

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
LUCAS VINICIUS SIMCH

**DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ALINHAMENTO DE
CHASSI DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS**

CASCADEL - PR
2017

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
LUCAS VINICIUS SIMCH

**DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ALINHAMENTO DE
CHASSI DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador: Profº Carlos Eduardo Goulart
Ferreira**

CASCADEL - PR

2017

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG

LUCAS VINICIUS SIMCH

**DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ALINHAMENTO
DE CHASSI DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Carlos Eduardo Goulart Ferreira.

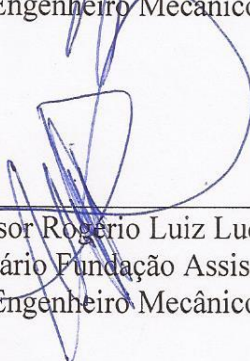
BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Carlos Eduardo Goulart Ferreira
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Jose Claudio Terra Silveira
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Rogério Luiz Ludegero
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 01 de dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a Deus, que me concedeu saúde durante todo meu período acadêmico, fazendo com que eu conseguisse superar todas as dificuldades e alcançasse os objetivos.

Aos meus pais, Afonso Simch e Vera Lúcia Simch, que sempre me deram educação e também sempre me incentivaram no decorrer do curso, e a toda minha família que durante todos estes anos me compreendeu nos momentos de turbulência e sempre esteve me apoiando e motivando para que eu concluísse a graduação.

Agradeço de modo especial, a meu orientador, Eng. Carlos Eduardo Goulart Ferreira, por toda assessoria e engajamento durante o trabalho, e também por não medir esforços para que este projeto fosse concluído com sucesso.

Gostaria também de expressar meus agradecimentos ao Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz por fornecer toda estrutura e conhecimento necessários para minha formação acadêmica. Reconheço também a todos os docentes da instituição que sempre se esforçaram e deram o melhor dentro das salas de aula.

Grato.

“Julgue seu sucesso pelas coisas que você teve que renunciar para conseguir”

Dalai Lama

RESUMO

Com o aumento de sinistros que envolvem implementos rodoviários, intensificou-se a busca por sistemas alternativos que realizam o trabalho de alinhar o chassi destes implementos, serviço com custo elevado em empresas terceirizadas. Este trabalho tem como objetivo o dimensionamento de um sistema hidráulico capaz de realizar, através de atuadores, o alinhamento das vigas pertencentes ao chassi. Para que isso fosse possível, foi realizada uma pesquisa para determinar o material de fabricação destes chassis, a tensão suportada por este e também a força necessária para o alinhamento das vigas. Com isso, foi possível determinar a vazão do fluido hidráulico no sistema, o diâmetro da camisa do pistão, a velocidade de avanço e de retorno do pistão, assim como o tempo de avanço e de retorno deste pistão. Assim foi possível realizar a seleção dos equipamentos necessários para o sistema. Logo, o sistema hidráulico dimensionado, um sistema alternativo, é capaz de realizar o alinhamento.

Palavras-chave: Vigas, Tensões, Componentes Hidráulicos.

ABSTRACT

With the increase of accidents involving road implements, the search for alternative systems to align the chassis of these implements has been intensified, a service with a high cost in outsourced companies. This work aims to design a hydraulic system, capable of performing, through actuators, the alignment of the beams belonging to the chassis. For this to be possible, a research was carried out to determine the material of manufacture of these chassis, the tension supported by it and also the force necessary for the alignment of these beams. Thus, it was possible to determine the hydraulic fluid flow in the system, the diameter of the piston sleeve, the speed of progress and return of the piston, as well as the return time of the piston. It was also possible to carry out the selection of the necessary equipment for the system. Therefore, the dimensioned hydraulic system, an alternative system, is able to perform the alignment.

Key-words: Beams, Tension, Hydraulic Components.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Semirreboque três eixos.	20
Figura 2 - Conjunto Bitrem.	21
Figura 3 - Dolly.	22
Figura 4 - Trinca apresentada em veículos pesados.....	23
Figura 5 - Chassi desalinhado.....	24
Figura 6 - Representação de bomba de engrenagem.....	27
Figura 7 - Bomba de palhetas.	28
Figura 8 - Bomba de parafuso.....	29
Figura 9 - Atuador linear.....	34
Figura 10 - Dimensões de uma viga “I”.	42
Figura 11 - Propriedades mecânicas de aços ASTM.	43
Figura 12 - Catálogo de cilindros hidráulicos de dupla ação.	50
Figura 13 - Velocidades sugeridas do fluído para tubulações	56

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Área da camisa do pistão	34
Equação 2 – Diâmetro da camisa do pistão	35
Equação 3 – Velocidade de avanço do pistão	36
Equação 4 – Vazão de saída do fluido da bomba.....	36
Equação 5 – Área de retorno da camisa do pistão.....	37
Equação 6 – Velocidade de retorno do pistão.....	38
Equação 7 – Tempo de retorno do pistão	38
Equação 8 – Vazão induzida de avanço	39
Equação 9 – Vazão induzida de retorno	39
Equação 10 – Diâmetro interno da tubulação	40
Equação 11 – Volume do reservatório.	40

LISTA DE SIGLAS

ANTT – Agência Nacional de Transporte Terrestre

ASTM – American Society for Testing and Materials

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo Geral.....	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
1.2	JUSTIFICATIVA.....	15
1.3	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	16
1.4	DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	O CHASSI	19
2.1.1	Carretas três eixos.....	19
2.1.2	Bitrem	20
2.1.3	Rodotrem.....	21
2.2	DANIFICAÇÕES APRESENTADAS EM CHASSIS.....	22
2.3	SISTEMA HIDRÁULICO.....	24
2.3.1	Bombas hidráulicas	26
2.3.1.1	Bombas de engrenagem	26
2.3.1.2	Bombas de palhetas.....	27
2.3.1.3	Bombas de parafusos.....	28
2.3.2	Válvulas	29
2.3.2.1	Válvulas de controle de pressão.....	30
2.3.2.2	Válvulas de controle de fluxo	30
2.3.2.3	Válvulas de controle unidirecional	30
2.3.2.4	Válvulas de bloqueio.....	31
2.3.3	Tubulações	31
2.3.4	Reservatório	32
2.3.5	Filtros.....	32
2.3.6	Trocadores de Calor	32
2.3.7	Atuadores Lineares.....	33
2.3.8	Camisa do pistão	34
2.3.9	Velocidade de avanço do pistão	35

2.3.10	Vazão necessária para a bomba	36
2.3.11	Área de retorno da camisa do pistão	37
2.3.12	Velocidade de retorno do pistão	37
2.3.13	Tempo de retorno do pistão.....	38
2.3.14	Vazão induzida	38
2.3.15	Diâmetro interno das tubulações	39
2.3.16	Volume do reservatório.....	40
3	METODOLOGIA.....	41
3.1	MATERIAL.....	41
3.2	CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA.....	41
3.3	COLETA DE DADOS.....	42
3.3.1	Tensões referentes ao material de fabricação do chassi.....	42
3.4	ANÁLISE DE DADOS.....	43
3.5	DISPOSIÇÕES DO CHASSI	45
3.5.1	Disposição frontal do chassi	45
3.5.2	Altura do chassi	45
3.5.3	Ligação Chassi X Atuadores	45
4	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	47
4.1	TENSÃO DE TRABALHO.....	47
4.2	FORÇA DE TRABALHO	47
4.3	PRESSÃO DE TRABALHO	48
4.4	DIMENSIONAMENTO DA CAMISA DO PISTÃO	48
4.5	DETERMINAÇÃO DA NOVA PRESSÃO DE TRABALHO	51
4.6	VELOCIDADE DE AVANÇO	52
4.7	ÁREA DE RETORNO DA CAMISA DO PISTÃO	52
4.8	ÁREA DE AVANÇO DA CAMISA DO PISTÃO.....	53
4.9	VAZÃO DO FLUÍDO	53
4.10	VELOCIDADE DE RETORNO DO PISTÃO	54
4.11	TEMPO DE RETORNO DO PISTÃO.....	54
4.12	VAZÕES INDUZIDAS.....	55

4.12.1	Vazão Induzida de avanço	55
4.12.2	Vazão Induzida de retorno.....	55
4.13	DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES	56
4.13.1	Tubulação de pressão	56
4.13.2	Tubulação de retorno.....	57
4.13.3	Tubulação de sucção.....	57
4.14	DIMENSIONAMENTO DO RESERVATÓRIO	58
5	CONCLUSÃO.....	59
6	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	60
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	61

1 INTRODUÇÃO

Antigamente, o transporte de produtos alimentícios, animais, objetos, entre outros, era realizado através do uso de carroças puxadas por cavalos ou então mulas. Para a demanda da época, esse tipo de transporte atendia às necessidades, pois a trocas e vendas de mercadorias não eram realizadas em grande escala.

Segundo Araújo (2014), nos últimos anos teve-se um aumento na produção agrícola, a venda de produtos para exportação ficou cada vez mais acentuada, mercado consumidor passou a ser mais rigoroso, e o setor da agricultura foi ficando mais distante dos grandes centros urbanos. Com isso, a mão de obra e disponibilidade do serviço de transporte foi ficando mais escassa, fazendo com que fosse exigida uma revolução em tal setor.

Assim como aumentou a demanda pela mão de obra no setor da logística, como consequência, foi-se exigido que o mercado automobilístico também passasse a evoluir. Junto com o crescimento do mercado automobilístico e da logística, o número de sinistros envolvendo tais veículos também aumentou gradativamente.

Uma das consequências de um sinistro que envolve implemento rodoviário é o desalinhamento do chassi de tal, desalinhamento este que com seu tempo de manutenção, afeta diretamente no faturamento mensal. Eis a necessidade de sistemas que trabalhem com o alinhamento deste chassi, buscando o retorno o mais cedo possível para atividade.

Os sistemas de alinhamento de chassi, em uma maioria, são compostos por um sistema hidráulico, que através de seus atuadores é capaz de trabalhar o chassi a ponto de deixá-lo na sua formação e composição original.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Dimensionar um sistema hidráulico capaz de realizar o alinhamento de chassi dos implementos rodoviários, com o intuito de reduzir os custos e o tempo da restauração destes.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Consultar fabricantes quanto às especificações dos implementos;
- Verificar os dados e dimensões do material de fabricação que compõem o chassi dos implementos rodoviários;
- Determinar as tensões e forças necessárias para trabalho;
- Realizar o dimensionamento dos componentes necessários para compor o sistema hidráulico;
- Determinar componentes catalogados para constituir o sistema hidráulico.

1.2 JUSTIFICATIVA

Devido ao grande número de acidentes nos últimos anos, notou-se que seria interessante a implantação de um sistema que conseguisse atender às necessidades da empresa, que no caso, seria o alinhamento dos chassis danificados, já que a realização deste serviço em empresas terceirizadas tem um custo muito alto.

Fatores como excesso de estradas danificadas, imprudência por parte dos condutores, desrespeito com relação a leis que estipulam horários de circulação de veículos de grande porte, contribuem com sinistros que venham a causar o desalinhamento do chassi de implementos rodoviários.

Esta pesquisa é baseada em uma empresa que atua no setor da logística, no estado do Paraná. A empresa possui hoje por volta de 85 veículos de grande porte, com 50% destes caminhões rodo trens basculantes e graneleiros, 15% bitrens graneleiros, e o restante se divide em carretas e caminhões tocos com carroceria. A maioria dos veículos trafega na região do Nordeste, tanto em fazenda com estradas não pavimentadas quanto em rodovias federais.

Durante os últimos anos teve-se um aumento expressivo no número de acidentes envolvendo caminhões da empresa, chegando a uma média de quatro conjuntos tombados a cada ano, nos últimos três anos de atuação da empresa. Isso fez com que estes veículos ficassem com danos consideráveis, e por terem sido tombados, tem-se uma acentuação no desalinhamento do chassi. O desalinhamento do chassi ocorre de certa forma tanto no cavalo mecânico quanto nos conjuntos reboques, visto que em certos casos tombaram só os reboques e em outros o conjunto todo.

Implantando este sistema dentro da empresa, visa-se que seria possível uma redução nos custos de recuperação dos veículos e que também se consegue realizar o serviço completo em um tempo mais curto, colocando o veículo a rodar mais cedo do que se estivesse encaminhado a terceiros.

Com um sistema simples e que atenda aos objetivos, entende-se que em certa quantidade de recuperação, devido a uma possível diferença com os valores de terceiros, já se consegue tirar o valor da implantação deste sistema, e daí em diante, a empresa já vai passar a ter lucros com relação à situação que se antecedia.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Cada vez mais, o mercado de mercadorias exigiu mais do transporte rodoviário, e com o aumento da procura pela mão de obra no setor logístico e a intensificação da presença de veículos pesados nas estradas brasileiras, passou-se a surgir alguns problemas tanto com relação às estradas, quanto com relação ao próprio trânsito.

Para a manutenção ou em casos de danificações em grande monta, se tratando especificamente no desalinhamento do chassi dos veículos, estes eram encaminhados para empresas terceirizadas, que tinham estrutura e pudessem realizar os serviços adequados para o alinhamento do chassi. Com isso, o custo de conserto para colocar o veículo em circulação novamente se torna elevado, tendo em vista que o serviço depende de sistemas apropriados e toma um tempo considerável.

Tendo em vista a redução do custo e o retorno mais breve dos veículos às rodovias: é possível aplicar um sistema de alinhamento de chassi na empresa citada?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

A pesquisa foi realizada na cidade de Toledo – PR. Para isto, analisou-se o chassi que compõem carreta graneleira três eixos, bitrem graneleiro quatro eixos, e rodo trem caçamba constituído de seis eixos rodantes.

Para a implantação e funcionamento do sistema hidráulico é necessário que dois blocos de concretos sejam construídos. Estes blocos devem ser dimensionados para suportar a força exercida pelos cilindros atuadores do sistema hidráulico, pois são nestes blocos que as duas vigas que constituem o chassi são fixadas.

Faz-se necessário também que no local da realização do trabalho se tenha dois vãos no solo. Estes devem ser feitos na largura dos rodados dos implementos, para que assim seja possível o posicionamento correto destes. Além disso, nestes vãos devem ser colocados os calços para que assim seja regulada a altura em que este chassi fica disposto, ou seja, os calços auxiliam para que o chassi chegue até a altura da instalação dos atuadores do sistema hidráulico.

Por fim, a verificação do alinhamento também é um item a ser considerado. É necessário que se tenha um sistema ou modelo capaz de verificar o alinhamento após o trabalho dos atuadores, podendo esta verificação se dar através de infravermelho, assim é possível que o operador

do sistema tenha noção de quando é preciso interromper o funcionamento e concluir o trabalho de alinhamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O CHASSI

Levando em conta a definição geral do termo chassi, segundo Pereira (2015), temos que este é a estrutura principal do veículo e é nele que são fixados todos os outros elementos do caminhão, como por exemplo, motor, eixos, suspensões, direção, a carroceria, entre outros componentes essenciais para a utilização e o funcionamento do veículo.

Se tratando especificamente do chassi de um reboque rodoviário, temos que este é a sustentação principal da carroceria, seja ela graneleira, caçamba, *sider*, etc. Pereira (2015) ainda define que no reboque também são fixados os elementos que compõem o sistema rodante do conjunto reboque (eixos, rodas, rolamentos), elementos de suspensão (feixe de molas, molas helicoidais), elementos de sinalização (lanternas, adesivos refletivos), sistema de freio, e também outros elementos utilizados pelo motorista durante sua jornada de trabalho.

Existem vários tipos de conjuntos chassis/carrocerias que são comercializados no Brasil. Se diferenciam por comprimentos, modo em que são posicionadas as vigas, número de eixos fixados, e composição estrutura. Os tipos de conjuntos são: carretas três eixos, bitrem dois eixos e rodo trem basculante.

2.1.1 Carretas três eixos

Nas carretas compostas por três eixos, o chassi possui um comprimento de aproximadamente 18 metros, e podem carregar em até 32 toneladas de produto, segundo a ANTT (Agência Nacional de Transporte Terrestre). Neste conjunto o chassi normalmente é composto por vigas “I” de aço estrutural. Visando o menos acúmulo de tensão, o conjunto apresenta raios nas trocas de seções. Para o posicionamento, fixação e apoio ao assoalho da carroceria, o chassi possui travessas soldadas nas vigas, sendo estas

travessas fabricadas no formato de “Z”, garantindo uma correta flexibilidade, conforme Figura 1.

Figura 1 - Semirreboque três eixos.



Fonte: Trailer (2016).

2.1.2 Bitrem

Pereira (2015) define que o conjunto bitrem dois eixos (Figura 2) é composto por dois chassis, com tamanhos semelhantes e mesmo formato. Primeiramente um chassi que possui dois eixos na parte de trás, é engatado no cavalo mecânico, e superior aos eixos possui uma quinta roda, na qual a segunda carroceria é engatada. A segunda carroceria também é composta por dois elementos rodantes e é composta por um pino dianteiro no chassi para que esta seja engatada no primeiro reboque. Assim como nas carretas de três eixos, os chassis são compostos por travessas no formato “Z” soldadas em vigas “I”.

Figura 2 - Conjunto Bitrem.



Fonte: Pedroti (2015)

2.1.3 Rodotrem

Já o conjunto rodotrem basculante, Pereira (2015) define que este pode ter até 25 metros de comprimento e podendo suportar uma carga de até 70 toneladas. É composto por três elementos, dois chassis com caçambas e um *Dolly* (Figura 3) que fica na intermediação destas duas carretas. O chassi da primeira carreta é composto, assim como no bitrem, por dois eixos traseiros e uma quinta roda. Para fazer a ligação das duas carretas temos o *Dolly*, um elemento mais curto composto também por dois eixos e uma quinta roda na parte traseira, enquanto na frente possui um para que seja engatado no primeiro elemento. Por fim, temos a segunda carreta, semelhante a primeira, porém não apresenta quinta roda, e sim um pino na parte dianteira para o engate no *Dolly*. Os chassis são compostos por vigas no formato “I”, soldadas, e as vigas laterais são inteiriças, o que deixa o conjunto mais inteiro. Neles também são fixados cilindros hidráulicos responsáveis pelo basculamento das caçambas, o que possibilita a descarga dos produtos.

Figura 3 - Dolly.



Fonte: Guerra (2017).

2.2 DANIFICAÇÕES APRESENTADAS EM CHASSIS

Quando se pensa em recuperar um implemento rodoviário para que este retorne a rodar, é preciso que seja feita uma análise peculiar com relação aos danos que o elemento em questão está apresentando. Segundo Pereira (2015) um veículo sinistrado pode apresentar diversos tipos de problemas, tanto na parte rodante, acessórios, carroceria, entre outros. Porém, quando se trata de um veículo tombado, geralmente o elemento mais afetado o chassi, é ele quem dá a estrutura para todos os outros componentes.

Para Pereira (2015) um dano comum de se ver em chassi, nem tanto devido ao fato de tombar ou não o veículo, mas sim por sobrecarga do componente por causa do carregamento maior que o permitido, é a presença de trincas nas vigas e juntas que compõem o chassi do implemento. Quando o carregamento de uma quantia de mercadoria a cima do previsto em lei acontece com bastante frequência, as vigas do elemento chassi automaticamente com o tempo vão se desgastando por estarem sobrecarregadas. A presença de trincas (Figura 4) vai afetando a resistência do material com relação a sua carga, ou seja, o chassi perde sua qualidade e a confiança em suportar a carga carregada.

Segundo Beer (1995), a presença de trincas também afeta no momento em que são aplicadas as forças para o alinhamento do chassi através dos pistões do sistema hidráulico, pois, com a força exercida pelos pistões,

pode acontecer da viga fadigar, conseqüentemente as chances desta viga cisalhar é maior. Um caso de trinca é apresentado na Figura 4.

Figura 4 - Trinca apresentada em veículos pesados.



Fonte: Grupo Laudo (2017).

Como sendo o principal dano causado por sinistros em que se tem um veículo pesado tombado, o desalinhamento do chassi por conta dos acidentes deve ser peculiarmente analisado antes que sejam aplicadas as providencias para a recuperação do implemento. No momento em que o veículo tomba, o peso de toda carroceria somado com o peso da mercadoria nela carregada exerce certa força com relação à estrutura chassi, força esta que gera determinado momento no chassi, o que faz com que as vigas passem a se entortar, trincar e podendo até dependendo do impacto a quebrar.

Pode-se notar claramente o desalinhamento na Figura 5 quando se analisa as juntas do chassi, onde são soldadas as diversas vigas, e é próximo destas juntas que devemos trabalhar, aplicando forças nas longarinas com o intuito de deixar estas nas suas posições originais para que o chassi esteja apto a estar em funcionamento novamente.

Figura 5 - Chassi desalinhado.



Fonte: Chassi Center (2017).

Além de trincas e desalinhamento no chassi, também podemos ter rachaduras nas vigas, também causadas geralmente pelo excesso de carga e impactos sofridos pelo elemento, o que com o tempo pode contribuir com o desalinhamento do chassi.

Hoje, o trabalho de alinhamento de chassi é feito através de uma gaiola mecânica e também de uma prensa rápida. Também existem sistemas que utilizam de vários macacos hidráulicos que juntamente com correntes transmitem esforços capazes de endireitar o chassi do implemento rodoviário.

2.3 SISTEMA HIDRÁULICO

Santos (2007) define que um sistema hidráulico tem o princípio de gerar ou forçar uma ação mecânica através da energia fornecida pelo fluido quando este é bombeado. O fluido é bombeado, circula pelo sistema e chega até o cilindro, com isso o pistão é movido pela força proveniente do fluido sob uma pressão no interior desse cilindro, e assim gera trabalho nos atuadores do sistema.

Estes tipos de sistemas, quando comparados a outros meios, podem aguentar uma carga mais elevada, circuitos pequenos podem suportar grandes

cargas, possuem a vantagem de estarem sempre lubrificado, muito eficientes quando se necessita de um trabalho que exige rolamento.

O sistema hidráulico é composto basicamente por alguns elementos necessários para o funcionamento correto de todo o ciclo, são eles: bomba, tubulação, reservatório, cilindro juntamente com pistão, válvulas, atuadores, filtros e trocadores de calor.

O fluido contido no reservatório, normalmente algum tipo de óleo, é sugado com o funcionamento da bomba hidráulica. Ao passar pela bomba, o fluido é comprimido fazendo com que aumente sua pressão, ou seja, na saída da bomba temos um fluido de maior vazão. Com isso, este percorre através das tubulações até que chega aos cilindros onde estão alojados os pistões. Com determinada pressão, o fluido gera uma força sobre a parte frontal da cabeça dos pistões, fazendo com que estes realizem trabalho nos atuadores. Isso ocorre no momento de avanço do ciclo, assim como explica Santos (2007).

Uma das formas de retorno se dá quando o pistão exerce tal força sobre o fluido que este acaba esvaziando o cilindro, de forma que o ciclo se conclua, ou seja, a tubulação de entrada do fluido no cilindro é a mesma tubulação de saída. O fluido evade do cilindro e pelas tubulações chega até ao reservatório de descarga. Sendo assim, após filtrar o fluido retornado, este pode ser utilizado novamente para um novo ciclo.

Como sendo outra opção para retorno, é possível utilizar duas entradas de fluido. Em uma das entradas o fluido exerce força sobre a parte frontal da cabeça do pistão, enquanto que para o retorno, na outra tubulação de entrada no cilindro, o fluido exerce força na parte traseira da cabeça do cilindro. Com isso, esta força faz com que o fluido que antes realizava trabalho na parte frontal saia do cilindro e volte para o reservatório de descarga, assim concluindo o ciclo. Santos define tal funcionamento da seguinte forma:

Quando o pistão sobe, uma quantidade de óleo é admitida, pois a válvula de retenção de entrada abre e a da saída fecha. Na descida do pistão a retenção da saída é aberta e a da entrada é fechada. Desprezando o volume morto dentro da bomba, a mesma quantidade de fluido que entrou acaba sendo expulsa. (SANTOS, 2007, p. 28).

2.3.1 Bombas hidráulicas

Segundo Santos (2007), as bombas são também designadas de máquinas geratrizes, pois por serem acionadas por motores elétricos, transformam esta energia elétrica em energia hidráulica. Estas podem ser classificadas quanto ao deslocamento em dois tipos: deslocamento positivo e não positivo.

Por estar se tratando de um sistema hidráulico que visa o acionamento de atuadores para a realização do movimento de cargas, as bombas mais adequadas para se utilizar são as bombas de deslocamento positivo ou volumétricas. Nestas bombas, Santos (2007) ressalta que não existe uma vedação mecânica que separe a entrada da saída do fluido, o que pode impedir ou dificultar o vazamento interno, ou seja, a possibilidade de recirculação do fluído na parte interna da bomba.

Dentre as bombas de deslocamento positivo, temos subclassificações, as bombas alternativas e as bombas rotativas. Na maioria dos casos utilizam-se bombas rotativas, pois se caracterizam por trabalhar com baixas vazões e altas pressões e também possibilita o uso de um fluido que possui uma maior viscosidade. Nestas bombas o fluido ocupa três partes da bomba, a câmara de sucção, a de bombeamento, e a de descarga. Entre as principais bombas rotativas, estão: bombas de engrenagens, bombas de palhetas e as bombas de parafuso.

2.3.1.1 Bombas de engrenagem

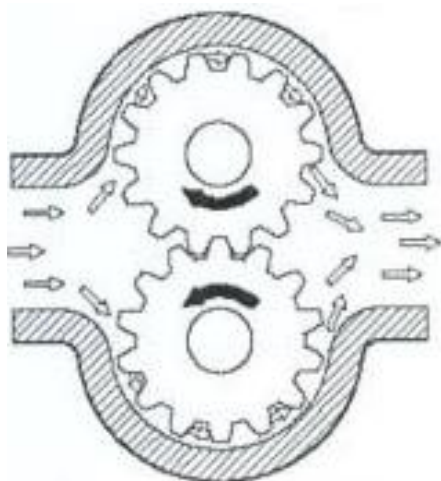
Santos (2007) retrata que as bombas de engrenagens são bombas mais robustas, compostas por um par de engrenagens, com mesmo número de dentes, uma engrenagem motora e outra movida.

O fluido é sugado em um dos lados do compartimento da bomba e é transportado entre a superfície de fora dos dentes das engrenagens, com sentido ao outro lado do compartimento, a descarga da bomba. Durante este processo, o fluido é comprimido pelos vãos entre as engrenagens, tendo assim sua pressão elevada.

Nestes tipos de bombas, o retorno do fluido teoricamente deveria ser impedido, porém, por causa da pressão e de pequenas folgas entre os dentes, existe o retorno de uma quantia mínima de fluido. Este não prejudica o funcionamento, pois acaba colaborando com a lubrificação das engrenagens o que favorece o encaixe e também evita desgaste antecipado das peças, segundo Santos (2007)

A desvantagem que uma bomba de engrenagem apresenta é que a pressão está relacionada diretamente com a velocidade do motor, ou seja, é o motor elétrico que determina se a pressão irá se elevar ou cair. Sendo assim, para manter a alta pressão, deve-se utilizar motor em plena potência e de forma constante, sem que este varie muito sua velocidade de funcionamento. A Figura 6 apresenta uma bomba de engrenagem.

Figura 6 - Representação de bomba de engrenagem.



Fonte: Santos (2007).

2.3.1.2 Bombas de palhetas

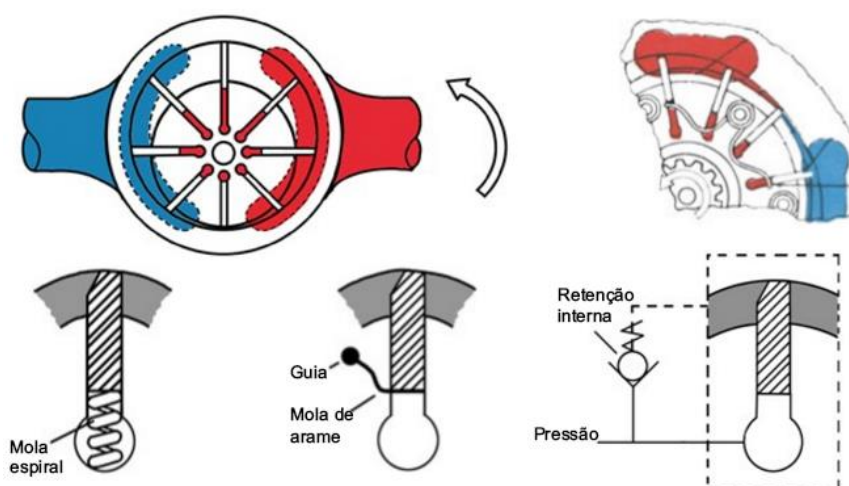
Este é outro tipo de bomba comum de ser usado em aplicações para movimentação de cargas. Santos (2007) define que este tipo de bomba é constituído por um conjunto de palhetas em constante ajuste, acopladas em um eixo excêntrico localizado na parte interna do compartimento da bomba. As palhetas são constantemente ajustáveis, pois na ponta de cada uma delas temos molas que, conforme o eixo realiza o movimento de rotação, fazem com

que a superfície externa das palhetas fique em constante contato com a superfície interna das paredes do compartimento da bomba, o que favorece no rendimento do ciclo.

O fluido, assim como nas outras bombas, é introduzido em um dos lados da bomba, via sucção, e passa nos vãos existentes entre as palhetas e a parede da caixa. Com a rotação do eixo, o fluido é transportado e forçado a sair do compartimento através da câmara de descarga com uma pressão maior do que a de entrada.

Neste tipo de bomba, Santos (2007) diz que existe uma força radial responsável pelo desbalanceamento, pois no lado da câmara de recalque a pressão é alta, enquanto no lado oposto, na câmara de sucção, a pressão é baixa. Na Figura 7 se tem um exemplo de bombas de palhetas.

Figura 7 - Bomba de palhetas.



Fonte: Acunã (2009).

2.3.1.3 Bombas de parafusos

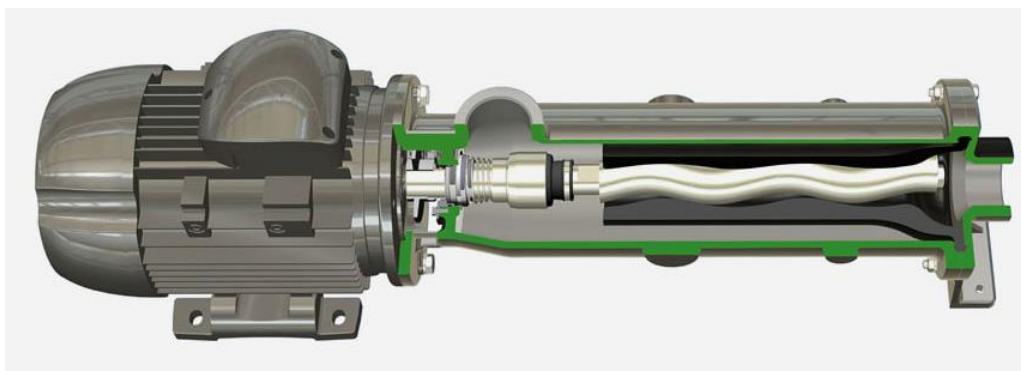
Outro tipo de bomba comumente usado em sistemas hidráulicos, segundo Santos (2007), são as bombas de parafusos. Estas também são constituídas por um par de engrenagens, porém desta vez em espiral e localizado na parte interna de um cilindro fechado. O funcionamento é semelhante ao do parafuso de Arquimedes.

Segundo Edmilson Pereira (2016), o projeto de Arquimedes é formado por um parafuso internamente a um cilindro oco, montado de forma inclinada, como sendo uma máquina simples. A parte inferior do cilindro é colocada na água e o parafuso é colocado em funcionamento. O autor ainda define que:

À medida que a extremidade inferior roda, será arrastado um determinado volume de água, que será conduzido durante o processo até sair na extremidade superior do tubo. (PEREIRA, 2016, p. 2).

Diga-se que o funcionamento de uma bomba por parafusos (Figura 8) é baseado no parafuso de Arquimedes, pois nestas bombas, o fluido é introduzido em uma extremidade do cilindro e é transportado ao longo do seu comprimento entre os dentes das duas engrenagens e a parede do cilindro. Sendo assim comprimido, o fluido é encaminhado para a câmara de descarga para a continuação do ciclo no sistema.

Figura 8 - Bomba de parafuso.



Fonte: Tecamayser (2017).

2.3.2 Válvulas

Para Santos (2007), todo o sistema hidráulico deve conter válvulas, sem elas este não pode estar em funcionamento. Ao fazer o dimensionamento e a escolha das válvulas a se colocar no sistema, deve-se ter atenção quanto ao tipo ou quantidade, até porque dependendo do tipo escolhido para o sistema, as elas podem provocar uma perda de carga elevada.

Possuem vários tipos de válvulas que podem ser incrementadas em um sistema hidráulico, porém as mais usadas são de: controle de pressão, controle de fluxo, controle unidirecional e bloqueio.

2.3.2.1 Válvulas de controle de pressão

As válvulas de controle de pressão são responsáveis por controlar a pressão que está a circular no sistema hidráulico, assim como as válvulas de segurança e de alívio. Com ele é possível controlar a pressão máxima do circuito, segundo Santos (2007).

A válvula possui duas vias. Na primeira via está conectada a tubulação da pressão do sistema, enquanto a segunda via está conectada a tubulação que vai ao tanque reservatório. Sendo assim, quando se tem um nível predeterminado de pressão, as duas vias da válvula são conectadas e o fluxo de fluido é desviado para o tanque, fazendo com que a pressão seja controlada.

2.3.2.2 Válvulas de controle de fluxo

Este tipo de válvulas serve para regular a vazão do fluido em uma linha do circuito. Para Santos (2007), estas válvulas podem trabalhar em qualquer posição quanto ao fechamento. É por isso que devem ser escolhidas com critério, pois são estas as maiores responsáveis por perda de carga dentro de um sistema mesmo estando todas completamente abertas.

2.3.2.3 Válvulas de controle unidirecional

Assim como o próprio nome ressalta, as válvulas unidirecionais servem para fazer com que o fluido tenha seu fluxo em um único sentido, ou seja, são utilizadas para controlar a direção e o sentido do fluxo.

Santos (2007) retrata que na grande maioria dos casos, estes tipos de válvulas são utilizados nas tubulações de sucção e na saída das bombas, pois o intuito é que o fluido tenha um único sentido, ou seja, na sucção deseja-se que o fluido somente vá para dentro da bomba e não retorne ao reservatório, enquanto que na saída da bomba o que se quer, é que o fluido saia da bomba com determinada vazão e siga pelo circuito, sem retorne para seu interior.

2.3.2.4 Válvulas de bloqueio

São estas as válvulas responsáveis pela interrupção do fluxo do fluido dentro do circuito. Em situações normais, estas válvulas sempre se encontram abertas e automaticamente não provocam percas de cargas no sistema, assim como define Santos (2007).

A utilização desse tipo de válvula é muito útil quando se deseja realizar algum tipo de manutenção, seja ela preventiva ou corretiva, em alguma parte do circuito hidráulico, assim é possível realizar este procedimento sem prejudicar todo o sistema.

2.3.3 Tubulações

Santos (2007) define que a tubulação é responsável pela ligação de todos os elementos do sistema, desde o reservatório, até os atuadores. É nela que o fluido vai percorrer durante o funcionamento, por isso se deve ter o cuidado com a escolha do tubo adequado, para que durante o trajeto do reservatório até o cilindro não apresente percas de cargas.

Os tubos a serem utilizados podem ser fabricados de aço, inox, alumínio, latão, polímeros, entre outros. O tubo mais utilizado nos circuitos hidráulicos é o fabricado de aço carbono, pois acaba sendo um tubo de um custo não tão elevado, porém com uma resistência ideal.

Além do material que são fabricados, estes também podem ser pretos ou então tubos galvanizados. Os tubos pretos são aqueles em que não há proteção. Já os tubos galvanizados são tubos que possuem determinada

proteção, por exemplo, estes tubos são mais resistentes a corrosões, ou seja, dependendo do fluido, o tubo terá uma vida útil maior com relação aos tubos pretos. Um fator de desvantagem do tubo galvanizado é que este não pode ser soldado, pois a solda queima a galvanização, fazendo com que as propriedades do tubo sejam perdidas, segundo Santos (2007).

2.3.4 Reservatório

Assim como definido por Santos (2007), é no reservatório que fica armazenado todo o fluido suficiente para que se de o funcionamento correto do sistema. O fluido sai do reservatório por meio da sucção realizada pela bomba. Além de possuir o reservatório para o fluido que irá atuar no sistema, também há o reservatório de descarga, onde o fluido que sai dos cilindros, quando preciso, é descarregado.

2.3.5 Filtros

Os filtros são instalados ao longo da linha do circuito com o objetivo de filtrar o fluido em circulação, evitando que sujeiras ou outros materiais passe pela tubulação juntamente ao fluido, o que é ressaltado por Santos (2007)

É importante evitar a circulação destas sujeiras, pois quando em contato com as paredes das tubulações podem fazer com que se tenha a perda de carga e conseqüentemente perda na vazão do fluido.

2.3.6 Trocadores de Calor

O uso de trocadores de calor dentro de um sistema hidráulico, segundo Santos (2007), é uma forma de manter controlada a temperatura do fluido dentro dos tubos. Na maioria das vezes são instalados na tubulação de retorno do fluido para o reservatório, com o objetivo de manter a temperatura nos parâmetros adotados para o funcionamento do sistema.

Estes trocadores de calor podem ser do tipo ar, feixe de tubos ou então um feixe de placas, sendo estes os responsáveis por retirar o calor do fluido para que a temperatura fique em equilíbrio.

2.3.7 Atuadores Lineares

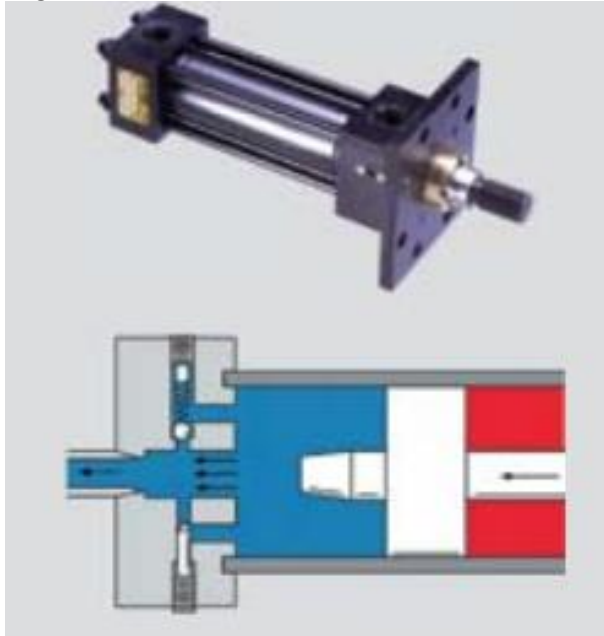
Também conhecidos como cilindros ou pistões, os atuadores lineares (Figura 9) transformam a energia que vem da pressão do fluido em energia mecânica para tal trabalho desejado. Estes trabalham com pressões elevadas e por realizarem operações repetitivas, devem ser projetados de forma cuidadosa para evitar um maior desgaste dos componentes e também vazamento do fluido.

Segundo o catálogo da Parker (2017), fornecedora destes componentes, um cilindro hidráulico é composto por uma camisa, um pistão móvel, e uma haste que fica ligada a este pistão. Conforme esta haste vai se movendo, é guiada por um conjunto de mancal com guarnições.

No cilindro, existem duas tampas e, em cada uma destas tampas, há um vão por onde o fluido entra e faz com que o pistão seja empurrado de um lado para o outro, ou seja, avanço e retorno do pistão.

Santos (2007) diz que quando se deseja dimensionar o cilindro adequado para tal objetivo obtido, deve se levar em consideração a pressão em que o fluido chega no cilindro e também a força que deve ser gerada com o movimento do pistão para realizar determinado trabalho. Com isso, é possível determinar quais serão as dimensões do pistão e a velocidade de atuação.

Figura 9 - Atuador linear.



Fonte: Parker (2017).

2.3.8 Camisa do pistão

Para que se inicie o dimensionamento da camisa do pistão é necessário primeiramente que se obtenha a força de avanço e também a pressão de trabalho em que o sistema irá trabalhar, segundo Fialho (2004). Estes valores podem ser admitidos por ensaios em materiais a serem trabalhados ou então valores já tabelados.

Conhecida a força e a pressão de trabalho, para Fialho (2004), já é possível determinar a área e consequentemente o diâmetro necessário para a camisa do pistão. A área da camisa do pistão pode ser definida pela Equação 1.

Equação 1 – Área da camisa do pistão

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

P = Pressão de trabalho desejada (Kgf/cm²);

F = Força necessária de trabalho (Kgf);

A = Área da camisa do pistão (cm²).

Tendo a área determinada, Fialho (2004) impõem que é possível encontrar então o diâmetro que a camisa devera ter para atender os parâmetros determinados. A Equação 2 define o diâmetro necessário para a camisa.

Equação 2 – Diâmetro da camisa do pistão

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

Onde:

A = Área da camisa do pistão (cm²);

d = Diâmetro da camisa do pistão (cm);

π = Pi;

4 = constante numérica.

Fialho (2004) ainda define que após encontrar o diâmetro da camisa do pistão em centímetros, deve-se converter para a unidade padrão, milímetros, para então encontrar um diâmetro comercial aproximado do calculado, possibilitando a sequência do dimensionamento.

2.3.9 Velocidade de avanço do pistão

Fialho (2004) define que com o diâmetro da camisa do pistão é possível determinar um pistão comercial com diâmetro aproximado do calculado, obtendo assim a distância do curso que o pistão percorrerá para realizar o seu ciclo de avanço. Com o curso e o tempo necessário para que o

ciclo seja completado definido, pode-se calcular a velocidade com que o pistão irá avançar, determinada pela Equação 3.

Equação 3 – Velocidade de avanço do pistão

$$V = \frac{L}{t} \quad (3)$$

Onde:

V = Velocidade de avanço do pistão (m/s);

L = Curso (m);

t = Tempo de acionamento necessário (s).

2.3.10 Vazão necessária para a bomba

Segundo Fialho (2004), é possível determinar a vazão necessária para a bomba do sistema, desde que já estejam determinadas a velocidade de avanço do pistão e a área necessária para a camisa deste. A vazão para o fluído na saída da bomba pode ser definida através da Equação 4.

Equação 4 – Vazão de saída do fluído da bomba

$$Q = V * A \quad (4)$$

Onde:

Q = Vazão necessária para a bomba (m³/s);

V = Velocidade de avanço do pistão (m/s);

A = Área da camisa do pistão (m²).

Ao encontrar a vazão para a bomba em m³/s torna-se necessária a conversão desta para litros por minutos (l/m), unidade padrão para vazões referentes a bombas em sistemas hidráulicos.

2.3.11 Área de retorno da camisa do pistão

Para que o pistão complete o ciclo, segundo Fialho (2004), é necessário que este realize o retorno como resultado da pressão que o fluido exerce em seu lado oposto ao avanço.

Assim, Fialho (2004) relata que é necessário recalcular a área da camisa do pistão no momento do retorno, ou seja, devemos recalcular levando em consideração o diâmetro da haste. O cálculo se dará através da subtração do diâmetro da camisa do pistão e o diâmetro da haste, multiplicados pela constante pi e dividido pela constante quatro, assim como define a Equação 5.

Equação 5 – Área de retorno da camisa do pistão

$$A_r = \frac{\pi * (d_c^2 - d_h^2)}{4} \quad (5)$$

Onde:

A_r = Área de retorno da camisa do pistão (cm²);

d_c = Diâmetro da camisa do pistão (cm);

d_h = Diâmetro da haste (cm);

π = Pi;

4 = constante numérica.

2.3.12 Velocidade de retorno do pistão

Assim como é necessário determinar a área de retorno do pistão, Fialho (2004) diz que também deve ser determinada a velocidade em que este pistão retorna. A velocidade de retorno se dá através da divisão entre a vazão necessária para a bomba e a área de retorno da camisa do pistão, que é definida pela Equação 6.

Equação 6 – Velocidade de retorno do pistão

$$V_r = \frac{Q}{A_r} \quad (6)$$

Onde:

V_r = Velocidade de retorno do pistão (m/s);

A_r = Área de retorno da camisa do pistão (cm²);

Q = Vazão necessária para a bomba (m³/s).

2.3.13 Tempo de retorno do pistão

Segundo Fialho (2004), para concluir o dimensionamento do pistão é necessário o cálculo do tempo que o pistão demora em realizar o retorno. Este tempo é resultado da divisão entre o curso e a velocidade de retorno do pistão, definido pela Equação 7.

Equação 7 – Tempo de retorno do pistão

$$t_r = \frac{L}{V_r} \quad (7)$$

Onde:

t_r = Tempo de retorno do pistão (s);

V_r = Velocidade de retorno do pistão (m/s);

L = Curso (m);

2.3.14 Vazão induzida

Fialho (2004) define que após o dimensionamento das vazões de avanço e retorno dos pistões, é necessário realizar a verificação quanto a possibilidade de ter-se vazão induzida, tanto para o avanço quanto para o retorno.

A verificação e determinação da vazão induzida de avanço, segundo Fialho (2004), são realizadas com base na Equação 8.

Equação 8 – Vazão induzida de avanço

$$\frac{Q}{A_A} = \frac{Q_{iA}}{A_R} \quad (8)$$

Onde:

Q = Vazão determinada da bomba (m^3/s);

A_A = Área de avanço (m^2);

Q_{iA} = Vazão induzida de avanço (m^3/s);

A_R = Área de retorno (m^2).

Além disso, Fialho (2004), impõem-se que é necessário a determinação da vazão induzida de retorno, assim como define a Equação 9.

Equação 9 – Vazão induzida de retorno

$$\frac{Q_{iR}}{A_A} = \frac{Q}{A_R} \quad (9)$$

Onde:

Q_{iR} = Vazão induzida de retorno (m^3/s);

A_A = Área de avanço (m^2);

Q = Vazão determinada da bomba (m^3/s);

A_R = Área de retorno (m^2).

2.3.15 Diâmetro interno das tubulações

Com o intuito de dimensionar as tubulações necessárias para o sistema hidráulico, Fialho (2004) define o diâmetro interno necessário para as tubulações de pressão, retorno e sucção, segundo a Equação 10.

Equação 10 – Diâmetro interno da tubulação

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}} \quad (10)$$

Onde:

dt = Diâmetro interno do tubo (cm);

Q = Vazão máxima do sistema (l/min);

0,015 = Fator de conversão;

π = Pi;

v = Velocidade recomendada para o tipo de tubulação (cm/s).

2.3.16 Volume do reservatório

Por fim, Fialho (2004) determina que deva ser dimensionado o reservatório de fluido a ser utilizado no sistema hidráulico em questão. O volume mínimo do reservatório deve ser igual a três vezes a vazão determinada para a bomba, assim como mostra a Equação 11.

Equação 11 – Volume do reservatório.

$$V_{reservat} \geq 3 * Q \quad (11)$$

Onde:

$V_{reservat}$ = Volume do reservatório (l);

3 = Constante numérica;

Q = Vazão máxima do sistema (l/min).

3 METODOLOGIA

O dimensionamento de um sistema hidráulico capaz de realizar o alinhamento do chassi de implementos rodoviário consiste em definir o material utilizado para a fabricação destes chassis, a tensão de escoamento deste material, cálculo da força de trabalho necessária para o sistema, cálculo da vazão, diâmetro do pistão, velocidade e tempo de avanço e retorno do pistão, e assim a seleção dos componentes necessários para o funcionamento do sistema.

3.1 MATERIAL

Primeiramente foi necessário realizar a pesquisa diretamente com os fabricantes de implementos rodoviários buscando determinar qual o tipo e tamanho de viga utilizada na fabricação destes implementos, e também o material destas vigas.

Randon, Facchini, Schiffer e Guerra foram os fabricantes que se obteve contato a fim de retirar informações com relação à fabricação do chassi dos implementos rodoviários.

Para o início do dimensionamento foi necessário constatar dentre as informações com relações as vigas de cada fabricante, aquela de maior dimensão. Assim, foi determinada que a viga utilizada no dimensionamento do sistema hidráulico seria a VIGA “I” – W 530 X 92, da fabricante Facchini.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA

A viga “I” W 530 X 92, do fabricante Facchini é constituída de um aço ASTM A36.

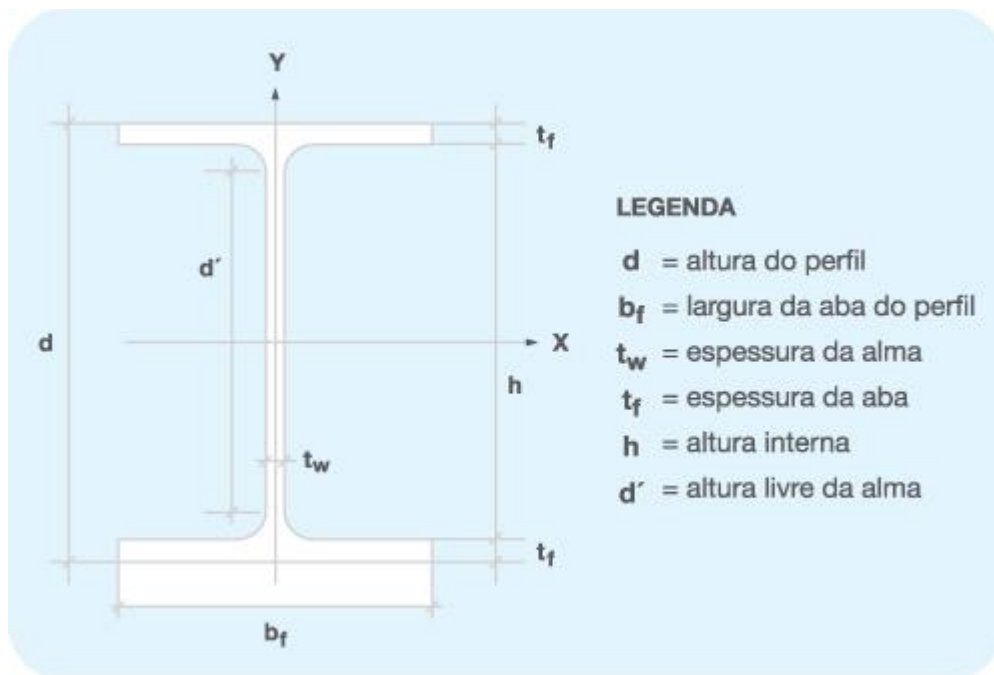
O fabricante da viga selecionada para o dimensionamento do sistema hidráulico forneceu também algumas dimensões com relação à esta viga “I”, são estas dimensões:

- Altura do perfil = 533 mm;

- Largura da aba do perfil = 209 mm;
- Espessura da alma = 10,2 mm;
- Espessura da aba = 15,6 mm;
- Altura livre da alma = 478 mm;
- Massa linear = 92 Kg/m.
- Área da seção transversal = 117,6 cm².

Estas dimensões podem ser instruídas com base na Figura 10.

Figura 10 – Dimensões de uma viga “I”.



Fonte: Favorit (2017).

3.3 COLETA DE DADOS

3.3.1 Tensões referentes ao material de fabricação do chassi

Com os dados de dimensões e de material com qual é fabricada a viga utilizada em chassi, foi possível determinar as tensões de escoamento e ruptura deste material, neste caso o aço ASTM A36.

Baseando-se nos dados fornecidos e ilustrados na Figura 11, é possível estipular quais seriam estas tensões de escoamento e ruptura do aço para perfis.

Figura 11 – Propriedades mecânicas de aços ASTM.

ELEMENTO QUÍMICO	ASTM A36 (PERFIS)	ASTM A572 (GRAU 50)	ASTM A588 (GRAU B)	ASTM A242 (CHAPAS)
% C máx.	0,26	0,23	0,20	0,15
% Mn	... (1)	1,35 máx.	0,75-1,35	1,00 máx.
% P máx.	0,04	0,04	0,04	0,15
% S máx.	0,05	0,05	0,05	0,05
% Si	0,40	0,40 máx.3	0,15-0,50	...
% Ni	...	...	0,50 máx.	...
% Cr	...	...	0,40-0,70	...
% Mo	...	...	...	...
% Cu	0,202	...	0,20-0,40	0,20 mín.
% V	...	...	0,01-0,10	...
(% Nb + %V)	...	0,02-0,15	...	...
Limite de escoamento (MPa)	250 mín.	345 mín.	345 mín.	345 mín.
Limite de resistência (MPa)	400-550	450 mín.	485 mín.	480 mín.
Alongamento Após ruptura, % (lo = 200mm)	20 mín.	18 mín.	18 mín.	18 mín.

Fonte: CBCA Aço Brasil (2014).

Com base na imagem a cima, foi possível determinar que o limite de escoamento do aço ASTM A36 tem um valor mínimo de 250 MPa enquanto que o limite de resistência deste material possui um valor mínimo de 400 Mpa.

3.4 ANÁLISE DE DADOS

Com as dimensões da viga e também as tensões de escoamento e ruptura do aço, tornou-se possível o início do dimensionamento do sistema hidráulico que posteriormente será utilizado para o alinhamento de chassis danificados.

O primeiro passo foi estipular qual seria a tensão de trabalho a ser utilizada para a realização do dimensionamento já que só assim seria possível determinar a força necessária para a realização deste trabalho.

Determinadas as tensões e a força necessária, precisou-se estipular a pressão com que o sistema hidráulico iria funcionar. Por ser um sistema que exerce força elevada, optou-se por ter um sistema de alta pressão, adotada em 300 bar.

Com isso, já se iniciou de fato o dimensionamento dos componentes do sistema hidráulico, começando pela área necessária da camisa do pistão e consequentemente a seleção do pistão a se utilizar com base no diâmetro encontrado.

O cilindro hidráulico a ser utilizado foi escolhido e então se estipulou um tempo para que este realizasse seu ciclo completo. O tempo determinado foi de 1 minuto (60 segundos) já que se trata de uma aplicação que não precisa ser realizada de forma rápida, pode ser um processo mais lento.

Após este procedimento, com o curso já determinado na seleção do cilindro hidráulico, foi possível determinar a velocidade de avanço do pistão, uma relação entre o tamanho do curso e o tempo de realização do ciclo.

Foram determinadas as áreas de retorno e de avanço, já que estas foram utilizadas para estipular a vazão com que o sistema funciona. Assim, com a vazão, foi possível determinar a velocidade com que o pistão realizava o movimento de retorno, e por consequência o tempo de realização deste retorno.

Para realizar a seleção da bomba hidráulica, foi preciso determinar as vazões induzidas, tanto a de avanço quanto a de retorno, sendo que a vazão utilizada para a escolha da bomba foi a vazão induzida de retorno, já que foi a de resultado maior.

Posteriormente, foram dimensionadas as tubulações, de pressão, retorno e também de sucção. Com os valores obtidos nos dimensionamentos se tornou necessário a escolha de diâmetros comerciais de cada uma destas tubulações.

Por fim, foi determinada a quantia necessária para o reservatório, este que armazena todo o fluído que é utilizado durante os processos do sistema hidráulico.

3.5 DISPOSIÇÕES DO CHASSI

3.5.1 Disposição frontal do chassi

A parte frontal do chassi deve ser fixada em uma base de concreto capaz de suportar as forças geradas pelos atuadores que pertencem ao sistema hidráulico enquanto estiver em funcionamento. Isto se faz necessário para que a viga tenha sustentação durante a realização do alinhamento.

3.5.2 Altura do chassi

Os atuadores do sistema hidráulico são posicionados na altura máxima do chassi, estipulada pelos fabricantes, que é de 1.470 mm. Com isso, para chassis que possuem uma altura menor, a disposição do chassi no solo, deve ser adaptada.

O chassi deve ser colocado em dois vãos feitos com base no tamanho padrão dos rodados, e nestes vãos são colocados calços, capazes de serem adaptados conforme a altura do chassi para que este fique reto com os atuadores.

3.5.3 Ligação Chassi X Atuadores

Com a disposição de altura regulada, e parte frontal do chassi fixa na base de concreto, é necessária realizar a ligação do chassi com os atuadores do sistema hidráulico.

Para isso, é preciso que na parte traseira do chassi, sejam soldadas duas placas de aço, com as mesmas resistências do aço do chassi, nas duas laterais da viga “I”.

Nestas chapas é acoplada a corrente que vai estar ligada com os cilindros hidráulicos. A corrente é a responsável por transferir a força dos

cilindros para a viga, realizando assim a tração e por consequência o alinhamento da viga.

A corrente deve ser escolhida com base na força em que o sistema trabalha. Para isso após o dimensionamento da força de trabalho, deve ser aplicado um coeficiente de segurança, e assim estipular a corrente a ser utilizada sem que ocorra risco de cisalhamento e assim prejudique à quem coloca o sistema em funcionamento.

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Aplicando-se os métodos tratados na metodologia do trabalho, os resultados do dimensionamento do sistema hidráulico para o alinhamento de chassis de implementos rodoviários podem ser descritos nos tópicos a seguir.

4.1 TENSÃO DE TRABALHO

Assim como visto no capítulo anterior, foi possível determinar que as tensões de escoamento e de ruptura fossem de, respectivamente, 250 Mpa e 400 Mpa.

Para a determinação da tensão de trabalho, adotou-se que esta seria 30% maior que o limite de escoamento, já que é necessário realizar a deformação da viga, buscando o alinhamento desta, sem que haja a ruptura da mesma. Valor este que não está a cima do escoamento, porém não chega próximo ao limite de ruptura, descartando a possibilidade de que haja o cisalhamento do material.

Como o limite de escoamento do aço ASTM A36 é de 250 MPa, aplicando o adicional de 30% a esta tensão, obtivemos uma tensão de trabalho igual a 325 Mpa.

4.2 FORÇA DE TRABALHO

Tendo de fato a tensão de trabalho e a área da seção transversal da viga, foi possível determinar qual a força que os pistões devem atuar para realizar o alinhamento.

Uma das dimensões fornecidas pelo fabricante da viga “I” escolhida para o dimensionamento é a área da seção transversal, 117,6 cm² (0,01176 m²).

Com a tensão de trabalho e a área da seção, aplicou-se na Equação 1 para determinar a força de trabalho do sistema, substituindo a pressão pelo valor de tensão.

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

$$325 \times 10^6 = \frac{F}{0,01176}$$

$$F = 3.822 \text{ KN}$$

Assim, foi determinada que a força que o sistema deverá gerar nos atuadores é de 3.822 KN.

4.3 PRESSÃO DE TRABALHO

A pressão de trabalho foi determinada com base na pressão inicial estipulada para o sistema no capítulo anterior, 300 bar. Tem-se como parâmetro de dimensionamento que durante o funcionamento do sistema hidráulico é possível que se tenha uma perda máxima de 15% da pressão inicial estipulada para o funcionamento. Isso porque durante o escoamento por dentro das tubulações, em contato com certa rugosidade destas, o fluido acaba por perder parcela de sua pressão.

Logo, foi obtido que a pressão de trabalho real do sistema é de 255 bar, já que 45 bar são considerados como sendo o máximo de perda possível de pressão durante o escoamento do fluido pelas tubulações.

4.4 DIMENSIONAMENTO DA CAMISA DO PISTÃO

Obtidos os valores da pressão de trabalho e também da força de aplicação necessária para a realização deste trabalho, foi dimensionada a camisa do pistão com base também na Equação 1. A pressão de 255 bar deve ser multiplicada pela aceleração da gravidade, no caso 9,81 m/s²

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

$$(255 * 9,81) = \frac{3822 \times 10^3}{A}$$

$$A = 1.527,852 \text{ cm}^2$$

Com isso foi determinada a área efetiva mínima necessária para a camisa do pistão, 1.527,852 cm². Assim, utilizando da Equação 2, foi possível determinar também o diâmetro necessário desta camisa do pistão.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$1.527,852 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$d = 44,105 \text{ cm}$$

Obteve-se um diâmetro mínimo de 44,105 cm, ou 441,05 mm, para a camisa do pistão. Com este diâmetro dimensionado, foi necessário encontrar em catálogos, cilindros hidráulicos que atendessem ao mínimo deste diâmetro.

Levando em consideração que o trabalho de alinhamento é realizado por tração, para a escolha do cilindro comercial, deve ser considerada a área efetiva do cilindro selecionado, ou seja, a diferença entre as áreas da camisa e da haste deve ser maior ou igual a 1.527,852 cm².

Com isso, não foram encontrados cilindros catalogados que tivessem ao menos 1.527,852 cm² de área efetiva, daí tornou-se necessário utilizar três cilindros hidráulicos. Dividiu-se a área efetiva calculada da camisa do pistão por três, obtendo um valor de 509,284 cm² de área efetiva por cilindro.

O cilindro foi escolhido assim como ilustra a Figura 12, atendendo este ao requisito da área efetiva ser maior ou igual a 509,284 cm².

Figura 12 – Catálogo de cilindros hidráulicos de dupla ação.

Cilindros Dupla Ação											
Capacidade do Cilindro toneladas (KN)	Curso (mm)	Modelo	Capacidade de Óleo (cm ³)		Altura Fechada (mm)	Altura Distendida (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro da Haste (mm)	Rosca Interna da Haste (pol)	Rosca do Colarinho (pol)	Peso (Kg)
			Avanço	Retorno							
10 (101)	254	HRR - 1010	368	122	409	663	73	35.1	1" - 8	2 1/4" - 14	12
	305	HRR - 1012	442	147	457	762					14
30 (295)	209	HRR - 308	879	400	387	596	101	54.1	1 1/2" - 16	3 5/16" - 12	18
	368	HRR - 3014	1549	703	549	917					29
50 (498)	156	HRR - 506	1111	335	331	487					30
	334	HRR - 5013	2378	718	509	843	127	79.5	1" - 12	5" - 12	52
	511	HRR - 5020	3638	1099	733	1244					68
75 (718)	156	HRR-756	1601	490	347	503	146	95.2	1" - 12	5 3/4" - 12	41
	333	HRR-7513	3417	1046	525	858					68
100 (933)	168	HRR-1006	2238	1045	357	525					61
	333	HRR-10013	4439	2071	524	857	177	95.2	1 3/4" - 12	6 3/4" - 12	93
	460	HRR-10018	6132	2861	687	1147					117
150 (1386)	57	HRR-1502	1129	544	196	253					49
	156	HRR-1506	3090	1488	385	541	203	114.3	3 3/8" - 16	8" - 12	93
	333	HRR-15013	6597	3177	582	915					124
200 (1995)	152	HRR-2006	4332	2609	430	582					147
	330	HRR-20013	9405	4795	608	938					199
	457	HRR-20018	13025	6640	765	1222	247	133.4	2 1/2" - 12	9 3/4" - 12	204
	610	HRR-20024	17385	8863	917	1527					279
	914	HRR-20036	26049	13208	1222	2136					383
	1219	HRR-20048	34741	17712	1527	2746					483
300 (3201)	153	HRR-3006	6997	3721	485	638					200
	305	HRR-30012	12947	7418	638	942					212
	457	HRR-30018	20889	11114	790	1247	311	165.1	2 1/2" - 12	12 1/4" - 12	385
400 (4292)	610	HRR-40024	27630	14811	943	1532					409
	915	HRR-40036	41843	22253	1247	2162					628
	1219	HRR-40048	55745	29646	1552	2771					780
	152	HRR-4006	9319	4987	538	690					303
500 (5108)	305	HRR-40012	18700	10007	690	995					399
	457	HRR-40018	28018	14995	843	1300	358	190.5	3" - 12	14 1/8" - 8	453
	610	HRR-40024	37400	20014	995	1605					597
	914	HRR-40036	56037	29988	1300	2214					792
	1219	HRR-40048	74737	39996	1605	2824					980
500 (5108)	153	HRR-5006	11164	6203	577	730					432
	305	HRR-50012	22256	12365	730	1035					589
	457	HRR-50018	33347	18526	882	1339	397	203.2	3 1/4" - 12	15 5/8" - 8	680
	610	HRR-50024	44440	24689	1035	1644					816
	915	HRR-50036	66768	36973	1339	2254					1002
	1219	HRR-50048	88951	49418	1644	2863					1224

Fonte: MGM Industrial Ltda (2015).

Com base no catálogo de cilindros hidráulicos da MGM Industrial Ltda, foi escolhido o cilindro de modelo HRR-30018, que possui as seguintes dimensões:

- Curso = 457 mm;
- Diâmetro externo = 311 mm;
- Diâmetro da haste = 165,10 mm.

Como foram escolhidos cilindros catalogados que possuem diâmetros padrões, foi necessário realizar o redimensionamento da área efetiva da camisa do pistão com os diâmetros catalogados, conforme a Equação 5.

$$A_r = \frac{\pi * (d_c^2 - d_h^2)}{4}$$

$$A_r = \frac{\pi * (31,10^2 - 16,51^2)}{4}$$

$$A = 545,561 \text{ cm}^2$$

A área efetiva de cada camisa de pistão é de 545,561 cm², logo, como são três atuadores, a área total de atuação dos cilindros é de 1.636,683 cm².

4.5 DETERMINAÇÃO DA NOVA PRESSÃO DE TRABALHO

Como a área de atuação dos cilindros mudou por ser escolhido um atuador catalogado, a pressão de trabalho deve ser recalculada, utilizando da Equação 1 novamente.

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

$$P = \frac{3.822 \times 10^3}{1.636,683}$$

$$P = 238,043 \text{ bar}$$

A nova pressão de trabalho do sistema, já considerando perdas e também a nova área de cada cilindro, é de 238,043 bar.

4.6 VELOCIDADE DE AVANÇO

No capítulo “Metodologia” foi estipulado um tempo para que fosse realizado o ciclo do movimento do pistão, um tempo de 60 segundos, já que este não é um trabalho que exige agilidade no movimento.

Outro dado demonstrado no capítulo anterior, mais especificamente na Figura 12, é o tamanho do curso do cilindro escolhido. Cada um dos cilindros hidráulicos escolhidos possui um curso de 457 mm, ou 0,457 m.

Com estes dois dados, tempo do ciclo e comprimento do curso, foi determinada a velocidade de avanço do pistão, definida pela Equação 3.

$$V = \frac{L}{t}$$

$$V = \frac{0,457}{60}$$

$$V = 7,616 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

Foi dimensionado que a velocidade de avanço de cada pistão é de $7,616 \times 10^{-3} \text{ m/s}$.

4.7 ÁREA DE RETORNO DA CAMISA DO PISTÃO

Conhecidos os valores do diâmetro da camisa do pistão, 0,311 m, e também da haste do pistão escolhido, 0,1651 m, foi dimensionada a área de retorno da camisa do pistão destes atuadores. Assim como mostra a Equação 5.

$$A_{r=} = \frac{\pi * (d_c^2 - d_h^2)}{4}$$

$$A_{r=} = \frac{\pi * (0,311^2 - 0,1651^2)}{4}$$

$$A_{r=} = 0,05455 \text{ m}^2$$

A área obtida de 0,05455 m² corresponde a cada cilindro, como foram selecionados três cilindros atuadores, temos uma área total de retorno de 0,1636 m².

4.8 ÁREA DE AVANÇO DA CAMISA DO PISTÃO

Como foi selecionado um cilindro com diâmetro padrão catalogado por fabricantes, se fez necessário o redimensionamento da área de avanço da camisa do pistão, tendo como diâmetro externo 0,311 m. Assim utilizou-se da Equação 2.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0,311^2}{4}$$

$$A = 0,07596 \text{ m}^2$$

Assim como feito com a área de retorno no tópico a cima, a área de 0,07596 m² é para apenas um cilindro, como foram selecionados três atuadores, a área de avanço total dos cilindros é de 0,2278 m².

4.9 VAZÃO DO FLUÍDO

Já dimensionada a área de avanço dos cilindros utilizados, 0,2278 m², e também determinada a velocidade de avanço dos pistões, 7,616 x 10⁻³ m/s, com a Equação 4, foi possível determinar a vazão com que o fluido sai da bomba hidráulica.

$$Q = V * A$$

$$Q = 7,616 \times 10^{-3} * 0,2278$$

$$Q = 1,7349 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

A vazão da saída do fluido da bomba é de $1,7349 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, porém este valor de vazão deve ser dado em litros por minuto, ou seja, 104,095 l/min.

4.10 VELOCIDADE DE RETORNO DO PISTÃO

Obtida a área de retorno total dos cilindros utilizados, $0,1636 \text{ m}^2$, e posteriormente também obtida a vazão com que o fluido sai da bomba, 104,095 l/min, com a Equação 6 encontrou-se a velocidade com que o pistão realiza seu retorno.

$$V_r = \frac{Q}{A_r}$$

$$V_r = \frac{1,7349 \times 10^{-3}}{0,1636}$$

$$V_r = 0,01060 \text{ m/s}$$

Então, os pistões realizam seu movimento de retorno em uma velocidade de 0,01060 m/s.

4.11 TEMPO DE RETORNO DO PISTÃO

O tempo de retorno do pistão é dado pela relação entre o comprimento do curso do cilindro escolhido, neste caso 0,457 m, e a velocidade com que o pistão realiza o retorno dentro do cilindro, obtido anteriormente em 0,01060 m/s. A Equação 7 define o tempo de retorno dos pistões.

$$t_r = \frac{L}{V_r}$$

$$t_r = \frac{0,457}{0,01060}$$

$$t_r = 43,113 \text{ s}$$

O tempo com que os pistões realizam o movimento de retorno é de 43,113 segundos.

4.12 VAZÕES INDUZIDAS

4.12.1 Vazão Induzida de avanço

Conhecendo as áreas de avanço e retorno do pistão e também a vazão com que o fluido sai da bomba do sistema, foi possível dimensionar a vazão induzida de avanço, através da Equação 8.

$$\frac{Q}{A_A} = \frac{Q_{iA}}{A_R}$$

$$\frac{1,7349 \times 10^{-3}}{0,2278} = \frac{Q_{iA}}{0,1636}$$

$$Q_{iA} = 1,2459 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Como na vazão inicial da bomba, a vazão induzida deve ser definida em litros por minuto, ou seja, a vazão induzida é 74,757 l/min.

4.12.2 Vazão Induzida de retorno

Assim como feito no tópico anterior, agora com a Equação 9 foi determinada a vazão induzida de retorno, sabendo que já foram dimensionados áreas de avanço e retorno, e também a vazão inicial de trabalho da bomba.

$$\frac{Q_{iR}}{A_A} = \frac{Q}{A_R}$$

$$\frac{Q_{iR}}{0,2278} = \frac{1,7349 \times 10^{-3}}{0,1636}$$

$$Q_{iR} = 2,415 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

A vazão induzida de retorno de $2,415 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, convertida, equivale a 144,942 litros por minuto. Esta foi a vazão considerada para a escolha da bomba, pois é a maior vazão encontrada para este sistema hidráulico.

4.13 DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES

Conhecidas as vazões do sistema, se passou ao dimensionamento das tubulações utilizadas para constituir o sistema hidráulico. São elas: tubulação de pressão, retorno e sucção.

Para o dimensionamento destas, obtivemos valores de velocidades em cm/s com relação à pressão utilizada no sistema e com o tipo de tubulação, assim como mostra a Figura 13.

Figura 13 – Velocidades sugeridas do fluído para tubulações

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	
Tubulação de Retorno	300				
Tubulação de Sucção	100				

Fonte: Fialho (2014).

4.13.1 Tubulação de pressão

A primeira tubulação dimensionada foi a tubulação de pressão, já que obteve a maior vazão do sistema, 144,942 l/min. De acordo com a Figura 13, como trabalhamos com uma pressão maior que 200 bar, a velocidade do fluído sugerida é de 600 cm/s. Com isso foi possível dimensionar o diâmetro interno da tubulação de pressão através da Equação 10.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}}$$

$$dt = \sqrt{\frac{144,942}{0,015 * \pi * 600}}$$

$$dt = 2,2641 \text{ cm}$$

O diâmetro interno mínimo para a tubulação de pressão é de 22,64 mm, porém foi escolhido um diâmetro interno comercial, segundo **Anexo A**. Logo, o tubo comercial que atende este diâmetro mínimo é o tubo de 1" (25,40 mm).

4.13.2 Tubulação de retorno

Utilizando da mesma vazão do tópico anterior, 144,942 l/min, e com a velocidade de 300 cm/s ilustrada na Figura 13 para pressões maiores que de 200 bar, foi determinado o diâmetro interno mínimo para a tubulação de retorno através da Equação 10.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}}$$

$$dt = \sqrt{\frac{144,942}{0,015 * \pi * 300}}$$

$$dt = 3,2019 \text{ cm}$$

Na unidade comercial, este diâmetro é de 32,01 mm. Da mesma forma, foi necessária a escolha de um tubo com diâmetro comercial, com base no **Anexo A**. Foi escolhido o tubo com diâmetro interno de 1 1/2" (38,10 mm).

4.13.3 Tubulação de sucção

Para encerrar o dimensionamento das tubulações do sistema, ainda foi necessário determinar o diâmetro interno da tubulação de sucção, utilizando também da vazão de 144,942 l/min e com velocidade sugerida do fluído de 100 cm/s, assim como mostra a Equação 10.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}}$$

$$dt = \sqrt{\frac{144,942}{0,015 * \pi * 100}}$$

$$dt = 5,5459 \text{ cm}$$

O diâmetro interno mínimo desta tubulação é de 55,45 mm. O tubo com diâmetro nominal escolhido para a sucção, segundo **Anexo A**, é o tubo com diâmetro de 2 1/2", equivalente a 63,5 mm.

4.14 DIMENSIONAMENTO DO RESERVATÓRIO

O componente de armazenamento de fluido do sistema foi dimensionado de forma simples. Assim como foi mostrado na fundamentação teórica, para dimensionar o volume do reservatório, é preciso multiplicar a vazão do fluido da bomba três vezes, volume este definido pela Equação 11.

A vazão utilizada para este dimensionamento continuou sendo a vazão de 460,08 l/min, pois foi a maior vazão determinada no sistema para a bomba.

$$V_{reservat} \geq 3 * Q$$

$$V_{reservat} \geq 3 * 144,942$$

$$V_{reservat} \geq 434,826 \text{ l}$$

O volume mínimo para o reservatório de fluido do sistema é de 434,826 litros, ou seja, o reservatório deve ter capacidade igual ou maior do que 0,4348 m³.

5 CONCLUSÃO

De um modo geral, pode-se afirmar que o trabalho atingiu os objetivos propostos no início do estudo, o qual se tratava de realizar o dimensionamento de um sistema hidráulico capaz de realizar o alinhamento de chassis de implementos rodoviários danificados.

Porém para a aplicação deste estudo, deve ser feito um levantamento dos custos de implantação de um sistema hidráulico assim como o dimensionado, para então se fazer possível a realização de um estudo voltado à viabilidade de implantação deste, assim podendo comparar com a realização de tal serviço de alinhamento em empresas terceirizadas.

Tendo em vista que o sistema hidráulico dimensionado atendeu as necessidades apresentadas em um alinhamento de chassis de implementos rodoviários, vejo que este é benéfico para as empresas com grande número de veículos, já que o número de semi-reboques danificados vem aumentando cada vez mais.

A implantação deste sistema hidráulico deixa de lado a necessidade de dependência de serviços de terceiros, já que este serviço tem hoje um valor considerado alto nestas empresas. Com isso o alinhamento de chassi pode ser realizado nas próprias empresas e de maneira mais prática.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Para projetos futuros, uma sugestão é a realização por determinar orçamentos para implantação do sistema hidráulico, ou seja, fazer a cotação de valores dos componentes necessários para que o sistema hidráulico funcione. Com estes orçamentos é possível que seja feita uma comparação do custo de implantação com o custo da realização deste serviço terceirizado.

Também é possível que seja feito um estudo com relação à viabilidade técnica e econômica da implantação do sistema hidráulico em uma empresa que se depare com problemas de desalinhamento nos chassis de seus implementos rodoviários.

Deve ser feito um dimensionamento de um ou duas estruturas de concreto capazes de suportarem o esforço de tração que é exercido pelos cilindros do sistema hidráulico. Nesta estrutura que as vigas do chassi são fixadas em uma de suas extremidades, para que o sistema hidráulico possa atuar na outra extremidade.

Além disso, também é uma sugestão de um futuro trabalho, o dimensionamento de um sistema capaz de detectar quando o alinhamento do chassi se dá por ideal, ou seja, durante o funcionamento do sistema hidráulico, um sistema paralelo deve verificar quando a viga se dá por alinhada, para que assim seja possível interromper a aplicação de força dos atuadores do sistema hidráulico.

Por último, outra trabalho possível de ser desenvolvido é um sistema hidráulico paralelo utilizado para ajustar a altura do sistema hidráulico já dimensionado neste trabalho, deixando de lado o uso de calços para que a altura do chassi seja ajustada. Ou seja, um sistema hidráulico utilizado para regulação de altura dos atuadores já dimensionados no presente trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAUJO, J. G. **Desafios e oportunidades do transporte rodoviário**. 2014. Disponível em <<http://hbrbr.uol.com.br/desafios-e-oportunidades-do-transporte-rodoviario/>> Acesso em: 12 abr. 2017.

ATUADOR. Disponível em: <<http://www.penaeng.com.br/catalogos/parker/treinamento/cilindro-hidraulico-atuador-rotativo-motor-hidraulico>>. Acesso em: 30 de maio de 2017.

FIALHO, A. B.; **Automação Hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de circuitos**. 2. Ed. São Paulo: Érica, 2004.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; DEWOLF, J. T.; MAZUREK, D. F. **Mecânica dos materiais**. 5. Ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos Materiais**. 3. Ed. São Paulo: Makron Books, 1995.

BITREM 2 EIXOS. Disponível em: <<http://www.pedroti.com.br/bitrem/>>. Acesso em: 05 de maio de 2017.

BOMBA DE ENGRENAGEM. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgE5IAG/bombas-instalacoes-hidraulicas>>. Acesso em: 02 de maio de 2017.

BOMBA DE PARAFUSO. Disponível em: <<http://tecamyser.com/pt-pt /produtos /bombas/bombas-helicoidais/overview/>>. Acesso em: 30 de maio de 2017.

BOMBA PALHETA MÓDULO DE ÓLEO PNEUMÁTICA Disponível em: <<http://slideplayer.com.br/slide/356237/>>. Acesso em 30 de maio de 2017.

CATÁLOGO DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DUPLA AÇÃO. Disponível em: < <http://www.mgmindustrial.com.br/produtos/cilindros-hidraulicos.html>>. Acesso em: 02 de novembro de 2017.

CHASSI CARRETA 3 EIXOS. Disponível em: <http://pt.made-in-china.com/co_truck-trailer/image_3-Axle-Container-Skeleton-Semi-Trailer-with-Own-Factory_esohuiuy_ksotJNAILgrP.html>. Acesso em: 15 de maio de 2017.

CHASSI DESALINHADO. Disponível em: <<http://www.chassicenter.com.br/site/projeto/endireitamento-chassi/76/>>. Acesso em: 08 de maio de 2017.

DIÂMETROS COMERCIAIS PARA TUBULAÇÕES. Disponível em: < <http://faq.altoqi.com.br/content/127/75/pt-br/di%C3%A2metro-interno-de-tubos-comerciais-para-dimensionamento.html>>. Acesso em: 6 de novembro de 2017.

DIMENSÕES DE UMA VIGA “I”. Disponível em: <
http://www.favorit.com.br/sites/default/files/tabelas/tubos_vigas_0.html>.

Acesso em: 22 de outubro de 2017.

DOLLY. Disponível em: <<http://www.lojaguerra.com.br/familia/dolly>>. Acesso em: 28 de abril de 2017.

PEREIRA, L. S; LACERDA, W. V. **O planejamento estratégico do processo produtivo: estudo de caso em uma indústria de componentes rodoviários.** 2015. Monografia (Graduação em Engenharia de Produção) – Faculdade Redentor de Itaperuna, Itaperuna. Disponível em <http://www.redentor.inf.br:4444/files/leonardodasilvapereira-wendellvianalacerda_16092016114401.pdf> Acesso em: 02 abr. 2017.

PEREIRA, E.; MATOS, F. C. **Parafuso de Arquimedes e as relações trigonométricas do triângulo retângulo com o uso do “KIT ATTO DE EDUCAÇÃO CIENTÍFICA E TECNOLÓGICA”.** Relato de experiência (Educação Matemática na Contemporaneidade: desafios e possibilidades) São Paulo – SP. Disponível em <http://www.sbembrasil.org.br/enem2016/anais/pdf/7319_3852_ID.pdf> Acesso em: 07 mai. 2017.

PROPRIEDADES MECÂNICAS DE AÇOS ASTM. Disponível em: <
<http://www.cbca-acobrasil.org.br/site/construcao-em-aco-acos-estruturais.php>>.
 Acesso em: 22 de outubro de 2017.

SANTOS, S. L. **Bombas e Instalações Hidráulicas.** São Paulo: LCTE Editora, 2007.

TRINCAS. Disponível em: <<http://www.grupolaudo.com.br/galeria/defeitos-diversos>>. Acesso em: 14 de maio de 2017.

VELOCIDADES SUGERIDAS PARA O FLUIDO PARA TUBULAÇÕES. Disponível em: Automação Hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de circuitos. Pg. 81.

ANEXO A: DIÂMETROS COMERCIAIS PARA TUBULAÇÕES

Tabela para seleção de diâmetros das tubulações.

Diâmetro nominal de projeto		Aço NBR 5500			Aço NBR 5590			Cobre		
		cl.	DE	φ	cl.	DE	φ	cl.	DE	φ
mm	ref	-	mm	mm	-	mm	mm	-	mm	mm
6	1/8	L	10,2	6,6	N	10,3	6,9			
		M	10,2	6,2	R	10,3	5,5			
		P	10,2	4,9	-	-	-			
8	¼	L	13,6	9,6	N	13,7	9,3			
		M	13,6	9,0	R	13,7	7,7			
		P	13,6	7,5	-	-	-			
10	3/8	L	17,2	13,2	N	17,1	12,6			
		M	17,2	12,7	R	17,1	10,7			
		P	17,2	11,2	-	-	-			
15	½	L	21,3	16,8	N	21,3	15,7	E	15	14,0
		M	21,3	16,0	R	21,3	13,9	A	16	13,6
		P	21,3	15,3	DR	21,3	6,3	I	16	13,0
20	¾	L	26,9	22,4	N	26,7	20,9	E	22	20,8
		M	26,9	21,8	R	26,7	18,9	A	22	20,2
		P	26,9	20,9	DR	26,7	11,1	I	22	19,9
25	1	L	33,7	28,4	N	33,4	26,6	E	28	26,8
		M	33,7	27,0	R	33,4	24,2	A	28	26,2
		P	33,7	26,2	DR	33,4	15,2	I	28	25,6
32	1 ¼	L	42,4	37,1	N	42,2	35,0	E	36	33,6
		M	42,4	36,7	R	42,2	32,6	A	36	32,8
		P	42,4	34,9	DR	42,2	22,3	I	36	32,2
40	1 ½	L	48,3	42,3	N	48,3	40,9	E	42	40,4
		M	48,3	41,6	R	48,3	38,1	A	42	39,8
		P	48,3	40,8	DR	48,3	27,8	I	42	39,2
50	2	L	60,3	54,3	N	60,3	52,6	E	54	52,2
		M	60,3	52,8	R	60,3	49,3	A	54	51,6
		P	60,3	51,3	DR	60,3	38,1	I	54	51,0
66	2 ¼	L	76,1	69,4	N	73,0	62,6	E	66	64,0
		M	76,1	66,8	R	73,0	60,0	A	66	63,6
		P	76,1	67,1	DR	73,0	45,0	I	66	63,0
80	3	L	88,9	82,2	N	88,9	77,9	E	79	76,6
		M	88,9	80,9	R	88,9	73,7	A	79	76,0
		P	88,9	79,9	DR	88,9	60,6	I	79	75,2
90	3 ½	L	101,6	94,1	N	101,6	90,2	-	-	-
		M	101,6	93,1	R	101,6	85,4	-	-	-
		P	101,6	91,6	-	-	-	-	-	-
100	4	L	114,3	106,8	N	114,3	102,3	E	104	101,6
		M	114,3	106,3	R	114,3	97,1	A	104	101,0
		P	114,3	103,1	DR	114,3	80,1	I	104	100,0
125	5	M	139,7	130,2	N	141,3	128,1			
		P	139,7	128,6	R	141,3	122,3			
		-	-	-	DR	141,3	103,1			
150	6	M	165,1	156,1	N	168,3	154,1			
		P	165,1	153,9	R	168,3	146,3			
		-	-	-	DR	168,3	124,3			
200					N	219,1	202,7			
					R	219,1	193,7			
					DR	219,1	174,7			
250					N	273,0	264,4			
					R	273,0	247,6			
300					N	323,8	304,8			
					R	323,8	296,4			

Fonte: AltoQi (2009).