessado em 11 de Novembro de 2018.

LIMA, C. M. Desempenho de colhedoras de uma e duas fileiras, semi-montadas para colheita mecanizada direta de milho. 2008. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Piracicaba, 2008. Disponível em:< <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/11/11148/tde.../carlosmagno.pdf>> Acesso em: 28 set. 2018.

LIMA,V.A.; SANTOS, I.C.; NETO, J.A. Indústria de máquinas agrícolas no brasil: análise evolucionária no período de 1985 – 2015; uma revisão. XVII CONGRESSO LATINO

LIBEROLATIMAMERICANO DE GESTÃO TECNOLÓGICA. 16 A 18 OUT. CIDADE DE MEXICO. 2017 .

LOCH, M .; CASTRO R.M; PERUCH,F; SANTA HELENA,C.J.; SEPULVEDA,F. Projeto conceitual da estrutura mecânica para testes do sistema hidráulico do levante de máquinas agrícolas. Revista Ciência e Tecnologia, v. 19, n. 34, p. 57 - 62, jan./jun. 2016.

MACHADO, S. S. Gestão da qualidade. Inhumas: IFG; Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, 2012. 92 p. : il. Bibliografia

MAPA – MINISTÉRIO DA AGRICULTURA, PECUARIA E ABASTECIMENTO. Modernização. 2004. Disponível em: www.agricultura.gov.br. Acessado em:16/09/2018

MCT – MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA e EMBRAPA TRIGO. Estudo de importação de equipamentos e matérias para o setor de máquinas e implementos agrícolas no Brasil. 2006

MESQUITA, C.M., SILVEIRA, G.M. Desenvolvimento e situação recente da mecanização agrícola no Brasil. Anais do XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola. Ilhéus, Bahia. Volume III, p,1615-1626, 1993.

MOLIN, J. P.; MILAN, M.; NESRALLAH, M. G. T.; CASTRO, C. N.; GIMENEZ, L. M. Utilização de dados georreferenciados na determinação de parâmetros de desempenho em colheita mecanizada. Revista Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 26, n. 3, p. 759-767, 2006.

NIETIEDT, G. H.; SCHLOSSER, J. F.; BOLLER, W., Test Drive - Draper HiFlex. Cultivar Máquinas , v. 10, p. 26-30, 2011.

NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 4º Edição, Ed. Bookman, 2013.

REVISTA Súmula Económica. Estudo Setorial de Máquinas agrícolas. FIERGS - Abril/1996. Ano II, edição especial.

TAGUCHI, G, ELSAYED, E.A., HSIANG, T. TAGUCHI - Engenharia da Qualidade em Sistemas de Produção. São Paulo: Mc Graw Hill, 1990.

VIAN, E. F.; JUNIOR, A. M. A. Origens, Evolução e Tendências da Indústria de Máquinas Agrícolas. 48º Congresso SOBER, Vol. 51, Nº 4, p. 719-744, 2010.

REXROTH, Bosch – **Bomba de engrenamento externo tipo AZPF** – Catálogo RP 10 031D/03.05