



Alexandre Perin de Souza

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO PARA
UMA DESENSILADEIRA**

Horizontina

2012

Alexandre Perin de Souza

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO PARA UMA
DESENSILADEIRA**

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

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Me Eng.

Horizontina

2012

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

“Dimensionamento do Sistema Hidráulico para uma Desensiladeira”

Elaborada por:

Alexandre Perin de Souza

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

**Aprovado em: 28/11/2012
Pela Comissão Examinadora**

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

**Prof. Dr Ademar Michels
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Esp Vilmar Bueno Silva
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2012**

DEDICATÓRIA

Dedico aos meus pais pela educação,
carinho e apoio recebidos em toda minha vida.

AGRADECIMENTO.

Ao meu orientador Professor Anderson Dal Molin pelo apoio e suas orientações metodológicas que contribuíram na realização deste trabalho.

Aos meus familiares que me incentivaram durante a toda a minha vida e na realização deste trabalho.

Ao meu amigo e sócio da empresa AgroWorks, Jonas Rafael Reiter, que prestou suporte para a realização deste trabalho.

O destino não é uma questão de sorte, é uma questão de escolha. Não é algo pelo que se espera, mas algo a alcançar. (William Jennings Bryan)

RESUMO

Os implementos utilizados na agricultura, em especial a desensiladeira ajudam os agricultores na realização de suas atividades que, antes eram feitas manualmente, reduzindo os esforços, economizando mão – de – obra, realizando diversas tarefas simultaneamente em curto intervalo de tempo. Para que os implementos funcionem corretamente, auxiliando os agricultores no dia a dia é imprescindível seu correto dimensionamento. O principal objetivo desta pesquisa destaca-se o dimensionamento do sistema hidráulico para uma desensiladeira, este trabalho abordará os cálculos e seleção dos componentes hidráulicos que irão exercer o funcionamento do implemento a ser dimensionado. A metodologia do trabalho de pesquisa consiste no conhecimento das informações técnicas da desensiladeira, o conhecimento da função de cada componente hidráulico que será dimensionado através de uma literatura adequada, bem como, os respectivos equacionamentos utilizados para dimensionar a desensiladeira. A apresentação e análise dos resultados detalha passo a passo o desenvolvimento dos cálculos mais importantes do dimensionamento como, por exemplo, os equacionamentos necessários para descobrir a vazão do sistema, a bomba hidráulica, os motores hidráulicos, a força mínima de cada cilindro que levantará a fresa, entre outros. Através do levantamento de dados relacionados à desensiladeira, elaborou – se o dimensionamento através de equações feitas na revisão da literatura, busca por catálogos de componentes, onde conclui – se o correto dimensionamento do sistema hidráulico para uma desensiladeira.

Palavras-chave:

Sistema Hidráulico – Desensiladeira – Dimensionamento.

ABSTRACT

The implements used in agriculture, especially the desredder, help farmers on their activities that, were previously done manually, reducing the efforts, saving manpower, performing several tasks simultaneously in short time. The implements work correctly to assistance the farmers, is essential your correct sizing. The main objective of this research highlight the sizing of hydraulics system design for a desredder, this work will address the calculation and selection of hydraulics components that will perform the operation of the implements to be scaled. The methodology of the research consists in the knowledge of the technical information of desredder, knowledge of the function each hydraulic component that is scaled by a relevant literature and their equations used to scale the desredder. The presentation and analysis of the results detailed step – by – step development of the more important design calculations, for example, the equations necessary to find the flow rate of the system, hydraulic pumps, hydraulic motors, the minimum force of each cylinder will raise the milling, among others. Through the collection of data related to desredder, drafted – if the sizing equations made through the literature review, search for catalogs parts which concludes – if the correct sizing of the hydraulic system for a desredder.

Keywords:

Hydraulic Systems – Desredder – Sizing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Modelo de uma Desensiladeira Hidráulica	12
Figura 2: Bombas de engrenagens.	14
Figura 3: Filtro de Retorno	17
Figura 4: Detalhes construtivos de um reservatório hidráulico	18
Figura 5: Modelos de válvulas de controle direcional.....	19
Figura 6: Motor hidráulico de pistão radial	21
Figura 7: Escoamento Laminar	23
Figura 8: Escoamento Turbulento.	23
Figura 9: Escoamento Indeterminado	24
Figura 10: Modelo de um manômetro	24
Figura 11 Cilindro de dupla ação	30
Figura 12: Curso do cilindro de acordo com o diâmetro	31
Figura 13: Especificações e características do óleo utilizado.....	32
Figura 14: Velocidades recomendadas nas tubulações.....	32
Figura 15: Filtro de retorno selecionado	33
Figura 16: Imagem da válvula de segurança escolhida.....	34
Figura 17: Comando hidráulico selecionado com suas características.....	34

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2 REVISÃO DA LITERATURA	12
2.1 DESENSILADEIRA	12
2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	13
2.3 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS	13
2.4 BOMBAS HIDRÁULICAS	14
2.4.1 Bombas de Engrenagens	14
2.5 ATUADORES HIDRÁULICOS	16
2.6 FILTROS	16
2.6.1 Filtro de Retorno	17
2.7 RESERVATÓRIO	17
2.7.1 Componentes do Reservatório	18
2.8 VÁLVULAS DE CONTROLE DIRECIONAL	19
2.8.1 Válvulas de Alívio	20
2.8.2 Válvula Reguladora de Vazão	20
2.9 MOTORES HIDRÁULICOS	20
2.10 FLUIDOS HIDRÁULICOS.....	21
2.10.1 Viscosidade dos Fluidos Hidráulicos	21
2.10.2 Número de Reynolds	22
2.10.3 Escoamento Laminar	23
2.10.4 Escoamento Turbulento	23
2.10.5 Escoamento Indeterminado	24
2.11 MANÔMETROS	24
2.12 MANGUEIRAS HIDRÁULICAS	25
3 METODOLOGIA	26
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	26
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	28
4.1 MEMORIAL DE CÁLCULO.....	28
4.1.1 – Escolha dos Motores Hidráulicos	29
4.1.2 Dimensionamento dos Cilindros Hidráulicos	30
4.1.3 Dimensionamento do Reservatório	31
4.1.4 Escolha do Óleo Hidráulico	31
4.1.5 Dimensionamento das Mangueiras Hidráulicas	32
4.1.6 Seleção dos Filtros de Retorno	33
4.1.7 Seleção das Válvulas Hidráulicas	33
5 CONCLUSÕES	35
ANEXO A	39
ANEXO B	40
ANEXO C	41
ANEXO D	42
ANEXO E	43

ANEXO F	44
ANEXO G	45
ANEXO H	46
ANEXO I	47
ANEXO J	48

1. INTRODUÇÃO

A desensiladeira é um implemento agrícola que realiza o corte da silagem através de uma fresa em altíssima rotação acionada por um motor hidráulico. Em um segundo momento realiza a mistura da silagem com nutrientes como farelos ou concentrados. Essa mistura é realizada por um misturador acionado por um segundo motor hidráulico. Após este processo, o transporte da mistura para o alimento dos animais é realizado por um transportador helicoidal acionado por um terceiro motor hidráulico.

Para que esse implemento agrícola consiga realizar várias tarefas simultaneamente é imprescindível, o dimensionamento correto de cada componente para que não haja algum problema como, por exemplo, o rompimento de uma mangueira hidráulica, o superaquecimento do sistema, perdas na vida útil dos componentes e a contaminação, a qual pode causar o desgaste, o travamento de válvulas e até mesmo vazamentos internos no sistema.

Para evitar estes problemas na desensiladeira, esta pesquisa buscou – se, responder o seguinte questionamento: - Como realizar o correto dimensionamento do sistema hidráulico para uma desensiladeira?

A realização deste trabalho justifica – se pelo fato de todos os componentes devem ser corretamente dimensionados para que não ocorram problemas futuros. Assim, o objetivo geral deste trabalho é dimensionar o sistema hidráulico de uma desensiladeira que será fabricada pela empresa AgroWorks.

Afim, de responder o problema de pesquisa traçou-se os seguintes objetivos específicos:

- Estudou – se os componentes que irão compor o sistema;
- Realizou – se os equacionamentos para atingir o objetivo geral desta pesquisa;
- Apresenta – se os resultados após a realização dos cálculos.

As etapas que constituíram esse trabalho foram: primeiramente, uma revisão a partir de uma literatura adequada referida aos sistemas hidráulicos, a fim de possibilitar ao autor bom conhecimento dos componentes que serão dimensionados, informando e identificar o equacionamento que compõe o dimensionamento proposto. Segundo, a escolha da metodologia para o trabalho descrevendo detalhadamente a maneira de como vai ser atingido o objetivo deste trabalho de pesquisa.

E, por último a aplicação do equacionamento e análise dos resultados, a qual gerou a escolha dos componentes hidráulicos para a desensiladeira. Cada etapa dessas constitui um capítulo do trabalho em questão.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, será apresentado o embasamento teórico a partir de uma literatura adequada referente à desensiladeira, aos sistemas hidráulicos e os principais componentes hidráulicos que fez parte do tema deste trabalho de pesquisa.

2.1 DESENSILADEIRA

Machado, Ferreira e Alonço (2005), definem desensiladeira ou desensilador – misturador, conforme Figura 1, como implemento agrícola que compõe de uma caçamba (depósito), em cujo interior encontra – se roscas misturadoras e apresentam também uma estrutura móvel composto por cilindro hidráulico no qual encontra - se fixada uma fresa ou rotor acionada por um motor hidráulico.

Ainda segundo os autores supracitados a função da fresa é permitir o desensilamento de qualquer tipo de volumoso ou cortar e carregar feno em rolo. O sistema de descarga da silagem pode ser por meio de uma esteira lateral ou transportador helicoidal. Este equipamento pode possuir transmissão com redução e balança eletrônica.



Figura 1: Modelo de uma Desensiladeira Hidráulica. Fonte: Zillmer Implementos Agrícolas, 2012

2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS

Segundo Linsingen (2003), um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos.

O mesmo autor afirma que um sistema hidráulico é, portanto, o meio através do qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada de modo a ter como saída energia mecânica útil.

Serrano (2007), afirma que a maior evolução no controle dos sistemas hidráulicos ocorreu no século passado particularmente na segunda guerra mundial. Assim, este sistema foi evoluindo em diversas áreas como agricultura, transporte, aviação, náutica, máquinas para movimento de terra e máquinas de ensaios de fadiga. Atualmente, os sistemas de controle de sistemas hidráulicos continuam evoluindo devido ao avanço da eletrônica, da informática e da instrumentação.

2.3 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

Para Fialho (2011), a J.I.C. (*Joint Industry Conference*), extinta em 1967 e atual N.F.P.A. (*National Fluid Power Association*), afirma que os sistemas hidráulicos são classificados de acordo com a pressão nominal que pode ser observado na Tabela 1:

Tabela 1

Classificação dos Sistemas Hidráulicos segundo a N. F. P. A.

Pressão		Classificação
Bar	Psi	
0 a 14	0 a 203,10	Sistema de Baixa Pressão
14 a 35	203,10 a 507,76	Sistema de Média Pressão
35 a 84	507,76 a 1218,68	Sistema de Média - Alta Pressão
84 a 210	1218,68 a 3046,62	Sistema de Alta Pressão
Acima de 210	Acima de 3046,62	Sistema de Extra - Alta Pressão

Fonte: Fialho, 2011, p.34.

2.4 BOMBAS HIDRÁULICAS

Segundo Palmieri (1997), a bomba hidráulica é responsável pela geração da vazão dentro de um sistema hidráulico. Portanto, também é responsável pelo acionamento dos atuadores.

Para Neves (2005), a bomba hidráulica tem como função empurrar o óleo hidráulico para dentro do cilindro. As bombas geralmente incorporam pistões, palhetas ou engrenagens, como elementos de bombeamento. Ao contrário do que normalmente se imagina, a bomba não gera pressão, ou seja, a pressão do óleo é resultado da resistência ao deslocamento do fluido. A bomba succiona, por diferença de pressão, óleo de um reservatório. Esta diferença de pressão é resultado de um “vácuo momentâneo”, gerado continuamente por um motor conectado a bomba.

2.4.1 Bombas de Engrenagens

Neves (2005), descreve que na bomba de engrenagens, o vácuo é criado quando os dentes se desengrenam, sendo forçado para a abertura de saída quando os dentes se engrenam novamente. Assim, o óleo é empurrado através de mangueiras para dentro do cilindro, que se movimenta, gerando força mecânica para, por exemplo, mover uma carga ligada à sua haste. O óleo retorna ao reservatório, para ser utilizado novamente.

Assim, observa – se na Figura 2, um modelo de bomba de engrenagens fornecido pela (TETRALON, 2009).

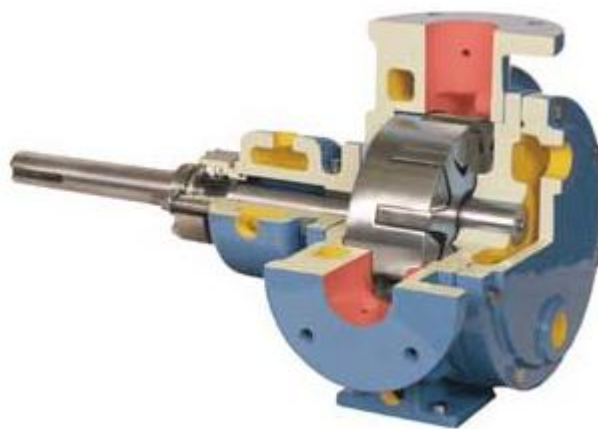


Figura 2: Bombas de engrenagens. Fonte: Tetralon, 2009

Henn (2012), afirma que as bombas de engrenagens podem ser usadas para transportar uma grande variedade de líquidos, numa ampla faixa de vazões em

diferentes pressões, viscosidade e temperaturas e são indicadas para o manejo de líquidos de qualquer viscosidade, para processos químicos, transmissão hidráulica de potência, lubrificação sob pressão, refrigeração de máquinas ferramentas, manejo de graxas, bombas para queimadores de petróleo, para o transporte de óleos quentes, etc.

Linsingen (2003), ressalta no entanto, que apesar das vantagens relativas a outros tipos de máquinas, a aplicação das bombas de engrenagens está limitada aos valores de pressão e vazão máximas admissíveis ao tipo construtivo em termos econômicos.

Linsingen (2003), demonstra na respectiva Tabela 2 a relação entre vazões admissíveis e pressões máximas de regime com as respectivas faixas de potência de acionamento, o qual será observado a seguir:

Tabela 2

Vazões admissíveis e pressões máximas de regime com as faixas de potência de acionamento

Vazão (m ³ /s)	Pressão máxima de regime (Pa)	Potência à pressão máxima (W)
0,3 a 2,4	25x10 ⁶	2000 a 20000
2,4 a 6	21x10 ⁶	16500 a 42000
6 a 9		29500 a 45000

Fonte: Linsingen, 2003, p.146.

O cálculo para sabermos a vazão da bomba para o sistema hidráulico da desensiladeira é fornecido pela Bosch (2012) na equação (1):

$$Q = \frac{v \times n \times \eta_{vol}}{1000} \quad (1)$$

Onde:

Q = vazão em l/min;

v = volume em cm³/rev;

n = rotação da bomba em rpm;

η_{vol} = rendimento volumétrico.

2.5 CILINDROS HIDRÁULICOS

Segundo Tecnologia Hidráulica Industrial apud Klug (2005), cilindros hidráulicos são atuadores lineares, pois convertem energia hidráulica em energia mecânica de forma linear. Com o óleo hidráulico impulsionado por uma bomba geram uma força, que é o produto da pressão do óleo pela área em contato com o êmbolo do cilindro. A pressão não é gerada pela bomba, ou seja, ela apenas impulsiona o fluido.

Segundo Klug (2005), o êmbolo é normalmente fixado à haste por rosca. A pressão do óleo (P) agindo sobre o êmbolo (A), gera uma força que pode ser calculada pela seguinte equação (2). Esta equação é fundamental para sabermos a força que cada cilindro levantará a fresa.

$$F = P \times A \quad (2)$$

Onde:

F = Força em N;

P = pressão em N/cm²;

A = área em cm².

2.6 FILTROS

Caletti (2003), afirma que os filtros são os responsáveis pela redução a um nível aceitável do tamanho e da concentração de partículas contaminantes do fluido de trabalho, que acabariam diminuindo a vida útil dos componentes de um sistema hidráulico.

De acordo com Fialho (2011), existem dois tipos de filtros: o químico e o mecânico. O filtro químico é utilizado em raras ocasiões, quando se requer uma limpeza absoluta do fluido, isto é, a anulação da acidez, alcalinidade etc., adquiridas durante um longo intervalo de uso do fluido.

Palmieri (1997), orienta que em um sistema hidráulico novo, após 50 horas de uso, os filtros devem ser removidos e limpos, ou trocados. Após 500 horas, repetir novamente essa operação, e realizar também a operação após 1000 horas, sob condições normais de trabalho, nunca excedendo a 2000 horas. Para serviços mais pesados, estabeleça uma escala de troca de 500 horas ou 90 dias.

2.6.1 Filtro de Retorno

Palmieri (1997), afirma que esse filtro é o responsável pela filtragem de todo fluido que retorna ao tanque, carregado de impurezas que foram absorvidas no ciclo do trabalho. Na Figura 3, observa – se um modelo de filtro de retorno.



Figura 3: Filtro de Retorno. Fonte: Rigoni Comercial, 2008

Para Fialho (2011), o filtro que entra é obrigado a passar pelo elemento filtrante condicionado a partir de um papel poroso especial de 10 micrômetros de abertura de poro, resultando assim uma excelente filtragem.

2.7 RESERVATÓRIO

Conforme Fialho (2011), o reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, mas na realidade, por não estar sujeito a nenhum critério prévio de unificação, pode causar futuramente ao projetista inexperiente, algumas dificuldades quanto ao seu dimensionamento e posicionamento de elementos e acessórios.

Fialho (2011), ressalta que o volume mínimo do reservatório em litros ou galões deve ser no mínimo igual a três vezes a vazão da bomba em m³/s, demonstrada pela seguinte equação (3):

$$V_{\text{res}} = 3 \times Q_b \quad (3)$$

Onde:

V_{res} = Volume do reservatório em litros;

Q_b = Vazão da bomba em litros/min.

Palmieri (1997), destaca que o fluido utilizado num sistema hidráulico qualquer deve ser armazenado de tal forma que ele nunca seja insuficiente ou excessivo. O reservatório, portanto, deve suprir tanto as necessidades mínimas como máximas do sistema hidráulico.

De acordo com Renner (2010), o emprego primário do reservatório é no armazenamento do fluido utilizado no sistema hidráulico dimensionado de acordo com a necessidade para a aplicação. Outras funções do reservatório são: dissipação de calor gerado no sistema hidráulico, separar o ar, água e materiais sólidos do fluido e, em alguns casos, suporte da bomba, motor de acionamento e outros componentes de controle e segurança.

2.7.1 Componentes do Reservatório

Renner (2010), afirma que os aspectos construtivos para a realização das funções do reservatório incluem chicanas, drenos, filtros de ar, ímãs e fundos inclinados, conforme observa – se na Figura 4, devendo ser seguidas algumas recomendações de posicionamento destes componentes, como não localizar o duto de sucção próximo ao duto de retorno e não localizar o duto de retorno acima do nível do fluido.

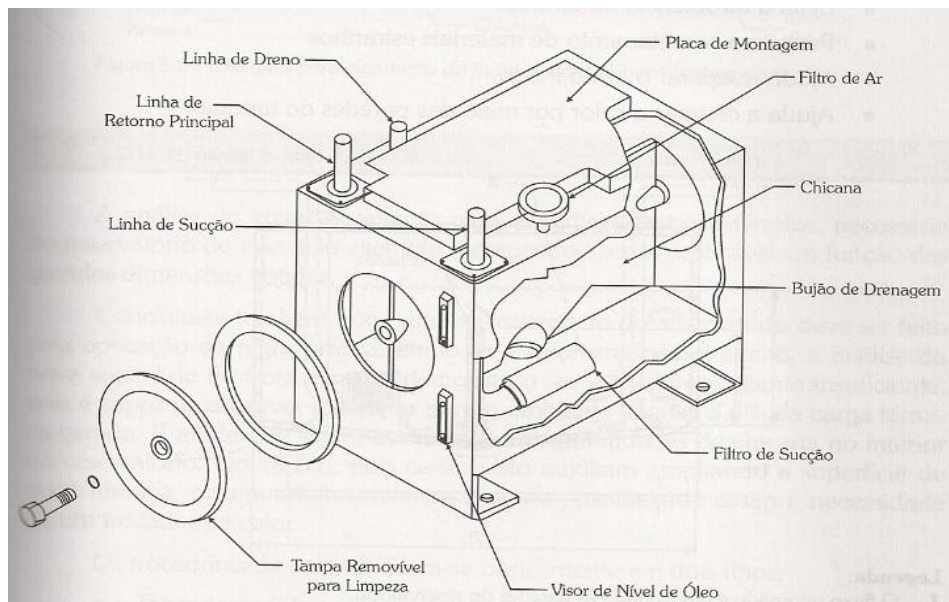


Figura 4: Detalhes construtivos de um reservatório hidráulico. Fonte: Fialho, 2011,

2.8 VÁLVULAS DE CONTROLE DIRECIONAL

Linsingen (2003), afirma que a flexibilidade de direcionar o fluido a diferentes pontos do sistema hidráulico, promover desvios ou interromper o escoamento quando necessário constituem as características fundamentais do controle direcional clássico e são conseguidas por meio de válvulas de controle direcional que são tratadas como se possuíssem apenas comportamento discreto.

A BSB Automação Industrial (2010), empresa especializada na prestação de serviços e criada para atender o mercado do ramo da Automação Industrial, oferece muitos acessórios para os componentes hidráulicos entre eles, as válvulas de controle direcional, o qual pode – se ver na Figura 5.



Figura 5: Modelos de válvulas de controle direcional. Fonte: BSB Automação Industrial, 2010

A função desta válvula segundo De Negri (2001), é promover o direcionamento do fluido com uma vazão proporcional a um sinal de acionamento ou comando. Este sinal pode ser na forma de acionamento mecânico (alavanca, pedal, etc), pilotagem pneumática ou hidráulica ou, de natureza elétrica em corrente ou em tensão.

2.8.1 Válvulas de Alívio

Teles apud Hermes (2004), afirma que as válvulas de segurança ou alívio controlam a pressão a montante abrindo-se automaticamente, quando essa pressão ultrapassar um determinado valor para o qual a válvula foi calibrada, e que se denomina pressão de abertura, a válvula fecha-se em seguida, também automaticamente, quando a pressão cair abaixo da pressão de abertura.

Ainda o mesmo autor explica que o princípio de funcionamento baseia-se em uma mola calibrada podendo ser interna, dentro do castelo da válvula, ou externa, sendo que atualmente quase todas as válvulas têm a mola interna, por ser uma disposição construtiva mais fácil e segura. Essas válvulas são chamadas “de segurança” quando destinadas a trabalhar com fluidos elásticos (vapor, ar, gases), e “de alívio” quando destinadas a trabalhar com líquidos, que são fluidos incompressíveis.

2.8.2 Válvula Reguladora de Vazão

Para Linsingen (2003), o controle da vazão pode, em princípio, ser realizado em qualquer parte de um sistema hidráulico, seja nas linhas de transmissão principais – para controlar diretamente a velocidade de motores lineares ou rotativos, para controlar ou limitar a vazão para algum componente do sistema, como o controle da velocidade de comutação de válvulas de grande porte ou a velocidade de resposta de bomba de deslocamento variável –, seja nos sistemas de controle secundário.

2.9 MOTORES HIDRÁULICOS

Fialho (2011), afirma que o motor hidráulico é um atuador rotativo, o qual tem por função básica converter a energia hidráulica em energia mecânica rotativa. A energia hidráulica fornecida para um motor hidráulico é convertida em mecânica sob a forma de torque e rotação.

De acordo com Carrara (2012), existem diversos tipos diferentes de motores hidráulicos, como motor de palheta, de engrenagem, de lóbulos, etc., e todos eles apresentam características de alto torque específico, ou seja, torque elevado com massa e volume reduzidos.

Em contrapartida, Carrara (2012), explica que a exigência de elementos de controle e pressurização do fluido hidráulico faz com que o custo destes sistemas

seja elevado. Apresentam, adicionalmente, problemas de manutenção, já que podem ocorrer vazamentos do fluido e desgaste na bomba e motores hidráulicos. Observamos na Figura 6 um motor de pistão radial da Parker:



Figura 6: Motor hidráulico de pistão radial. Fonte: Parker, 2012

2.10 FLUIDOS HIDRÁULICOS

Para Linsingen (2003), os fluidos hidráulicos constituem o meio para a transferência de energia em qualquer sistema hidráulico, devendo possuir características que se combinam com as dos componentes de sistemas, e que favoreçam a operação adequada destes sob diversas circunstâncias como, por exemplo, em ambientes agressivos ou sujeitos a elevadas variações de temperatura, ou ainda em aplicações de sistemas que requeiram elevadas e rápidas variações de pressão.

A velocidade do fluido hidráulico em uma tubulação é calculada pela equação (4) fornecida por Fialho (2011):

$$Q = v \times A \quad (4)$$

Onde:

Q = Vazão em cm^3/s ;

v = velocidade do fluido em cm/s ;

A = Área da seção transversal da tubulação em cm^2 .

2.10.1 Viscosidade dos Fluidos Hidráulicos

Alé (2011), define que viscosidade é a propriedade de um fluido, devido à união e interação entre moléculas, que oferece resistência para deformação de

cisalhamento. De uma forma mais objetiva, Brunetti (2008), afirma que viscosidade é a propriedade que indica a maior ou a menor dificuldade de o fluido escoar.

Para Linsingen (2003), a viscosidade dos fluidos hidráulicos diminui significativamente com o aumento da temperatura e aumenta em menor proporção com o acréscimo de pressão para a faixa usual de utilização.

Para Neves (2005), a viscosidade do óleo hidráulico é muito importante para o bom funcionamento do fluido. Óleos de baixa viscosidade têm a capacidade de penetrar mais rapidamente nas tubulações metálicas do que os óleos de alta viscosidade.

Neves (2005), explica que os óleos de alta viscosidade têm melhores propriedades lubrificantes, pois compõem – se de moléculas maiores que tem maior capacidade de manter a separação entre as superfícies metálicas. A mesma autora supracitada conclue que o óleo hidráulico de baixa viscosidade é usado para penetração e refrigeração em superfícies metálicas e o óleo de alta viscosidade é usado geralmente em lubrificação.

2.10.2 Número de Reynolds

De acordo com Fialho (2011), a relação estudada por Osborne Reynolds, ao analisar os perfis de velocidade desenvolvidos pelos fluidos, quando em escoamento pelas tubulações, identificou claramente parâmetros numéricos que reconheçam limites de comportamento do fluido, os quais ele denominou de escoamento laminar, escoamento indeterminado ou intermediário e escoamento turbulento, conforme será mostrado na Tabela 3:

Tabela 3
Limites de Escoamento para Reynolds

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

Fonte: Fialho, 2011, p. 83.

Carvalho e Silva (2011), afirmam que não é só a velocidade do fluido, como fator importante para caracterizar o regime de escoamento, mas também o diâmetro da tubulação e do fluido escoante. Assim, os mesmos autores fornecem a equação (5) para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento:

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (5)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds, adimensional;

v = Velocidade do fluido na tubulação em cm/s;

d = diâmetro interno da tubulação em cm;

ν = a viscosidade cinética do fluido em cm²/s.

2.10.3 Escoamento Laminar

Carvalho e Silva (2011), afirmam que Reynolds observou que o fluido escoava ordenadamente, como se lamínulas do fluido se deslizassem uma em relação às outras, e a este estado de movimento, ele denominou laminar, conforme será visto na Figura 7:



Figura 7: Escoamento Laminar. Fonte: Fialho, 2011, p. 83

2.10.4 Escoamento Turbulento

De acordo com Carvalho e Silva (2011), no mesmo experimento, Reynolds aumentou a velocidade gradativamente, ele observou que o fluido passou a escoar de forma desordenada, com as trajetórias das partículas se cruzando, sem uma direção definida. A este estado de movimento, ele chamou de turbulento ou desordenado, o qual observa – se na Figura 8.

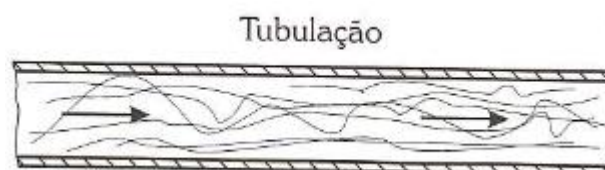


Figura 8: Escoamento Turbulento. Fonte: Fialho, 2011, p.83

2.10.5 Escoamento Indeterminado

Para Carvalho e Silva (2011), Reynolds tentando repetir as suas experiências descritas anteriormente, em sentido contrário, começou de uma velocidade maior em regime turbulento e, gradativamente reduzindo a velocidade, ele observou que o fluido passou do regime turbulento para laminar, porém a velocidade que ocorreu nesta passagem era menor que aquela em que o regime passou laminar a turbulento.

Os mesmos autores supracitados relatam que Reynolds evidenciou uma faixa de velocidade onde não se pôde definir com exatidão qual o regime de escoamento. A esta faixa, chamou de zona de transição, o qual será observado na Figura 9.



Figura 9: Escoamento Indeterminado. Fonte: Fialho, 2011, p. 83

2.11 MANÔMETROS

Para Palmieri (1997), os manômetros são instrumentos destinados a receber no seu interior uma determinada pressão e indicá-la, em termos de unidade de pressão, ao observador. Podem ter diferentes tipos de apresentação, porém os mais utilizados em sistemas hidráulicos, são aqueles de mostrador circular e ponteiro. Observa-se na Figura 10 um modelo de manômetro da empresa Stauff do Brasil.



Figura 10: Modelo de um manômetro. Fonte: Stauff do Brasil, 2009

2.12 MANGUEIRAS HIDRÁULICAS

Conforme Gates do Brasil (2012), com avançados sistemas hidráulicos sendo projetados e desenvolvidos a cada dia em mais alta potência para equipamentos de alta pressão, a importância de alta qualidade, flexibilidade e durabilidade do conjunto de mangueiras hidráulicas jamais foi tão crítico.

Como serão usados tubos flexíveis, a equação (6) para o cálculo do fator de atrito é fornecido por Fialho (2011):

$$\Upsilon = \frac{90}{Re} \quad (6)$$

Onde:

Υ = Fator de atrito (adimensional);

Re = Número de Reynolds (adimensional).

Para calcular a perda de carga na tubulação, Fialho (2011) fornece a seguinte equação (7):

$$\Delta P = \frac{\Upsilon \times 5 \times (L_1 + L_2) \times \rho \times v^2}{d \times 10^{10}} \quad (7)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga na tubulação em bar;

Υ = Fator de atrito (adimensional);

L_1 = Comprimento retilíneo da tubulação em cm;

L_2 = Comprimento equivalente dos acessórios em cm;

ρ = Massa específica do fluido em Kg/m³;

v = Velocidade do fluido na tubulação em cm/s;

d = Diâmetro interno da tubulação em cm.

3 METODOLOGIA

Como procedimentos metodológicos de pesquisa para a realização do dimensionamento proposto, definiu – se o seguinte:

- Identificou – se o embasamento teórico pertinente através dos conceitos necessários para dimensionar uma desensiladeira;
- Identificou – se o equacionamento necessário para o desenvolvimento do dimensionamento bem como as unidades utilizadas;
- Realizou – se uma visita técnica na empresa para a identificação dos elementos necessários para o dimensionamento;
- Realizou – se os cálculos para o dimensionamento através da definição da rotação dos motores hidráulicos utilizados no implemento agrícola;
- Definiu – se os componentes hidráulicos necessários através de catálogos dos fabricantes disponíveis;
- Analisou – se e avaliou – se os resultados encontrados no dimensionamento proposto.

Definiu – se esta metodologia a melhor maneira para atingir o objetivo geral deste trabalho de pesquisa, pois a importância de um correto dimensionamento iniciou – se num estudo dos componentes do sistema hidráulico. Realizou – se também cálculos seguidos de análises dos fabricantes e, após, definiu - se a seleção correta de cada componente.

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

A realização de uma visita técnica na empresa AgroWorks para coletar as informações necessárias do implemento agrícola requerido e conhecer as principais características estruturais e funcionais do mesmo é o primeiro passo para começar a realizar esta pesquisa deste trabalho.

Para buscar um melhor entendimento do dimensionamento, relata – se um breve embasamento teórico de sistemas hidráulicos, base de estudo deste trabalho de pesquisa, de modo a familiarizar – se com todos os elementos utilizados neste dimensionamento, estabelecendo um conhecimento prévio neste assunto.

O início deste embasamento teórico foi conceitualizar o implemento agrícola requerido, bem como, descrever resumidamente seu princípio de funcionamento. Em seguida, relatou – se as informações técnicas e teóricas dos componentes

hidráulicos utilizados neste dimensionamento, base de estudo deste trabalho de pesquisa.

A demonstração dos principais equacionamentos utilizados neste dimensionamento no ramo hidráulico, bem como, as unidades utilizadas, é de fundamental importância para o início deste trabalho de pesquisa.

O dimensionamento inicia – se pelo cálculo da vazão da bomba no sistema hidráulico da desensiladeira utilizando a equação (1) na revisão da literatura. Após conhecermos a vazão da bomba, pode – se escolher os três motores hidráulicos que serão utilizados no implemento requerido.

Utilizou – se a equação (1), para sabermos o volume de óleo recebido pelo motor através da bomba de engrenagem. Depois de calculado, buscou – se os catálogos dos fabricantes de motores hidráulicos qual é o melhor motor que obtêm melhor torque na desensiladeira.

O próximo passo é dimensionar os dois cilindros hidráulicos que levantarão a fresa, responsável pela coleta de silagem para dentro da caçamba da desensiladeira.

Realizou – se o equacionamento (2) para descobrir qual é a força mínima dos dois cilindros que levantarão a fresa. Depois de calculado esta força, pesquisou – se em catálogos dos fabricantes o modelo de cilindro que melhor se configura na desensiladeira.

Do mesmo modo, calculou – se o volume do reservatório utilizado pelo equacionamento (3) para determinar qual é a capacidade máxima de óleo armazenado dentro do reservatório. Selecionamos também o óleo hidráulico que circulará em todo o sistema hidráulico, sendo um óleo especial para implementos agrícolas.

Para o desenvolvimento do dimensionamento proposto, selecionou – se alguns componentes utilizados na desensiladeira mediante consulta de catálogos de empresas tradicionais do ramo hidráulico citando – se, por exemplo, os filtros de retorno e as válvulas hidráulicas utilizadas no implemento agrícola requerido.

Acrescenta – se que os cálculos foram efetuados, analisados através de bibliografias conhecidas no segmento hidráulico. Utilizou – se transmissão mecânica com multiplicador de rotação por que garantirá a pressão necessária no sistema hidráulico bem como a utilização de transmissão mecânica com redutor em dois motores hidráulicos.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Através das informações obtidas pelo embasamento teórico, iniciou – se os cálculos necessários para dimensionar o sistema hidráulico da desensiladeira, bem como, apresenta – se os catálogos dos fabricantes de alguns componentes, sendo que alguns componentes definiram – se através dos catálogos.

4.1 MEMORIAL DE CÁLCULO

O ponto de partida é dimensionar o ponto mais crítico do sistema hidráulico da desensiladeira, que é a fresa, responsável pelo recolhimento da silagem para dentro do vagão ou caçamba do implemento requerido.

Consideramos a rotação de saída de tomada de força do trator de 270 rpm e uma bomba com uma vazão volumétrica de 80 cm³/rev, utilizou – se um multiplicador de relação 3:1 e a rotação de entrada da bomba será de 810 rpm para que a bomba consiga gerar a pressão requerida no sistema hidráulico da implemento agrícola a ser dimensionado. Com a coletânea das fórmulas hidráulicas da Bosch (2012), utilizou – se a equação (1) para obter a vazão do sistema hidráulico.

$$Q = \frac{v \times n \times \eta_{vol}}{1000} \quad (1)$$
$$Q = \frac{80 \times 810 \times 0,95}{1000}$$
$$Q = 61,56 \text{ L/min}$$

Com esta vazão, escolheu – se a bomba de engrenagens da Parker modelo PFH 1923 conforme Anexo A, porque esta bomba tem baixa manutenção e é eficiente à alta pressão do sistema.

4.1.1 Escolha dos Motores Hidráulicos

Obtendo – se a vazão geral do sistema hidráulico da desensiladeira, pode – se dimensionar o motor que acionará a fresa (ponto crítico do sistema). Utilizou – se a equação (1) da Bosch (2012), mas calcula - se o volume nominal do motor.

$$v = \frac{Q \times 1000 \times \eta_{vol}}{n} \quad (1)$$
$$v = \frac{61,56 \times 1000 \times 0,95}{900}$$
$$v = 65 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Com o volume de $65 \text{ cm}^3/\text{rev}$, escolheu – se o motor orbital H Series da empresa Eaton que possui $59 \text{ cm}^3/\text{rev}$ conforme catálogo do anexo B.

Dimensiona – se agora o motor utilizado no misturador, sabendo que utiliza – se a equação da Bosch (2012) descrita anteriormente.

$$v = \frac{Q \times 1000 \times \eta_{vol}}{n} \quad (1)$$
$$v = \frac{61,56 \times 1000 \times 0,95}{30}$$
$$v = 1950 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Como é um valor difícil de encontrar comercialmente, utiliza – se uma transmissão mecânica com redutor 1:6 para obter o volume nominal de $325 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Assim, escolhemos no catálogo da Eaton o motor orbital 4000 Series de $310 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

A partir de agora, dimensiona – se o terceiro e último motor hidráulico utilizado na desensiladeira, que acionará o transportador helicoidal, responsável pelo descarregamento da mistura silagem com nutrientes.

$$v = \frac{Q \times 1000 \times \eta_{vol}}{n} \quad (1)$$
$$v = \frac{61,56 \times 1000 \times 0,95}{120}$$
$$v = 487,35 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Como é um valor muito alto a ser utilizado no transportador helicoidal, utiliza – se uma transmissão mecânica com redutor 1:2 e seu valor passará para 243,67 cm³/rev, no qual observa – se no catálogo do anexo A o motor da marca Eaton que terá 231 cm³/rev.

4.1.2 Dimensionamento dos Cilindros Hidráulicos

A pressão de trabalho no sistema hidráulico da desensiladeira é estimada em 180 bar, pois existirá um comando de válvulas e, neste comando já estará estimada esta pressão descrita anteriormente. De acordo com a Tabela (1) a pressão de 180 bar é classificada como sistema de alta pressão.

Sabendo - se que foi estimado o diâmetro do cilindro em 50mm, pode – se calcular a força mínima que os cilindros atuarão durante o levantamento da fresa:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2)$$

$$F = P \times (\pi \times r^2)$$

$$F = 1800 \text{ N.cm}^2 \times (\pi \times 2,5^2)$$

$$F = 35342,3 \text{ N}$$

Com o valor do diâmetro do cilindro estimado em 50 mm, verifica – se no catálogo da Parker e escolheu – se o cilindro hidráulico de dupla ação da série 2H com diâmetro de 50,8 mm de acordo com a Figura 11. A Figura 12 representa o curso do cilindro respectivamente:



Figura 11 Cilindro de dupla ação. Fonte: Parker, 2008, p. 04.

Diâmetro do cilindro	Curso
38,1 mm (1 1/2")	0 a 1500 mm
50,8 mm (2")	0 a 1500 mm
63,5 mm (2 1/2")	0 a 1500 mm
82,6 mm (3 1/4")	0 a 2000 mm
101,6 mm (4")	0 a 2000 mm
127,0 mm (5")	0 a 2000 mm
152,4 mm (6")	0 a 2000 mm

Figura 12: Curso do cilindro de acordo com o diâmetro. Fonte: Parker, 2008

4.1.3 Volume do Reservatório

Referindo – se a afirmação de Fialho (2011) descrito nas referências bibliográficas ressaltando que o volume mínimo do reservatório deve ser no mínimo igual a três vezes a vazão da bomba, demonstrada pela equação (4):

$$V_{\text{res}} = 3 \times Q_b$$

$$V_{\text{res}} = 3 \times 61,56$$

$$V_{\text{res}} = 184,68 \text{ litros}$$

4.1.4 Seleção do Óleo Hidráulico

O óleo hidráulico escolhido que será utilizado no sistema hidráulico é o Agri Hidráulico 68 da marca Castrol recomendado para uso em equipamentos de terraplanagem, concreteiras, implementos agrícolas e equipamentos hidráulicos que operam em regimes severos e altas pressões, utilizando bombas de palhetas e de engrenagens, conforme será observado na Figura 13.

Grau ISO VG 68
 DIN 51524, parte 2 (HLP)
 Putzmeister, Schwing-Stetter e Sundstrand
 ANP 1109

Cor	Visual	Âmbar
Densidade 20/ 4 °C	kg/dm ³	0,880
Viscosidade a 40 ° C	cSt	68,00
Viscosidade a 100 °C	cSt	9,000
Índice de Viscosidade	-	107
Ponto de Fluidez	°C	-12

Figura 13: Especificações e características do óleo utilizado. Fonte: Castrol, 2008

4.1.5 Dimensionamento das Mangueiras Hidráulicas

Escolheu – se a mangueira hidráulica do modelo Norma SAE 100R17 de diâmetro interno de 12,7 mm de acordo com o catálogo da empresa Gates do Brasil, conforme anexo E.

De acordo com o anexo F, determinou – se a velocidade do fluido na tubulação de acordo com a vazão do sistema e do diâmetro interno da tubulação já conhecidos, através da equação 5. Assim, a velocidade será de 500 cm/s.

O tipo de escoamento determina – se a seguir:

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (5)$$

$$Re = \frac{500 \times 1,27}{0,68}$$

$$Re = 934$$

De acordo com a tabela (3) o escoamento é laminar.

As tubulações de sucção e de retorno são estimadas de acordo com a Figura 14. Assim, temos 100 cm/s e 300 cm/s. A tubulação de pressão é estimada conforme anexo P em relação à pressão do sistema já conhecido, e definiu – se a velocidade de 600 cm/s.

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				

Figura 14: Velocidades recomendadas nas tubulações. Fonte: Fialho, 2011

Os acessórios utilizados na desensiladeira são: Cotovelo 90 Raio Curto e curva 90 Raio Curto. De acordo com o anexo J fornecido por Fialho (2012) observa – se os comprimentos equivalentes desses acessórios conforme o diâmetro interno da tubulação. Após calcula – se o fator de atrito através da equação 6 sendo uma tubulação flexível:

$$\Upsilon = \frac{90}{Re} \quad (6)$$

$$\Upsilon = 0,096$$

Agora podemos calcular a perda de carga na tubulação, conforme equação 7:

$$\Delta P = \frac{0,096 \times 5 \times (1200 + 370,05) \times 880 \times 500^2}{1,27 \times 10^{10}} \quad (7)$$

$$\Delta P = 13,05 \text{ bar}$$

4.1.6 Seleção dos Filtros de Retorno

Escolheu –se o filtro de retorno de Série 15P/30P com pressão máxima de 207 bar conforme observa – se na figura 15.

Filtros de alta pressão

Série 15P/30P – filtros de alta pressão



- Na série 15P/30P, um compacto corpo de alumínio pode ter 2 tamanhos de cabeça e 2 comprimentos de copo.
- Agente filtrante Microglass III.
- Pressão máxima 207 bar. Caudal máximo: 200 litros/minuto.
- Um filtro de alta qualidade, para melhor controlo e duração máxima dos componentes.

Figura 15: Filtro de retorno selecionado. Fonte: Parker, 2009

4.1.7 Seleção das Válvulas Hidráulicas

A válvula de alívio que será utilizada é da Bosch conforme observa – se na figura 16. Para ter um conhecimento desta válvula selecionada, no anexo H, observa – se os dados técnicos.

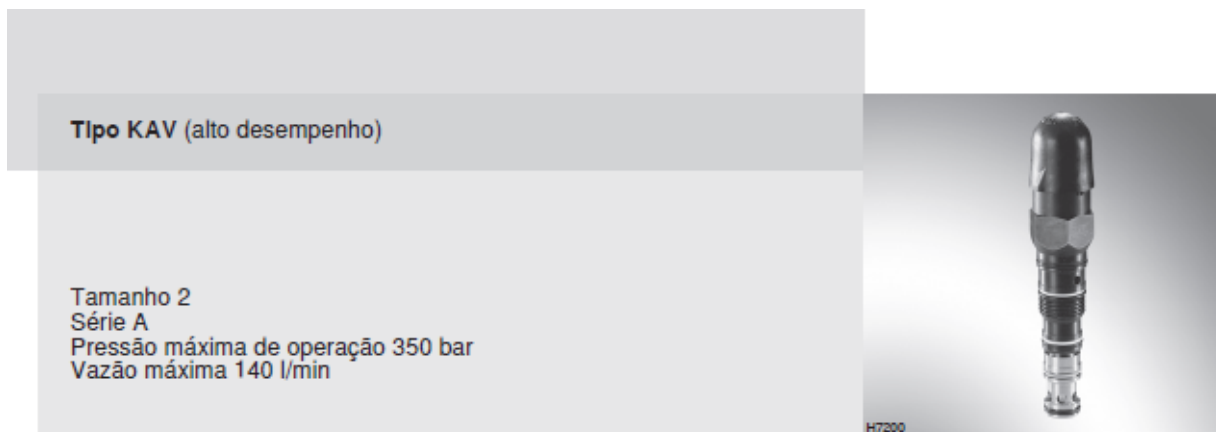


Figura 16: Imagem da válvula de segurança escolhida. Fonte: Bosch, 2004

A válvula reguladora de vazão utilizada é da marca Parker conforme especificações no anexo I.

O comando hidráulico direcional é da Parker 2000 conforme Figura 17.

Comando Direcional Múltiplo ML42

Características Técnicas

Pressão Máxima de Trabalho	242 bar (3500 psi)
Pressão Máxima Linha de Tanque	35 bar (500 psi)
Pressão Máxima Tomadas de Cilindro	345 bar (5000 psi)
Vazão	160 l/min (42 GPM)

Especificações

<p>Mínima Perda de Carga Através do Centro Aberto e das Tomadas de Cilindro</p> <p>Vários Tipos de Hastes, a fim de Satisfazer a Quaisquer Exigências de Circuitos Hidráulicos</p> <p>Mínimo Esforço no Acionamento das Hastes</p> <p>Acionamento Manual, Elétrico, Pneumático e Controle Remoto Hidráulico (Tipo Joystick)</p> <p>Fácil Instalação, Operação e Manutenção</p> <p>Permite a Montagem de até 9 Corpos Centrais</p>



Características de Performance

As curvas de performance foram obtidas em bancada de teste utilizando óleo hidráulico mineral com viscosidades de 150 SSU (32cts) à temperatura de 38°C (100°F). Devido às características de projeto, utilizando "By-Pass" em "Y", o comando Direcional Múltiplo ML 42 apresenta baixa perda de carga, como pode ser visto nos três gráficos abaixo.

Figura 17: Comando hidráulico selecionado com suas características. Fonte: Parker, 2000

5 CONCLUSÕES

Na revisão da literatura, relatou – se os equacionamentos utilizados no dimensionamento do implemento requerido bem como as unidades utilizadas, o que ajudou a atingir os objetivos do trabalho. Com base nos objetivos propostos do trabalho de pesquisa, conseguiu – se realizar o dimensionamento do implemento agrícola requerido, o qual pode – se concluir:

- Realizou – se os cálculos necessários para o dimensionamento de quase todos os componentes do sistema hidráulico através de dados iniciais fornecidos pela empresa AgroWorks;
- Outros componentes hidráulicos como válvulas e filtros, foram selecionados através de catálogos sem necessidades de fazer equações. Analisou – se de acordo com a pressão do sistema de 180 bar;
- Após os cálculos, escolheu – se os componentes que possuem o melhor rendimento e especificação de acordo com os cálculos feitos. Os componentes selecionados são aqueles que fornecem maior durabilidade com baixo custo de manutenção;
- Utilizou – se uma bomba de engrenagem por que é uma bomba que opera em alta pressão e por ter baixa manutenção;
- Escolheu – se os motores orbitais por que são motores que apresentam maior torque e por ser mais durável em relação a outros motores hidráulicos;
- Apresentou – se a força de cada cilindro bem como a escolha das mangueiras e acessórios utilizados.

Portanto, este dimensionamento é válido porque através de equações feitas seguidas por análises de catálogos de componentes irão garantir o bom funcionamento do sistema hidráulico da desensiladeira.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALÉ, J. A. V. **Mecânica dos Fluidos Curso Básico**. 2011. Disponível em:<<http://www.feng.pucrs.br/lsvm/MecFlu/Mecanica-Dos-Fluidos/APOSTILA%20MECANICA%20DOS%20FLUIDOS%202011.pdf>>. Acesso em: 01 jun. 2012.

Bosch. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. 2012. Disponível em:<http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung.pdf>. Acesso em: 01 nov. 2012.

Bosch. **Válvula de Segurança e Descarga Pilotada**. 2004. Disponível em:<http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/doc_downloads/catalogs/a_downloads_09/valvulas_pressao/RP_18107-0110.pdf>. Acesso em: 13 nov. 2012.

BSB Automação Industrial. 2010. Disponível em:<http://www.bsbautomacaoindustrial.com.br/produtos_exibe.php?produto=836>. Acesso em: 01 jun. 2012.

CALETTI, L. **Desenvolvimento de um Protótipo de Sistema Especialista para Projeto de Unidade de Potência Hidráulica**. 2003. Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

CARRARA, V. 2012 **Apostila de Robótica**. Disponível em:<http://www2.dem.inpe.br/val/homepage/cursos/rb_apostila.pdf>. Acesso em: 20 nov. 2012.

CARVALHO, D. F.; SILVA, L. D. B. 2011 **Fundamentos de Hidráulica**. Disponível em:<<http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/leonardo/downloads/IT503%20cap%207%20-%202011p.pdf>>. Acesso em: 01 jun. 2012.

CASTROL. **Castrol Agri Hidráulico 68**. 2008. Disponível em:<http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_brazil/STAGING/local_assets/downloads/t/Agri_Hidraulico_68_DT.pdf>. Acesso em: 16 nov. 2012.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle**. Florianópolis: Escritório de Direitos Autorais, 2001. Disponível em:<www.laship.ufsc.br/PDF/ApostilaPDF/SistHPContAutP1eP3.pdf>. Acesso em: 20 mar 2012.

EATON. **General Purpose Motors H, S and T Series**. 2001. Disponível em:<http://www.fluidpower.com.br/catalogo/pdf/char_lynn_H_S.pdf>. Acesso em 20 nov. 2012.

EATON. **4000 Series Hydraulics Motors**. 2001. Disponível em:<http://www.fluidpower.com.br/catalogo/pdf/char_lynn_4k.pdf>. Acesso em 20 nov. 2012.

FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2011.

GATES DO BRASIL. **Hidráulica Catálogo 2012**. 2012. Disponível em:<http://www.gatesbrasil.com.br/signia/upload/catalogos/catalogo_hidraulica_2012_web5.pdf>. Acesso em: 16 nov. 2012.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. 3. Ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2012.

HERMES, A. G. **Projeto de Válvula de Alívio para um Sistema de Abastecimento de GLP**. 2004. Monografia – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

KLUG, J. L. **Implantação de um Laboratório de Controle de Contaminação na Empresa Soprano – Unidade Equipamentos Hidráulicos**. 2005. Trabalho de Diplomação – Departamento de Metalurgia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2003.

MACHADO, A. L.T.; FERREIRA, M. F. P.; ALONÇO, A. S. **Máquinas Auxiliares para Silagem e Fenação**. Pelotas: Editora e Gráfica Universitária – UFPel, 2005.

NEVES, C. A. **Melhoria na Estação de Tratamento de Efluentes de uma Empresa Metal Mecânica de Produção de Componentes Hidráulicos**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia/ Engenharia Ambiental e Tecnologias Limpas) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

PALMIERI, A. C. **Manual de Hidráulica Básica**. 10. ed. Porto Alegre: Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda, 1997.

Parker. **Válvulas de Controle de Fluxo, de Agulha e de Retenção Série Colorflow**. 1997. Disponível em:< <http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/3320.pdf>>. Acesso em: 12 nov. 2012

PARKER. **Comando Direcional Múltiplo Série ML 42**. 2000. Disponível em:< <http://www.hydraser.com.ar/Catalogos%20pdf/Comandos/ML%2042.pdf>>. Acesso em: 20 nov. 2012

PARKER. **Cilindros Hidráulicos**. 2008. Disponível em:< http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/HY_2017_BR.pdf>. Acesso em: 12 nov. 2012.

PARKER. **Divisão Filtros Hidráulicos Gama de Produtos, Europa. 2009**. Disponível em:< <http://www.parkerhfde.com/pdf/fdhb418PT.pdf>>. Acesso em: 16 nov. 2012.

PARKER. **Linha Completa Bombas de Engrenagens**. 2000. Disponível em:< <http://unimobil.com.br/f/a048356b70ceb94c57b9c3066f5d4f71.pdf>>. Acesso em: 20 nov. 2012.

PARKER. **MRDE Motors**. 2012. Disponível em:< <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.de7b26ee6a659c147cf26710237ad1ca/?vgnextoid=fcc9b5bbec622110VgnVCM10000032a71dacRCRD&vgnnextfmt=PT&vgnnextdiv=&vgnnextcatid=4392018&vgnnextcat=MRDE+MOTORS&Wtky=MOTORS>>. Acesso em: 01 jun. 2012.

RENNER, R. **Projeto e Construção de uma Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico**. 2010. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Tecnologia, Universidade Regional do Noroeste do Rio Grande do Sul, Panambi, 2010.

Rigoni Comercial. **Peças de Reposição**. 2008. Disponível em:< <http://www.rigonicomercial.com.br/pecas/index.php>>. Acesso em: 15 jun. 2012.

SERRANO, M. I. **Controle de Força de um Servoatuador Hidráulico através da Técnica de Linearização por Realimentação**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica/Automação e Instrumentação Eletro – Mecânica) – Departamento de Metalurgia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

Stauff do Brasil. **Diagtronics**. 2009. Disponível em:<
<http://www.br.stauff.com/index.php?id=976>>. Acesso em: 20 nov. 2012.

Tetralon. **Bombas Viking**. 2009. Disponível em:< [http://](http://www.tetralon.com.br/viking_asfalto.htm)
http://www.tetralon.com.br/viking_asfalto.htm>. Acesso em: 15 jun. 2012.

Zillmer Implementos Agrícolas. **Produtos**. 2012. Disponível em:
<http://www.zillmer.ind.br/produto/desensiladeira/>. Acesso em: 01 abril 2012.

ANEXO A – Catálogo da Bomba de Engrenagem

Características Técnicas

Corpo e Flange de Montagem em Ferro Fundido
 Mancais de Rolamentos de Roletes
 Placas de Pressão Balanceadas
 Engrenagens em Aço Tratado Termicamente
 Vedações de Vítton

Pressão Máxima de Trabalho:
 1910 a 1916: 207 bar
 1919: 172 bar
 1923 a 1930: 138 bar

Deslocamento por Rotação:
 Mínimo: 41,4 cm³
 Máximo: 109,8 cm³



Especificações

Velocidade Mínima de Aacionamento 800 rpm

Temperatura Máxima Recomendada de Operação 83°C

Depressão Máxima na Tomada de Sucção 0,16 bar

Pressão Máxima na Tomada de Sucção 1 bar

Viscosidade Recomendada na Temperatura de Operação de 15 a 54 cSt

Filtro de Retorno Recomendado 10 microns ou Melhor

Acoplamento Recomendado Coaxial com o Motor de Aacionamento (veja a página 19)

► Para outros tipos de acionamento, consulte a fábrica.

Dados de Performance

Modelo de Bomba	Deslocamento Volumétrico/ Rotação (Teórico)			Pressão Máxima		rpm Máxima	Peso kg
	litros	galões	cm ³	bar	psi		
PFH 1910	0,0414	0,0109	41,47	207	3000	3000	18,1
PFH 1913	0,0518	0,0137	51,79	207	3000	3000	18,4
PFH 1916	0,0623	0,0164	62,28	207	3000	3000	18,6
PFH 1919	0,0742	0,0196	74,25	172	2500	3000	19,0
PFH 1923	0,0890	0,0235	89,00	138	2000	3000	19,5
PFH 1927	0,1016	0,0268	101,62	138	2000	2500	19,8
PFH 1930	0,1098	0,0290	109,81	138	2000	2500	20,1

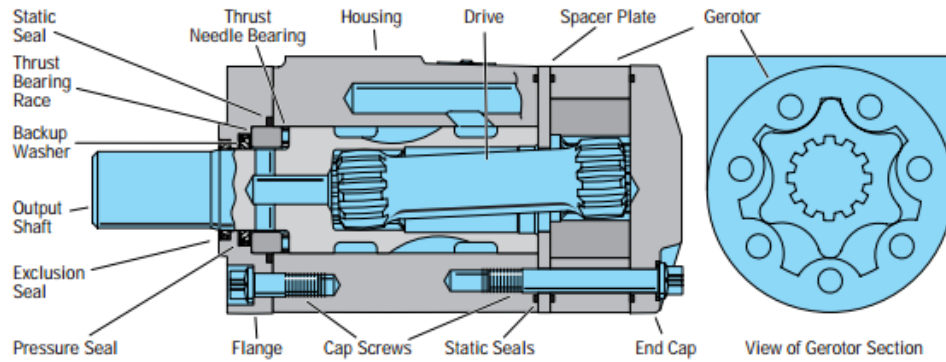
Fonte: Parker, 2000, p. 12.

ANEXO B – Catálogo dos Motores Hidráulicos

General Purpose Motors



Specifications H Series



Specification Data—H Series

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		36	46	59	74	97	120	146	159	185	231	293	370	739
		[2.2]	[2.8]	[3.6]	[4.5]	[5.9]	[7.3]	[8.9]	[9.7]	[11.3]	[14.1]	[17.9]	[22.6]	[45.1]
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow		1021	969	953	760	585	469	385	353	304	243	192	152	74
Flow LPM [GPM]	Continuous	38 [10]	45 [12]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]
	Intermittent	38 [10]	53 [14]	64 [17]	68 [18]	68 [18]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]
Torque Nm [lb-in]	Continuous	56 [497]	73 [650]	91 [802]	118 [1044]	155 [1368]	192 [1699]	221 [1954]	233 [2059]	265 [2343]	302 [2669]	351 [3110]	407 [3604]	389 [3440]
	Intermittent **	75 [668]	99 [876]	122 [1076]	158 [1401]	207 [1829]	257 [2278]	300 [2653]	319 [2824]	356 [3151]	415 [3671]	466 [4121]	484 [4283]	520 [4600]
Min. Starting Torque Nm [lb-in]	@ Cont. Pressure	46 [410]	59 [520]	76 [670]	95 [840]	124 [1100]	154 [1360]	176 [1560]	186 [1650]	211 [1870]	238 [2110]	282 [2500]	330 [2920]	316 [2800]
	@ Int. Pressure	63 [560]	81 [720]	104 [920]	130 [1150]	171 [1510]	210 [1860]	246 [2180]	262 [2320]	293 [2590]	339 [3000]	388 [3430]	408 [3610]	434 [3840]
Pressure Δ Bar [Δ PSI]	Continuous*	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	117 [1700]	114 [1650]	110 [1600]	100 [1450]	93 [1350]	86 [1250]	41 [600]
	Intermittent***	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	159 [2300]	155 [2250]	148 [2150]	138 [2000]	124 [1800]	103 [1500]	55 [800]
Weight kg [lb]		5,1 [11.2]	5,1 [11.2]	5,2 [11.5]	5,2 [11.5]	5,4 [11.8]	5,5 [12.1]	5,6 [12.4]	5,7 [12.5]	5,8 [12.8]	6,0 [13.3]	6,3 [14.0]	6,7 [14.7]	8,4 [18,6]

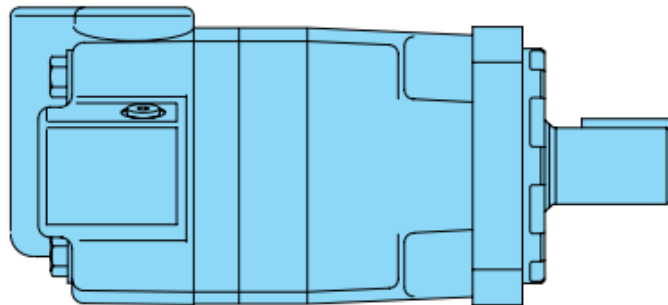
Fonte: Eaton, 2001, p. 08.

ANEXO C – Catálogo dos Motores Hidráulicos Orbitais

Disc Valve Hydraulic Motors



Specifications 4000 Series



Specification Data—4000 Series

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		110 [6.7]	130 [7.9]	160 [9.9]	205 [12.5]	245 [15.0]	310 [19.0]	395 [24.0]	495 [30.0]	625 [38.0]	
Max. Speed (RPM) @ Flow	Continuous	697	722	582	459	383	303	239	191	151	
	Intermittent	868	862	693	546	532	422	376	305	241	
Flow LPM [GPM]	Continuous	75 [20]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	
	Intermittent	95 [25]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	130 [35]	130 [35]	150 [40]	150 [40]	150 [40]	
Torque Nm [lb-in]	☆ 1-5/8 Inch Dia. Tapered Shaft	Continuous	320 [2850]	375 [3330]	485 [4290]	600 [5300]	705 [6240]	850 [7530]	930 [8240]	945 [8375]	970 [8605]
		Intermittent	470 [4160]	560 [4940]	705 [6240]	800 [7100]	845 [7470]	1065 [9420]	1185 [10470]	1170 [10350]	1180 [10450]
Pressure Δ Bar [Δ PSI]	☆ 1-5/8 Inch Dia. Tapered Shaft	Continuous	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	190 [2750]	140 [2000]	115 [1700]
		Intermittent	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	260 [3750]	260 [3750]	240 [3500]	170 [2500]	140 [2000]
		Peak	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	295 [4250]	230 [3300]	180 [2600]

Fonte: Eaton, 2001, p. 37.

ANEXO D – Catálogo das Mangueiras Hidráulicas

M3K - MEGA3000PSI - SAE 100R17



Tubo Interno: Borracha sintética NBR.

Reforço: Um trançado de fios de aço de alta resistência nos diâmetros 1/4", 3/8" e 1/2" e dois trançados nos diâmetros 5/8", 3/4" e 1".

Cobertura: Borracha sintética NBR modificada.

Aplicação: Circuitos hidráulicos de alta pressão. Excede os requisitos da norma **SAE 100R17** e aos requisitos de performance da **EN 857 1 SC**. A mangueira M3K é do tipo compacta excedendo aos requisitos da norma **SAE 100R1AT** nas bitolas -4, -6 e -8 e **SAE 100R2AT** nas bitolas -10, -12 e -16.

Temperatura de Operação:

-40°C à +100°C para óleo.

Terminais: Prensáveis MegaCrimp®

Tubo Interno: Goma sintética NBR.

Refuerzo: Un trenzado de hilo de acero en los diámetros 1/4", 3/8" y 1/2" y dos trenzados en los diámetros 5/8", 3/4" y 1".

Cubierta: Goma sintética NBR modificada.

Aplicación: Líneas hidráulicas de alta presión. Excede a los requerimientos de la norma **SAE 100R17** y a los requerimientos de desempeño de la norma **EN 857 1SC**. La manguera M3K es del tipo compacta excediendo a los requerimientos de la norma **SAE 100R1AT** en los diámetros -4, -6 y -8 y **SAE 100R2AT** en los diámetros -10, -12 y -16.

Temperatura de Operación:

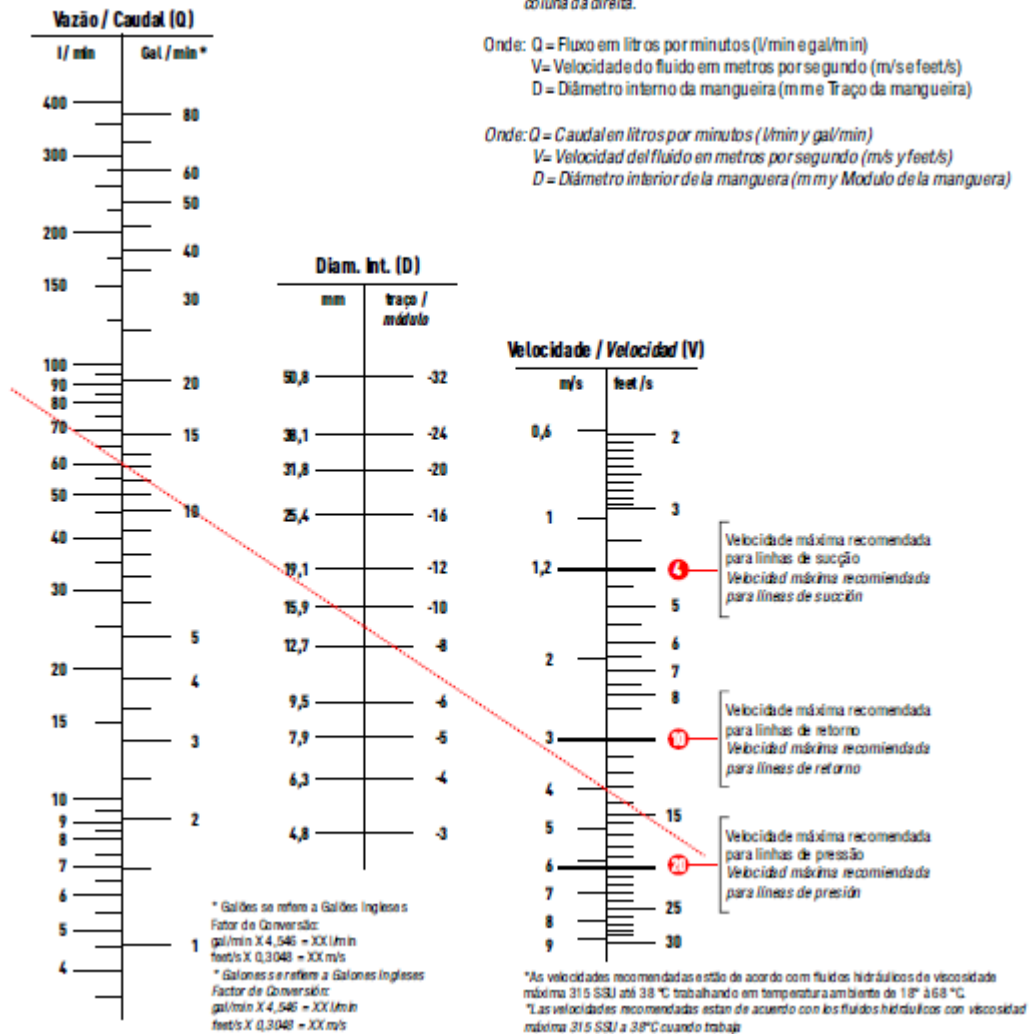
de -40°C à +100°C para aceite.

Conexiones: Prensables MegaCrimp®

Descrições Descripción	Pol ↺	mm ↺	Psi ↺	Kg/cm ² ↺	Psi ↺	Kg/cm ² ↺	mm ↺	Peso kg ↺
3M3K	3/16"	10,9	3.250	228	13.000	910	33	0,15
4M3K	1/4"	12,2	3.250	228	13.000	910	38	0,18
5M3K	5/16"	15,2	3.250	228	13.000	910	46	0,28
6M3K	3/8"	16,0	3.250	228	13.000	910	51	0,30
8M3K	1/2"	20,3	3.250	228	13.000	910	71	0,45
10M3K	5/8"	25,1	3.250	228	13.000	910	76	0,80
12M3K	3/4"	29,2	3.250	228	13.000	910	97	0,98
16M3K	1"	37,6	3.250	228	13.000	910	114	1,55

Fonte: Gates do Brasil, 2012, p. 38.

ANEXO E – Carta Nomográfica

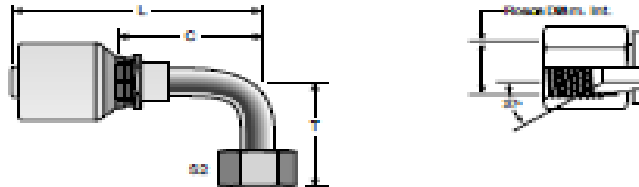


Fonte: Gates do Brasil, 2012, p.27.

ANEXO F – Catálogo do Acessório

Fêmea Giratória JIC 37° - curva 90° (FJX 90)

Hembra JIC giratoria. Cono invertido de 37°. Codo a 90°.



Descr.	Ø		Tubo	S1		S2		T		L		C	
	"	mm		"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
4C-4FJ090L	1,4	6,4	7/16-20	-	-	-	14,0	1,61	46,0	2,48	63,1	1,48	37,1
4C-4FJ090M	1,4	6,4	7/16-20	-	-	-	14,0	1,26	32,0	2,48	63,1	1,48	37,1
4C-4FJ090S	1,4	6,4	7/16-20	-	-	-	14,0	,83	21,0	2,48	63,1	1,48	37,1
4C-5FJ090H-025	1,4	6,4	1/2-20	-	-	-	17,0	,91	23,0	2,45	62,3	1,43	36,3
4C-5FJ090S	1,4	6,4	1/2-20	-	-	-	15,8	,77	19,0	2,32	58,0	1,30	33,0
4C-5FJ090L	1,4	6,4	1/2-20	-	-	-	17,0	1,61	46,0	2,25	57,2	1,29	31,2
4C-5FJ090M	1,4	6,4	1/2-20	-	-	-	17,0	1,26	32,0	2,25	57,2	1,29	31,2



br.ind@gates.com



GATES HIDRÁULICA

Terminals MegaCrimp®

Fêmea Giratória JIC 37° - curva 90° (FJX 90) - cont.

Hembra JIC giratoria. Cono invertido de 37°. Codo a 90° - cont.

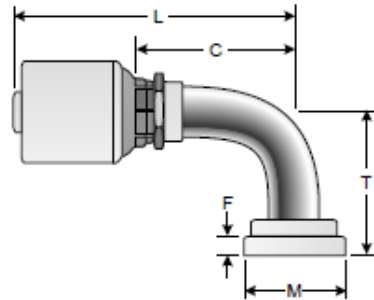
Descr.	Ø		Tubo	S1		S2		T		L		C	
	"	mm		"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
4C-6FJ090L	1,4	6,4	9/16-18	-	-	-	19,0	2,13	64,0	2,73	64,3	1,70	43,2
4C-6FJ090M	1,4	6,4	9/16-18	-	-	-	19,0	1,50	38,0	2,56	64,9	1,53	38,9
4C-6FJ090S	1,4	6,4	9/16-18	-	-	-	19,0	,91	23,0	2,80	71,2	1,76	45,1
5C-6FJ090S	5/16	7,9	9/16-18	-	-	-	19,0	,91	23,0	2,96	65,2	1,66	42,2
6C-4FJ090L	3/8	9,5	7/16-20	-	-	-	14,0	1,61	46,0	2,37	61,2	1,27	32,3
6C-4FJ090S	3/8	9,5	7/16-20	-	-	-	14,0	,83	21,0	2,60	66,1	1,50	38,2
6C-6FJ090L	3/8	9,5	9/16-18	-	-	-	19,0	2,13	64,0	2,78	61,6	1,66	42,7
6C-6FJ090M	3/8	9,5	9/16-18	-	-	-	19,0	1,50	38,0	3,01	65,5	1,91	48,5
6C-6FJ090S	3/8	9,5	9/16-18	-	-	-	19,0	,91	23,0	3,09	66,6	1,66	42,7
6C-8FJ090L	3/8	9,5	3/4-16	-	-	-	24,0	2,62	84,0	3,33	64,5	2,23	56,6
6C-8FJ090M	3/8	9,5	3/4-16	-	-	-	24,0	1,61	41,0	3,31	66,1	2,21	56,2
6C-8FJ090S	3/8	9,5	3/4-16	-	-	-	24,0	1,14	29,0	3,18	60,7	2,08	52,8
6C-10FJ090M	3/8	9,5	7/8-14	-	-	-	27,0	1,65	47,0	3,25	62,5	2,15	54,6
6C-8FJ090S	1/2	12,7	9/16-19	-	-	-	17,4	,89	21,6	2,70	66,5	1,22	31,0
8C-6FJ090L	1/2	12,7	3/4-16	-	-	-	24,0	2,62	84,0	3,04	67,3	1,57	39,9
8C-8FJ090M	1/2	12,7	3/4-16	-	-	-	24,0	1,61	41,0	3,04	67,3	1,50	38,9
8C-8FJ090S	1/2	12,7	3/4-16	-	-	-	24,0	1,14	29,0	3,19	68,0	1,71	43,6
8C-10FJ090L	1/2	12,7	7/8-14	-	-	-	27,0	2,76	70,0	3,67	68,3	2,20	55,8
8C-10FJ090M	1/2	12,7	7/8-14	-	-	-	27,0	1,65	47,0	3,67	68,3	2,20	55,8
8C-10FJ090S	1/2	12,7	7/8-14	-	-	-	27,0	1,14	29,0	3,67	68,3	2,20	55,8

Fonte: Gates do Brasil, 2012, p.53 e 54.

ANEXO G – Catálogo do Acessório

Flange SAE Cód. 61 - Curva 90° [FL90]

Brida SAE con junta tórica. Código 61. Codo a 90°.



Descr.	⊖		M		T		L		C		F	
	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
8G-8FL90M	1/2	12.7	1.19	30.2	1.57	40.0	3.59	91.2	2.11	53.7	.27	6.9
8G-12FL90M	1/2	12.7	1.50	38.1	2.28	58.0	3.60	91.5	2.13	54.0	.27	6.9
10G-10FL90	5/8	15.9	1.34	34.1	2.16	55.0	3.90	99.0	2.42	61.5	.26	?
10G-12FL90M	5/8	15.9	1.50	38.1	2.28	58.0	3.94	100.0	2.46	62.5	.27	6.9
12G-12FL90M	3/4	19.1	1.50	38.1	2.28	58.0	4.54	115.3	2.53	64.3	.27	6.9
12G-16FL90S	3/4	19.1	1.75	44.5	2.40	61.0	4.72	119.8	2.71	68.8	.32	8.1
16G-12FL90M	1	25.4	1.50	38.1	2.28	58.0	5.09	129.3	2.85	72.5	.27	6.9
16G-16FL90S	1	25.4	1.75	44.5	2.40	61.0	5.48	139.3	3.25	82.5	.32	8.1
16G-20FL90S	1	25.4	2.00	50.8	2.68	68.0	5.48	139.3	3.25	82.5	.32	8.1
16G-24FL90S-081	1	25.4	2.38	60.5	3.19	81.0	5.57	141.6	3.34	84.8	.32	8.1

Fonte: Gates do Brasil, 2012, p. 59.

ANEXO H – Dados Técnicos da Válvula de Segurança Tipo KAV

Dados técnicos (para aplicações fora destes parâmetros, favor consulte-nos!)

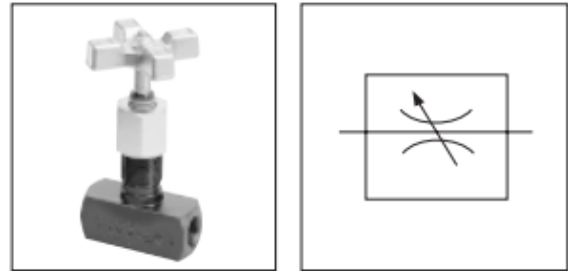
Geral		
Peso	kg	0.42
Instalação		Opcional
Hidráulica		
Pressão máxima de pressão (Entrada)	bar	350
Pressão máxima ajustável	- Versão "C"	bar 50
	- Versão "F"	bar 100
	- Versão "K"	bar 200
	- Versão "R"	bar 350
Pressão máxima de retorno permitida	- Conexão ② (T)	bar 200
	- Conexão ④ (Y)	bar 100 ¹⁾
Vazão máxima	l/min	140
Fluido hidráulico		Óleo mineral (HL, HLP) to DIN 51524; fluidos hidráulicos rapidamente bio-degradáveis conforme VDMA 24568 (veja também RE 90221); HETG óleo de colza); HEPG (poliglicóis); HEES (éster sintético); outros fluidos hidráulicos sob consulta.
Faixa de temperatura do fluido hidráulico	°C	-20 to +80
Viscosidade	mm ² /s	10 to 800
Contaminação máxima permitida do fluido hidráulico Classe de limpeza conforme ISO 4406 (c)		Classe 20/18/15 ²⁾
Ciclos de carga		10 milhões

Fonte: Bosch, 2004, p. 04.

ANEXO I – Especificações da Válvula Reguladora de Vazão

Colorflow Série “MV” Válvulas de Agulha de Ajuste Fino

São válvulas de alta precisão de controle que possibilitam o fechamento completo do fluxo. Permitem o controle fino, em ambos os sentidos dos fluxos necessários para funcionamento e controle das máquinas de precisão. Fluxo bidirecional. Os anéis coloridos são características exclusivas da Série Colorflow e permitem ajuste rápido e preciso do fluxo. Também permitem retornar a um ajuste anterior.



Pressão Máxima de Operação

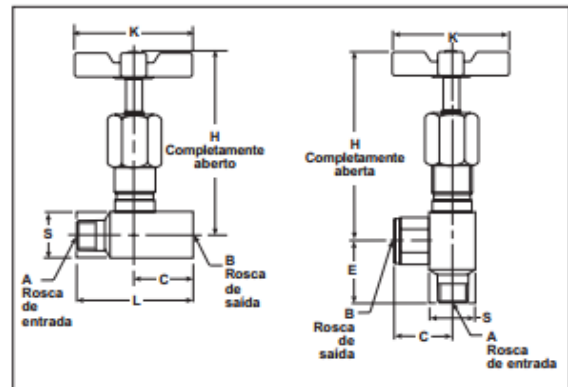
- Latão = até 2000 PSI (140 Bar); exceto o tamanho “MV” 1600 até 500 PSI (35 Bar).
- Aço = até 5000 PSI (345 Bar) para os tamanhos 200 até 1220, até 3000 PSI (207 Bar) para os demais tamanhos.

Material do Corpo

- Latão (ASTM B-16)
- Aço (ASTM 12L14)

Material dos componentes

- Agulha = Aço inoxidável (ASTM 416)
- Vedação da Agulha = Nitrile (normal)
Fluorcarbono (Opcional)
- Cobertura = Zinco (ASTM 12L14) estampado
- Manopla de Controle: Zamac



Dimensões / Tabela de Referências

Modelo	Dimensões Polegadas (mm)									Peso	
	A	B	L	H	S ²	K	C	E	F	Libras (kg)	
MV200	1/8-27 NPTF Fêmea	1/8-27 NPTF Fêmea	1.50 (38.1)	2.72 (69.1)	0.62 (15.7)	1.75 (44.5)	0.75 (19.1)		0.59 (15.0)	.3 (.1)	
MV400	1/4-18 NPTF Fêmea	1/4-18 NPTF Fêmea	2.00 (50.8)	3.41 (86.6)	0.81 (20.60)	2.00 (50.8)	1.00 (25.4)		0.78 (19.8)	.7 (.3)	
MV401	1/4-18 NPTF Macho	1/4-18 NPTF Fêmea	2.18 (55.4)	3.41 (86.6)	0.81 (20.6)	2.00 (50.8)	1.18 (29.9)		0.78 (19.8)	.7 (.3)	
MV620	9/16-18 UNF 2B	9/16-18 UNF 2B	2.38 (60.4)	3.5 (89.2)	1.00 (25.4)	2.00 (50.8)	1.19 (30.2)		0.78 (19.8)	.8 (.4)	
MV600	3/8-8 NPTF 2B Fêmea	3/8-18 NPTF Fêmea	2.50 (63.5)	4.22 (107.2)	1.00 (25.4)	2.50 (63.5)	1.25 (31.8)		0.90 (22.9)	1.2 (.5)	
MV601	3/8-18 NPTF Macho	3/8 NPTF Fêmea	2.68 (68.1)	4.22 (107.2)	1.00 (25.4)	2.50 (63.5)	1.43 (36.3)		0.90 (22.9)	1.5 (.6)	
MV820	3/4-16 UNF 2B	3/4-16 UNF 2B	3.00 (76.2)	4.28 (108.7)	1.12 (28.6)	2.50 (63.5)	1.50 (38.1)		0.90 (22.9)	2.5 (1.0)	
MV800	1/2-14 NPTF Fêmea	1/2-14 NPTF Fêmea	2.62 (66.5)	5.09 (129.3)	1.25 (31.8)	3.25 (82.6)	1.31 (33.3)		1.15 (29.2)	2.5 (1.0)	

Fonte: Parker, 1997, p.05

ANEXO J – Comprimentos Equivalentes dos Acessórios

Diâmetro		Cotovelo 90° R. Longo	Cotovelo 90° R. Médio	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R. Longo	Curva 90° R. Curto	Curva 45°
Cm	Pol.	Comprimento equivalente - L ₂ (Cm)						
0.32	1/8	10.01	10.01	10.01	10.01	10.01	10.01	10.01
0.64	1/4	19.99	20.24	30.00	10.01	10.01	19.99	10.01
0.95	3/8	19.99	30.00	40.01	19.99	19.99	19.99	19.99
1.27	1/2	30.00	40.01	50.01	19.99	19.99	30.00	19.99
1.59	5/8	30.00	50.01	59.99	19.99	19.99	30.00	19.99
1.91	3/4	40.01	59.99	70.00	30.00	30.00	40.01	19.99
2.22	7/8	40.01	59.99	70.00	30.00	30.00	40.01	40.01
2.54	1	50.01	70.00	80.01	40.01	30.00	50.01	19.99
2.86	1 1/8	60.02	80.01	100.00	50.01	40.01	59.99	30.00
3.18	1 1/4	70.00	89.99	110.01	50.01	40.01	59.99	30.00
3.49	1 3/8	80.01	100.00	119.99	59.99	50.01	69.85	30.00
3.81	1 1/2	88.58	110.01	181.18	59.99	50.01	69.85	30.00
4.13	1 5/8	100.00	119.99	140.00	70.00	50.01	80.01	30.00
4.45	1 3/4	108.28	130.00	150.01	70.00	59.99	80.01	40.01
4.76	1 7/8	110.01	130.00	159.99	83.16	59.99	89.99	40.01
5.08	2	108.28	140.00	170.00	83.16	59.99	84.91	40.01
0.32	1/8	10.01	30.00	30.00	10.01	80.01	70.00	89.99
0.64	1/4	10.01	50.01	50.01	10.01	240.00	130.00	180.01
0.95	3/8	19.99	80.01	80.01	10.01	370.00	200.00	270.00
1.27	1/2	30.00	100.00	100.00	10.01	489.99	259.99	359.99
1.59	5/8	30.00	119.99	119.99	10.01	580.01	310.01	459.99
1.91	3/4	40.01	140.00	140.00	10.01	670.00	436.19	559.99

Fonte: Fialho, 2011, p.89.