



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

SELEÇÃO DE BOMBA E EQUIPAMENTOS PARA SISTEMA HIDRÁULICO DE UNIDADE DE JATEAMENTO DE ALTA PRESSÃO

Pedro Abreu Bastos

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro. Pedro Abreu Bastos

Orientador: Reinaldo de Falco

RIO DE JANEIRO
NOVEMBRO DE 2014



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



SELEÇÃO DE BOMBA E EQUIPAMENTOS PARA SISTEMA HIDRÁULICO DE
UNIDADE DE JATEAMENTO DE ALTA PRESSÃO

Pedro Abreu Bastos

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Reinaldo de Falco, M.Sc. (Orientador)

Prof. Fabio Luiz Zamberlan, D.Sc.

Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

NOVEMBRO DE 2014

Bastos, Pedro Abreu

Seleção de bomba e equipamentos hidráulicos para unidade de jateamento de alta pressão. / Pedro Abreu Bastos.

– Rio de Janeiro: UFRJ/ ESCOLA POLITÉCNICA, 2014.

X, 61 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 70-71.

1. Bomba. 2. Hidráulica. 3. Conclusão. 4. Equipamentos Hidráulicos. I. De Falco, Reinaldo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Título

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me permitido viver até aqui com saúde e paz, me abençoando em todos os momentos.

À minha família, em especial aos meus pais, Rita de Cassia Nunes Abreu Bastos e Vicente de Paulo Saisse Bastos, por todo o apoio e incentivo dado durante toda a minha vida, sem medir esforços para que eu e meus irmãos pudéssemos estudar e nos formar. Aos meus irmãos, Bruno Abreu Bastos e Gustavo Abreu Bastos, também por todo apoio e exemplo que me passam em todos os momentos.

Ao meu orientador Reinaldo de Falco pela paciência e disposição em sempre ajudar nos momentos de dúvida.

Aos meus amigos da faculdade que passaram por tantas histórias comigo ao longo dessa caminhada, sem eles com certeza teria sido uma caminhada muito mais difícil.

Aos meus amigos de faculdade e trabalho, Gabriel Bizzo e Hugo Bizzo, por ter me dado a grande oportunidade de participar de projetos como esses que, com toda certeza, me fazem crescer muito como futuro engenheiro mecânico.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

SELEÇÃO DE BOMBA E EQUIPAMENTOS PARA SISTEMA HIDRÁULICO DE UNIDADE DE JATEAMENTO DE ALTA PRESSÃO

Pedro Abreu Bastos

Novembro/2014

Orientador: Reinaldo de Falco

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema hidráulico para uma unidade de jateamento de alta pressão, que opera fazendo limpeza de tubos de produção em poços de petróleo em terra. O sistema é composto de dois subsistemas independentes, um é responsável por movimentar um guincho hidráulico com capacidade de bobinar e desbobinar 3000 m de flexitubo, já o outro subsistema é responsável por acionar uma bomba tríplex capaz de bombear fluidos a uma pressão de 7540 psi a uma vazão de 15 litros por minuto.

Todo o projeto hidráulico foi feito para que fosse possível a instalação dessa unidade de jateamento de alta pressão em um caminhão. A opção por bombas de engrenagens e motores orbitais se deu pela ampla faixa de atuação deles e pelo baixo custo de implementação.

Palavras-Chave: Bomba, Hidráulica, Sistema hidráulico, Jateamento de alta pressão

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

ANALYSIS OF A SUGARCANE MILL POWERED BY A BLEND OF BIOMASS

Pedro Abreu Bastos

Novembro/2014

Advisor: Reinaldo de Falco

Course: Mechanical Engineering

This paper presents the development of a hydraulic system to drive a high pressure jetting, which operates cleaning production pipes in oil wells onshore. The system consists of two independent subsystems, one is responsible for moving a hydraulic winch capable of winding and unwinding 3000 meters of coiled tubing, since the other subsystem is responsible to trigger a triplex pump capable of pumping fluid at a pressure of 7540 psi a flow rate of 15 liters per minute.

Entire hydraulic design was made to make it possible to install this high pressure waterjetting unit into a truck. The choice of gear pumps and orbital motors occurred through broad range of expertise and for their low cost implementation.

Keywords: Pump, Hydraulic, Hydraulics, High Pressure Jetting

Sumário

1	Introdução.....	11
1.1	Objetivo	12
2	Conceitos Teóricos.....	13
2.1	Propriedades físicas dos fluidos.....	13
2.1.1	Massa Específica	13
2.1.2	Viscosidade Dinâmica	13
2.2	Escoamento em tubulações	13
2.2.1	Escoamento laminar e turbulento	14
2.2.2	Pressão.....	14
2.2.3	Vazão	15
2.2.4	Potência Absorvida.....	16
2.2.5	Perda de Carga.....	16
3	Equipamentos Hidráulicos	21
3.1	Tanque	21
3.2	Tubulação.....	21
3.3	Bombas	22
3.3.1	Bombas de Engrenagens Externas.....	23
3.4	Motores Hidráulicos	24
3.4.1	Motores Orbitais	25
3.5	Trocador de calor	25
3.6	Manômetros	26
3.7	Válvulas	27
3.7.1	Válvula de Retenção	27
3.7.2	Válvula limitadora de pressão	27
3.7.3	Válvula Estranguladora	28
3.7.4	Válvula Direcional.....	29

3.7.5	Válvula de Contrabalanço	29
3.8	Filtros	30
4	Sistema Hidráulico	31
4.1	Subsistema 1 (Linha do guincho hidráulico)	33
4.2	Subsistema 2 (Linha da bomba Triplex).....	36
5	Cálculos para seleção	39
5.1	Cálculo para subsistema 1 (linha do guincho).....	39
5.1.1	Torque requerido no guincho:	40
5.1.2	Definição do motor do Guincho:	41
5.1.3	Perda de Carga:.....	44
5.1.4	Perda de Carga na linha do Guincho	45
5.2	Cálculo para subsistema 2 (linha da Bomba tríplex)	53
5.2.1	Parâmetros da bomba Triplex.....	54
5.2.2	Definição do motor da bomba Triplex:	56
5.2.3	Perda de Carga na linha da Triplex:	57
5.3	Vazões e pressões dos sistemas:	60
5.4	Tomada de Força:	61
5.5	Seleção da bomba do sistema	62
6	Conclusão.....	69
7	Referências Bibliográficas	70

Índice de Figuras

Figura 1 – Entradas [1].	18
Figura 2 - Saídas [1].	19
Figura 3 - Reduções e ampliações [1].	19
Figura 4 - T rosqueado [1].	20
Figura 5 – Mangueiras com trama de aço.	21
Figura 6 – Bomba dinâmica [4].	22
Figura 7 – Bomba Volumétrica [4].	22
Figura 8 – Bomba de engrenagens externas [4].	23
Figura 9 – Etapas de funcionamento das bombas de engrenagens externas [5].	23
Figura 10 – Motor hidráulico [6].	24
Figura 11 – Motores orbitais [7].	25
Figura 12 – Trocador de calor [8].	26
Figura 13 – Manômetro.	26
Figura 14 – Válvula de retenção [9].	27
Figura 15 – Válvula limitadora de pressão [6].	28
Figura 16 – Válvula estranguladora [4].	28
Figura 17 – Válvula direcional [4].	29
Figura 18 – Válvula de contrabalanço [9].	30
Figura 19 – Filtros [10].	30
Figura 20 – Diagrama do sistema hidráulico.	32
Figura 21 – Diagrama do subsistema 1 (guincho hidráulico).	33
Figura 22 – Diagrama do subsistema 2 (bomba triplex).	36
Figura 23 – Guincho Hidráulico.	39
Figura 24 - Gráfico de performace do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico) [7].	42
Figura 25 – Motor OMS 80 Sauer – Danfoss.	44
Figura 26 – Gráfico de perda de carga na válvula direcional [4].	49
Figura 27 - Gráfico de perda de carga na válvula estranguladora [4].	50
Figura 28 - Gráfico de perda de carga na válvula contrabalanço [4].	51
Figura 29 – Jato formado pela bomba tríplex.	53
Figura 30 – Bomba Triplex.	54

Figura 31 – Gráfico de performance do motor OMS 80 (para bomba tríplex) [7].....	56
Figura 32 – Tomada de força [6]......	61

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Dados do flexitubo e do guincho.	40
Tabela 2 – Dados do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico).	42
Tabela 3 – Dados do óleo mineral SAE 68.	45
Tabela 4 – Perda de Carga normal (linha do guincho hidráulico).....	47
Tabela 5 – Acidentes na linha do guincho hidráulico.	48
Tabela 6 – Perda de carga localizada total (linha do guincho).....	52
Tabela 7 - Dados de funcionamento da bomba Triplex [11].....	55
Tabela 8- Dados do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico).....	57
Tabela 9 – Perda de carga normal (linha da tríplex).....	58
Tabela 10 – Acidentes na linha tríplex.	58
Tabela 11 – Perda de carga localizada total (linha da tríplex).....	59
Tabela 12 – Vazão e pressão do subsistema 1.....	60
Tabela 13 - Vazão e pressão do subsistema 2.	60
Tabela 14 – Dados da tomada de força [6]......	61
Tabela 15 – Dados para seleção da bomba.....	62
Tabela 16 – Dados da bomba P330 [4].....	63
Tabela 17 – Dados da bomba P330 [4].....	65
Tabela 18 – Dados de vazões e pressões fornecidos pela bomba e solicitados por cada subsistema.....	66
Tabela 19 – Rendimento das bombas.	67
Tabela 20 – Potência de acionamento.	67
Tabela 21 – Torque requisitado pela bomba.	68

1 Introdução

A moderna indústria petrolífera data de meados do século XIX, desde então se tornou altamente consumidora e produtora de tecnologias inovadoras que passaram a servir não só a própria indústria do petróleo mas também a diversos ramos da cadeia industrial. Com a crescente demanda mundial por petróleo, cresceu também a necessidade de melhorar todos os processos de extração e produção tornando-os mais eficazes e cada vez mais baratos.

No processo de extração do petróleo um problema comum encontrado é o entupimento das linhas de produção, seja por sujeiras como areia e parafina ou até mesmo cimento proveniente das camadas que protegem o revestimento dos poços. Esses entupimentos fazem com que a eficiência dos poços diminua consideravelmente, além de proporcionarem outros problemas como, entupimento das bombas e das válvulas de produção e um possível acidente em casos extremos.

Visando solucionar os problemas causados pelos entupimentos, foi desenvolvida uma técnica de limpeza baseada em hidro jateamento de alta pressão. Essa técnica consiste em jatear fluidos especiais em alta pressão nas paredes internas dos tubos de produção, fazendo com que as sujeiras depositadas nesses tubos se desprendam e saiam na circulação, deixando assim os tubos limpos sem a necessidade de removê-los para fazer tal limpeza, evitando maiores custos e otimizando o tempo de operação.

1.1 Objetivo

O Objetivo deste trabalho é selecionar uma bomba e todos os equipamentos hidráulicos para um sistema de jateamento de alta pressão. O sistema projetado se localiza dentro de uma unidade instalada em um caminhão. A bomba e os equipamentos hidráulicos farão o funcionamento de dois subsistemas independentes.

O primeiro subsistema acionará um guincho com capacidade de bobinar e desbobinar até 3000 metros de flexitubo. O segundo subsistema acionará uma bomba Triplex capaz de bombear fluidos até 7540 psi a uma vazão de 15 l/min.

Esta unidade de jateamento terá uma cabine de comando que será acionada e monitorada através de válvulas e manômetros instalados em um painel de controle.

O capítulo 3 mostra os principais conceitos hidráulicos que serão utilizados nos cálculos de vazão e pressão da bomba e dos demais equipamentos hidráulicos presentes no sistema.

O capítulo 4 descreve todos os equipamentos presentes no sistema, bem como o funcionamento de todos eles, características e seus componentes.

O capítulo 5 explica o sistema hidráulico como um todo, detalhando e justificando em cada subsistema a escolha dos elementos e as suas devidas posições.

O capítulo 6 destina-se a parte dos cálculos e dimensionamentos do sistema de modo a selecionar a bomba que atenda a todos os requisitos necessários. Os conceitos vistos no capítulo 3 são aplicados, com considerações que também são mostradas nesse capítulo.

O capítulo 7 é destinado à conclusão e considerações finais do trabalho.

2 Conceitos Teóricos

Neste capítulo serão mostrados alguns conceitos hidráulicos que serão importantes para os cálculos existentes nesse projeto. Para o melhor entendimento deste trabalho, este capítulo será dividido em duas seções, a 3.1 que irá mostrar as propriedades físicas dos fluidos e a 3.2 que irá mostrar a teoria utilizada no estudo de escoamento de fluidos em tubulações. O capítulo a seguir tem como fonte de referência [1] e [2].

2.1 Propriedades físicas dos fluidos

Nesta seção será apresentado alguns conceitos sobre as propriedades físicas dos fluidos que serão necessários para os cálculos desse projeto.

2.1.1 Massa Específica

Massa específica de uma substância é a propriedade que quantifica a massa presente em uma unidade de volume. A unidade de massa específica utilizada nesse trabalho é Kg/m^3 e seu símbolo é ρ .

2.1.2 Viscosidade Dinâmica

Viscosidade dinâmica é a propriedade de um fluido que mede sua resistência ao escoamento ou cisalhamento. Seu símbolo é μ e sua unidade neste trabalho será $\text{Kg/m}^*\text{s}$

2.2 Escoamento em tubulações

Para a realização dos cálculos, o escoamento estudado nesse projeto é considerado permanente, uniforme e incompressível.

2.2.1 Escoamento laminar e turbulento

Existem dois tipos de classificação dentro da cinemática do escoamento, o laminar e o turbulento. A grandeza que nos permite identificar se um escoamento é laminar ou turbulento é o número de Reynolds. Que pode ser calculado pela expressão algébrica:

$$Re = \rho * V * D / \mu$$

Onde [V] é a velocidade do escoamento, [D] é o diâmetro interno da tubulação, [ρ] é a massa específica e [μ] é a viscosidade dinâmica do fluido. Se o valor dado por essa expressão for menor que 2000, o escoamento é considerado como laminar e se esse valor for superior a 4000, o escoamento é considerado turbulento. Se o valor estiver entre 2000 e 4000 ele é considerado instável, na maioria dos casos o regime é turbulento, exceto quando se tem um valor de velocidade muito baixo e/ou fluido muito viscoso.

No caso desse trabalho, o regime do escoamento que será calculado no capítulo 5 será o laminar.

2.2.2 Pressão

Define-se como pressão a razão entre a componente normal de uma força e a área em que ela atua, ou seja, é a força por unidade de área. A pressão exercida em um elemento de área de um fluido é igual em todas as direções. As unidades que serão utilizadas nesse projeto são:

$$1 = bar$$

$$14,5 = psi$$

$$10^5 = N/m^2$$

2.2.3 Vazão

O conceito de vazão vem do princípio físico de conservação de massa em um volume de controle. A vazão pode ser calculada em função da massa ou do volume de fluido.

A vazão mássica é definida como a quantidade de massa de fluido que atravessa um volume de controle durante um período de tempo.

$$Q_m = dm/dt$$

Para calcular a vazão volumétrica, temos que:

$$dm = dV * \rho(t)$$

Para o caso de fluidos incompressíveis a massa específica permanece constante, logo:

$$Q = dV/dt$$

A vazão volumétrica também pode ser representada pela relação entre o campo de velocidade do fluido e a área da secção da superfície de controle.

$$Q = \int v dA$$

Ou seja, existem duas formas de calcular a vazão volumétrica. Neste projeto será utilizada a segunda, pois permite, em situações onde se conhece a vazão e a área da seção do tubo, descobrir o valor da velocidade do escoamento. Para um tubo de seção circular a expressão é dada por:

$$Q = V * \pi * D^2/4$$

2.2.4 Potência Absorvida

A potência absorvida é a potência que a bomba exige do seu acionador para aplicar a carga ao fluido. Quanto maior a vazão, maior será a energia exigida para bombear o fluido. O cálculo dessa grandeza serve para dimensionar a fonte de energia para acionamento da bomba. A unidade que será utilizada nesse projeto será KW.

2.2.5 Perda de Carga

A perda de carga pode ser dividida em dois tipos, normal e localizada. A perda de carga normal é originada pelo atrito do fluido com a tubulação, já a perda de carga localizada é devida aos acidentes localizados nas linhas como válvulas, reduções, etc.

Portanto, temos:

$$h_f = h_{fn} + h_{fl}$$

Os cálculos de perdas de carga, tanto normais quanto localizadas são feitos de formas distintas para escoamento laminar e turbulento. Todos os escoamentos estudados nesse projeto foram calculados como laminar.

2.2.5.1 Perda de Carga normal

Para o cálculo da perda de carga normal em regime laminar será utilizada a fórmula abaixo:

$$h_{fn} = 32 * \mu * L * V / (\rho * g * D)$$

Onde $[\mu]$ é a viscosidade dinâmica do fluido, $[L]$ é o total do comprimento de trechos retos de tubulação, $[V]$ é a velocidade do escoamento, $[D]$ é o diâmetro interno, $[\rho]$ é a massa específica e $[g]$ a aceleração da gravidade, que nesse projeto será igual a 9,81 m/s².

2.2.5.2 Perda de Carga localizada

Para a perda de carga localizada existem dois métodos para a realização dos cálculos: o método direto e o método de comprimento equivalente. O método do comprimento equivalente relaciona a perda de carga em cada acidente com seu valor equivalente em trecho de tubulação reta.

Nesse projeto será utilizado o método direto para se calcular as perdas de cargas localizadas em acidentes como entradas, saídas, reduções e T's rosqueados. Para as válvulas, foram utilizados dados extraídos dos catálogos dos fabricantes, que nos fornecem o valor de perda de carga em relação a vazão utilizada no sistema.

No método direto, a expressão utilizada para a realização dos cálculos é o seguinte:

$$h_{fl} = k * \frac{V^2}{2 * g}$$

Onde o $[k]$ é um coeficiente adimensional de perda de carga determinada experimentalmente para cada tipo de acidente. A seguir serão expostos os diagramas contendo os valores de k para os diversos tipos de acidentes.

a) Entradas

A Figura 1 mostra os valores de k para as entradas de diferentes geometrias.

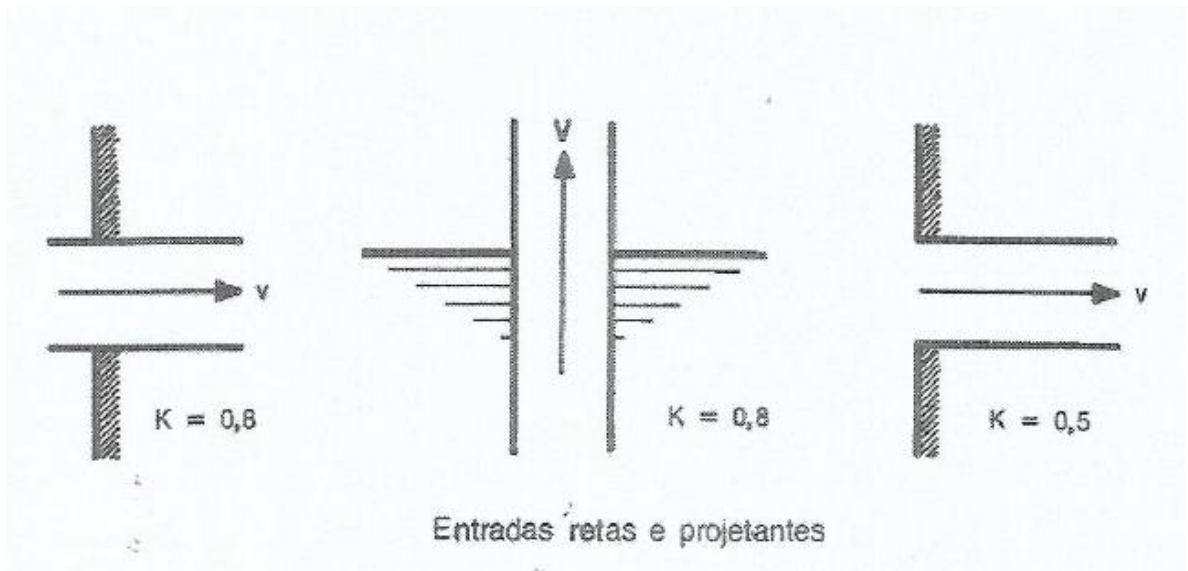


Figura 1 – Entradas [1].

b) Saídas

A Figura 2 mostra o valor de k para o tipo de saída encontrada nas linhas do sistema estudado.

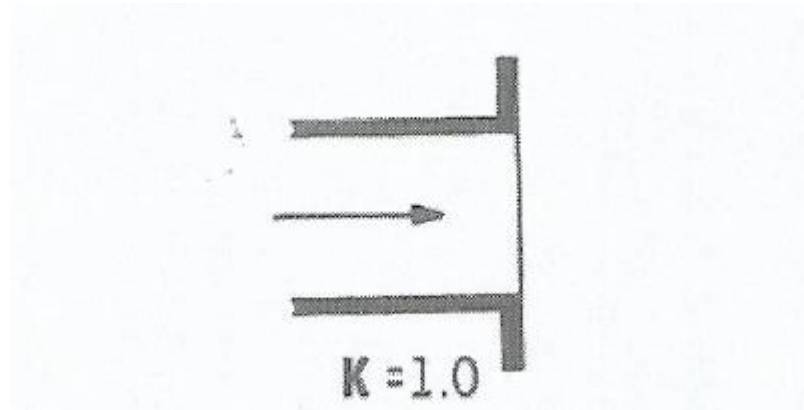


Figura 2 - Saídas [1].

c) Reduções e ampliações

A Figura 3 mostra os valores de k para reduções de diâmetro nas linhas em função da razão de diâmetros β .

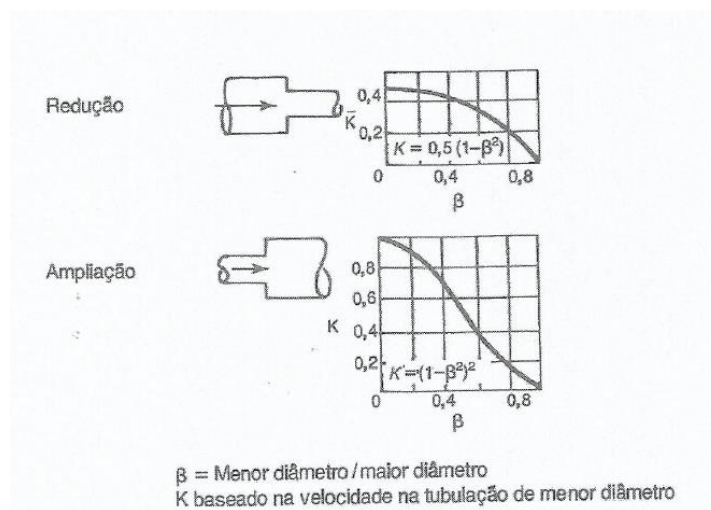


Figura 3 - Reduções e ampliações [1].

d) T's rosqueados

A Figura 4 mostra os valores de k para T's rosqueados em função do diâmetro da linha.

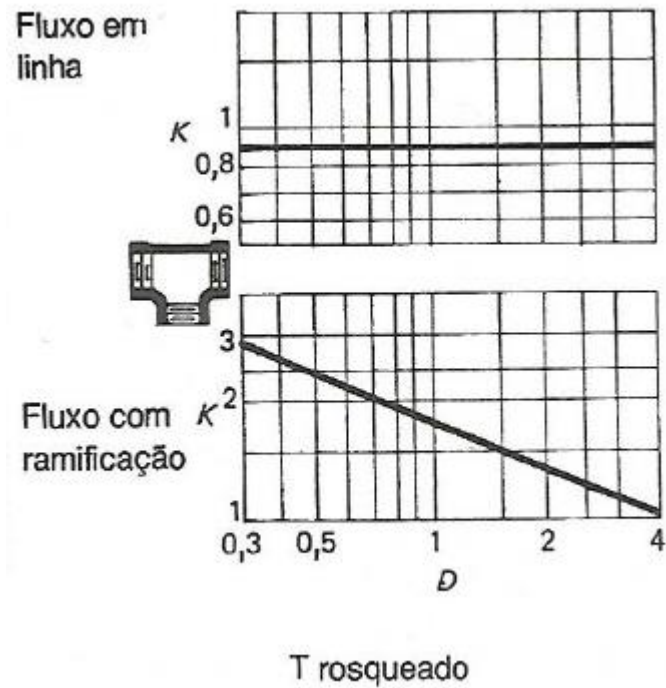


Figura 4 - T rosqueado [1].

A partir desses gráficos e com o diâmetro interno da tubulação em estudo, é possível calcular a perda de carga localizada relativa a cada acidente presente na linha.

3 Equipamentos Hidráulicos

Neste capítulo será feita uma breve explicação de todos os equipamentos hidráulicos presentes nesse projeto. O presente capítulo tem como base a fonte de referência [3].

3.1 Tanque

O tanque serve para o armazenamento do fluido de trabalho e para realizar a troca de calor do fluido com o ambiente. Alguns tanques, como no caso do utilizado nesse projeto, possuem aletas para quebrar as ondas formadas pela vazão na descarga, impedindo assim que o fluido que chega mais quente ao tanque vá direto para a sucção, ou seja, o início da linha novamente.

3.2 Tubulação

São linhas que interligam os equipamentos hidráulicos do sistema, conduzindo o fluido de operação. Podendo ser mangueiras com ou sem trama de aço, revestida por polímeros ou tubulação rígida, geralmente de ferro, aço ou PVC. Os fatores que determinam o tipo de tubulação que será utilizada é o conjunto pressão/vazão do sistema, o tipo de fluido de operação e a própria instalação que será feita. No caso desse projeto serão utilizadas mangueiras com trama de aço.



Figura 5 – Mangueiras com trama de aço.

3.3 Bombas

Bombas podem ser definidas como máquinas operatrizes hidráulicas que conferem energia ao líquido com a finalidade de transportá-lo de um ponto para o outro obedecendo as condições do processo. Elas recebem energia de uma fonte motora qualquer e cedem parte desta energia ao fluido sob forma de energia de pressão, cinemática ou ambas. Isto é, elas aumentam a pressão do líquido, a velocidade, ou ambas essas grandezas.

Existem um grande número de princípios e tipos construtivos, que podem ser divididos em dois grupos, de acordo com a forma pela qual a energia é fornecida ao fluido transportado: Bombas dinâmicas (Figura 6) e Bombas volumétricas (Figura 7). [4]



Figura 6 – Bomba dinâmica [4].



Figura 7 – Bomba Volumétrica [4].

3.3.1 Bombas de Engrenagens Externas

As Bombas de engrenagem externa (Figura 8) são as mais populares para o deslocamento e pressurização de circuitos hidráulicos a base de óleo, devido ao menor custo, maior potência por peso entre outros motivos.



Figura 8 – Bomba de engrenagens externas [4].

O princípio desse tipo de bomba consiste em duas engrenagens idênticas girando, uma contra a outra. Uma engrenagem é acoplada ao eixo de entrada, e é movida por um motor, enquanto a outra engrenagem é movida pela primeira engrenagem. O funcionamento pode ser descrito em três etapas (Figura 9):

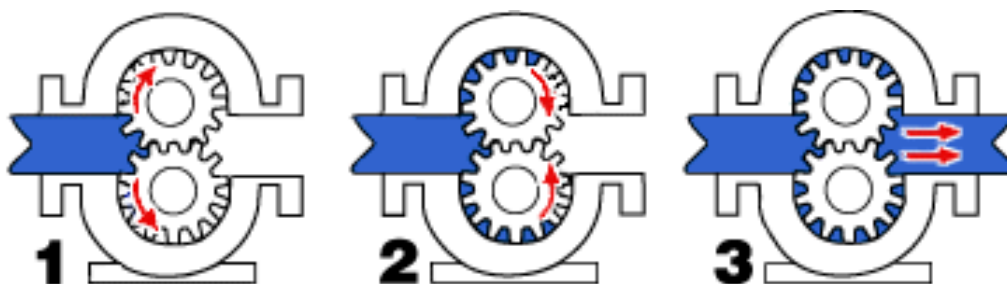


Figura 9 – Etapas de funcionamento das bombas de engrenagens externas [5].

1. À medida que as engrenagens perdem contato, uma com a outra, criam volume de expansão no lado de entrada da bomba. O óleo flui para dentro da cavidade e é aprisionado pelos dentes da engrenagem à medida que rodam.

2. Líquido viaja em torno do interior do invólucro nas bolsas entre os dentes e o invólucro, que não passa entre as engrenagens.

3. Finalmente, o contato das engrenagens força o fluido através do orifício de saída, sob pressão.

3.4 Motores Hidráulicos

Motores Hidráulicos convertem a energia hidráulica em energia mecânica. Como nas bombas hidráulicas, também nos motores hidráulicos existe um grande número de princípios e tipos construtivos (Figura 10).

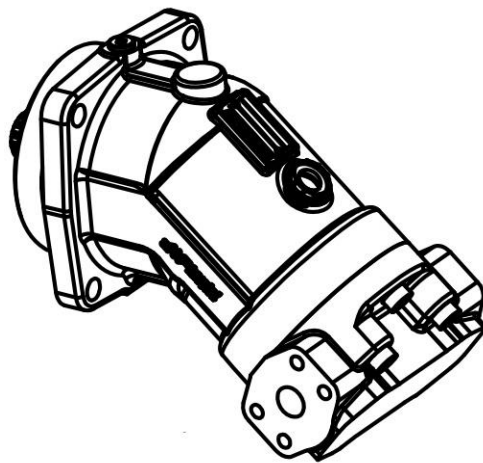


Figura 10 – Motor hidráulico [6].

3.4.1 Motores Orbitais

Neste princípio construtivo o torque é transmitido através de um eixo cardan (c), rotor giratório (d) até chegar ao eixo de saída (a). O fluido fornecido ao motor hidráulico é distribuído pela *spool valve* (b), que consiste em ranhuras existentes no eixo de saída e furações na carcaça, até as câmaras de deslocamento onde movimentam o rotor giratório, que funciona como uma engrenagem interna, girando contra uma engrenagem externa fixa.

[7]

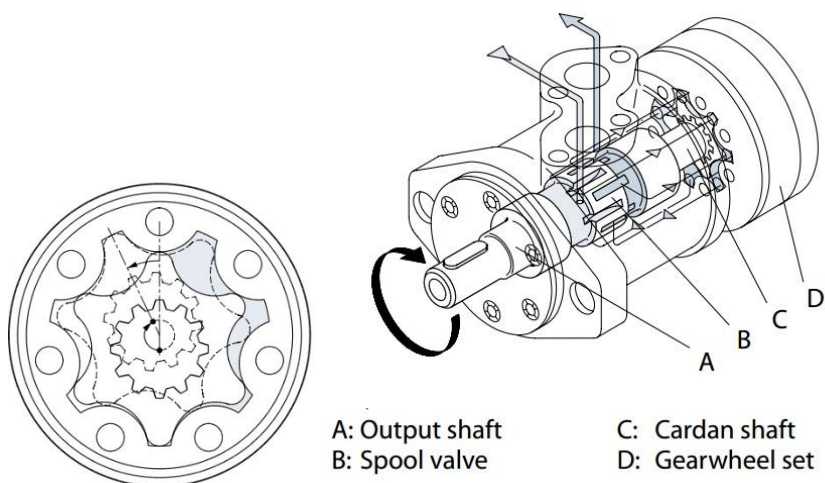


Figura 11 – Motores orbitais [7].

3.5 Trocador de calor

Trocadores de calor (Figura 12) são equipamentos utilizados para resfriar o fluido de trabalho, que normalmente é aquecido devido às perdas de carga, convertidas em calor, presentes em todos os equipamentos, como por exemplo bombas, motores hidráulicos, válvulas, tubulações, entre outros. Problemas de calor costumam ser mais frequentes em

circuitos hidráulicos que trabalham intermitentemente. Através da instalação de radiadores adicionais, o volume do reservatório pode ser reduzido.



Figura 12 – Trocador de calor [8].

3.6 Manômetros

Manômetros são instrumentos utilizados para medir a pressão operacional do sistema em relação à pressão atmosférica. Podem ser de mola ou de membrana e possuem um fluido em seu interior (geralmente glicerina) para amortecer o movimento do ponteiro.



Figura 13 – Manômetro.

3.7 Válvulas

As válvulas são elementos fundamentais em qualquer projeto de hidráulica, com elas podemos controlar e tornar seguro todos os sistemas hidráulicos.

3.7.1 Válvula de Retenção

As válvulas de retenção são válvulas de bloqueio que permitem o fluxo de fluido em apenas uma direção, não permitindo o seu retorno ou a entrada de fluidos no sentido contrário a sua instalação. Na Figura 14 podemos ver o símbolo da válvula de retenção, onde o fluxo é permitido quando está subindo, mas o fluido é impedido de descer.



Figura 14 – Válvula de retenção [9].

3.7.2 Válvula limitadora de pressão

As válvulas limitadoras de pressão são válvulas que, como o próprio nome diz, limitam a pressão do sistema. Quando a pressão chega ao limite do sistema a válvula desvia o fluxo excedente, isto é, a diferença entre a vazão da bomba e a vazão do consumidor do sistema de volta ao tanque.

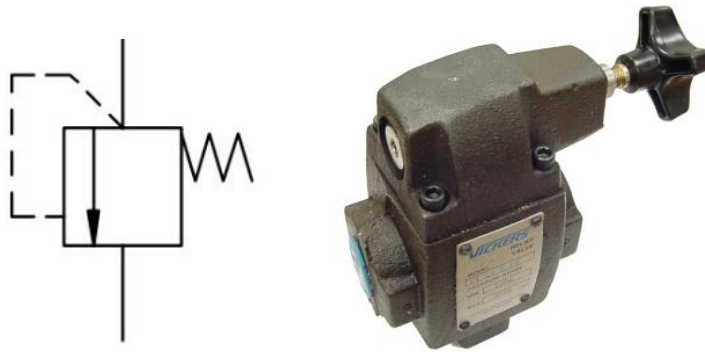


Figura 15 – Válvula limitadora de pressão [6].

3.7.3 Válvula Estranguladora

As válvulas estranguladoras são válvulas que controlam a vazão em um sistema por meio do diferencial de pressão gerado através do estreitamento ou alargamento da secção transversal por onde passa o fluxo do fluido. Através do controle da vazão do sistema podemos alterar a velocidade de movimento dos consumidores, ou seja, podemos “acelerar” ou “desacelerar” o sistema.



Figura 16 – Válvula estranguladora [4].

3.7.4 Válvula Direcional

As válvulas direcionais (Figura 17) são válvulas que comandam partida, parada e alteração do sentido de fluxo de um fluido de pressão. Elas podem ser acionadas manualmente, eletronicamente (por meio de solenoides) ou hidraulicamente.



Figura 17 – Válvula direcional [4].

3.7.5 Válvula de Contrabalanço

As válvulas de contrabalanço permitem um movimento suave sem trancos de consumidores com cargas puxando ou empurrando. Evita-se um avanço adiantado de um consumidor que puxa. Aplicação preferencial em tarefas de segurança e regulação para consumidores de duplo efeito, dispostas no lado de saída do consumidor.



Figura 18 – Válvula de contrabalanço [9].

3.8 Filtros

Filtros são aparelhos para separar substâncias sólidas do fluido de trabalho. São utilizados meios filtrantes de fibras ou granulados para eliminar substâncias sólidas de fluidos ou para separar poeira dos gases. A maior parte das falhas em sistemas hidráulicos ocorrem devido a contaminação do fluido de trabalho, que podem danificar equipamentos como válvulas, bombas, entre outros.

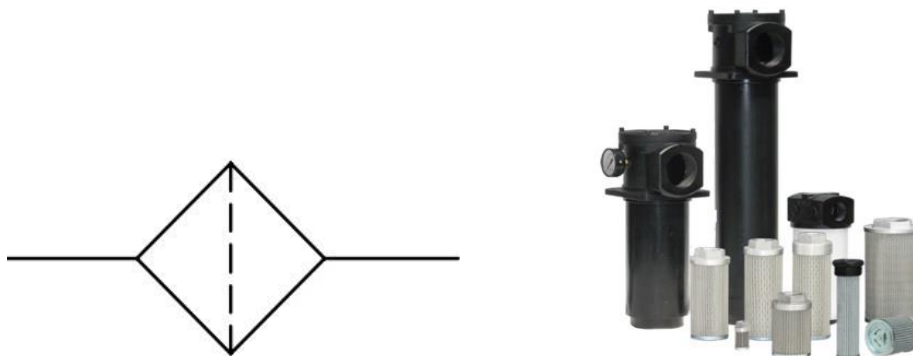


Figura 19 – Filtros [10].

4 Sistema Hidráulico

O diagrama do sistema hidráulico mostrado na Figura 20 tem como propósito controlar o guincho e a bomba tríplex, a partir de uma bomba dupla conectada a mesma fonte de energia, o motor do caminhão. Apesar dos circuitos hidráulicos que movimentam o guincho e a bomba tríplex compartilharem alguns elementos, como por exemplo, o trocador de calor, tanque, filtros e fonte de energia, dividiremos este sistema em dois subsistemas para analisarmos de modo mais claro as funções de cada elemento.

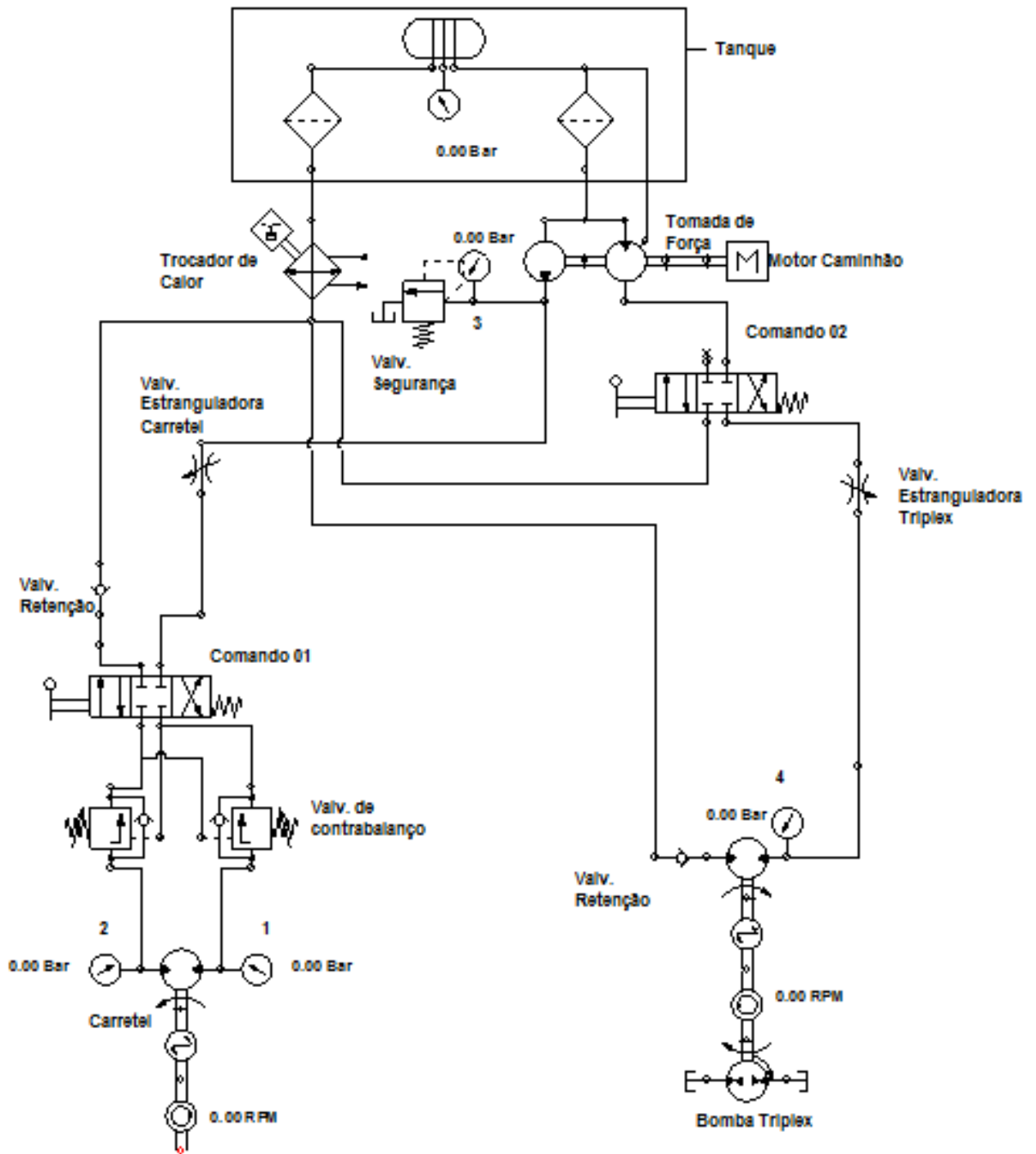


Figura 20 – Diagrama do sistema hidráulico.

4.1 Subsistema 1 (Linha do guincho hidráulico)

O subsistema 1 será responsável por movimentar um guincho hidráulico, como separado na Figura 21.

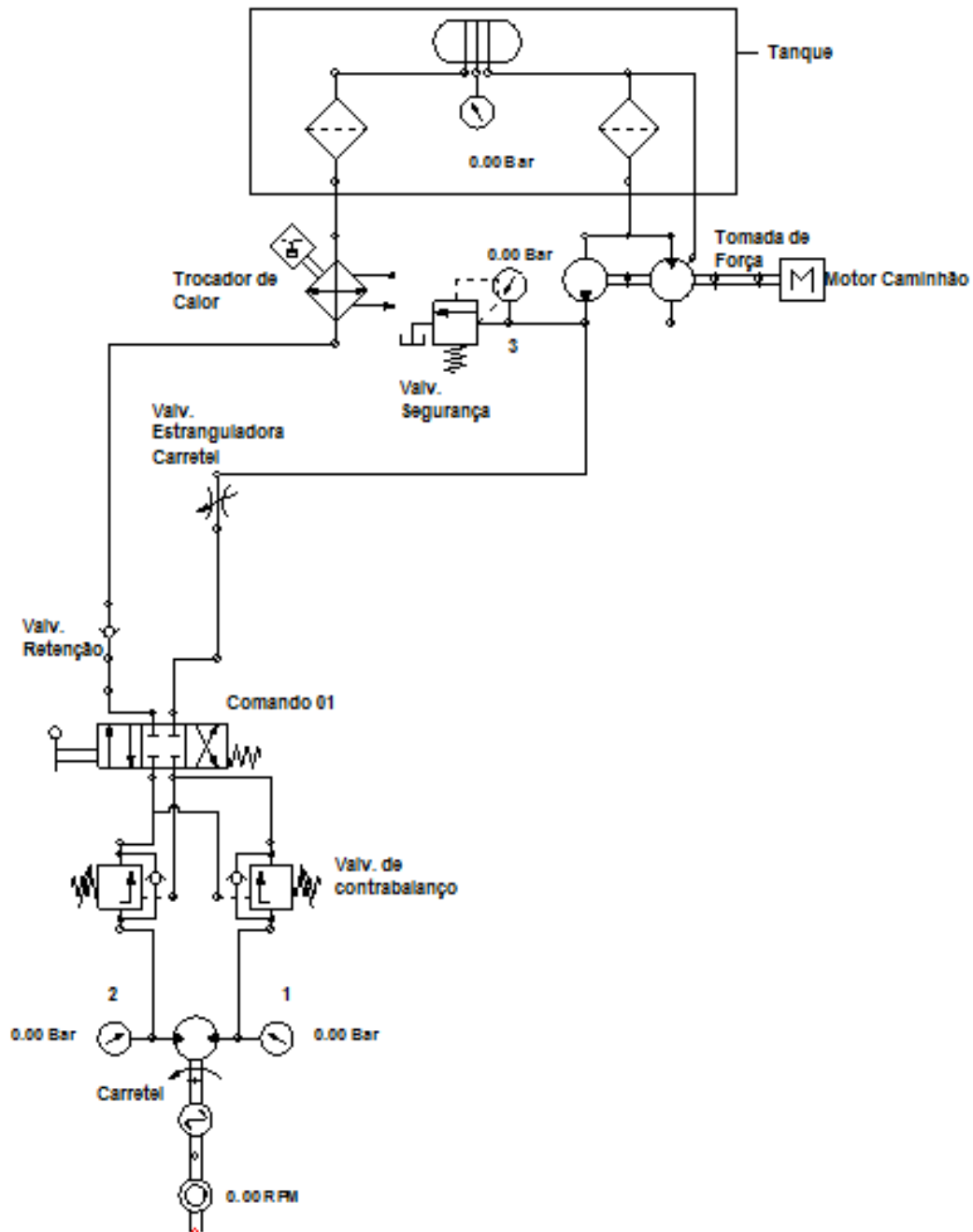


Figura 21 – Diagrama do subsistema 1 (guincho hidráulico).

Podemos iniciar a nossa análise através do tanque, por onde sai o óleo hidráulico SAE 68, que em seguida passa pelo filtro com uma malha fina o suficiente para eliminar as partículas de sujeiras que podem vir a danificar os equipamentos hidráulicos. Depois ele é succionado pela bomba hidráulica, que gera a vazão necessária para movimentar o guincho com a velocidade adequada de projeto.

Logo após a bomba, temos uma válvula de segurança que é sempre recomendada nos sistemas hidráulicos. Essa válvula limita a pressão máxima do sistema, evitando assim o aumento de pressão além dos limites dos componentes hidráulicos, protegendo equipamentos de vazamentos, mau funcionamento e até rompimento (em mangueiras, por exemplo). Essa válvula é conectada diretamente ao tanque de óleo e é uma válvula normalmente fechada, que só é aberta quando a pressão da linha atinge o valor regulado (que é menor que a pressão limite do sistema).

Após a saída da bomba, em paralelo à válvula de segurança, temos uma válvula estranguladora que tem por finalidade controlar a vazão que chega ao motor do guincho, conseqüentemente controlando a velocidade do mesmo. Esta válvula permite reduzir a seção transversal por dentro da válvula, gerando assim um acréscimo de pressão que ativa a válvula de segurança liberando parte do fluxo proveniente da bomba para tanque.

Em seguida à válvula estranguladora temos uma válvula direcional de três posições. Ao mover a alavanca em uma direção, o fluxo será direcionado para um lado do motor hidráulico, fazendo o guincho girar em um sentido, ao mover a alavanca no sentido oposto o guincho irá girar no sentido oposto, e por último, ao largar a alavanca, ela retorna para a posição central da válvula, que não permite fluxo em nenhum dos dois sentidos, impedindo assim o movimento do guincho, mesmo se este estiver sujeito a forças externas.

Entre a válvula direcional e o motor hidráulico existem duas válvulas de contrabalanço, uma em cada linha. A função desta válvula no circuito é impedir que, ao acionar a válvula direcional, o guincho gire devido a forças externas, fazendo com que haja perda de controle do sistema, podendo gerar acidentes. Para que a válvula tenha o efeito desejado só é necessária a presença de uma válvula, porém como a válvula direcional permite com que a fluxo passe por duas diferentes linhas hidráulicas (através do movimento da alavanca), foram colocadas duas válvulas de contrabalanço, uma em cada linha.

O motor hidráulico é o atuador responsável pelo do guincho, este motor é bidirecional tendo em vista que é necessário que o guincho gire tanto no sentido horário quanto no sentido anti-horário. O motor hidráulico funciona convertendo o fluxo de óleo em movimento angular, isto é, para que o motor funcione é necessário que haja passagem de óleo pelo motor. No caso deste circuito hidráulico, o fluxo provem de uma conexão da válvula direcional, passando pela válvula de contrabalanço, e retorna para outra conexão da válvula direcional, passando por outra válvula de contrabalanço.

O fluxo que sai da válvula direcional, proveniente do motor hidráulico passa por uma válvula de retenção que tem como função impedir que o guincho mova devido a forças externas, tendo assim uma função de segurança no sistema.

Finalizando este subsistema, o óleo segue para o trocador de calor, onde o calor gerado, principalmente pelas perdas de carga, é dissipado, evitando que a temperatura do óleo saia da faixa ideal de trabalho. O aumento da temperatura do óleo faz com que sua viscosidade diminua, podendo causar vazamentos internos, que diminuem a eficiência dos equipamentos, e vazamentos externos, que prejudicam o meio ambiente. Após o trocador

de calor, o fluido de trabalho segue até o tanque, passando por filtros que contribuem para a limpeza do óleo circulado pelo sistema.

4.2 Subsistema 2 (Linha da bomba Triplex)

O subsistema 1 será responsável por acionar uma bomba Triplex, como separado na Figura 22.

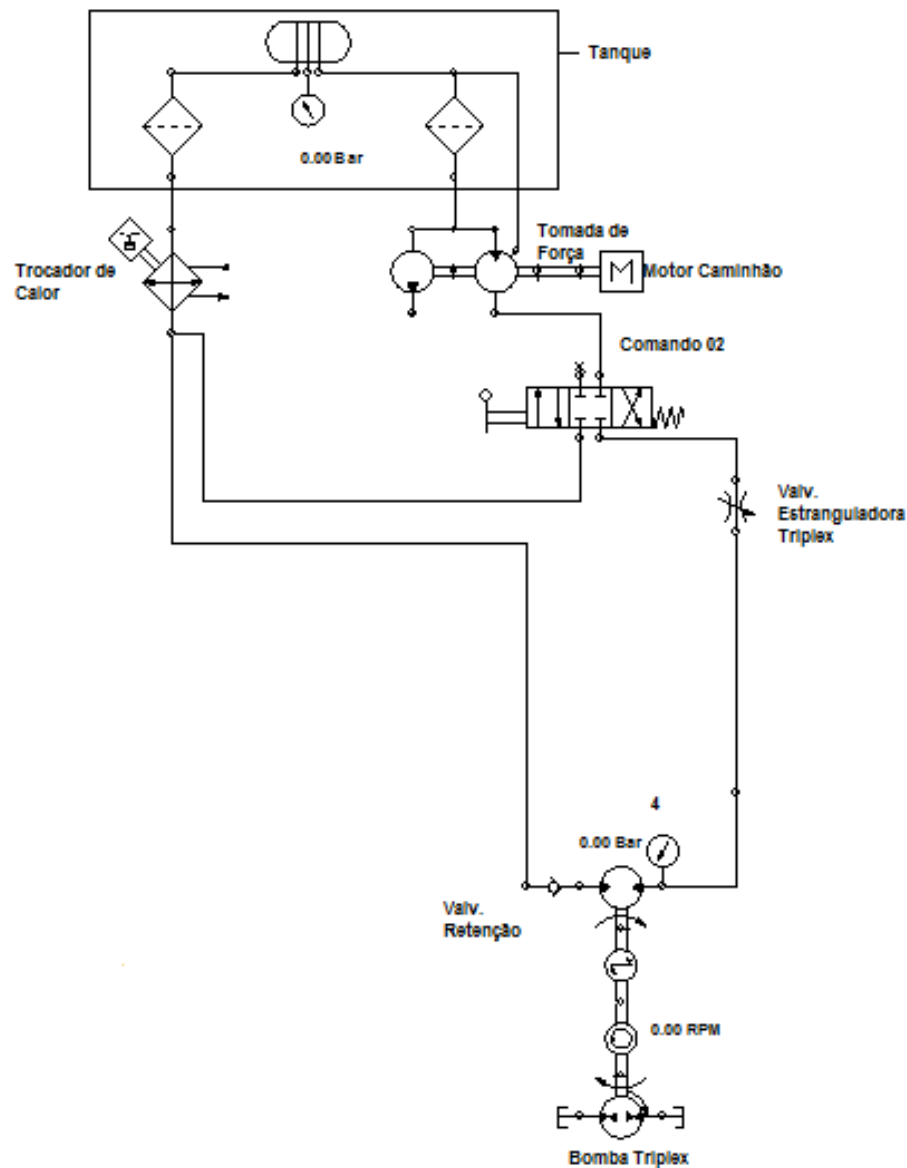


Figura 22 – Diagrama do subsistema 2 (bomba triplex).

Tendo em vista que já os dois subsistemas compartilham de alguns equipamentos, começaremos a análise do subsistema 2 a partir da bomba, que gera o fluxo de óleo em direção à válvula direcional.

A válvula direcional possui uma válvula de segurança integrada que controla a pressão máxima do sistema afim de não causar danos aos equipamentos. Essa válvula tem por finalidade controlar a bomba tríplice. Quando esta válvula esta acionada, através do movimento da alavanca, libera a passagem de fluxo para o motor que controla a bomba tríplice. Quando o operador solta a alavanca, ela volta para a posição inicial, movida por uma mola, fechando a passagem de fluxo.

Em seguida, o fluxo de óleo proveniente da válvula direcional, passa por uma válvula estranguladora que controla a vazão através da redução da área de seção transversal criando uma maior perda de carga na válvula. Com esse aumento de perda de carga, a pressão antes da válvula estranguladora é aumentada fazendo com que a válvula de segurança, integrada à válvula direcional, seja gradualmente aberta liberando parte do fluxo total para tanque, ou seja, o fluxo que segue em direção ao motor hidráulico é reduzido.

Saindo da válvula estranguladora, o fluxo de óleo segue em direção ao motor hidráulico. O motor hidráulico é o atuador responsável pelo funcionamento da bomba tríplice, ou seja, a bomba tríplice está acoplada ao motor hidráulico. Através das válvulas presentes no subsistema 2, podemos controlar dados importantes como a rotação do eixo da bomba tríplice, e torque máximo no eixo da bomba, podendo assim operar com segurança.

Seguindo o subsistema 2 temos uma válvula de retenção, que impede o fluxo contrário, que poderia ser causado caso a pressão de saída do subsistema 1 superasse a pressão de saída do subsistema 2.

Após a válvula de retenção, temos a união dos dois subsistemas, que ocorre antes do trocador de calor. Após essa união o óleo é resfriado no trocador de calor, tem suas partículas retidas no filtro e termina no tanque, assim como no subsistema 1.

5 Cálculos para seleção

Neste capítulo será apresentada a sequência de cálculo e todas as considerações que foram levadas em conta para a seleção dos motores hidráulicos e por sequência a bomba que irá alimentar todo o sistema.

5.1 Cálculo para subsistema 1 (linha do guincho)

Nessa seção serão calculados todos os parâmetros necessários para a linha do guincho hidráulico.



Figura 23 – Guincho Hidráulico.

5.1.1 Torque requerido no guincho:

O primeiro passo será calcular o torque necessário para movimentar o guincho. Para essa situação e todas as demais usaremos sempre o pior caso como base para os cálculos, isto é, no caso do guincho será quando ele estiver todo desbobinado e com o flexitubo todo dentro da tubulação. Os dados do flexitubo e do carretel estão na tabela a seguir.

Tabela 1 – Dados do flexitubo e do guincho.

DADOS	VALOR	UNIDADE
COMPRIMENTO (L)	3000	m
DIÂMETRO FLEXITUBO	1/2	pol.
PAREDE	0,049	pol.
MASSA ESPECÍFICA	0,31	Kg/m
DIÂMETRO GUINCHO	0,6	m

Utilizando $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e $r = 0,3 \text{ m}$ temos;

$$T = F * r$$

Substituindo os valores;

$$T = (3000 * 0,31) * 0,3$$

$$T = 279 \text{ Kgf}m$$

Multiplicando por g, temos;

$$T = 2737 \text{ Nm}$$

Colocando um fator de sobre carga de 1,5 :

$$T = 4105,5 \text{ Nm}$$

Com isso, será necessário um conjunto motor hidráulico e redução capaz de nos fornecer um torque igual ou superior a 4105,5 Nm.

5.1.2 Definição do motor do Guincho:

Como vimos na seção anterior, é preciso que o motor hidráulico, junto com a redução, nos forneça um torque superior a 4105,5 Nm para que atenda ao projeto. Outro fator que também será levado em consideração é a velocidade final do carretel que deverá ser algo em torno de 6 m/min.

Um tipo de motor hidráulico que se encontra dentro dessa faixa de torque e de rotação são os motores orbitais. Esses motores possuem uma ampla utilização no mercado hidráulico justamente pelo seu custo acessível e sua grande faixa de aplicação. Geralmente os fabricantes desses motores fornecem um gráfico que mostra toda sua gama de aplicação.

Esse gráfico é capaz de fornecer alguns dados como rotação, torque, vazão, pressão e potência desse motor. Nesse gráfico também é especificado a região onde esse motor é capaz de operar de forma contínua (região azul) e a região onde ele é capaz de operar intermitentemente (região vermelha), que por recomendação do fabricante não deve ultrapassar 10 % da operação a cada minuto.

Para esse projeto, o motor que foi selecionado é o OMS 80 do fabricante Sauer – Danfoss, abaixo estão o gráfico e uma tabela com os dados referentes a nossa faixa de operação.

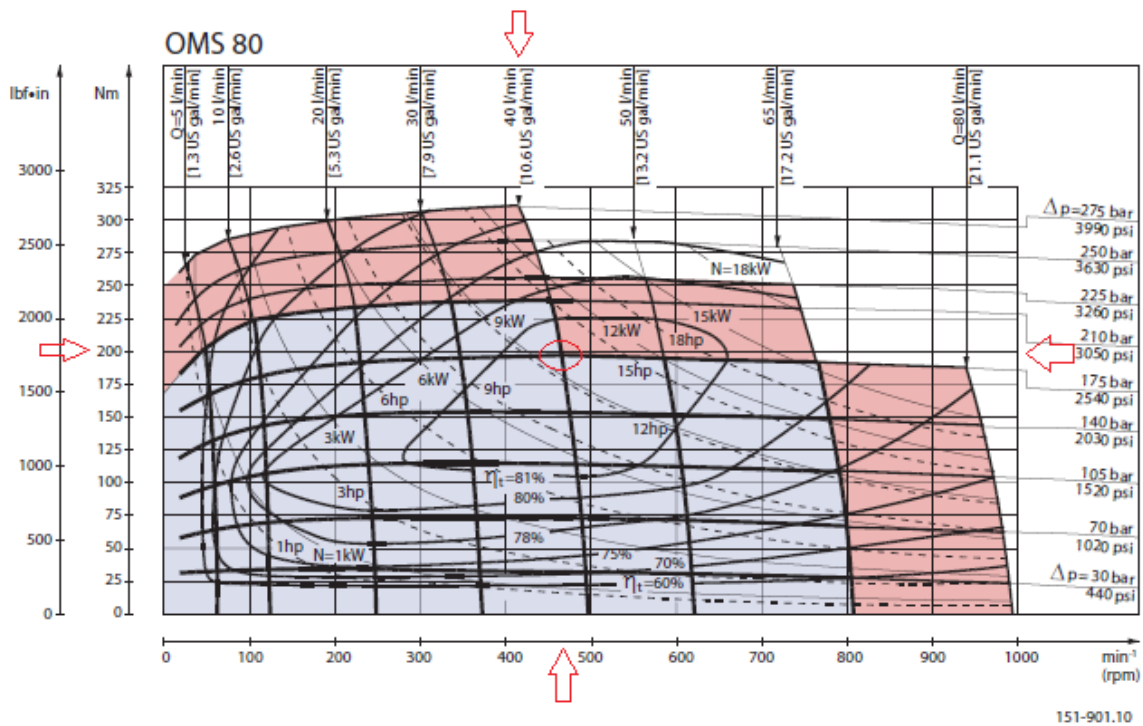


Figura 24 - Gráfico de performace do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico) [7].

Tabela 2 – Dados do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico).

DADOS DO MOTOR	VALOR	UNIDADE
TORQUE	200	Nm
PRESSÃO	180	bar
ROTAÇÃO	460	Rpm
VAZÃO	40	l/min

Essa faixa de operação só foi conseguida graças ao conjunto de redução que foi especificado para esse projeto. Esse conjunto de redução consiste em um redutor planetário associado a uma transmissão por engrenagens. Com isso obtemos uma redução equivalente a $i = 21,4613$, logo:

$$\text{RPM}_{\text{carretel}} = \text{RPM}_{\text{motor}} * i$$

Substituindo valores;

$$\text{RPM}_{\text{carretel}} = 460/21,4613 = \mathbf{21,43}$$

Para calcular a velocidade final do carretel temos;

$$V_c = w * r$$

Substituindo valores;

$$V_c = 21,43 * 0,3 = \mathbf{6,43 \text{ m/min}}$$

Para calcular o torque temos;

$$T = T_{\text{motor}} * i$$

Substituindo valores;

$$T = 200 * 21,4613 = \mathbf{4292,26 \text{ Nm}}$$

Assim, o conjunto motor hidráulico OMS 80 da *Sauer – Danfoss* e a redução combinada, redutor planetário e transmissão por engrenagens, atendem ao projeto.



Figura 25 – Motor OMS 80 Sauer – Danfoss.

5.1.3 Perda de Carga:

A perda de carga nesse tipo de projeto geralmente é muito baixa, devido as baixas velocidades em que o fluido escoar e também pelo tamanho do circuito onde esse fluido trabalha, de qualquer maneira, ela será calculada e acrescentada as pressões que a bomba deverá entregar ao sistema.

Como visto na seção 3.2.5 a perda de carga se divide em duas partes, normal e localizada, a soma das duas nos fornece a perda de carga total. Iremos calcular as perdas de cargas para cada linha separadamente.

Para realizar esses cálculos precisamos especificar alguns dados do fluido de trabalho, que nesse projeto será o óleo mineral SAE 68, cujas propriedades estão mostradas na tabela abaixo.

Tabela 3 – Dados do óleo mineral SAE 68.

DADOS	VALOR	UNIDADE
MASSA ESPECÍFICA	877	Kg/m ³
VISCOSIDADE CINEMÁTICA À 40°C	68	mm ² /s
VISCOSIDADE DINÂMICA	0,059636	Kg/m*s

5.1.4 Perda de Carga na linha do Guincho

Nesta seção será calculada a perda de carga referente a linha do guincho hidráulico.

5.1.4.1 Perda de carga normal

Para a perda de carga normal utilizaremos a fórmula descrita na seção 3.2.5.1.

$$h_{fn} = 32 * \mu * L * V / (\rho * g * D)$$

A velocidade de escoamento é calculada a partir da vazão, que nessa linha do sistema tem o valor igual a 40 l/min. Como toda a linha de tubulações possui o diâmetro interno igual a 3/4”, substitui-se os valores na fórmula abaixo:

$$V = 4 * Q / (\pi D^2)$$

Substituindo os valores e fazendo as conversões necessárias;

$$V = 2,34 \text{ m/s}$$

Com a velocidade, diâmetro e as propriedades do fluido definidas, somos capazes de calcular o número de Reynolds.

$$Re = \rho * V * D / \mu$$

Substituindo os valores;

$$Re = 877 * 2,34 * 0,01905 / 0,059636 = \mathbf{655,54}$$

Como o número de Reynolds é menor que 2000 podemos considerar o escoamento como laminar. O comprimento total da linha é de $L = 8,8$ m, logo substituindo os valores na equação, temos;

$$h_{fn} = 32 * 0,059636 * 8,8 * \frac{2,34}{0,01905 * 877 * 9,81} = \mathbf{0,24\ m}$$

Convertendo para bar, temos;

$$h_{fn} = \mathbf{0,021\ bar}$$

Tabela 4 – Perda de Carga normal (linha do guincho hidráulico).

PERDA DE CARGA NORMAL		
DADOS	VALOR	UNIDADE
MASSA ESPECÍFICA	877	Kg/m ³
VISCOSIDADE D.	0,059636	Kg/m*s
DIÂMETRO INTERNO	0,01905	m
VELOCIDADE	2,34	m/s
COMPRIMENTO	8,8	m
REYNOLDS	655,54	-
PERDA DE CARGA	0,24	m
PERDA DE CARGA	0,021	bar

5.1.4.2 Perda de carga localizada

Para a perda de carga localizada de alguns acidentes como entradas, saídas, reduções e T's de fluxo, utilizaremos o método direto, para os demais elementos como válvulas e manômetros utilizaremos o catálogo de seus fabricantes e no final somaremos as perdas de cargas localizadas.

$$h_{fl} = K * V^2 / (2 * g)$$

Como podemos notar na expressão acima, a única variável que ainda precisa ser obtida é o fator K, que é um coeficiente experimental para a perda de carga gerada para cada tipo de acidente existente na linha. os valores de K para cada acidente foram listados na seção 3.2.5.2.

A expressão acima deve ser calculada para cada acidente separadamente. Com isso, a perda de carga localizada total ao longo da linha será o somatório das perdas geradas pelos acidentes.

Entretanto, se as velocidades de escoamento através dos acidentes forem iguais, podemos fazer o somatório dos coeficientes K antes de utilizarmos a expressão.

Tabela 5 – Acidentes na linha do guincho hidráulico.

PERDA DE CARGA LOCALIZADA		
ACIDENTES	QUANTIDADE	FATOR K
ENTRADAS	9	0,5
SAÍDAS	9	1
REDUÇÕES	4	0,01
T's ROSQUEADOS	2	2

Com isso, temos um somatório de K igual a;

$$\sum K = 17,54$$

Substituindo os valores na fórmula de h_{fl} temos;

$$h_{fl} = 17,54 * \frac{2,34^2}{2 * 9,81} = \mathbf{4,90\ m}$$

Convertendo para bar temos;

$$h_{fl} = \mathbf{0,42\ bar}$$

Para completar a perda de carga localizada ainda resta ser adicionado as perdas nas válvulas. Nesse caso, as perdas de cargas foram tiradas a partir dos catálogos dos próprios fabricantes.

a) Perda de carga na válvula direcional

A perda de carga na válvula direcional será uma das maiores perdas de carga que teremos em todo o sistema, isso se deve a própria configuração da válvula e os caminhos que o fluido passa quando ela é acionada. Como elas podem ser acionadas em cinco direções diferentes, será considerada a maior perda dentre todas elas.

No gráfico abaixo, a válvula existente na linha desse projeto é a válvula de número 2, desta forma, as posições P-A e P-B, que são as posições relativas ao acionamento do guincho para frente e para trás são as que mais sofrem com a perda de carga.

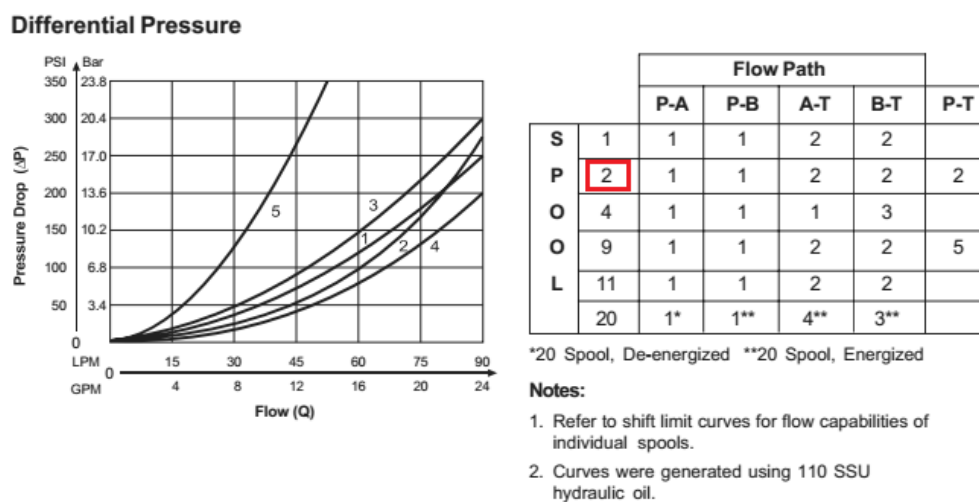


Figura 26 – Gráfico de perda de carga na válvula direcional [4].

$$h_{fld} = 3,4 \text{ bar}$$

b) Perda de carga na válvula reguladora de pressão (alívio)

As válvulas reguladoras de pressão, comumente chamadas de válvulas de alívio, não possuem perdas de cargas significativas pois só são ativadas quando a pressão do sistema, por algum motivo, fica maior do que a pressão desejada. Por esse motivo os fabricantes não costumam fornecer os gráficos de perda de carga.

c) Perda de carga na válvula estranguladora

A perda de carga na válvula estranguladora também tende a zero com a vazão que é utilizada nesse sistema, gráfico abaixo mostra isso.

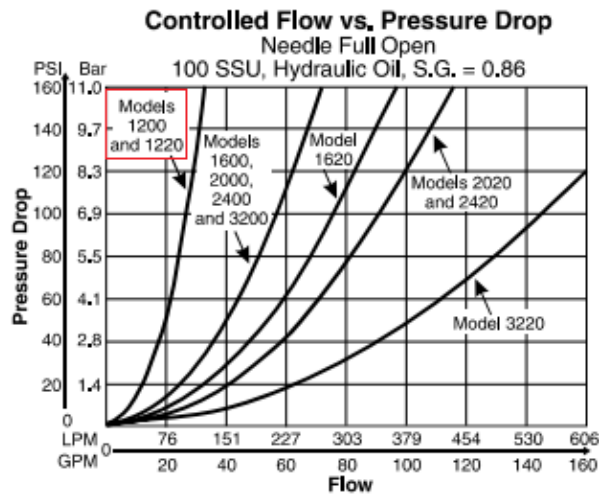


Figura 27 - Gráfico de perda de carga na válvula estranguladora [4].

d) Perda de carga na válvula de contrabalanço

A perda de carga localizada na válvula de contrabalanço também será uma das maiores perdas de carga do sistema e é dada pelo gráfico abaixo.

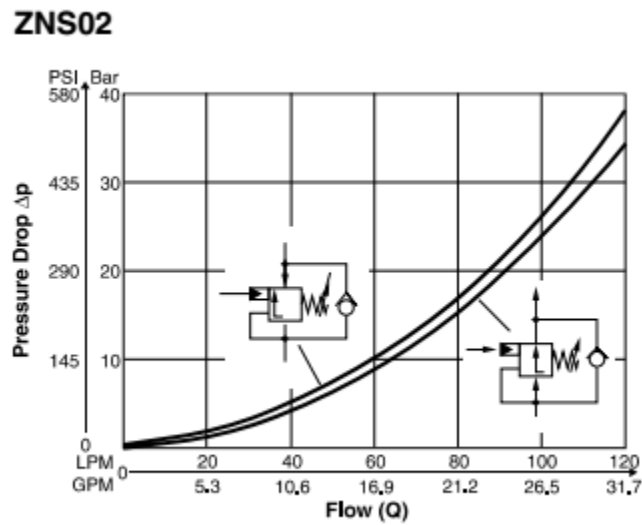


Figura 28 - Gráfico de perda de carga na válvula contrabalanço [4].

$$h_{fvc} = 5 \text{ bar}$$

e) Perda de carga nos manômetros

A perda de carga localizada nos manômetros também pode ser considerada zero, com isso, a perda de carga localizada total será de 8,82 bar conforme descrito a seguir

Tabela 6 – Perda de carga localizada total (linha do guincho).

ELEMENTOS	PERDA DE CARGA (bar)
ACIDENTES	0,42
VÁLVULA DIRECIONAL	3,4
VÁLVULA DE ALÍVIO	0
VÁLVULA ESTRANGULADORA	0
VÁLVULA DE CONTRABALANÇO	12
MANÔMETROS	0
TOTAL	8,82

Com isso, a perda de carga total na linha do guincho hidráulico será de;

$$h_f = h_{fn} + h_{fl}$$

Substituindo os valores;

$$h_f = 0,021 + 8,82 = \mathbf{8,84 \text{ bar}}$$

5.2 Cálculo para subsistema 2 (linha da Bomba tríplex)

Nessa seção serão calculados todos os parâmetros necessários para a linha da bomba tríplex.



Figura 29 – Jato formado pela bomba tríplex.

5.2.1 Parâmetros da bomba Triplex

Para esse projeto, temos como parâmetros pré-definidos os valores de pressão e vazão que o jato precisa atingir para que possa efetuar a limpeza dos tubos. Com esses valores já definidos, temos uma condição na qual a bomba Triplex opera e, por consequência, a faixa de operação que o motor hidráulico que o acionará também deverá operar.

A bomba Triplex que será utilizada nesse projeto foi especialmente modificada pelo fabricante para que seja acionada por um motor hidráulico e não um motor elétrico ou a combustão, por conta disso, a rotação que será levada em consideração nos cálculos será a rotação do virabrequim da bomba, que será diretamente acoplada ao nosso motor hidráulico.

A seguir, a tabela da bomba Triplex nos fornece a rotação e a potência que o motor hidráulico precisa atingir para que a bomba forneça os 7540 psi de pressão a uma vazão de 15 l/min ao jato.



Figura 30 – Bomba Triplex.

Tabela 7 - Dados de funcionamento da bomba Triplex [11].

Performance parameters (Standard design)

Note: Actual flow rates for water as pumped medium (volumetric efficiency has already been taken into account).

HDP	Q [l/min]	Required power rating [kW]			D	r.p.m.	
		11	15	18,5		n1	n2
		Operating pressure [bar]					
24	2,2	2200	3000	3500	8	1500/1800/2150	625
	2,7	1850	2500	3100			750
	3,2	1550	2100	2600			900
	3,6	1400	1900	2250	10	1500/1800/2150	625
	4,4	1200	1600	2000			750
	5,4	980	1350	1650			900
23	3,6	1400	1800		10	1500/1800/2150	625
	4,4	1200	1600				750
	5,4	980	1350				900
	5,7	970	1300	1550	12	1500/1800/2150	625
	6,9	820	1100	1350			750
	8,2	690	930	1150			900
22	9	620	850	1000	15	1500/1800/2150	625
	11	530	720	880			750
	12	460	620	730	17,5		625
	15	380	520	640			750
	16	350	480	560	20		625
	20	290	400	490			750
	25	220	300	360	25		625
	31	190	250	310			750
	37	150	210	250	30		625
	45	130	180	220			750
	51	115	150	180	35		625
	62	95	130	160			750
	66	85	120	140	40		625
	82	75	100	120			750
84	70	95	110	45	625		
103	55	75	95		750		

Conversion table
 Rating 1 kW = 1.34 HP
 Op. pressure 1 bar = 14.5 psi
 Flow rate 1 l = 0.264 US gallon
 1 l = 0.22 Imp. gallon

D = Piston/Plunger dia. [mm]
 n1 = Motor/Engine r.p.m.
 n2 = Crankshaft r.p.m.

Ou seja, o motor hidráulico precisa funcionar com uma rotação de 750 rpm em uma faixa de potência de 15 KW.

5.2.2 Definição do motor da bomba Triplex:

Para o funcionamento da bomba Triplex, dentro das condições necessárias, é preciso que se tenha um motor que gire na faixa de 750 Rpm e tenha uma potência requerida de 15 kW, como foi verificado na seção anterior.

Como foi mostrado na seção 6.2 os motores orbitais possuem uma ampla utilização na hidráulica por conta da sua grande faixa de aplicação e baixo custo. O mesmo motor que será utilizado para acionar o guincho hidráulico é capaz de acionar, dentro do seu regime contínuo (faixa azul), perfeitamente a bomba Triplex nas condições estabelecidas. O gráfico e a tabela a seguir demonstram isso.

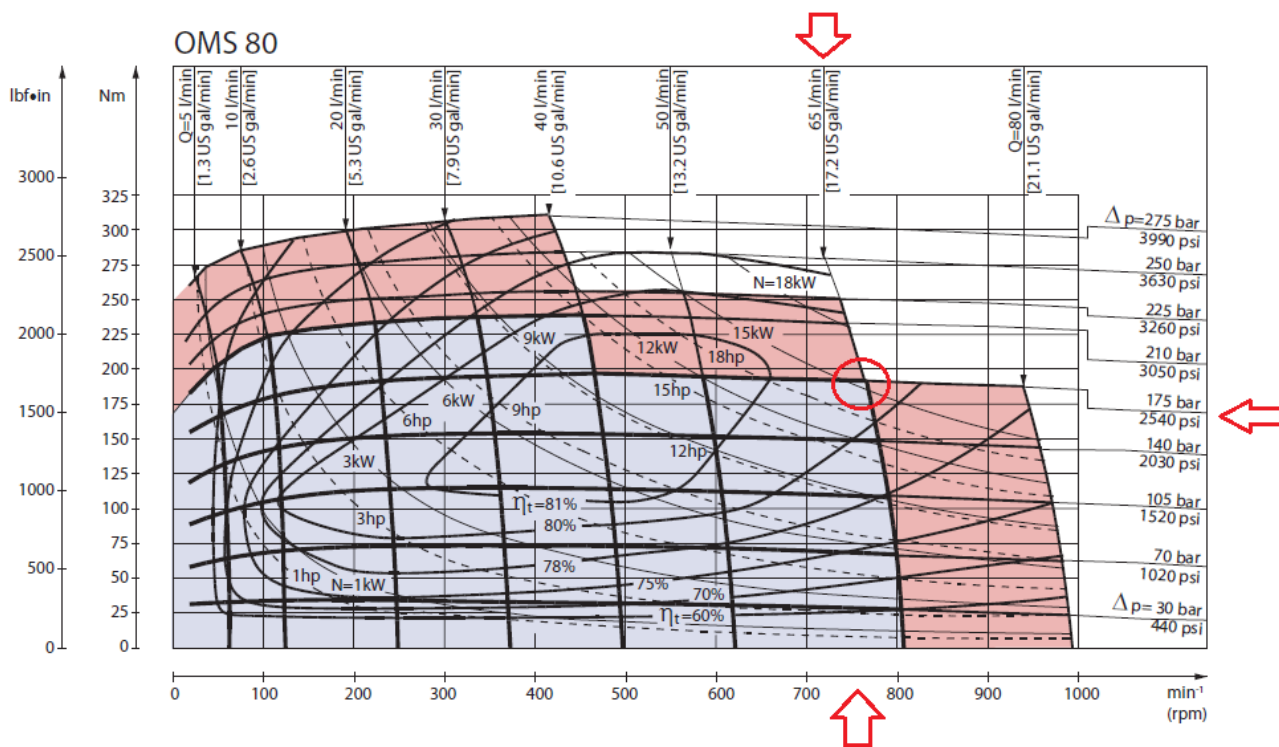


Figura 31 – Gráfico de performance do motor OMS 80 (para bomba tríplex) [7].

Tabela 8- Dados do motor OMS 80 (para o guincho hidráulico).

DADOS	VALOR	UNIDADE
VAZÃO máx	65	l/min
PRESSÃO máx	175	bar
FAIXA DE ROTAÇÃO	730-770	Rpm
POTÊNCIA	15	KW

Percebe-se que na linha de 15 kW o motor OMS 80 da *Sauer – Danfoss* possui uma faixa de rotação que vai de 730 Rpm até 770 Rpm, bem como a sua pressão e vazão também possuem uma faixa de valor. Utilizaremos como padrão a vazão e a pressão máximas que ele pode atingir para selecionarmos nossa bomba.

5.2.3 Perda de Carga na linha da Triplex:

Nesta seção será calculada a perda de carga referente a linha da bomba triplex. Como os modelos de cálculo já foram demonstrados na seção anterior, nesta seção serão mostrados apenas os valores.

5.2.3.1 Perda de carga normal

Tabela 9 – Perda de carga normal (linha da tríplex).

PERDA DE CARGA NORMAL		
DADOS	VALOR	UNIDADE
MASSA ESPECÍFICA	877	Kg/m ³
VISCOSIDADE D.	0,059636	Kg/m*s
DIÂMETRO INTERNO	0,01905	m
VELOCIDADE	3,80	m/s
COMPRIMENTO	5,50	m
REYNOLDS	1064,80	-
PERDA DE CARGA	0,24	m
PERDA DE CARGA	0,021	bar

5.2.3.2 Perda de carga localizada

Tabela 10 – Acidentes na linha tríplex.

PERDA DE CARGA LOCALIZADA		
ACIDENTES	QUANTIDADE	FATOR K
ENTRADAS	5	0,5
SAÍDAS	5	1
REDUÇÕES	2	0,01
T's ROSQUEADOS	1	2

Com isso, temos um somatório de K igual a;

$$\sum K = 9,52$$

Substituindo os valores na fórmula de h_{fl} temos;

$$h_{fl} = 9,52 * \frac{3,80^2}{2 * 9,81} = \mathbf{7,00\ m}$$

Convertendo para bar temos;

$$h_{fl} = \mathbf{0,60\ bar}$$

Analisando os gráficos das válvulas presentes nessa linha com a vazão de 65 l/min, teremos;

Tabela 11 – Perda de carga localizada total (linha da tríplex).

ELEMENTOS	PERDA DE CARGA (bar)
ACIDENTES	0,60
VÁLVULA DIRECIONAL	10,2
VÁLVULA ESTRANGULADORA	0
TOTAL	10,80

Com isso, a perda de carga total na linha da bomba Triplex será de;

$$h_f = h_{fn} + h_{fl}$$

Substituindo os valores;

$$h_f = 0,021 + 10,80 = \mathbf{10,82 \text{ bar}}$$

5.3 Vazões e pressões dos sistemas:

Com os dois motores selecionados e as perdas de cargas também calculadas tem-se as vazões e pressões necessárias em cada linha.

Tabela 12 – Vazão e pressão do subsistema 1.

SUBSISTEMA 1 (Linha do guincho)	VALOR	UNIDADE
VAZÃO	40	l/min
PRESSÃO	188,84	bar

Tabela 13 - Vazão e pressão do subsistema 2.

SUBSISTEMA 2 (linha da tríplex)	VALOR	UNIDADE
VAZÃO	65	l/min
PRESSÃO	185,82	bar

São com esses valores de pressão e vazão que a bomba será selecionada. Um modelo de bomba que é largamente utilizada nesses tipos de instalações são as bombas de engrenagens externas. Essas bombas são acionadas pelo motor do caminhão, elas são acopladas a ele por uma tomada de força que será explicada na próxima seção.

5.4 Tomada de Força:

As bombas que alimentaram o sistema serão acopladas ao motor do caminhão através de uma tomada de força, que será ligada na caixa de marchas do caminhão. Os dados da tomada de força apresentados na tabela a seguir.

Tabela 14 – Dados da tomada de força [6].

Modelos de Caixas de Câmbio: FS 4005A • FS 4205A

Opções de Tomadas de Força com Engrenagem Dupla - Heavy Duty

Características Técnicas

Rotação de saída a cada 1000 RPM do motor	Código Eaton Tomada de Força	Lado de montagem na Caixa de Câmbio	Tipo de acionamento	Tipo de saída da tomada			Sentido de rotação em relação ao motor	Torque máx. (N.m)
				P/ eixo Cardan dia. 1" c/ chav.	P/ eixo Cardan dia. 1-1/4" c/ chav.	P/ bomba Flange SAE "B" 2 ou 4 furos luva 7/8" 13 estrias		
840	3003746	Direito	Pneumático		X		Horário	346
	3003720					X		
	3003751	Esquerdo			X			
	3003752					X		



Figura 32 – Tomada de força [6].

Ou seja, a cada 1000 Rpm do motor do caminhão teremos 840 Rpm de entrada na bomba, podendo aumentar a rotação nessa mesma proporção. O torque máximo que a tomada de força pode atingir é de 346 Nm, esse torque, juntamente com as pressões e vazões, os dados necessários para a seleção da bomba

5.5 Seleção da bomba do sistema

De acordo com os cálculos realizados previamente chegamos aos valores de pressão e vazão que as linhas dos subsistemas precisam para funcionar perfeitamente, já com as perdas de cargas. Avaliamos também um fator limitante para nossa bomba que é o torque máximo que a tomada de força é capaz de fornecer.

Tabela 15 – Dados para seleção da bomba.

DADOS	VALOR	UNIDADE
VAZÃO	40 e 65	l/min
PRESSÃO	188,84 e 185,82	bar
TORQUE LIMITANTE	346	Nm

De posse desses valores podemos procurar nos catálogos dos fabricantes de bombas de engrenagens externas e procurar algumas opções de bombas.

Analisando os catálogos da Parker encontramos uma bomba que atende as condições de pressão e vazão das linhas, a seguir será feita a verificação do torque total para saber qual configuração dessa bomba melhor nos atende, visto que, ela possui diversas variações para cara largura de suas engrenagens.

Tabela 16 – Dados da bomba P330 [4].

Deslocamentos, Pressões Operacionais Máximas e Pesos

Modelo P = Bomba M = Motor	Largura de Engrenagens	Deslocamento Teórico		Pressão Máxima (Óleo mineral)				Pesos Kg	
		cm ³ /rev	pol ³ /rev	Regime Contínuo		Regime Intermitente		Simples	Múltipla *
				bar	psi	bar	psi		
PGP 315	3/8"	7,6	0,465	245	3500	275	4000	6,5	6,5
PGM 315	1/2"	10,2	0,620	245	3500	275	4000	6,7	6,7
	5/8"	12,7	0,775	245	3500	275	4000	6,9	6,9
	3/4"	15,2	0,930	245	3500	275	4000	7,1	7,1
	7/8"	17,8	1,09	245	3500	275	4000	7,3	7,3
	1"	20,3	1,24	245	3500	275	4000	7,6	7,6
	1 1/8"	22,9	1,40	245	3500	275	4000	7,8	7,8
	1 1/4"	25,4	1,55	245	3500	265	3850	8,1	8,1
	1 3/8"	27,9	1,71	245	3500	255	3700	8,3	8,3
	1 1/2"	30,5	1,86	225	3300	245	3500	8,5	8,5
	1 5/8"	33,0	2,02	215	3100	230	3350	8,7	8,7
	1 3/4"	35,6	2,17	200	2900	215	3100	9,0	9,0
	1 7/8"	38,1	2,33	190	2700	205	2950	9,2	9,2
	2"	40,6	2,48	175	2500	190	2750	9,4	9,4
PGP 330	1/2"	16,1	0,985	245	3500	275	4000	15,0	12,0
PGM 330	3/4"	24,2	1,47	245	3500	275	4000	15,5	12,5
	1"	32,3	1,97	245	3500	275	4000	16,0	13,0
	1 1/4"	40,4	2,46	245	3500	275	4000	16,5	13,5
	1 1/2"	48,4	2,95	245	3500	265	3850	17,0	14,0
	1 3/4"	56,5	3,44	225	3250	245	3500	17,5	14,5
	2"	64,6	3,94	210	3000	225	3300	18,0	15,0
PGP 350	1/2"	20,9	1,28	245	3500	275	4000	19,0	16,0
PGM 350	3/4"	31,3	1,91	245	3500	275	4000	20,0	17,0
	1"	41,8	2,55	245	3500	275	4000	21,0	18,0
	1 1/4"	52,2	3,19	245	3500	275	4000	22,0	19,0
	1 1/2"	62,7	3,82	245	3500	265	3850	23,0	20,0
	1 3/4"	73,1	4,46	225	3250	245	3500	24,0	21,0
	2"	83,6	5,10	210	3000	225	3300	25,0	22,0
	2 1/4"	94,0	5,73	190	2750	210	3000	26,0	23,0
	2 1/2"	104,5	6,38	175	2500	190	2750	27,0	24,0
PGP 365	3/4"	44,3	2,70	245	3500	275	4000	26,0	23,0
PGM 365	1"	59,0	3,60	245	3500	275	4000	27,0	24,0
	1 1/4"	73,8	4,50	245	3500	275	4000	28,0	25,0
	1 1/2"	88,5	5,40	245	3500	275	4000	29,0	26,0
	1 3/4"	103,3	6,30	245	3500	275	4000	30,0	27,0
	2"	118,0	7,20	245	3500	265	3850	31,0	28,0
	2 1/4"	132,8	8,10	225	3250	245	3500	32,0	29,0
	2 1/2"	147,5	9,00	210	3000	225	3300	33,0	30,0

* Adicionar o valor indicado para cada seção utilizada na bomba múltipla.

Exemplo: PGP 330 de 2" x 1 1/4" x 1"

Peso Total: 18,0 + 13,5 + 13,0 = 44,50 kg.

A bomba PGP330 é a bomba que atende ao projeto de acordo com as necessidades de pressão e vazão. Ela também permite que seja acoplado um segundo corpo independente ao primeiro, o que facilita enormemente a montagem e melhora o funcionamento do sistema.

Desta forma teremos uma bomba múltipla, cada linha com o seu próprio corpo de bomba com uma pressão e uma vazão definida pelas suas configurações. A única condição pra isso é que as engrenagens desses dois corpos rodem com o mesmo Rpm, o Rpm que a tomada de força irá fornecer. Assim resta calcular, para a mesma rotação, duas “bombas” que atendam as necessidades dos subsistemas.

No catálogo do fabricante também é mostrado as vazões que cada uma dessas configurações da bomba PGP330 fornece a uma dada rotação.

Tabela 17 – Dados da bomba P330 [4].

Tabela de Desempenho da Bomba PGP 330 à Pressão Nominal

Rotação rpm	Vazão ⁽¹⁾ Potência ⁽²⁾	Largura de Engrenagem						
		1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
900	lpm	12	19	26	33	40	47	54
	gpm	3,2	5,1	7,0	8,8	10,6	12,4	14,3
	kW	6	10	13	16	19	21	22
	HP	9	13	17	21	26	28	29
1200	lpm	17	26	36	45	55	64	73
	gpm	4,5	7,0	9,5	12,0	14,5	16,9	19,4
	kW	8	13	17	21	25	28	29
	HP	11	17	23	28	34	37	39
1500	lpm	22	34	46	57	69	81	93
	gpm	5,8	8,9	12,1	15,2	18,3	21,4	24,5
	kW	11	16	21	26	32	34	36
	HP	14	21	28	35	43	46	49
1800	lpm	27	41	55	70	84	98	112
	gpm	7,1	10,8	14,7	18,4	22,1	25,9	29,6
	kW	13	19	25	32	38	41	44
	HP	17	26	34	43	51	55	58
2100	lpm	32	48	65	82	98	115	131
	gpm	8,4	12,7	17,2	21,6	26,0	30,3	34,7
	kW	15	22	30	37	44	48	51
	HP	20	30	40	50	60	65	68
2400	lpm	36	55	75	94	113	132	151
	gpm	9,6	14,7	19,8	24,8	29,8	34,8	39,8
	kW	17	25	34	42	51	55	58
	HP	23	34	45	57	68	74	78
3000	lpm	46	70	94	118	142	166	190
	gpm	12,2	18,5	24,9	31,2	37,5	43,8	50,1
	kW	21	32	42	53	64	69	73
	HP	28	43	57	71	85	92	97

1 - Vazão da bomba medida à máxima pressão nominal, conforme especificado na página 3.

2 - Potência consumida pela bomba à máxima pressão nominal, conforme especificado na página 3.

Vimos na tabela acima que a bomba PGP330 quando acionada a um rotação de 1200 Rpm e com as larguras de engrenagem iguais a 1 1/4" e 1 3/4" nos fornece as vazões necessárias para o subsistema 2 e 1, respectivamente. A bomba com a configuração de engrenagem 1 3/4" a 1200 Rpm nos fornece 64 l/min e o subsistema 2 necessita de 65 l/min, porém como dito na seção 6.4 o motor hidráulico OMS 80 para trabalhar na linha de 15 KW de potência e possui uma faixa vazão para atingir essa potência, a vazão 64 l/min fornecida por essa bomba está contida nessa faixa, então isto não será problema.

Como com essas configurações de engrenagem as bombas fornecem 245 e 225 bar respectivamente, também não teremos problemas quanto a pressão, visto que a maior pressão exigida é de 188,84 bar. Resta agora calcular o torque que essas bombas exigem da tomada de força para verificar se atendem ao nosso projeto.

Tabela 18 – Dados de vazões e pressões fornecidos pela bomba e solicitados por cada subsistema.

DADOS	PRIMEIRA SAÍDA	SEGUNDA SAÍDA
VAZÃO COM 1200 rpm (l/min)	45	64
VAZÕES DOS SUBSISTEMAS (l/min)	40	64*
PRESSÃO máx (bar)	245	225
PRESSÕES DOS SUBSISTEMAS (bar)	188,84	185,82

O cálculo do torque que essa bomba múltipla irá requisitar da tomada de força é dado pela fórmula abaixo.

$$T = \text{Pot} * 7121/\text{Rpm}$$

Onde [Pot] é a potência dada em Hp. Para calcular essa potência precisaremos do rendimento da bomba, que é dado pela fórmula abaixo.

$$\eta = \frac{Q_{\text{máx}} * p_{\text{máx}}}{\text{Pot}}$$

Onde [p_{máx}] nesse caso é a pressão máxima à vazão máxima que a bomba fornece e [Pot] é a potência nominal, dada na tabela 17.

Substituindo os valores e fazendo as conversões necessárias, temos:

Tabela 19 – Rendimento das bombas.

DADOS	UNIDADE
η1	0,86
η2	0,88

Para calcular a potência utilizada no sistema precisaremos utilizar as pressões e vazões do sistema, com o rendimento calculado acima, com isso temos:

$$\text{Pot} = \frac{Q_{\text{sist}} * p_{\text{sist}} * 1,341}{\eta * 612}$$

Tabela 20 – Potência de acionamento.

DADOS	UNIDADE (Hp)
Pot ₁	21.65
Pot ₂	29,61

Desta forma, podemos calcular os torques que cada corpo da bomba irá fazer sobre o eixo da tomada de força.

Tabela 21 – Torque requisitado pela bomba.

DADOS	VALOR (Nm)
TORQUE 1	128,47
TORQUE 2	175,71
TORQUE TOTAL	304,18

Como o torque requerido pela bomba é menor que o torque máximo que a tomada de força pode fornecer, essa configuração é válida e atende ao projeto.

6 Conclusão

Após os cálculos realizados nesse projeto podemos concluir que o sistema foi dimensionado de maneira adequada, dentro dos limites do projeto, permitindo o pleno funcionamento dos equipamentos, garantindo sempre a segurança da operação e das pessoas que operam. A escolha pelos motores hidráulicos orbitais e pela bomba múltipla de engrenagens externas foi uma escolha correta, tendo em vista o baixo custo de implementação e a grande faixa de atuação dos mesmos, já que o objetivo da operação de hidro jateamento para limpeza de tubos de produção é ser uma operação de baixo custo.

A forma como o sistema hidráulico como todo foi montado, vista no capítulo 5, também se mostrou eficiente e bastante segura, tendo em vista que a operação ficou bastante fácil de ser realizada com a unidade, com comandos de fácil manipulação e com mecanismos de segurança que protegem toda a unidade e principalmente o operador.

Embora o sistema esteja funcionando plenamente, existe a possibilidade de incrementarmos o mesmo adicionando válvulas acionadas por solenoide e sensores eletrônicos de vazão, pressão e temperatura comandadas por um controlador lógico programável (PLC), afim de facilitar a operação e conseguir monitorar as condições do circuito em tempo real, mantendo assim um histórico de operações com o intuito de facilitar as manutenções planejadas.

Um grande trunfo desse projeto é que com pequenas alterações nos bicos utilizados para jatear e no fluido utilizado, essa unidade pode ser utilizada em outros tipos de serviços como limpeza de cascos de embarcações por exemplo, que é um mercado bastante interessante e com grande atuação da tecnologia de hidro jateamento.

7 Referências Bibliográficas

[1] DE MATTOS, E.E., DE FALCO, R., *Bombas Industriais*, 2 ed., Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.

[2] FOX, R.W., PRITCHARD, P.J., MCDONALD, A.T., *Intrudução à Mecânica dos Fluidos*, 7 ed., Rio de Janeiro, Editora LTC, 2010.

[3] EXNER, H., FREITAG, R., GEIS, I., H., *et al. Hidráulica Básica*, 3.1 ed., São Paulo, Editora Bosch Rexroth AG, 2005.

[4] *Produtos- Parker*. Disponível em:

<<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.338f315e827b2c6315731910237ad1ca/?vgnextoid=e9b68380a865e210VgnVCM10000048021dacRCRD&vgnnextfmt=PT>>

Acessado em: 5 nov. 2014

[5] *External Gear Pumps*. Disponível em:

<<http://www.pumpschool.com/principles/external.asp>> Acessado em: 5 nov. 2014

[6] *Hydraulics – Products – Eaton*. Disponível em:

<<http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Hydraulics/index.htm>> Acessado em: 5 nov. 2014

[7] *Sauer Danfoss - General, Orbital Motors – Technical Information*. Disponível em:

< <http://files.danfoss.com/documents/52010232.pdf>> Acessado em: 5 nov. 2014

[8] *Hydac - Trocadores de calor óleo – ar*. Disponível em:

< <http://m.hydac.com/br-pt/produtos/trocadores-de-calor-radiadores/trocadores-de-calor-oleo-ar.html>> Acessado em: 5 nov. 2014

[9] *Vista Hydraulics – Produtos*. Disponível em:

< <http://www.vistahydraulics.com.br/produtos.php>> Acessado em: 5 nov. 2014

[10] *Filtros NewTec – Produtos*. Disponível em:

< <http://www.filtrosnewtec.com.br/index.php/produtos>> Acessado em: 5 nov. 2014

[11] *Hammelmann – Products – High Pressure Pumps*. Disponível em:

<http://www.hammelmann.de/en/produkte/hochdruckpumpen/uebersicht/uebersicht_hochdruckpumpen.php?navid=701209701209> Acessado em: 5 nov. 2014