



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Faculdade de Engenharia

**Projeto para o Recondicionamento e Modificação
de uma Máquina Revolvedora de Composto
Orgânico**

Samuel Mateus de Almeida

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Eletromecânica

(2º ciclo de estudos)

(Versão revista após discussão)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, dezembro de 2018

Agradecimentos

À minha família, principalmente aos meus pais, um enorme obrigado por todo o apoio prestado, durante o meu percurso académico, porque sem eles nada disto teria sido possível.

Aos meus irmãos, a quem deixo um meigo obrigado, não só pelas palavras de apoio que me foram concedidas, mas também pela amizade e amor que comigo partilham.

Ao Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo um grande obrigado por todo o auxílio científico que me prestou como orientador, pela disponibilidade e prontidão.

À parte da família e professores, um enorme obrigado à Carina Antunes, ao Eduardo Minhós, Fábio Fernandes, João Sena, Maurício Rafael, Miguel Duarte, Pedro Maroco, Rita Neves, Tiago Grilo e ao Tobias Abrantes pelo companheirismo, persistência e auxílio em prol do meu sucesso.

A todos sinceramente, muito obrigado.

Resumo

Atendendo à necessidade de minimizar a crescente produção de resíduos que se tem verificado nos últimos anos, tornou-se imprescindível a gestão e tratamento de resíduos orgânicos biodegradáveis. A compostagem surge então como uma das soluções mais vantajosas, sendo um método eficaz de valorização de resíduos. Como processo, a compostagem passa por diversas fases, sendo uma delas o arejamento. Este é parte integrante do presente tema, pois implica o uso de uma máquina revolvedora de composto para que se realize o revolvimento mecânico das pilhas de composto. A referida máquina, a revolvedora *Grevo* será o objeto de estudo da presente dissertação, que tem como objetivo o seu recondicionamento e modificação, com o menor investimento possível, para que possa ser utilizada para o revolvimento de lamas de ETAR. Para tal efeito, foram estudados todos os componentes que integram o sistema hidráulico de forma a identificar e, por sua vez, colmatar algumas deficiências que o projeto da revolvedora revelava. Após o procedimento acima referido, seguiu-se a seleção de um motor a combustão para suprir os requisitos da máquina. O trabalho termina com o dimensionamento das comportas frontais com a função de juntar o composto orgânico para a pilha de compostagem.

Palavras-chave

Compostagem, Máquina revolvedora, Revolvimento mecânico, Sistema hidráulico.

Abstract

Given the need to minimize the increasing waste production that has occurred in recent years, it has become essential to manage and treat biodegradable organic waste. Composting appears as one of the most advantageous solutions, being an effective method of waste recovery. As a process, composting goes through several phases, aeration, is an integral part of the present theme, since it involves the use of a compost revolving machine to perform the mechanical revolving of the compost piles. The aforementioned revolving machine *Grevo*, will be the subject of study of this dissertation, whose objective is its reconditioning and modification, with the smallest possible investment, so that it can be used for the sludge treatment of wastewater treatment plants. For that purpose, all the components that integrate the hydraulic system were studied in order to identify and, in the other hand, to amend some deficiencies that the design of the revolving machine revealed. Following the above procedure, the selection of a combustion engine was followed to suppress the requirements of the machine. The work ends with the sizing of the front gates with the function of joining the organic compost to the compost pile.

Keywords

Composting, Revolving machine, Mechanical revolving, Hydraulic system.

Índice

Agradecimentos.....	iii
Resumo	v
Lista de figuras.....	xiii
Lista de tabelas	xv
Lista de acrónimos	xvii
Lista de símbolos	xix
1 Introdução.....	1
2 Compostagem.....	3
2.1 Fatores que afetam a compostagem.....	4
2.1.1 Temperatura	4
2.1.2 Humidade.....	5
2.1.3 pH.....	5
2.1.4 Arejamento.....	5
2.2 Sistemas de compostagem.....	6
2.2.1 Pilha com revolvimento mecânico	7
3 Máquinas revolvedoras de composto	9
3.1 Revolvedora Backhus A30	10
3.2 Revolvedora SGF3100.....	11
3.3 Revolvedora Grevo	12
3.3.1 História.....	12
3.3.2 Componentes da Revolvedora.....	13
3.3.3 Comandos da revolvedora	14
3.3.4 Principais componentes hidráulicos e mecânicos	15

3.3.5	Diagrama hidráulico atual	25
3.4	Comparação dos resultados da Grevo com as restantes revolvedoras analisadas	27
4	Projeto e dimensionamento.....	29
4.1	Metodologia	29
4.2	Dimensionamento do circuito do rolo	29
4.2.1	Motor	30
4.2.2	Distribuidor.....	31
4.2.3	Tubagem	32
4.2.4	Filtro de retorno	37
4.2.5	Perdas de carga na linha de pressão.....	37
4.2.6	Bomba hidráulica.....	40
4.3	Dimensionamento do circuito das rodas	42
4.3.1	Motor	42
4.3.2	Distribuidores	43
4.3.3	Tubagem	44
4.3.4	Filtro de retorno	46
4.3.5	Perdas na linha	47
4.3.6	Bombas hidráulicas	48
4.4	Dimensionamento do circuito das comportas	50
4.4.1	Cilindros das comportas.....	50
4.4.2	Distribuidor, tubagem, filtro de retorno e bomba hidráulica	54
4.4.3	Desenho das comportas	55

4.5	Dimensionamento do reservatório e permutador calor	56
4.6	Dimensionamento do motor a combustão	59
4.7	Diagrama hidráulico do projeto	61
4.8	Novas especificações	62
5	Conclusões	63
5.1	Trabalhos futuros	63
6	Referências	65
	Anexos	69

Lista de figuras

FIGURA 3.1 - REVOLVEDORA BACKHUS A30.....	10
FIGURA 3.2 - REVOLVEDORA SGF3100	11
FIGURA 3.3 - REVOLVEDORA GREVO	12
FIGURA 3.4 - PRINCIPAIS COMPONENTES DA REVOLVEDORA GREVO	13
FIGURA 3.5 - COMANDOS DO OPERADOR.....	14
FIGURA 3.6 - TRANSMISSÃO MECÂNICA E MOTOR HIDRÁULICO MS200.....	15
FIGURA 3.7 - PRESTAÇÃO DO MOTOR HIDRÁULICO MS200 [18].....	16
FIGURA 3.8 - DISTRIBUIDOR GALTECH Q45 [19]	18
FIGURA 3.9 - FILTRO DE RETORNO UFI RB [20]	19
FIGURA 3.10 - ACOPLAMENTO DA REDUTORA E MOTOR HIDRÁULICO	20
FIGURA 3.11 - PRESTAÇÃO DO MOTOR HIDRÁULICO MR100 [22]	20
FIGURA 3.12 - DISTRIBUIDOR GALTECH Q25 [19]	22
FIGURA 3.13 - FILTRO DE RETORNO UFI RA [20].....	22
FIGURA 3.14 - CILINDRO HIDRÁULICO DA COMPORTA ESQUERDA.....	23
FIGURA 3.15 - DISTRIBUIDOR GALTECH Q25 DE DUAS SECÇÕES [19].....	24
FIGURA 3.16 - RESERVATÓRIO HIDRÁULICO.....	24
FIGURA 3.17 - REPRESENTAÇÃO DO DIAGRAMA ATUAL DA GREVO	25
FIGURA 4.1 - DISTRIBUIDOR GALTECH D12 [24].....	31
FIGURA 4.2 - GRÁFICOS DA QUEDA DE PRESSÃO NO DISTRIBUIDOR GALTECH D12 [24]	32
FIGURA 4.3 - FILTRO DE RETORNO UFI RH [20].....	37

FIGURA 4.4 - GRÁFICO DA VELOCIDADE EM FUNÇÃO DO CAUDAL FORNECIDO PARA A BOMBA 3GP 530 [28].....	41
FIGURA 4.5 - GRÁFICO DA PRESTAÇÃO DA BOMBA 3GP 530 [28]	42
FIGURA 4.6 - GRÁFICOS DA QUEDA DE PRESSÃO NO DISTRIBUIDOR GALTECH Q25 [24]	44
FIGURA 4.7 - GRÁFICO QUE RELACIONA A VELOCIDADE COM O CAUDAL FORNECIDO PELA BOMBA 2SP 080 [28]	49
FIGURA 4.8 - GRÁFICO DA PRESTAÇÃO DA BOMBA 2SP 080 [28].....	49
FIGURA 4.9 - ESQUEMA REPRESENTATIVO PARA UTILIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES VETORIAIS.....	51
FIGURA 4.10 - GRÁFICO COMPARATIVO DO COMPRIMENTO DOS CILINDROS VS. ÂNGULOS ASSOCIADOS.....	52
FIGURA 4.11 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DAS FORÇAS APLICADAS NA COMPORTA	53
FIGURA 4.12 - GRÁFICO COMPARATIVO DO COMPRIMENTO DOS CILINDROS VS. FORÇA EXERCIDA NA COMPORTA	53
FIGURA 4.13 - EXEMPLO DE UMA VÁLVULA DE 3/2 VIAS	54
FIGURA 4.14 - IMAGEM REPRESENTATIVA DA COMPORTA DIMENSIONADA.....	55
FIGURA 4.15 - PERMUTADOR DE CALOR HYDAC	59
FIGURA 4.16 - IMAGEM REPRESENTATIVA DO MOTOR F6L 914.....	60
FIGURA 4.17 - PRESTAÇÃO DO MOTOR DEUTZ BF6L 414	60
FIGURA 4.18 - - REPRESENTAÇÃO DO NOVO DIAGRAMA DA GREVO.....	61

Lista de tabelas

TABELA 2.1 - MÉTODOS DE COMPOSTAGEM [2].....	6
TABELA 3.1 - SIMBOLOGIA UTILIZADA NA REPRESENTAÇÃO DO DIAGRAMA HIDRÁULICO.....	25
TABELA 3.2 - RESUMO DAS ESPECIFICAÇÕES APRESENTADAS DAS DIFERENTES REVOLVEDORAS.....	27
TABELA 4.1 - TABELA COM ESPECIFICAÇÕES DE CADA MOTOR.....	30
TABELA 4.3 - TABELA COM AS ESPECIFICAÇÕES DOS MOTORES.....	31
TABELA 4.3 - PROPRIEDADES DO ÓLEO MINERAL SAE 68 [25].....	33
TABELA 4.4 - VELOCIDADES DE ESCOAMENTO DO FLUIDO HIDRÁULICO (M/s) [23].....	33
TABELA 4.5 - TABELA COM OS DADOS DE TRABALHO PARA ALIMENTAÇÃO DO CIRCUITO.....	41
TABELA 4.6 - TABELA COM OS DADOS DE TRABALHO PARA ALIMENTAÇÃO DE DOIS MOTORES.....	43
TABELA 4.7 - TABELA COM OS DADOS DE TRABALHO PARA ALIMENTAÇÃO DO CIRCUITO.....	48
TABELA 4.8 - CARACTERÍSTICAS DOS CILINDROS HIDRÁULICOS [29].....	50
TABELA 4.9 - CARACTERÍSTICAS DA LIGA DE AÇO A USAR.....	55
TABELA 4.10 - TABELA COM OS DADOS NECESSÁRIOS AO DIMENSIONAMENTO DO RESERVATÓRIO DO FLUIDO HIDRÁULICO.....	56
TABELA 4.11 - VALORES DE POTÊNCIA E BINÁRIO NECESSÁRIOS NO VEIO DE SAÍDA DO MOTOR.....	59
TABELA 4.12 - SIMBOLOGIA UTILIZADA NA REPRESENTAÇÃO DO NOVO DIAGRAMA HIDRÁULICO.....	62
TABELA 4.13 - RESUMO DAS NOVAS ESPECIFICAÇÕES COMPARATIVAMENTE COM AS ESPECIFICAÇÕES INICIAIS.....	62

Lista de acrónimos

RPM	Rotações por Minuto
ETAR	Estação de Tratamento de Águas Residuais
DMCAR	Dmcar, Manutenção e Reparação de Veículos, Lda.

Lista de símbolos

Z_{er}	Número de dentes da roda dentada do rolo;
Z_{ep}	Número de dentes da engrenagem do motor;
i	Razão de transmissão;
n_{ep}	Número de rotações por minuto da engrenagem do pinhão (RPM);
n_{er}	Número de rotações por minuto da engrenagem do rolo (RPM);
M_{er}	Binário na engrenagem do rolo (N.m);
M_{ep}	Binário na engrenagem do pinhão (N.m);
M_{rolo}	Binário no rolo (N.m);
N_{mr}	Número de motores do rolo;
Pr	Perímetro da roda (m);
d	Diâmetro da roda (m);
N_{rm}	Número de rotações por minuto do MR100 (RPM);
N_{rr}	Número de rotações por minuto na saída da redutora (RPM);
D_p	Distancia percorrida (m);
M_{nr}	Binário novo no rolo (N.m);
h_{fdr}	Perda de pressão na válvula direcional do rolo (bar);
Q	Caudal (m ³ /s);
v	Velocidade do fluido hidráulico/escoamento (m/s);
A	Área (m ²);
dt	Diâmetro mínimo interno da tubagem (m);
dt_{pr}	Diâmetro mínimo interno da linha de pressão do rolo (m);
ϑ	Viscosidade do fluido (m ² /s);
dt_{rr}	Diâmetro mínimo interno da linha de retorno do rolo (m);
Re	Número de Reynolds;
dt_{sr}	Diâmetro mínimo interno da linha de sucção do rolo (m);
Δp_t	Perda de carga total (bar);
Δp_l	Perda de linha da tubagem (bar);
Δp_s	Perdas singulares da tubagem (bar);
λ	Coefficiente de resistência;
L	Comprimento total da tubagem (m);
g	Aceleração da gravidade (m/s ²);
k	Coefficiente adimensional;
γ	Peso específico do fluido (Kg/dm ³);
Δp_{st}	Perda singular no “T” (bar);
p_b	Pressão necessária da bomba (bar);
h_{fdm}	Perda de pressão na válvula direcional da mobilidade (bar);

p_{mm}	Pressão de alimentação para dois motores da mobilidade (bar);
v_{cm}	Velocidade do fluido hidráulico no circuito para dois motores da mobilidade (m/s);
dt_{pm}	Diâmetro mínimo interno da linha de pressão da mobilidade (m);
dt_{sm}	Diâmetro mínimo interno da linha de sucção (m);
Δp_{sc}	Perda singular nas curvas (bar);
p_{bmb}	Pressão necessária para cada bomba (bar);
R_1	Vetor (mm);
R_2	Vetor (mm);
R_3	Vetor (mm);
θ_3	Ângulo entre a comporta e o eixo perpendicular à máquina(rad);
θ_2	Ângulo constante (rad);
θ_1	Ângulo entre o cilindro hidráulico e eixo perpendicular à máquina (rad);
F_{cy}	Força resultante perpendicular à comporta (N);
p	Pressão suportada pela comporta (N/m^2);
q	Potência dissipada (Kcal/h);
Q_l	Caudal fornecido pela bomba hidráulica (l/min);
q_r	Potência dissipada no circuito do rolo (Kcal/h);
q_{m1}	Potência dissipada para um dos lados da mobilidade (Kcal/h);
q_m	Potência total dissipada no circuito da mobilidade (Kcal/h);
q_t	Potência total dissipada pelo circuito hidráulico (kW);
q_c	Potência térmica transferida por convecção (Kcal/h);
K	Coefficiente de permuta térmica entre instalação/ambiente.

1 Introdução

No que compete à defesa do meio ambiente, Portugal tem vindo a tomar iniciativas, surgindo uma legislação cada vez mais rigorosa, e deste modo contribuindo para a evolução das exigências ambientais. Uma das formas desta contribuição, passa por algo fundamental como a preservação dos recursos hídricos disponíveis no planeta. Atualmente os resíduos dos esgotos passam por estações de tratamento e aqui há uma separação de resíduos, onde são originadas lamas de depuração. Não apenas pela guarda do meio ambiente, com esta separação, consegue-se um composto com grande potencial, de grande valorização, utilizado na agricultura. Para tirar este partido do composto é necessário o mesmo passar por uma fase ao qual se chama compostagem, dispondo-o em pilhas, revolvendo-o de uma forma controlada.

A empresa qual por motivos próprios e pedido de sigilo será mantida em anonimato, sendo nomeada nessa dissertação como Egarch. E, como o equipamento não tem nome, dado ser de fabricação própria, durante a presente dissertação, será intitulado como revolvedora Grevo.

A técnica de compostagem começou a ser usada após a revolução industrial, a mecanização teve um marco histórico e com isto os métodos de revolução de composto foram otimizados. Atualmente o composto orgânico obtido das lamas de ETAR (Estação de Tratamento de Águas Residuais) é revolido por máquinas ao qual damos o nome de máquinas revolvedoras.

No ramo de produção/transformação de composto agrícola, o principal investimento inicial é uma máquina com a função de revolver o composto, portanto torna-se algo indispensável logo após o início das atividades. A solução adotada pela Egarch foi a aquisição de uma revolvedora, que embora não esteja operacional, com a resolução de alguns problemas a mesma fica em funcionamento, assim pensam poupar no investimento inicial, visto que a aquisição de uma máquina nova semelhante, traria um custo mais elevado. A recuperação de um equipamento dessa dimensão é aceitável do ponto de vista do desenvolvimento sustentável.

A Egarch adquiriu recentemente uma máquina com este intuito, a partir das lamas de ETAR, produzir composto agrícola. O equipamento, foi desenvolvido há relativamente 10 anos e o projeto não foi concluído. Sobre esta máquina as informações são bastante escassas, faltam peças e uma das informações que se sabe é que a mesma nunca conseguiu exercer a função para que fora desenvolvida.

Esta dissertação tem como objetivo desenvolver um projeto de acondicionamento de uma máquina revolvedora de composto orgânico, recém-adquirida pela Egarch. Sendo os objetivos específicos: 1) executar a reengenharia do equipamento a fim de verificar o projeto e identificar as peças do mesmo; 2) identificar falhas na construção do projeto através de outros

equipamentos similares; 3) identificar os componentes necessários para recuperação da máquina; e 4) criar as novas especificações técnicas da máquina.

Identificou-se que o equipamento tem o motor hidráulico que movimenta o rolo aplicado de forma incorreta. Além de possuir uma falha no distribuidor do mesmo. Após análise as peças que necessitam ser adquiridas e têm por norma alto custo de aquisição são o motor a combustão e a bomba hidráulica. A proposta da Egarch tem por objetivo gastar o menos possível, então no dimensionamento podem ser utilizadas peças usadas e assim diminui os custos do proprietário.

A título de comparação foram requeridos orçamentos de equipamentos semelhantes. O preço proposto pela empresa DMCAR, de uma das máquinas mais semelhante à Grevo, tem um custo de 57.800 euros + IVA (para mais informações consultar anexo1).

A presente dissertação foi organizada da seguinte forma: Inicia-se apresentando o projeto e a introdução do tema. De seguinte, clarifica-se sobre o que é a compostagem. Na terceira seção revê-se a literatura sobre as máquinas de compostagem. Temos na quarta seção o levantamento e identificação de todos os componentes atuais da máquina. A quinta seção é dedicada a explicar a metodologia, os dimensionamentos de projeto e os métodos utilizados para alcançar os objetivos. Na penúltima seção apresentar-se-ão as conclusões finais.

2 Compostagem

No século XXI, a saúde e segurança constituem umas das grandes preocupações da humanidade relativamente à produção de resíduos. O aumento desta em consequência do desenvolvimento económico, crescimento demográfico e consumismo, propiciou uma importância crescente no que concerne à gestão e ao tratamento dos resíduos produzidos.

O processo de compostagem de resíduos está a difundir-se pelo mundo para reduzir o descarte de resíduos em aterros sanitários [1]. Devido a diversas leis implementadas nos últimos anos o cuidado com o descarte ou tratamento de alguns resíduos teve de ser redobrado.

O Decreto-lei - 276/2009 estabelece o regime de utilização de lamas de depuração em solos agrícolas, transpondo para a ordem jurídica interna a Diretiva n.º 86/278/CEE, do Conselho, de 12 de junho. Este tem como fundamento evitar efeitos nocivos para o homem, para a água, para os solos, para a vegetação e para os animais, promovendo a correta utilização das lamas de depuração, visando um destino final adequado e seguro das mesmas.

Etimologicamente, a palavra compostagem provém da palavra latina *compositum* que significa mistura. O conceito de compostagem tem vindo a sofrer inúmeras alterações de forma a chegar a uma definição que a caracterize adequadamente.

De uma forma geral, a compostagem é um processo que se refere à biodegradação (isto é, à desintegração de materiais por bactérias, fungos e outros organismos) de substâncias através da decomposição de materiais orgânicos em condições aeróbias [2].

Segundo [3] a compostagem é o processo de oxidação biológica através do qual existe tratamento dos resíduos orgânicos, pela ação de microrganismos, em material estabilizado e utilizável na preparação de corretivos orgânicos do solo e de substratos para as culturas. Durante este processo existe a libertação de dióxido de carbono, vapor de água e energia na forma de calor. O produto final, designado por composto, é um produto estabilizado, higienizado e livre de substâncias fitotóxicas (substâncias químicas tóxicas para as plantas), benéfico para a produção vegetal [2].

A maior parte dos processos biológicos são aeróbicos [4], ou seja, ocorrem na presença de oxigénio e resultam na produção de, designadamente, dióxido de carbono, água, amónia, sais minerais e calor, entre outros, para além do resultante composto, mais ou menos humificado. Por outro lado, através do processo de digestão anaeróbia, isto é, decomposição da matéria orgânica na ausência de oxigénio, obtêm-se metano, dióxido de carbono, amónia e ácidos orgânicos de baixo peso molecular, que podem causar odores desagradáveis. O referido processo anaeróbico origina, no entanto, uma menor produção de calor por peso de material

orgânico decomposto em comparação ao obtido com a compostagem aeróbia. Contudo, nas pilhas aeróbias podem ocorrer zonas de anaerobiose [5].

A compostagem é, sem dúvida, um método de valorização de resíduos sólidos, mediante o qual a sua componente orgânica é decomposta biologicamente em condições controladas, alcançando-se uma fase em que o produto pode ser manuseado, armazenado ou aplicado ao solo sem afetar o ambiente [6], tendo como objetivos a produção de um produto estável, que não seja suscetível de forte evolução biológica após aplicação ao solo, nem fitotóxico quando utilizado na agricultura [1].

Para além da eliminação de microrganismos patogénicos e de sementes viáveis de infestantes presentes no material original. É, sinteticamente, um composto maturado, em que a parcela orgânica se encontra higienizada, estabilizada e, numa fase de humidificação adiantada em que a possibilidade de se decompor é reduzida melhorando as características do solo quando aplicado ao mesmo.

Para chegar a produto final, o composto atravessa três fases: na primeira ocorre uma inicial e rápida decomposição; a segunda é uma fase de estabilização e, por fim, a terceira fase caracteriza-se por um processo incompleto de humidificação [2].

2.1 Fatores que afetam a compostagem

O processo de compostagem é dependente de diversos fatores como a escolha dos materiais, a seleção do local e a seleção do sistema de compostagem. O processo mais comum na agricultura biológica é realizado em pilhas estáticas ou em pilhas revolvidas.

São diversos os parâmetros que interferem no processo de compostagem, sendo que entre os mais importantes se nomeiam a humidade, a temperatura, o pH, o arejamento e os nutrientes disponíveis [7].

2.1.1 Temperatura

Este é um dos fatores mais influentes para que o processo de compostagem se faça corretamente, contando que os restantes parâmetros possuam os valores adequados. Se o composto sofrer um aumento da temperatura isto indica que, existe atividade biológica nesse material e, por isso, indiretamente, o seu grau de decomposição / estabilização.

A temperatura é medida em função da proporção entre a produção de calor e a sua libertação, ou seja, a produção de calor irá depender da velocidade com que a decomposição se realiza. De acordo com Brito [3] o teor de humidade, arejamento, relação C/N da mistura de materiais, forma e tamanho da pilha de compostagem (que afeta o arejamento e dissipação de calor),

bem como a temperatura exterior a esta, são fatores dos quais também a produção de calor se encontra dependente.

2.1.2 Humidade

Também a presença de água no composto é essencial para um bom processo de compostagem. Segundo [8] na maior parte das situações, os valores de humidade mais adequados estão compreendidos entre 40 e 60 %. Valores de humidade abaixo dos 40% podem parar o processo, por outro lado, valores acima dos 60% de humidade impedem a propagação do oxigénio para os organismos presentes no composto, levando à sua asfixia.

2.1.3 pH

O pH é outro indicador da evolução do processo. Inicialmente, é ligeiramente ácido, dependendo do tipo de material da mistura [9]. À medida que o processo avança, o valor de pH sobe, atingindo a alcalinidade fruto da libertação de amoníaco provocada pela decomposição de proteínas [10].

O pH final ótimo encontra-se compreendido entre 7,1 e 7,5, podendo atingir durante o processo o máximo 8,0, o que deve ser evitado pois pode conduzir à perda de azoto na forma de amoníaco (NH₃) e assim produzir odores [10].

2.1.4 Arejamento

Num sistema de compostagem, e sendo este um processo aeróbio, a decomposição orgânica provoca carência de oxigénio, pelo que deve fornecer-se arejamento ao mesmo.

O material a compostar aquecerá o ar, adquirindo humidade e, no final acabará por secar devido à evaporação. É importante que exista um certo equilíbrio entre o ar e humidade no interior da pilha [9].

Sinteticamente, o nível de oxigénio diminui para níveis mais baixos, decorrendo algumas horas no processo de compostagem, surgindo a necessidade de ventilar a pilha. Uma pilha sem revolvimento regular, poderá não conseguir garantir um nível constante de oxigénio no seu interior provocando, por exemplo, uma compactação da pilha. O tamanho das partículas também é um fator influenciador, contribuindo para a facilidade ou não da ventilação da pilha [2].

Vallini [11] refere ainda que o processo de compostagem pode ser considerado segundo duas vertentes: como um processo orientado para a produção de compostos com uma perspetiva de interesse agrícola, e como um processo orientado para o tratamento de resíduos.

O princípio do processo de compostagem não difere. Porém, é possível fazer compostagem de diversos tipos de resíduos: (i) urbanos; (ii) industriais; (iii) domésticos; (iv) agrícolas; e (vi) florestais. Fazer a compostagem de alguns tipos de resíduos, nomeadamente as lamas, tornou-se um negócio lucrativo para algumas empresas.

As Estações de Tratamento de Águas Residuais são responsáveis por, entre outros, tratar as lamas e fazerem o processo de separação dos resíduos sólidos das águas. As lamas de ETAR constituem uma preocupação ambiental crescente [3]. Sendo este mais um motivo para incentivar o desenvolvimento de estudos tecnologias para o setor.

2.2 Sistemas de compostagem

Sendo um processo complexo, a compostagem não pode ser espontânea, pelo que deve ser controlada de forma a garantir um produto final higienizado e de elevada qualidade, para além de baixos custos de produção.

Para além disso, deve cumprir três objetivos principais: ser um processo o mais rápido possível, consumir pouca energia e garantir que o produto final não contenha organismos patogénicos nem contaminantes que possam representar um risco durante a sua utilização.

Ao longo do tempo têm sido explorados diversos métodos de compostagem, cuja Tabela 2.1 se refere, nomeadamente à classificação dos métodos de compostagem segundo [2].

Tabela 2.1 - Métodos de compostagem [2]

Sistemas abertos	Sistemas fechados
<ul style="list-style-type: none"> • Pilha revolvida. • Pilha estática: 	<ul style="list-style-type: none"> • Reatores:
<ul style="list-style-type: none"> - Aspiração de ar; - Insuflação de ar; 	<ul style="list-style-type: none"> - Contínuos; - Descontínuos.
<ul style="list-style-type: none"> - Ventilação alternada; - Insuflação de ar com controlo temperatura. 	<ul style="list-style-type: none"> • Reatores horizontais: - Estáticos; - Com movimento do material.

Um dos sistemas de compostagem mais frequente, é a organização do composto em pilhas de compostagem, sendo que o processo pode ocorrer em pilhas estáticas ou e pilhas revolvidas com reviramento mecânico. Este último será o mais explorado, visto ser o mais relevante para a presente dissertação.

Diversos fatores influenciam o número de vezes que o material deve ser revirado, sendo que pode ser necessário revirar uma ou a duas vezes logo no primeiro mês e, eventualmente, mais periodicamente nos meses seguintes [12]. Este reviramento frequente serve para expor todas

as partes a altas temperaturas, produzindo um produto homogéneo livre de patogénicos e sementes de infestantes, conseguindo-se normalmente obter esta mistura ao final de 6 meses.

2.2.1 Pilha com revolvimento mecânico

No sistema mais antigo e comum utilizado no processo da compostagem, as pilhas são reviradas periodicamente [7]. O revolvimento deverá ser executado sempre que a pilha alcance uma temperatura superior a 55°C [13].

O revolvimento mistura e combina os materiais da pilha de forma homogénea, libertando gases e o calor que se encontra no interior da mesma, isto é, troca o material frio e oxigenado do exterior pelo mais quente e pobre em oxigénio do interior. Dependendo dos materiais e da agressividade dos equipamentos de revolvimento, este pode também reduzir o tamanho das partículas. É neste parâmetro que se insere este estudo relacionado com uma máquina revolvedora de compostagem.

3 Máquinas revolvedoras de composto

Para que o processo de compostagem se torne mais eficaz e rápido, e sem que prejudique as pilhas de compostagem, existem no mercado máquinas com o mesmo princípio da revolvedora Grevo, que desempenham um papel importante numa das principais fases do processo: o arejamento.

No geral, as referidas máquinas possuem um conjunto de pás distribuídas uniformemente, de forma helicoidal, soldadas num rolo de metal, que gira a uma velocidade que varia entre as 150 rpm e as 400 rpm. As pás têm a função de levantar as partículas do material e empurram-nas para cima e para trás, sendo na parte de trás que se acumula o material. Com a revolvedora centrada na pilha, avançando a velocidade constante, o material move-se para o centro da pilha devido aos dois anéis de pás intermináveis e acumula-se de forma trapezoidal.

Além de melhorar a qualidade do produto final, uma revolvedora reduz o tempo de mão de obra e contaminação por microrganismos patogénicos.

Com grande reputação no mercado de revolvedoras, descrevem-se duas conceituadas máquinas revolvedoras, com as mesmas funções, a fim de clarificar e comparar alguns dados que se procuram obter durante a análise da revolvedora Grevo.

A decisão de apresentar estas duas máquinas revolvedoras encontra-se nas semelhanças existentes em ambas, visto que, dentro da pesquisa efetuada estas duas marcas de revolvedoras são as que mais detalhes oferecem sobre os seus modelos, o que possibilita com isto uma possível comparação. A semelhança nas dimensões foi também um detalhe que levou à escolha destes modelos, uma vez que como ambas têm o mesmo objetivo, - o de revolver composto orgânico, e por se tratarem de máquinas com dimensões idênticas, tendem a possuir uma próxima capacidade de revolvimento.

3.1 Revolvedora Backhus A30

A marca alemã conta com mais de trinta anos de experiência no desenvolvimento e construção de máquinas que auxiliam a gestão de resíduos, para além de deter uma grande variedade de máquinas revolvedoras, desde modelos robustos e com grande capacidade de revolvimento de composto, a modelos mais simples, compactos e de fácil manejo [14] como o modelo representado na Figura 3.1.



Figura 3.1 - Revolvedora Backhus A30

Na imagem acima pode-se observar uma revolvedora que se assemelha bastante à Grevo. A dimensão de entrada para o composto é de 2,61 metros de largura e 1,2 metros de altura, com uma largura de máquina no total de 3,5 metros. Possui de um motor a diesel Yanmar, com 35,4 kW de potência, impulsionando ao rolo 1300 N.m de binário. Este, incluindo o comprimento das pás, tem 730 mm de diâmetro e gira a uma rotação máxima de 400 RPM. A velocidade de avanço da Backhus A30 é de 0 a 50 m/min.

3.2 Revolvedora SGF3100

A revolvedora SGF 3100 (ver Figura 3.2) é um modelo da marca suíça Gujer Innotec AG, o modelo autónomo mais pequeno com motor a combustão. Este é um equipamento com uma capacidade de revolvimento um pouco superior à revolvedora apresentada anteriormente.



Figura 3.2 - Revolvedora SGF3100

Para colmatar a potência necessária a esta maior capacidade de revolvimento, visto possuir uma largura de janela maior, de 3 metros de largura e 1,85 metros de altura e por oferecer um pormenorizado conforto ao operador, esta máquina possui um motor com maior robustez, um motor a diesel Perkins Tier 4i, com 110 kW de potência [16].

Apresenta-se com a informação de que o rolo trabalha com uma pressão de trabalho até 320 bar e os restantes circuitos até 210 bar. A velocidade de trabalho aconselhada pela marca é de 5 m/min com uma velocidade de deslocamento máxima de 580 m/min.

Também oferece algumas vantagens tais como a possibilidade de acoplar sistemas que possibilitam aprimorar a qualidade do composto, como por exemplo o acoplamento de um sistema de pulverização com tanque de 60 litros de capacidade e uma bobina de mangueira com enrolamento automático.

3.3 Revolvedora Grevo

3.3.1 História

As informações sobre o desenvolvimento e construção da revolvedora Grevo (ver Fig. 3.3) são bastante escassas, no entanto, sabe-se que o projeto começou em desenvolvimento a pedido de uma empresa no seu início de atividade na gestão e valorização de lamas de ETAR.

O projeto foi desenvolvido por uma outra entidade, que após a construção do projeto, testou máquina e verificou que a mesma não desempenhava a função para a qual tinha sido concebida.



Figura 3.3 - Revolvedora GREVO

Nesse caso, eram necessárias alterações de projeto e uma das modificações feitas, por se pensar tratar-se de um problema de potência, incluiu o corte no comprimento de algumas pás, de forma a diminuir a área de contato com o composto, minorando o binário necessário no rolo, alteração esta que não trouxe resultados.

Ponderaram ainda modificar alguns componentes da máquina, como o motor a combustão, o que iria produzir um aumento da potência e, simultaneamente alterar as bombas hidráulicas que eram acionadas pelo mesmo. No entanto, esta modificação nunca chegou a ser realizada, e os referidos componentes foram retirados do conjunto, levando a que o projeto fosse abandonado durante cerca de 10 anos.

Como referido anteriormente, a Egarch, adquiriu a máquina. Não se sabe ao certo qual o valor investido na mesma, e com a sua aquisição, não foi cedida qualquer informação e características das peças, que estão e estiveram, presentes na máquina.

3.3.2 Componentes da Revolvedora

Na Figura 3.4 estão representados os principais componentes atuais na revolvedora. Como foi referido no capítulo anterior, não é mencionado o motor que gera força motriz na máquina, nem a bomba hidráulica que alimenta o circuito, por não estarem integrados na máquina.

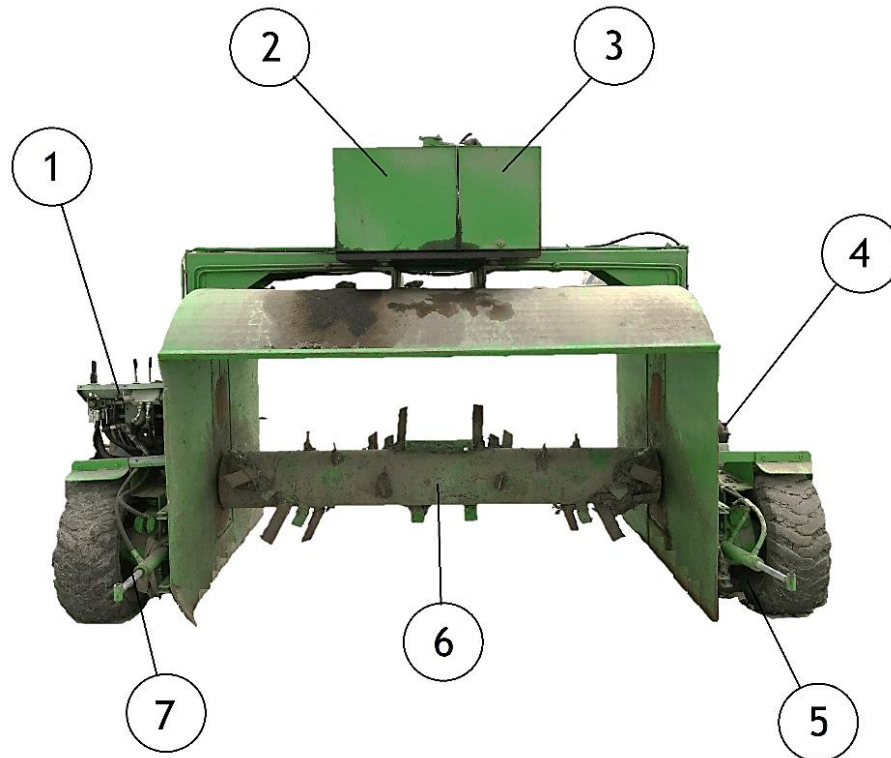


Figura 3.4 - Principais componentes da revolvedora Grevo

Relativamente à Figura 3.4, tem-se:

1 - **Comandos do operador:** neste local ficam localizados os manípulos de controlo para os movimentos máquina. O mesmo está equipado com um tubo que possibilita a verificação do nível de combustível.

2 - **Reservatório de óleo hidráulico:** no local estão colocados os dois filtros de sucção e retorno, também um pequeno orifício onde é possível verificar o nível de óleo.

3 - **Reservatório de combustível:** o combustível para alimentação do motor a combustão é guardado neste reservatório.

4 - **Motor hidráulico do rolo:** neste sítio está localizado o motor hidráulico, acoplado ao rolo através de uma transmissão por corrente de rolos.

5 - **Motor hidráulico da roda:** responsável pela mobilidade da máquina, em cada roda está presente um motor hidráulico, acoplado a uma redutora onde a jante é aparafusada.

6 - **Rolo rotativo:** é possível verificar as pás dispostas em linhas helicoidais.

7 - **Cilindro hidráulico:** permite ajustar a abertura da comporta.

3.3.3 Comandos da revolvedora

Depois de identificado, na Figura 3.4, o local onde o operador tem acesso aos comandos da máquina, na Figura 3.5 são mostrados mais detalhadamente a posição dos mesmos. Nela, é possível identificar as alavancas pertencentes a cada distribuidor hidráulico com determinada função.



Figura 3.5 - Comandos do operador

Relativamente à Figura 3.5 tem-se:

1 - **Alavancas das rodas:** cada alavanca controla um par de rodas de cada lado.

2 - **Chave de ignição:** juntamente com a chave de ignição está um pequeno painel com informação do número de horas de trabalho da revolvedora e uma luz de aviso que nos dá informação sobre o motor a combustão.

3 - **Alavanca do rolo:** esta alavanca tem como função pôr o rolo em rotação.

4 - **Alavancas das comportas:** a abertura das comportas é controlada por estas duas alavancas.

3.3.4 Principais componentes hidráulicos e mecânicos

No circuito hidráulico atual da revolvedora, não está a bomba hidráulica, peça fundamental para saber entre que valores de trabalho os restantes componentes foram dimensionados e se um dos problemas da máquina residia na bomba.

Mediante pesquisa e consulta de catálogos, os principais elementos do circuito foram identificados e os mesmos são descritos abaixo:

3.3.4.1 Circuito do rolo

O circuito do rolo que compõe a máquina revolvedora é explicado abaixo de uma forma mais detalhada, composto nomeadamente por três componentes principais:

Transmissões mecânicas e motores hidráulicos

Na revolvedora, em cada lado do rolo, ilustrada na Figura 3.6, está presente uma transmissão mecânica responsável pela transferência de potência entre o motor hidráulico e a rolo rotativo. Composta pelos pinhões nos veios de saída dos motores hidráulicos, pelas correntes de rolos e pelas engrenagens de saída que se encontram acopladas ao rolo rotativo.



Figura 3.6 - Transmissão mecânica e motor hidráulico MS200

Cada pinhão é formado por 10 dentes e as rodas dentadas têm 24 dentes. Com este dado é possível calcular a razão de transmissão através da seguinte expressão [17]:

$$i = \frac{Z_{er}}{Z_{ep}} = \frac{24}{10} = 2,4 \quad (3.1)$$

Em que:

i - Razão de transmissão

Z_{er} - Número de dentes da roda dentada do rolo

Z_{ep} - Número de dentes da engrenagem do motor

Os motores têm a função de converter energia hidráulica em mecânica. A velocidade de rotação de um motor hidráulico depende, em motores de cilindrada fixa, do caudal que lhes é fornecido e o binário depende da pressão.

Tratando-se de motores da marca M+S Hydraulic, modelo MS200 de cilindrada fixa, representado um deles na Figura 3.6 (mais detalhes no anexo 2) e responsáveis pelo acionamento da transmissão mecânica, cada um gera ao pinhão acoplado, um binário de 200 N.m e uma velocidade de 125 rpm, caudal este de 25 l/min e pressão de 70 bar, a funcionar num ponto onde se consegue o maior rendimento (valores estes obtidos através da análise da Figura 3.7).

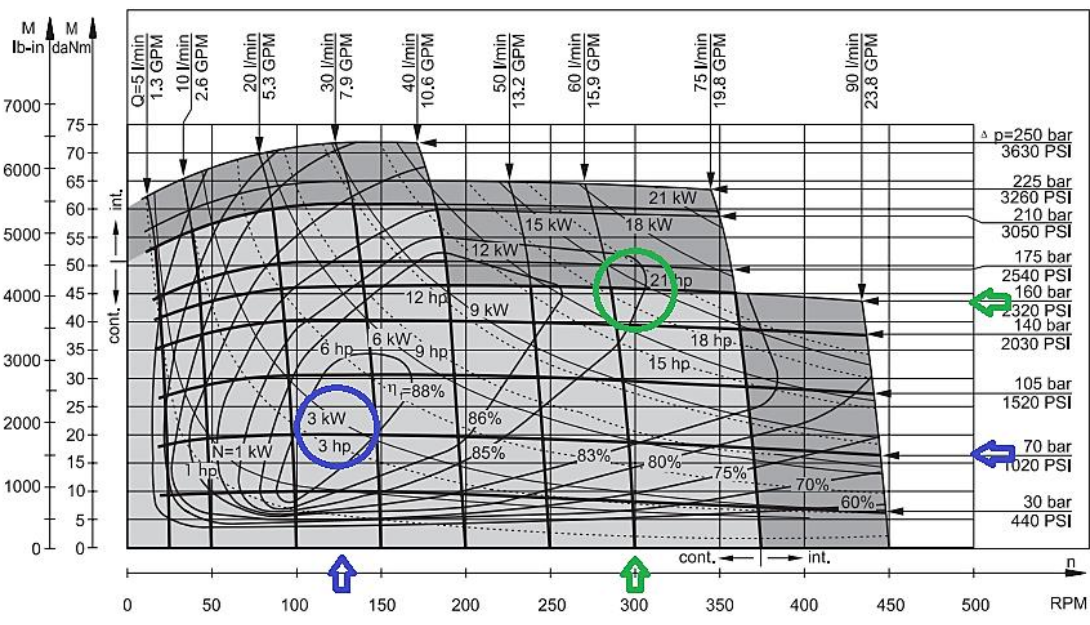


Figura 3.7 - Prestação do motor hidráulico MS200 [18]

Através da razão de transmissão calculada na expressão (3.1), podemos determinar as rotações por minuto no rolo rotativo, como se demonstra em (3.2):

$$i = \frac{n_{ep}}{n_{er}} \Leftrightarrow \quad (3.2)$$

$$\Leftrightarrow 2,4 = \frac{125}{n_{er}}$$

$$\Leftrightarrow n_{er} \simeq 52,1 \text{ RPM}$$

Em que:

i - Razão de transmissão;

n_{ep} - Número de rotações por minuto da engrenagem do pinhão (RPM);

n_{er} - Número de rotações por minuto da engrenagem do rolo (RPM);

Para avaliar o binário na engrenagem do rolo foi utilizada a expressão [17]:

$$Z_{ep} * M_{er} = Z_{er} * M_{ep} \Leftrightarrow \tag{3.3}$$

$$\Leftrightarrow 10 * M_{er} = 24 * 200$$

$$\Leftrightarrow M_{er} = 480 \text{ N.m}$$

Em que:

M_{er} - Binário na engrenagem do rolo (N.m);

M_{ep} - Binário na engrenagem do pinhão (N.m);

Como foi dito anteriormente, o rolo está ligado a dois conjuntos de transmissão, a velocidade do rolo não altera devido a estas duas conexões, mas o binário a que o rolo está sujeito é o dobro por se tratar de dois motores hidráulicos a funcionar às mesmas condições, então o valor expressa-se:

$$M_{rolo} = N_{mr} * M_{er} \Leftrightarrow \tag{3.4}$$

$$\Leftrightarrow M_{rolo} = 2 * 480$$

$$\Leftrightarrow M_{rolo} = 960 \text{ N.m}$$

Em que:

M_{rolo} - Binário no rolo (N.m);

N_{mr} - Número de motores do rolo;

Será acertado dizer que a razão de transmissão que assume o valor de 2,4, faz com que o binário aplicado no veio de saída aumente e o número de RPM na engrenagem do rolo diminua.

Distribuidor hidráulico

O distribuidor ou válvula direcional responsável pela orientação do fluido hidráulico, de forma a conseguir o acionamento dos motores hidráulicos do rolo, é da marca Galtech, modelo Q45, representado na Figura 3.8.



Figura 3.8 - Distribuidor Galtech Q45 [19]

Este, é um distribuidor de 6/3 vias e caudal de 50 l/min equipado com uma válvula limitadora de pressão com função do circuito não exceder 180 bar, em prol da proteção do circuito contra sobrecargas (mais características em anexos 4).

O tipo de acionamento desta válvula direcional é feito manualmente por uma alavanca e o movimento da alavanca tem três posições definias.

Filtro de retorno

O filtro de retorno é responsável pela absorção de impurezas quando o fluido volta ao reservatório, depois de um ciclo de trabalho (ver Figura 3.9).



Figura 3.9 - Filtro de retorno UFI RB [20]

No circuito do rolo o filtro responsável pela absorção de impurezas é da marca UFI, modelo RB. Está equipado com uma porta de entrada para o fluido, de 19mm. Pelo catálogo do fabricante, através da velocidade do fluido recomendada para este filtro, o caudal deve estar compreendido entre 30 l/min de 80 l/min.

3.3.4.2 Circuito das rodas

Motores hidráulicos e redutoras

A revolvedora é composta por dois pares de rodas, um de cada lado da revolvedora, com controlo independente. Montado nas jantes estão pneus 10 - 16.5 que têm, no início de vida do pneu, um diâmetro de 832 mm [21].

Com base no diâmetro do pneu é possível tirar algumas conclusões, tais como:

$$\begin{aligned}Pr &= 2 * \pi * \left(\frac{d}{2}\right) \Leftrightarrow & (3.5) \\ \Leftrightarrow Pr &= 2 * \pi * \left(\frac{0,832}{2}\right) \\ \Leftrightarrow Pr &= 2,61 \text{ m}\end{aligned}$$

Em que:

Pr - Perímetro da roda (m);

d - Diâmetro da roda (m);

O valor resultante do cálculo, do perímetro significa que a roda por cada volta avança 2,61 metros.



Figura 3.10 - Acoplamento da redutora e motor hidráulico

A flange onde apertam as rodas está representado na Figura 3.10, podendo ver-se uma redutora de 1:50 acoplada a um motor hidráulico MR100 da marca Galtech (ver Figura 3.10) (mais detalhes no anexo 3). Significa isto, para que para na saída da redutora seja possível uma volta completa, é necessário que o motor hidráulico produza 50 voltas.

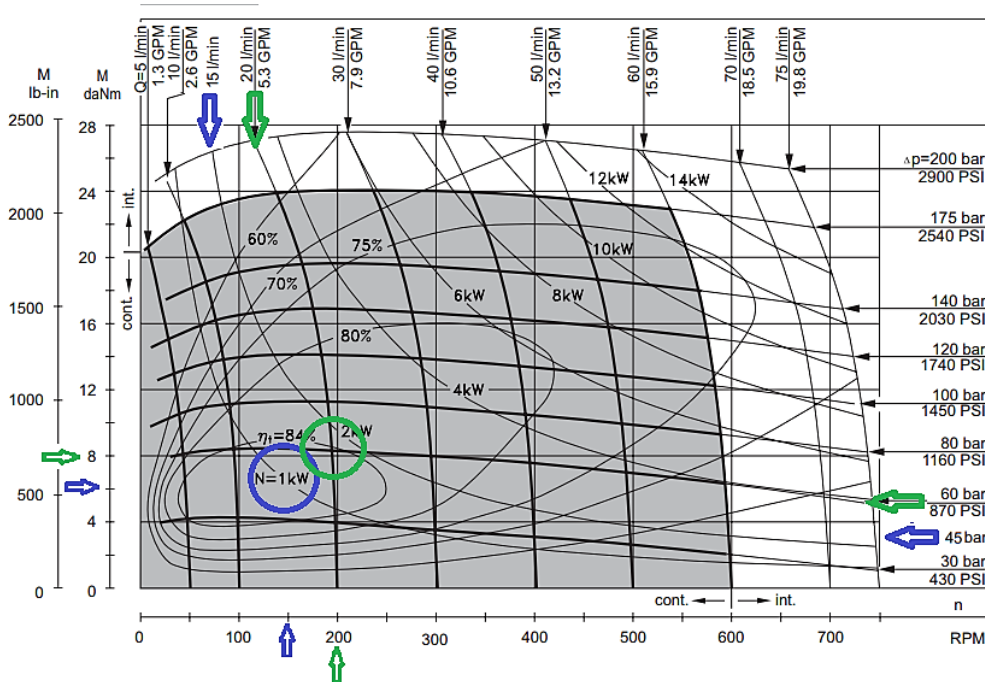


Figura 3.11 - Prestação do motor hidráulico MR100 [22]

Pela análise da Figura 3.11, podemos notar que este motor, observando um ponto de rendimento máximo, como por exemplo, alimentado com um caudal de 15 l/min e 45 bar, produz à entrada da redutora um binário de 60 N.m e rotação de 150 Rpm. Pode afirmar-se que, se procurarmos uma razão de transmissão entre as RPM do motor MR100 e o número de voltas na saída da redutora de forma a provocar uma volta completa da roda, esta traduz-se em [17]:

$$i = \frac{50}{1} = \frac{N_{rm}}{N_{rr}} \Leftrightarrow \frac{50}{1} = \frac{150}{N_{rr}} \Leftrightarrow N_{rr} = 3 \text{ RPM} \quad (3.6)$$

Em que:

i - Razão de transmissão;

N_{rm} - Número de rotações por minuto do MR100 (RPM);

N_{rr} - Número de rotações por minuto na saída da redutora (RPM);

Assim, para obtermos a distância percorrida num minuto pela revolvedora, tem-se:

$$D_p = i * P = 3 * 2,61 = 7,83 \text{ m} \quad (3.7)$$

Em que:

D_p - Distância percorrida (m);

Significa isto, quando o motor hidráulico efetua as 150 voltas, a própria máquina, em linha reta, percorreu, 7,83 m, sendo assim, a velocidade máxima da máquina é 7,83 m/min.

Distribuidores hidráulicos

Como foi referenciado anteriormente, a revolvedora possui dois pares de rodas, cada par é controlado por um distribuidor, ou válvula direcional, da marca Galtech, modelo Q25, representado na Figura 3.12. Cada distribuidor, é de uma secção e de 6/3 vias. Tem um caudal recomendado de óleo de 30 l/min e uma pressão máxima de 180 bar [18].



Figura 3.12 - Distribuidor Galtech Q25 [19]

O tipo de acionamento desta válvula direcional é feito manualmente através de uma alavanca e o movimento da alavanca é de três posições com controlo rotativo (mais características em anexos 4 e anexo 6).

Filtro de retorno

O filtro de retorno do fluido no circuito da mobilidade é da marca UFI, modelo RA (ver Figura 3.13), e mais características em anexo 7. Está equipado com uma porta de entrada do fluido, de 19mm e pelo catálogo do fabricante, através da velocidade do fluido recomendada pelo fabricante, o caudal deve estar compreendido entre 25 l/min de 75 l/min.



Figura 3.13 - Filtro de retorno UFI RA [20]

3.3.4.3 Circuito das comportas

Cilindros hidráulicos

A Grevo está equipada com dois cilindros hidráulicos de duplo efeito, com a função de permitir ajustar a abertura das comportas laterais (ver Figura 3.14). Responsáveis pela conversão da energia hidráulica em energia mecânica, estes cilindros têm de comprimento, com o embolo na posição avançada e recolhida, 490 mm e 340mm, respetivamente, obtendo um curso de haste de 150 mm.



Figura 3.14 - Cilindro hidráulico da comporta esquerda

Distribuidor hidráulico

É nas alavancas deste elemento que o operador tem acesso ao ajuste da abertura das comportas. Trata-se de um distribuidor da marca Galtech, modelo Q25 de 6/3 vias (ver Figura 3.15), com particularidades idênticas aos usados para a mobilidade da máquina, caudal de óleo hidráulico de 30 l/min e uma pressão máxima de 180 bar, à exceção de que este é um monobloco de duas secções, que faz com que o controlo para os dois cilindros hidráulicos esteja a cuidado de uma única entrada de óleo (mais características em anexos 4 e anexo 6).



Figura 3.15 - Distribuidor Galtech Q25 de duas secções [19]

O tipo de acionamento desta válvula direcional é feito manualmente através de uma alavanca e o movimento da alavanca é de três posições com retorno por mola.

Reservatório do fluido hidráulico

É no reservatório (ver Figura 3.16) que é armazenada a totalidade do fluido hidráulico utilizado nos circuitos e através de um visor instalado numa das paredes pode-se verificar o nível de óleo, tornando possível a inspeção do fluido. A instalação dos filtros de retorno do circuito está normalmente posicionada no topo do reservatório, tornando assim possível a separação dos contaminantes sólidos que surgem no circuito. Quando no circuito não há arrefecimento forçado do fluido o reservatório também tem esta função, por meio de condução e convecção [23].

O reservatório em questão tem o volume para 315 dm³ (0,60m x 0,70m x 0,75m) e está equipado com três saídas para o fluido hidráulico e um visor para inspeção do mesmo.



Figura 3.16 - Reservatório hidráulico

3.3.5 Diagrama hidráulico atual

O circuito atual da revolvedora está representado no diagrama exibido na Figura 3.17 e a simbologia utilizada está representada na Tabela 3.1.

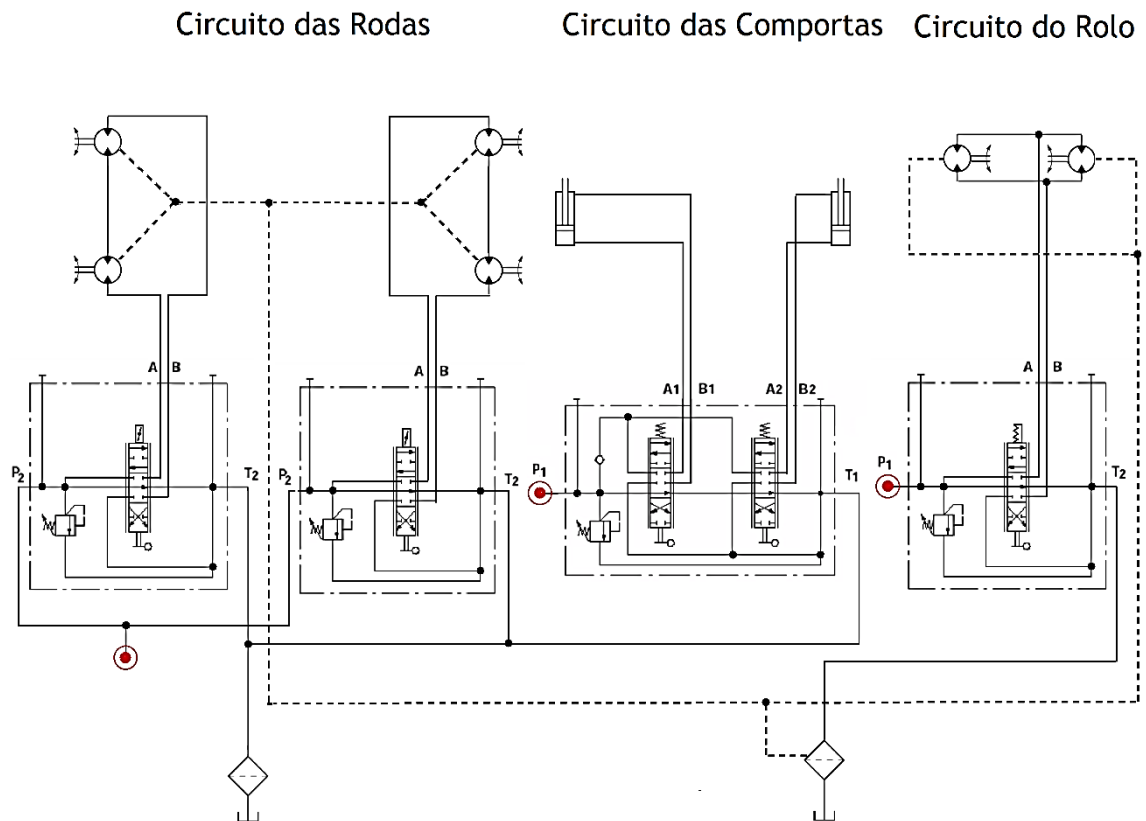
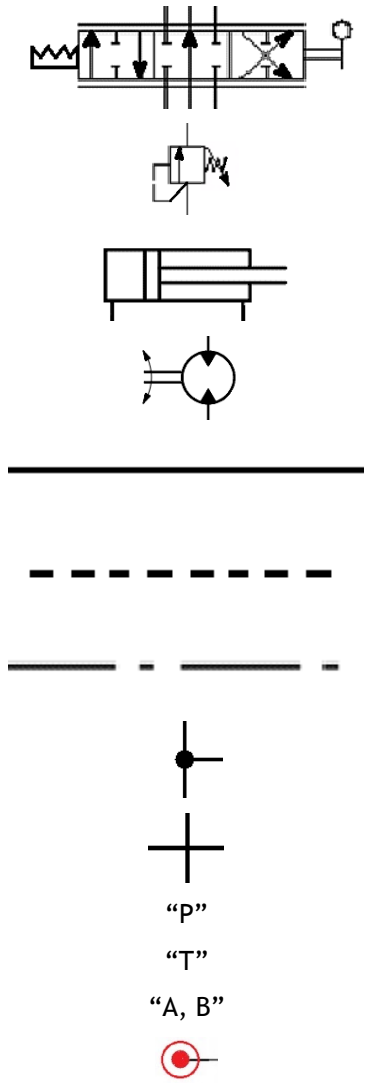


Figura 3.17 - Representação do diagrama atual da Grevo

Tabela 3.1 - Simbologia utilizada na representação do diagrama hidráulico

ELEMENTO	SÍMBOLO
RESERVATÓRIO	
FILTRO	
VÁLVULA DIRECIONAL DAS RODAS - 6/3 VIAS	
VÁLVULA DIRECIONAL DOS CILINDROS - 6/3 VIAS	

VÁLVULA DIRECIONAL DO ROLO - 6/3 VIAS
VÁLVULA LIMITADORA DE PRESSÃO
CILINDRO HIDRÁULICO
MOTOR HIDRÁULICO
TUBAGEM DE TRABALHO OU DE RETORNO
TUBAGEM DE FUGA
CAIXA COM COMPONENTES DE UMA UNIDADE
LIGAÇÕES DE TUBAGENS
CRUZAMENTO DE TUBAGENS
ORIFÍCIO DE PRESSÃO
ORIFÍCIO DE RETORNO
ORIFÍCIOS DE TRABALHO
ORIFÍCIO DE PRESSÃO (SEM LIGAÇÃO)



3.4 Comparação dos resultados da Grevo com as restantes revolvedoras analisadas

A tabela 3.2 reúne os valores de especificações das revolvedoras apresentadas, em comparação com os valores obtidos dos elementos presentes na Grevo. Esta tabela servirá para clarificar e observar mais facilmente a similaridade dos valores.

Tabela 3.2 - Resumo das especificações apresentadas das diferentes revolvedoras

	GREVO	BACKHUS A30	SGF3100
DIMENSÕES			
LARGURA ENTRADA (m)	2,5	2,61	3
ALTURA ENTRADA (m)	1,2	1,2	1,85
LARGURA TOTAL (m)	3,5	3,5	3,9
DADOS DE TRABALHO			
DIÂMETRO ROLO (mm)	750	730	-----
BINÁRIO MÁXIMO NO ROLO (N.m)	946,8	1300	-----
ROTAÇÃO MÁXIMA DO ROLO (RPM)	52,81	400	-----
VELOCIDADE AVANÇO (m/min)	0 - 7,83	0 - 50	0 - 580
VELOCIDADE A REVOLVER (m/min)	-----	-----	5
PRESSÃO DE TRABALHO NO ROLO/RESTANTES CIRCUITOS (bar)	-----	-----	320/210
MOTOR			
MARCA	-----	Yanmar	Perkins Tier 4i
POTÊNCIA (kW)	-----	35,4	110
VELOCIDADE NOMINAL (RPM)	-----	3000	2200
BINÁRIO MÁXIMO (N.m)	-----	-----	560 @ 1400 RPM

4 Projeto e dimensionamento

4.1 Metodologia

Após a aceitação do desafio proposto, seguiram-se procedimentos metodológicos para a realização do projeto de dimensionamento de forma a alcançar o objetivo geral.

Com a realização de algumas visitas à Egarch, coletaram-se todas as informações possíveis e necessárias para a concepção do projeto. Começou-se, junto da empresa, por saber qual a história do equipamento, questionar sobre a construção do projeto e os requisitos propostos para a mesma.

Visto que a máquina tinha um problema, e em prol da sua resolução, foram recolhidas todas as referências dos diferentes componentes hidráulicos da máquina, de forma a identificar através de trabalho de pesquisa, cada peça nos catálogos dos fabricantes e as suas características. Foram captadas fotografias e realizadas várias medições, de forma a possibilitar o desenho e interpretar mecanismos existentes na revolvedora.

Feita a identificação dos elementos, partiu-se para a compreensão do esquema hidráulico presente na máquina, para perceber como este fora dimensionado. Também foi necessário a interpretação da relação mecânica entre o rolo rotativo e o motor do mesmo.

Após análise das características das peças constituintes do sistema hidráulico e dos cálculos dos mecanismos associados, foi apresentada a comparação dos valores obtidos com as revolvedoras existentes no mercado, e concluiu-se que os valores analisados não são idênticos.

Depois de verificada a discrepância nos valores analisados, rapidamente se identificou em que circuitos ou componentes era necessário realizar alterações.

Como o projeto tem como requisito proceder ao acondicionamento da Grevo, mas sempre com uma gestão controlada do investimento, tenta-se com isto apelar à reutilização dos componentes.

Neste capítulo é ainda mostrado em detalhe os cálculos e todas as peças que devem ser mantidas ou alteradas para execução do projeto.

4.2 Dimensionamento do circuito do rolo

Da análise dos valores de velocidade e binário entre a Grevo e a Backhus podemos observar uma grande discrepância, apesar do diâmetro do rolo ser idêntico.

4.2.1 Motor

Como em primeiro lugar se mantém o esforço de tentar resolver o problema com o menor custo e assim tentar encontrar uma solução mais económica, foi ponderada a tentativa de preservar os motores hidráulicos que acionam o rolo. O valor que mais se realça é o valor da velocidade, então este valor sofre alteração.

Após análise do gráfico da Figura 3.7 do motor MS200, pode encontrar-se um ponto para o qual conseguimos encontrar um combinado de velocidade e binário adequados para o rolo, ponto este que corresponde a um caudal de alimentação de 65 l/min e uma pressão de 160 bar, de onde vamos conseguir obter na saída do veio do motor 300 RPM e 450 N.m de binário (ver Tabela 4.1). É um ponto no qual o rendimento decai de 88% para 85%, embora não seja prejudicial para a circuito hidráulico ou para o funcionamento da máquina, a única desvantagem é que não se tira o máximo partido deste modelo de motor.

Tabela 4.1 - Tabela com especificações de cada motor

DADOS	VALOR
PRESSÃO DE TRABALHO (bar)	160
BINÁRIO (N.m)	450
CAUDAL (l/min - m ³ /s)	65 - 0.00108(3)
ROTAÇÃO (RPM)	300

Começaremos por calcular o binário transmitido ao rolo. Este valor será o dobro por se tratar de dois motores hidráulicos a funcionar às mesmas condições, então o valor expressa-se:

$$\begin{aligned}M_{nr} &= M_{mr} * M_{er} \Leftrightarrow & (4.1) \\ \Leftrightarrow M_{rolo} &= 2 * 450 \\ \Leftrightarrow M_{nr} &= 900 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Em que:

M_{nr} - Binário novo no rolo (N.m);

Surge assim, na Tabela 4.3 os dados de trabalho que os motores requerem para atingirem os valores estabelecidos.

Tabela 4.2 - Tabela com as especificações dos motores

DADOS	VALOR
PRESSÃO (bar)	160
BINÁRIO (N.m)	900
CAUDAL (l/min - m ³ /s)	130 - 0,0021(6)
ROTAÇÃO (RPM)	300

4.2.2 Distribuidor

Após a modificação a realizar descrita no ponto anterior é necessário averiguar todos os elementos associados ao motor hidráulico. O distribuidor não foge à regra e pela análise feita no capítulo 3.2.1.2, a válvula distribuidora responsável pelo acionamento dos mesmos tem de conseguir um caudal de passagem de 130 l/min, visto que os motores vão trabalhar alimentados, cada um a 65 l/min, isto no regime máximo de funcionamento (ver Figura 4.1 e anexo 5).



Figura 4.1 - Distribuidor Galtech D12 [24]

A perda de carga/pressão na válvula direcional será uma das maiores perdas de carga que teremos no circuito do rolo, isto deve-se à própria configuração da válvula e aos caminhos que o fluido atravessa quando esta é acionada. Como a válvula pode ser acionada para três posições diferentes, será considerada para os cálculos a maior perda de todas elas.

Da análise dos gráficos da Figura 4.2, é possível verificar que as posições de P-A e de P-B relativas ao acionamento do rolo, responsáveis pela rotação do rolo em ambos os sentidos, são as que mais sofrem com a perda de carga.

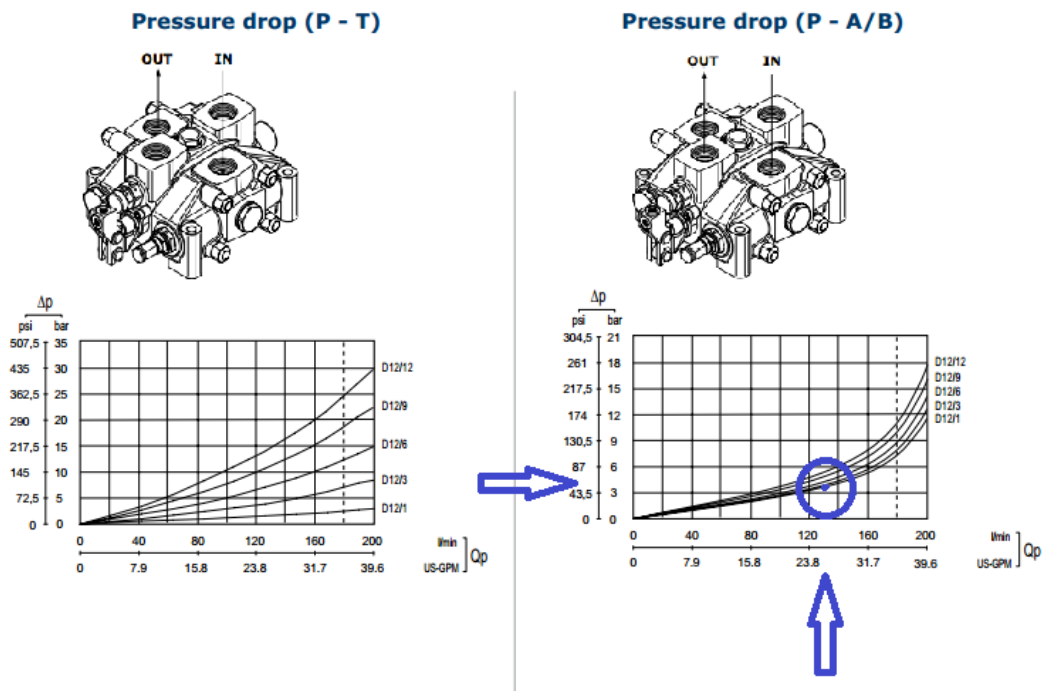


Figura 4.2 - Gráficos da queda de pressão no distribuidor Galtech D12 [24]

Retiramos da análise:

$$h_{f_{dr}} = 4 \text{ bar}$$

Em que:

$h_{f_{dr}}$ - Perda de pressão na válvula direcional do rolo (bar);

4.2.3 Tubagem

É importante garantir o dimensionamento das tubagens dos circuitos hidráulicos de forma a que o escoamento do fluido ocorra em regime laminar.

Para que sejam possíveis esses cálculos começamos por especificar os dados do fluido hidráulico. A escolha deste, foi tomada após análise das recomendações de todos os componentes a utilizar na revolvedora. O fluido de trabalho usado na revolvedora será o óleo Mineral ISO 68, recomendado para sistemas hidráulicos, cujas propriedades são apresentadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Propriedades do óleo mineral SAE 68 [25]

Características Típicas	Método	Resultados
ISO VG		68
Viscosidade		
cSt @ 40°C	ASTM D 445	61,2/74,8
cSt @ 100°C, típ.	ASTM D 445	8,1
Índice de Viscosidade, mín.	ASTM D 2270	90
Ponto de Fulgor (°C), mín.	ASTM D 92	204
Ponto de Mínima Fluidez, °C, máx.	ASTM D 97	-3
Cor, máx.	ASTM D 1500	4
Densidade (20°C), típ.	ASTM D 4052	0,8780

Utiliza-se a expressão com o Número de Reynolds para analisar o perfil de velocidade desenvolvido pelo fluido, quando em escoamento numa tubagem, identificando parâmetros numéricos que correspondem a limites de comportamento do fluido [26], onde a experiência demonstra que, para tubos de secção circular e paredes lisas, a velocidade de transição do regime laminar para o regime turbulento ocorre sensivelmente para $Re \cong 2300$. Este será o limite a respeitar para mangueiras que transportam o óleo [27].

Existem, no entanto, gamas de velocidade características em tubagens, tendo em vista as limitações da sua velocidade. Os valores da Tabela 4.4 deverão ser tomados em consideração no cálculo do caudal nos circuitos hidráulicos.

Tabela 4.4 - Velocidades de escoamento do fluido hidráulico (m/s) [23]

Tubagem de aspiração	0,5 a 1,5
Tubagem de retorno	2 a 3
Tubagem de pressão:	
P<50 bar	4
50<P<100 bar	4 a 5
100<P<200 bar	5 a 6
P>200 bar	6 a 7

4.2.3.1 Tubagem da linha de pressão

Calculamos agora a velocidade ideal do escoamento usando a pressão de alimentação motor de acionamento do rolo, através da expressão [26]:

$$\begin{aligned}
 v_{cr} &= 1,2165 * p_{mr}^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} \Leftrightarrow & (4.2) \\
 \Leftrightarrow v_{cr} &= 1,2165 * 160^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} \Leftrightarrow \\
 \Leftrightarrow v_{cr} &= 5,66 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Em que:

p_{mr} - Pressão de alimentação dos motores do rolo (bar)

v_{cr} - Velocidade do fluido hidráulico no circuito do rolo (m/s)

Agora que temos a velocidade passamos à determinação dos diâmetros mínimos das tubagens. Começamos por utilizar a expressão [23]:

$$Q = v * A \quad (4.3)$$

Em que:

Q - Caudal (m³/s)

v - Velocidade do fluido hidráulico (m/s)

A - Área (m²)

Resolvendo a expressão anterior em ordem ao diâmetro, vem:

$$dt = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v}} \quad (4.4)$$

Em que:

dt - Diâmetro mínimo interno da tubagem (m)

Através da expressão anterior e substituindo agora pelos valores referentes à linha de pressão, valores da Tabela 4.3:

$$dt_{pr} = \sqrt{\frac{4 * 0,0021(6)}{\pi * 5,66}} \Leftrightarrow \Leftrightarrow dt_{pr} = 0,0221 \text{ m} \quad (4.5)$$

Em que:

dt_{pr} - Diâmetro mínimo interno da linha de pressão do rolo (m)

Como o diâmetro comercial a ser utilizado deve ser no mínimo igual ou superior, será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 25 mm (mostrado em anexo 13).

Para verificar se com este diâmetro é garantido um escoamento laminar utiliza-se a expressão do Número de Reynolds, então:

$$Re = \frac{v * dt}{\vartheta} \quad (4.6)$$

Em que:

ϑ - Viscosidade do fluido (m²/s)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 2,5 cm, e substituindo:

$$Re = \frac{5,66 * 0,025}{0,000068} = 2080,88 \quad (4.7)$$

A verificação do número de Reynolds resultou num valor próximo do regime de transição, no entanto, ainda se considera regime laminar, consequentemente podemos manter este diâmetro comercial, visto que satisfaz a condição. Este tubo será usado desde a saída do distribuidor até ao T que separará o caudal para cada um dos motores.

Para verificarmos que mangueira pode ser usada do T até aos motores usaremos os valores da Tabela 4.1, então:

$$dt_{pr} = \sqrt{\frac{4 * 0,00108(3)}{\pi * 5,66}} \Leftrightarrow \quad (4.8)$$

$$\Leftrightarrow dt_{pr} = 0,0156 \text{ m}$$

O diâmetro mínimo recomendado é de 15,6 mm. Existe o diâmetro comercial 18,5 acima do recomendado, então através da verificação do número de Reynolds:

$$Re = \frac{5,66 * 0,0185}{0,000068} = 1539,85 \quad (4.9)$$

Como $Re \leq 2300$ está garantido um escoamento em regime laminar na tubagem de pressão desde a distribuição de caudal até aos motores (mostrado em anexo 13).

4.2.3.2 Tubagem da linha de retorno

Através da expressão (5.4) e substituindo pelos valores referentes à linha de retorno, para este caso utilizaremos a velocidade recomendada de 3 m/s, então [23]:

$$dt_{rr} = \sqrt{\frac{4 * 0,0021(6)}{\pi * 3}} \Leftrightarrow \quad (4.10)$$

$$\Leftrightarrow dt_{rr} = 0,0303 \text{ m}$$

Em que:

dt_{rr} - Diâmetro mínimo interno da linha de retorno do rolo (m)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 31,4 mm, então, substituindo:

$$Re = \frac{3 * 0,0314}{0,000068} = 1385,29 \quad (4.11)$$

Verifica-se um escoamento em regime laminar, para a mangueira selecionada (representada em anexo 13).

4.2.3.3 Tubagem da linha de sucção

Através da expressão (4.4) e substituindo pelos valores referentes à linha de sucção, para este caso utilizaremos a velocidade recomendada de 1 m/s, então [23]:

$$dt_{sr} = \sqrt{\frac{4 * 0,0021(6)}{\pi * 1}} \Leftrightarrow \quad (4.12)$$

$$\Leftrightarrow dt_{sr} = 0,0525 \text{ m}$$

Em que:

dt_{sr} - Diâmetro mínimo interno da linha de sucção do rolo (m)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 60 mm, e o mesmo está selecionado em anexo 13.

Substituído:

$$Re = \frac{1 * 0,06}{0,000068} = 882,35 \quad (4.13)$$

Como $Re \leq 2300$ está garantido um escoamento em regime laminar na tubagem de pressão.

4.2.4 Filtro de retorno

O filtro selecionado para a linha de retorno do fluido no circuito da mobilidade é da marca UFI, modelo RH (ver Figura 4.3), anexos 8. Através do catálogo do fabricante, e do dimensionamento da tagem de retorno verifica-se que o filtro terá uma entrada de 1”1/4 que corresponde ao com o diâmetro interno de 31,4 mm, deste modo a velocidade do fluido na linha de retorno mantem-se constante até entrar no reservatório e o filtro executará na perfeição a função desejada.



Figura 4.3 - Filtro de retorno UFI RH [20]

4.2.5 Perdas de carga na linha de pressão

As perdas de carga numa linha de pressão é um conjunto de soma de perdas. Perdas estas que se dividem em perdas de linha e as perdas singulares.

As perdas de carga singulares são a soma das perdas geradas devido às conexões do tipo, curvas, joelhos, “T”, válvulas, reduções, todo o tipo de peça que possa oferecer resistência ao fluido.

As perdas de linha são resultantes do atrito que as paredes das tubagens geram ao escoamento do fluido, tenta-se, portanto, um escoamento em regime laminar, visto que desta forma existirão menos perdas nas tubagens.

Em pequenos circuitos geralmente as perdas de carga não são calculadas, no entanto, a mesma é apresentada de forma a evitar uma queda de pressão nos motores não desejada.

A perda de carga total nas linhas de pressão será obtida pela expressão:

$$\Delta p_t = \Delta p_l + \Delta p_s \quad (4.14)$$

Em que:

Δp_t - Perda de carga total (bar);

Δp_l - Perda de linha da tubagem (bar);

Δp_s - Perdas singulares da tubagem (bar);

Para calcular as perdas de linha, usamos a seguinte expressão [26]:

$$\Delta p_l = \frac{50 * L * \lambda * v^2}{g * dt} \quad (4.15)$$

Em que:

λ - Coeficiente de resistência;

L - Comprimento total da tubagem (m)

g - Aceleração da gravidade (m/s²)

v - Velocidade do escoamento (m/s)

dt - Diâmetro mínimo interno da linha de sucção do rolo (mm)

O coeficiente de resistência, segue o seguinte critério para regime laminar [27]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.16)$$

A linha de pressão terá um comprimento de 7,3 metros na totalidade, dos quais 2,8m desde a bomba até ao “T” e 4,5m do “T” aos motores, tubo este flexível de diâmetro interior de 25mm (1”) e 18,5mm (¾”), respetivamente.

Relativamente às perdas de linha para o tubo de 25mm, tem-se através da expressão (4.15):

$$\Delta p_{l1} = \frac{50 * 2,8 * \lambda * 5,66^2}{9,81 * 25} \quad (4.17)$$

Em que:

Δp_{l1} - Perda de linha da tubagem desde a bomba até ao “T” (bar);

Com a substituição, onde $Re = 2080,88$, obtido anteriormente, tem-se:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \Leftrightarrow \lambda = \frac{64}{2080,88} \Leftrightarrow \lambda = 0,03076 \quad (4.18)$$

Substituindo λ , vem:

$$\Delta p_{l1} = \frac{50 * 2,8 * 0,03076 * 5,66^2}{9,81 * 25} = 0,56 \text{ bar} \quad (4.19)$$

Calculando as perdas de linha para o comprimento do tubo com 18,5mm de diâmetro, através da expressão (4.15), tem-se:

$$\Delta p_{l2} = \frac{50 * 4,5 * \lambda * 5,66^2}{9,81 * 18,5} \quad (4.20)$$

Em que:

Δp_{l2} - Perda de linha da tubagem desde o “T” até aos motores (bar);

Com a substituição, onde $Re = 1539,85$, obtido anteriormente, tem-se:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \Leftrightarrow \lambda = \frac{64}{1539,85} \Leftrightarrow \lambda = 0,0416 \quad (4.21)$$

Substituindo λ , vem:

$$\Delta p_{l2} = \frac{50 * 4,5 * 0,0416 * 5,66^2}{9,81 * 18,5} = 1,65 \text{ bar} \quad (4.22)$$

O somatório das perdas de linha é dado por:

$$\Delta p_l = \Delta p_{l1} + \Delta p_{l2} = 0,56 + 1,65 = 2,21 \text{ bar} \quad (4.23)$$

A equação para obter cada uma das perdas singulares é dada por [27]:

$$\Delta p_s = K * \frac{\gamma * v^2}{2} * 10^{-2} \quad (4.24)$$

Em que:

k - Coeficiente adimensional;

γ - Massa volúmica do fluido (Kg/dm^3);

Como a linha terá um “T”, que dividirá o caudal pelos dois motores hidráulicos, e uma válvula distribuidora para conduzir o fluido, apenas estas duas são identificadas nas perdas singulares.

Para evidenciar as perdas no “T” o valor do coeficiente K foi retirado da figura relativa ao fator K das perdas singulares, disponível em anexos 9, onde $K=1,8$, surge:

$$\Delta p_{st} = 1,8 * \frac{0,878 * 5,66^2}{2} = 0,25 \text{ bar} \quad (4.25)$$

Em que:

Δp_{st} - Perda singular no “T” (bar);

A perda de pressão pelo uso do “T” será de 0,25 bar e a perda de pressão do distribuidor, como já foi evidenciado, será de 4 bar, somando as duas:

$$\Delta p_s = \Delta p_{st} + h_{fdr} = 0,25 + 4 = 4,25 \text{ bar} \quad (4.26)$$

Pela expressão (4.14), a perda total do circuito do rolo é:

$$\Delta p_t = 2,21 + 4,25 = 6,46 \text{ bar} \quad (4.27)$$

Em jeito de conclusão, significa isto que para o rolo conseguir funcionar a um binário de 160 bar como fora estabelecido, a bomba hidráulica terá de fornecer ao circuito:

$$p_b = \Delta p_t + p_{mr} = 6,46 + 160 = 166,46 \text{ bar} \quad (4.28)$$

p_b - Pressão necessária da bomba (bar);

4.2.6 Bomba hidráulica

Responsável pela conversão de energia mecânica em energia hidráulica, a bomba hidráulica aspira o fluido do reservatório pelo lado de entrada e impele-o para a saída de pressão.

Para esta conversão foi escolhida uma bomba hidráulica, que se classifica por bomba de engrenagens exteriores. Este tipo de bombas apresenta vantagens tais como: preço relativamente baixo; segurança de funcionamento, mesmo em condições severas; bom

comportamento numa larga gama de viscosidades de fluido hidráulico; grande gama de velocidades de acionamento; boas características de aspiração; construção robusta [23].

De acordo com os cálculos realizados previamente chegamos aos valores de pressão e caudal a que a linha do circuito esta sujeita, de forma a colmatar as necessidades dos motores hidráulicos (Tabela 4.5).

Tabela 4.5 - Tabela com os dados de trabalho para alimentação do circuito

DADOS	VALOR
CAUDAL (l/min)	130
PRESSÃO (bar)	166,46

A bomba escolhida para assegurar as condições de funcionamento necessárias ao circuito do rolo é uma bomba da marca Galtech, modelo 3GP 530 [28].

Analisando o gráfico da Figura 4.4, é possível verificar que a bomba escolhida, às 2500 RPM gera um caudal de 130 l/mim ao circuito hidráulico.

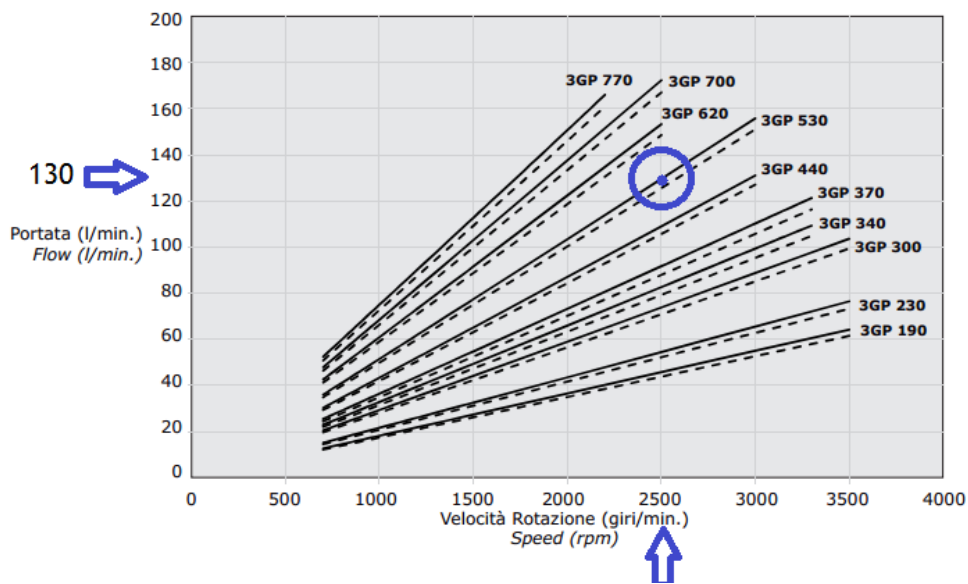


Figura 4.4 - Gráfico da velocidade em função do caudal fornecido para a bomba 3GP 530 [28]

Posto isto, resta saber a potência necessária e o binário requerido ao veio da bomba hidráulica para ser possível alimentar o circuito às condições estabelecidas anteriormente.

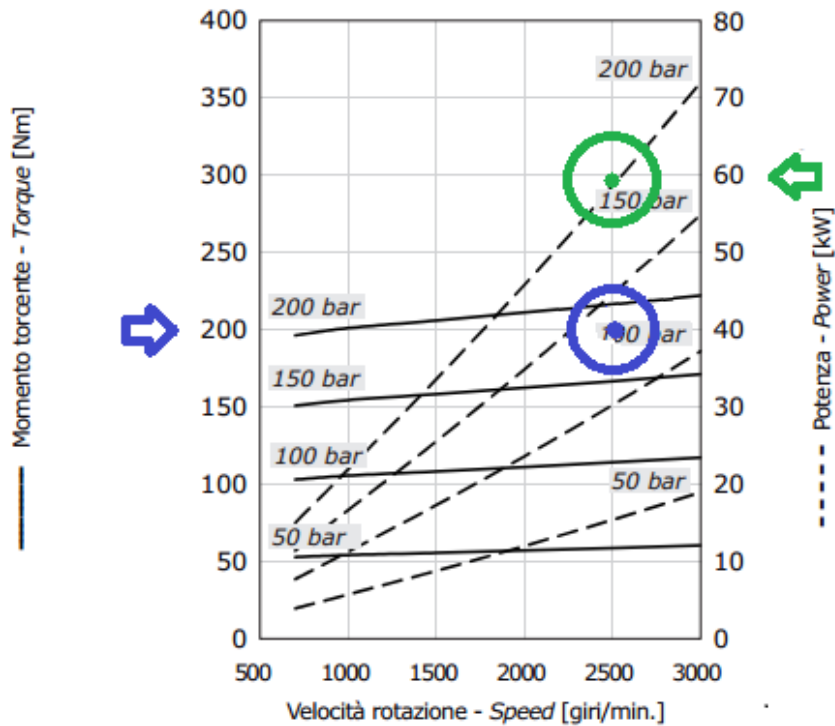


Figura 4.5 - Gráfico da prestação da bomba 3GP 530 [28]

Da análise do gráfico da Figura 4.5 podemos concluir que o motor terá de fornecer ao veio da bomba um binário de 200 N.m, para isto uma potência no motor a combustão de no mínimo 60 kW.

4.3 Dimensionamento do circuito das rodas

No circuito responsável pela mobilidade chegou-se à conclusão de que não serão feitas alterações de projeto, visto que para aumentar significativamente a velocidade da máquina seriam necessárias bastantes alterações, como a substituição dos quatros motores hidráulicos, bem como os distribuidores que os comandam.

4.3.1 Motor

Comparativamente com as outras revolvedoras, os valores de velocidade na mobilidade assumidas pelas mesmas tomam valores mais elevados, no entanto e atendendo ao local de trabalho da revolvedora, não será necessário a capacidade para uma larga escala de velocidades, por esta razão e novamente apelando ao menor investimento, o circuito não sofreu alterações de componentes.

No que toca à pressão de trabalho destes motores, funcionará cada um a uma pressão máxima de 80 bar, resultando a pressão do conjunto em 160 bar, visto que a ligação dos motores será feita em série.

Cada conjunto de motores será alimentado com um caudal máximo de 20 l/mim (ver Tabela 4.5) o que equivale a 200 RPM no veio de saída.

$$i = \frac{50}{1} = \frac{N_{rm}}{N_{rr}} \Leftrightarrow \frac{50}{1} = \frac{200}{N_{rr}} \Leftrightarrow N_{rr} = 4 \quad (4.29)$$

Com a relação da redutora, as 200 RPM na entrada corresponde a 4 RPM na saída, e pela expressão:

$$D_p = N_{rr} * P = 4 * 2,61 = 10,44 \text{ m/min} \quad (4.30)$$

Através da multiplicação do número RPM na saída da redutora pela distância percorrida numa volta completa da roda, obtém-se o valor de 10,44 m/min que corresponde à velocidade máxima da revolvedora.

Tabela 4.6 - Tabela com os dados de trabalho para alimentação de dois motores

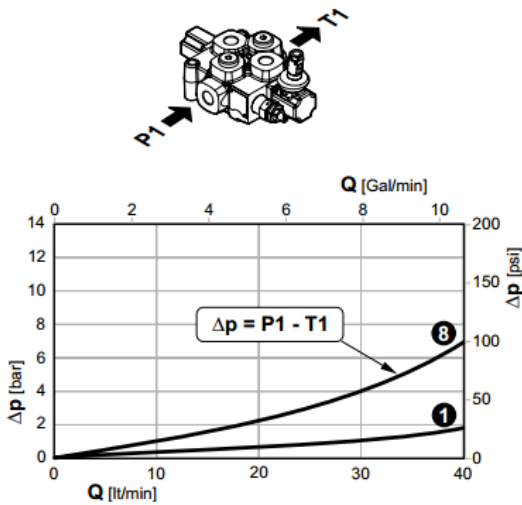
DADOS	VALOR
CAUDAL (l/min)	20
PRESSÃO (bar)	160

4.3.2 Distribuidores

Os distribuidores atuais do circuito, modelo Q25 da marca Galtech (ver Figura 4.6), conseguem assegurar os requisitos de alimentação para os motores hidráulicos. O fluido hidráulico passa nos distribuidores com um caudal máximo de 20 l/min e os distribuidores terão a válvula limitadora de pressão para cerca de 160 bar.

Na imagem abaixo, é possível verificar que as posições de P-A e de P-B relativas ao acionamento de duas rodas responsáveis pela mobilidade da revolvedora, são as que mais sofrem com a perda de carga, então é esta queda de pressão que será tomada em consideração.

Pressure drop with spool in neutral position
 (Δp depending on the number of the crossed sections)



Pressure drop with spool in working position
 (Δp depending on the number of the crossed sections)

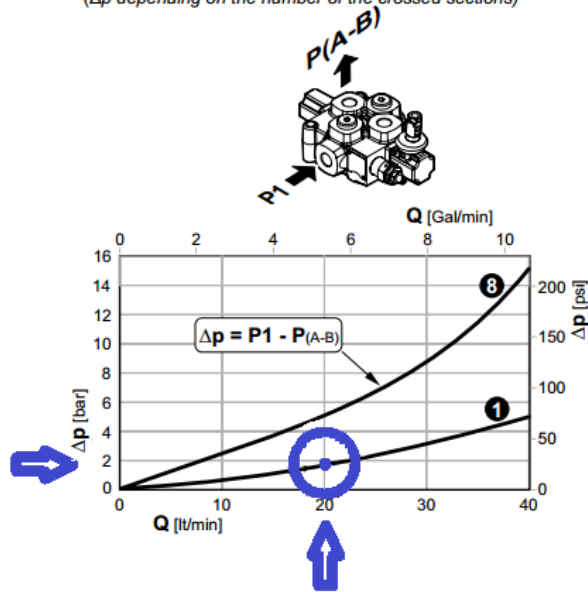


Figura 4.6 - Gráficos da queda de pressão no distribuidor Galtech Q25 [24]

Retiramos da análise:

$$h_{fdm} = 1,8$$

h_{fdm} - Perda de pressão na válvula direcional da mobilidade (bar);

4.3.3 Tubagem

Como foi dito anteriormente, um motor será alimentado a uma pressão máxima de 80 bar, os cálculos são feitos para 160 bar visto que a ligação de dois motores será uma ligação em série.

Então, a revolvedora terá dois circuitos independentes, um para cada lado da revolvedora, e alimentados por diferentes bombas, de modo a que afastar qualquer problema de erro na divisão do caudal. Desta forma conseguimos as mesmas condições de funcionamento para cada lado da revolvedora afastando qualquer dificuldade durante a sua mobilidade.

4.3.3.1 Tubagem das linhas de pressão

Para calcular a velocidade do escoamento nas linhas de pressão de alimentação dos motores hidráulicos responsáveis pela mobilidade, onde a pressão de alimentação de cada par de motores será de 160 bar, damos uso da fórmula (4.2):

$$\begin{aligned}
v_{cm} &= 1,2165 * p_{mm}^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} \Leftrightarrow & (4.31) \\
\Leftrightarrow v_{cm} &= 1,2165 * 160^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} \Leftrightarrow \\
&\Leftrightarrow v_{cm} = 5,66 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

p_{mm} - Pressão de alimentação para dois motores da mobilidade (bar)

v_{cm} - Velocidade do fluido hidráulico no circuito para dois motores da mobilidade (m/s)

Através da expressão (4.4) e substituindo pelos valores referentes à linha de pressão:

$$\begin{aligned}
dt_{pm} &= \sqrt{\frac{4 * 0,0003(3)}{\pi * 5,66}} & (4.32) \\
&\Leftrightarrow dt_{pm} = 0,0087 \text{ m}
\end{aligned}$$

dt_{pm} - Diâmetro mínimo interno da linha de pressão da mobilidade (m)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 9,3 mm e o mesmo é selecionado em anexo 13.

Para verificar se com este diâmetro é garantido um escoamento laminar, utilizamos a expressão (4.6):

$$Re = \frac{5,66 * 0,0093}{0,000068} = 774,09 \quad (4.33)$$

4.3.3.2 Tubagem da linha de retorno

Através da expressão (4.4) e substituindo pelos valores referentes à linha de retorno:

$$\begin{aligned}
dt_{rm} &= \sqrt{\frac{4 * 0,0003(3)}{\pi * 3}} & (4.34) \\
&\Leftrightarrow dt_{rm} = 0,0119 \text{ m}
\end{aligned}$$

dt_{rm} - Diâmetro mínimo interno da linha de retorno da mobilidade (m)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 12,3 mm que se encontra selecionado em anexo 13.

Para verificar se com este diâmetro é garantido um escoamento laminar utilizamos a expressão (4.6):

$$Re = \frac{3 * 0.0123}{0,000068} = 542,65 \quad (4.35)$$

4.3.3.3 Tubagem da linha de sucção

Substituindo agora pelos valores referentes à linha de retorno, temos:

$$dt_{sm} = \sqrt{\frac{4 * 0,0003(3)}{\pi * 1}} \Leftrightarrow \quad (4.36)$$

$$\Leftrightarrow dt_{sm} = 0,0206 \text{ m}$$

dt_{sm} - Diâmetro mínimo interno da linha de sucção (m)

Será utilizado um tubo com o diâmetro interno de 25,4 mm.

Para verificar se com este diâmetro é garantido um escoamento laminar, utilizamos a expressão (4.6):

$$Re = \frac{1 * 0.0254}{0,000068} = 373,53 \quad (4.37)$$

Como $Re \leq 2300$, está garantido um escoamento em regime laminar na tubagem.

4.3.4 Filtro de retorno

Para se dimensionar o filtro da linha de retorno temos de tomar em atenção que esta linha vai possuir uma ligação em T. Este T vai ligar as duas linhas de retorno dos dois circuitos (esquerdo e direito) da mobilidade ao filtro de retorno. O caudal desde a união em T até ao filtro de retorno vai duplicar, logo a secção do tubo terá de subir para o diâmetro acima (usaremos um tubo de 18,5 mm que corresponde a $\frac{3}{4}$ ", ao qual será idêntico à entrada do filtro de retorno.

Para verificar se o fluido escoará dentro das velocidades recomendadas, usa-se a expressão:

$$0,0185 = \sqrt{\frac{4 * 2 * 0,0003(3)}{\pi * v}} \Leftrightarrow \quad (4.38)$$

$$\Leftrightarrow v = 2,48$$

O valor obtido está compreendido entre os valores de velocidade de escoamento recomendados Tabela 4.4 para uma linha de retorno, no entanto, verificamos se este diâmetro garante um escoamento laminar utilizamos a expressão (4.6):

$$Re = \frac{2,48 * 0,0185}{0,000068} = 674,71 \quad 4.39$$

Como se verifica que $Re \leq 2300$ podemos usar um tubo de diâmetro interno de 18,5mm deste o T até à entrada do filtro de retorno.

Mostrado no capítulo anterior, o caudal aconselhado para este filtro de retorno, dentro da velocidade recomendada do fluido, compreende-se entre 25 l/min de 75 l/min. O caudal total resultante do somatório da alimentação do lado esquerdo com o lado direito da revolvedora é de 40 l/min, então conclui-se com isto que o filtro de retorno presente na máquina é adequado para o circuito.

4.3.5 Perdas na linha

O coeficiente de resistência, segue o seguinte critério para regime laminar:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \Leftrightarrow \lambda = \frac{64}{774,09} \Leftrightarrow \lambda = 0,0827 \quad (4.40)$$

A tubagem de pressão para a qual se estão a calcular as perdas terá um comprimento de 7,8 metros, tubo este flexível de diâmetro interior de 9,3 mm. Estas correspondem ao circuito das rodas que estão mais distantes do distribuidor hidráulico, significa isto que estamos a calcular as perdas para a tubagem com maior comprimento de tubo. Calcula-se então as perdas de linha através da expressão (4.14):

$$\Delta p_l = \frac{50 * 7,8 * 0,0827 * 5,66^2}{9,81 * 9,3} = 11,325 \text{ bar} \quad (4.41)$$

As perdas singulares para uma linha de pressão, responsável por dois motores hidráulicos terá nela contida 3 curvas de 90° até ao final da linha de pressão. Uma das linhas, a de menor tamanho terá contida uma válvula de esferas de três vias (ao qual explicaremos a sua função mais à frente), no entanto a perda de carga associada é desprezável. O coeficiente K correspondente as curvas de 90° é $K=0,24$ e o mesmo será multiplicado por 3, visto termos presentes este número de curvas, valor de K retirado do anexo 9, então surge:

$$\Delta p_{sc} = 3 * 0,24 * \frac{0,878 * 5,66^2}{2} * 10^{-2} = 0,1 \text{ bar} \quad (4.42)$$

Em que:

Δp_{sc} - Perda singular nas curvas (bar);

As perdas das curvas, de 0,1 bar, somada às perdas do distribuidor hidráulico, para o qual já foi identificada a sua perda de carga de $h_{fdm} = 1,8$ bar, dá um total de:

$$\Delta p_s = \Delta p_{sc} + h_{fdm} = 0,1 + 1,8 = 1,9 \text{ bar} \quad (4.43)$$

É certo dizer que este valor de 1,9 bar corresponde às perdas de pressão do circuito responsável pela mobilidade de um dos lados da revolvedora.

$$\Delta p_t = 11,325 + 1,9 = 13,225 \text{ bar} \quad (4.44)$$

Para calcularmos a pressão de trabalho requerida à bomba, usamos a expressão, somando às perdas totais, o valor da pressão necessária para mover um dos lados:

$$p_{bm} = \Delta p_t + p_{mr} = 13,225 + 160 = 173,225 \text{ bar} \quad (4.45)$$

p_{bm} - Pressão necessária para cada bomba (bar);

4.3.6 Bombas hidráulicas

O circuito das rodas será composto por uma bomba de engrenagens exteriores, com dois módulos independentes. Cada modulo produz um caudal de fluido para um distribuidor hidráulico e para dois motores hidráulicos. Tomou-se esta uma solução, pois durante a mobilidade da máquina, é normal a resistência ao movimento não ser idêntico nos dois lados da revolvedora, então, se o circuito fosse todo alimentado com apenas uma bomba, o caudal tomaria o caminho (para o lado) que oferecesse menos resistência ao movimento.

De acordo com os cálculos realizados previamente chegamos aos valores de pressão e caudal que cada módulo do circuito precisa para funcionar perfeitamente, com as perdas de cargas já incluídas (Ver Tabela 4.7).

Tabela 4.7 - Tabela com os dados de trabalho para alimentação do circuito

DADOS	VALOR
CAUDAL (l/min)	20
PRESSÃO (bar)	173,225

A bomba escolhida para cada módulo de forma a assegurar as condições de funcionamento necessárias ao circuito da mobilidade é da marca Galtech, modelo 2SP 080.

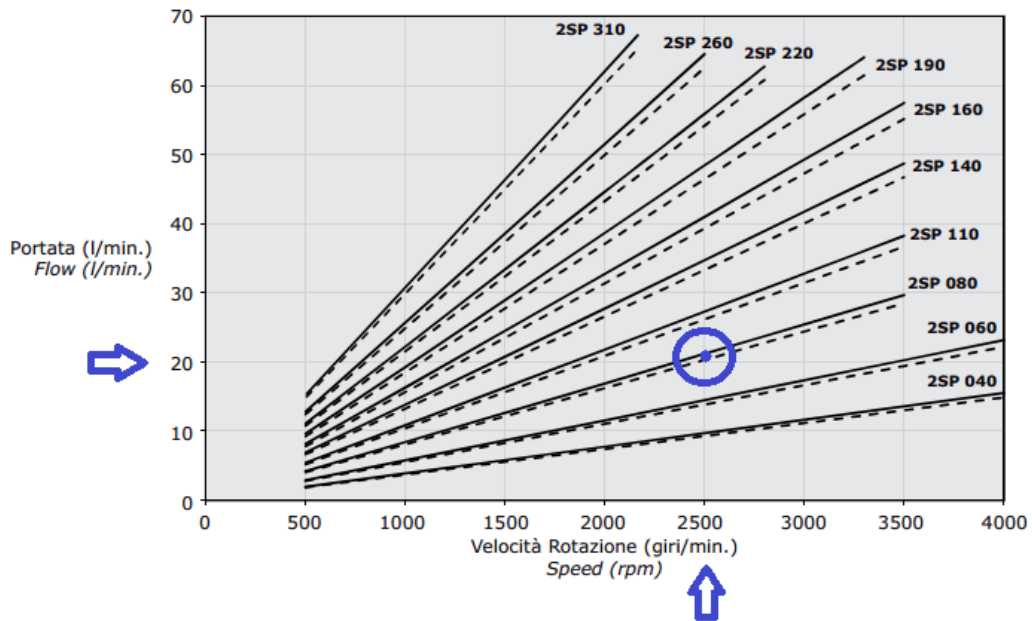


Figura 4.7 - Gráfico que relaciona a velocidade com o caudal fornecido pela bomba 2SP 080 [28]

Analisando o gráfico da Figura 4.7, é possível verificar que a bomba escolhida, para uma rotação de 2500 RPM gera um caudal de cerca de 20 l/mim ao circuito hidráulico.

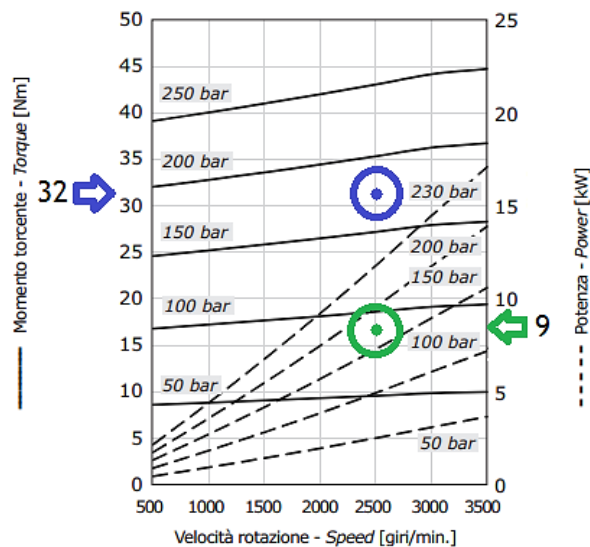


Figura 4.8 - Gráfico da prestação da bomba 2SP 080 [28]

Da análise do gráfico da Figura 4.8 podemos concluir que o motor terá de fornecer ao veio de cada módulo da bomba um binário de 32 N.m, e para que isto seja possível será necessária uma potência no motor de combustão no mínimo de 9 kW.

4.4 Dimensionamento do circuito das comportas

4.4.1 Cilindros das comportas

Como descrito no capítulo anterior, a máquina revolvente já possui acoplados dois cilindros/atuadores hidráulicos com a função de abertura das comportas. Este cilindro, é um cilindro 63/28-150 como identificado na tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Características dos cilindros hidráulicos [29]

Força de avanço		Força de avanço do cilindro em kN							
Diâmetro do cilindro	Área do diâmetro	10	40	63	100	125	160	210	
mm	mm ²	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	
25	491	0,5	2,0	3,1	4,9	6,1	7,9	10,3	
32	804	0,8	3,2	5,1	8,0	10,1	12,9	16,9	
40	1257	1,3	5,0	7,9	12,6	15,7	20,1	26,4	
50	1964	2,0	7,9	12,4	19,6	24,6	31,4	41,2	
63	3118	3,1	12,5	19,6	31,2	39,0	49,9	65,5	
80	5027	5,0	10,1	31,7	50,3	62,8	80,4	105,6	
100	7855	7,9	31,4	49,5	78,6	98,2	125,7	165,0	
125	12272	12,3	49,1	77,3	122,7	153,4	196,4	257,7	
160	20106	20,1	80,4	126,7	201,1	251,3	321,7	422,2	
200	31416	31,4	125,7	197,9	314,2	392,7	502,7	659,7	

Subtração para a força de retorno		Redução da força em kN							
Diâmetro da haste do pistão	Área da haste do pistão	10	40	63	100	125	160	210	
mm	mm ²	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	
12	113	0,1	0,5	0,7	1,1	1,4	1,8	2,4	
14	154	0,2	0,6	1,0	1,5	1,9	2,5	3,2	
18	255	0,3	1,0	1,6	2,6	3,2	4,1	5,4	
22	380	0,4	1,5	2,4	3,8	4,8	6,1	8,0	
28	616	0,6	2,5	3,9	6,2	7,7	9,9	12,9	
36	1018	1,0	4,1	6,4	10,2	12,7	16,3	21,4	
45	1591	1,6	6,4	10,0	15,9	19,9	25,5	33,4	
56	2463	2,5	9,9	15,6	24,6	30,8	39,4	51,7	
70	3849	3,8	15,4	24,2	38,5	48,1	61,6	80,8	
90	6363	6,4	25,5	40,1	63,6	79,6	101,8	133,6	
110	9505	9,5	38,0	59,9	95,1	118,8	152,1	199,6	
140	15396	15,4	61,6	97,0	154,0	192,5	246,3	323,3	

A abertura das comportas influencia as forças exercida nos cilindros hidráulicos. Estes, apesar de manterem sempre a mesma força de avanço, a força resultante da sua decomposição paralela à comporta varia consoante a abertura da mesma.

Encontrou-se a relação entre o comprimento do cilindro e o angulo de abertura da comporta, e o esquema é representado na figura 4.9:

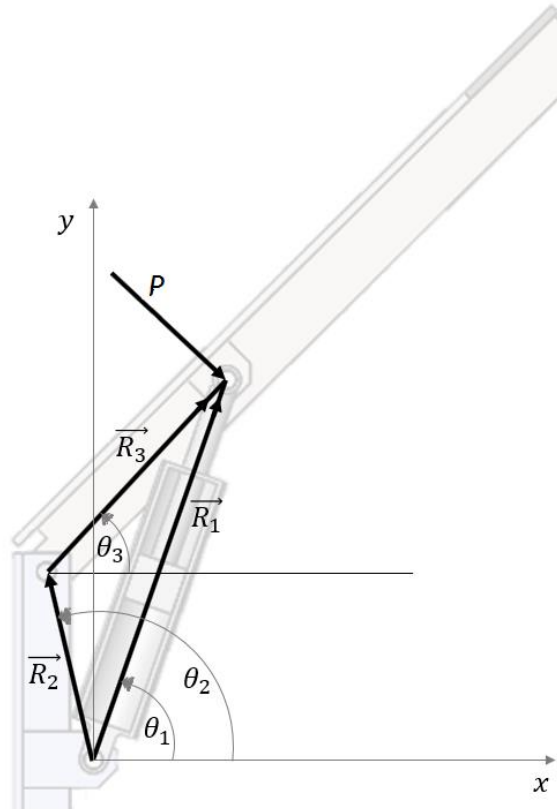


Figura 4.9 - Esquema representativo para utilização das equações vetoriais

Da análise do esquema retiramos que, conhecendo os comprimentos dos vetores R_2 e R_3 , tal como o ângulo θ_2 , é possível encontrar uma relação entre o ângulo de abertura da comporta e o comprimento do cilindro, e uma outra relação entre o ângulo θ_1 e o comprimento do cilindro hidráulico, isto atribuindo diferentes valores possíveis em R_1 . Para chegar às equações pretendidas recorreu-se à mecânica vetorial, do qual surge:

$$R_1 = R_2 + R_3 \Leftrightarrow \quad (4.46)$$

$$Re \rightarrow R_1 * \cos(\theta_1 - \theta_2) = R_2 + R_3 \cos(\theta_3 - \theta_2)$$

$$Im \rightarrow R_1 * \sin(\theta_1 - \theta_2) = R_3 * \sin(\theta_1 - \theta_2)$$

Onde θ_3 corresponde ao ângulo de abertura da comporta, segundo R_1 :

$$\theta_3 = \theta_2 + \cos^{-1} \frac{R_1^2 - R_2^2 - R_3^2}{2 * R_2 * R_3} \quad (4.47)$$

E onde, θ_1 corresponde ao ângulo que o cilindro hidráulico faz com a perpendicular à revolvente, segundo R_1 :

$$\theta_1 = \sin^{-1} \frac{R_3 * \sin(\theta_3 - \theta_2)}{R_1} \quad (4.48)$$

Escolheu-se o programa computacional *Excel* para simular e obter resultados de todos os cálculos necessários para análise do mecanismo representado (valores analisados e apresentados em anexo 10). Para ser mais claro e de modo a facilitar a leitura dos resultados dos cálculos é apresentado um gráfico da Figura 4.10:

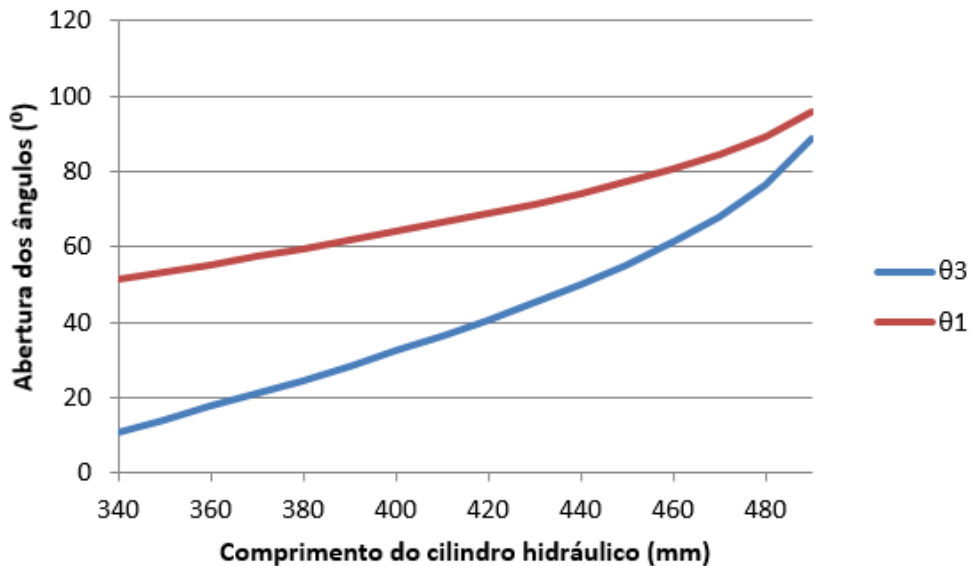


Figura 4.10 - Gráfico comparativo do comprimento dos cilindros vs. ângulos associados

O gráfico exposto representa a abertura dos ângulos em função do comprimento do cilindro hidráulico.

Para percebermos que forças atuam na comporta, criou-se um novo esquema representativo, e com recurso à mecânica aplicada, então surge (ver Figura 4.11):

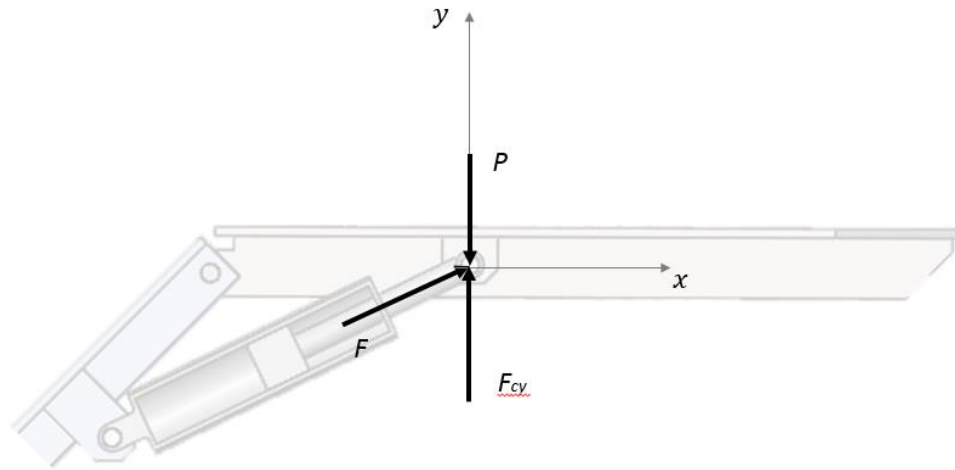


Figura 4.11 - Esquema representativo das forças aplicadas na comporta

Da análise da figura 4.11 retiramos que o valor de F_{cy} (nada mais que valor da força F decomposta no eixo y) vai corresponder ao inverso do valor de P (valor este que corresponde à força resultante da pressão exercida sobre a comporta). O valor de P nunca pode ser superior ao valor de F_{cy} , pois, se isto acontecer e o operador quiser fechar a comporta, o mesmo não vai ser exequível.

$$F_{cy} = -P + F * \sin(\theta_1 - \theta_3) \quad (4.49)$$

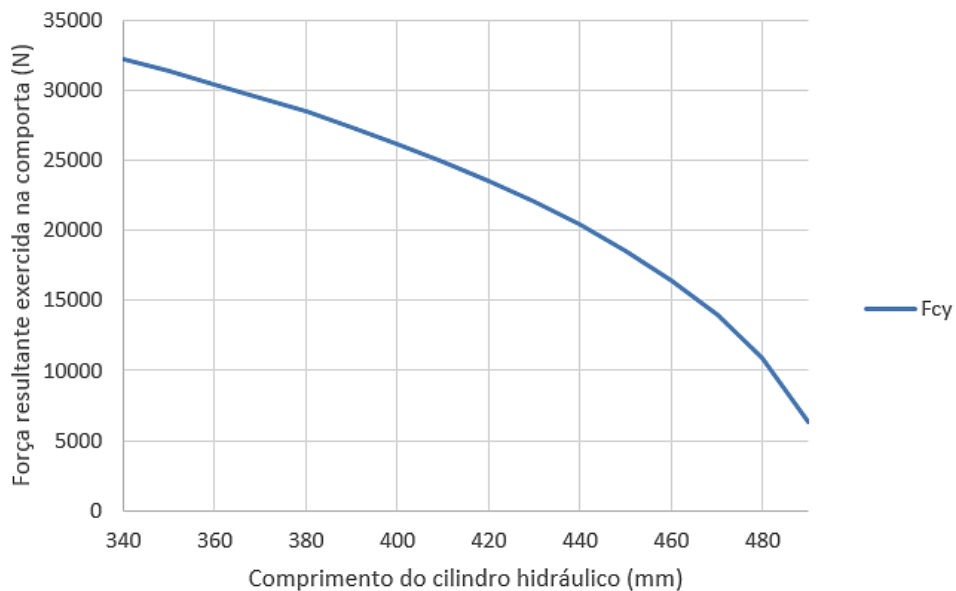


Figura 4.12 - Gráfico comparativo do comprimento dos cilindros vs. força exercida na comporta

Os resultados do gráfico da Figura 4.12 servem para mostrar a força resultante aplicada na comporta pelo macaco hidráulico. Notamos que o valor da força máxima, a uma pressão no cilindro hidráulico de 160 bar (Figura 4.12), equivale a 49,9 kN, e desta força, para uma abertura máxima da comporta (11°), resulta uma força resultante (ver anexo 10) de 32,210 kN.

Os distribuidores atuais do circuito, modelo Q25 da marca Galtech (ver Figura 4.6), conseguem assegurar os requisitos de alimentação para os motores hidráulicos. O fluido hidráulico entra nos distribuidores com um caudal máximo de 20 l/min e os distribuidores terão a válvula limitadora de pressão em 160 bar.

4.4.2 Distribuidor, tubagem, filtro de retorno e bomba hidráulica

O distribuidor atual do circuito, modelo Q25 da marca Galtech de duplo corpo continuará a fazer parte da revolvedora. A alimentação do distribuidor será de 20 l/min e terá a válvula limitadora de pressão em 160 bar.

A tubagem do circuito dos cilindros hidráulicos será idêntica à dos circuitos da mobilidade. A alimentação deste circuito será feita a partir de um dos módulos do circuito da mobilidade.

Quero com isto dizer que, quando for necessário acionar os cilindros hidráulicos, a fim de ajustar o ângulo de abertura no início da pilha a revolver, a máquina não vai estar em movimento, pois um dos circuitos terá uma válvula de três vias (ver Figura 4.13), o que significa que pode estar a ser alimentado o módulo das rodas ou o circuito dos cilindros hidráulicos.



Figura 4.13 - Exemplo de uma válvula de 3/2 vias

Relativamente às perdas de carga, não é necessário apresentar os cálculos pois este circuito tomará a mesma pressão de trabalho que a linha das rodas, como tal o diâmetro e os tubos correspondentes ao circuito serão idênticos.

Do mesmo modo, o filtro de retorno deste circuito será o usado na linha da mobilidade.

4.4.3 Desenho das comportas

A revolvedora não possui as comportas frontais, que, como já foi referido, servem para afastar pedaços de matéria orgânica que deixaram de fazer parte da pilha e estão muito próximos dela. Também têm a função, de com este afastamento dos pedaços, obter uma melhor aderência ao piso, pois a existência de composto orgânico entre as rodas e o chão favorece o escorregamento ou o derrapar da máquina, foi então desenhada uma comporta para este efeito, representada na Figura 4.14.

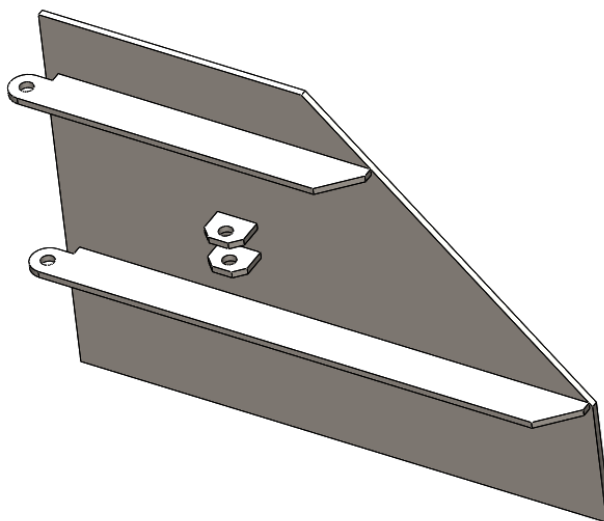


Figura 4.14 - Imagem representativa da comporta dimensionada

De forma a comprovar o dimensionamento e a resistência da comporta, foi realizado um estudo utilizando o programa de elementos finitos, Solidworks Simulation®. Para este estudo utilizou-se um aço comercial bastante usado em chapas de aço (X6CR17), com as propriedades apresentadas na Tabela 4.9. Os resultados obtidos são apresentados em anexo 11, onde também é possível observar a sua deformação.

Tabela 4.9 - Características da liga de aço a usar

PROPRIEDADES	VALOR
MASSA VOLÚMICA (Kg/m ³)	7700
TENSÃO DE RUTURA (N/ m ³)	5*10 ⁸
TENSÃO DE CEDÊNCIA (N/ m ³)	32*10 ⁷
MODULO DE RIGIDEZ (N/ m ³)	7.9*10 ¹⁰
CONDUTIBILIDADE TÉRMICA (W/(m*K))	14
CALOR ESPECÍFICO (J/(kg*K))	440

Como a pressão é dada pela fórmula:

$$p = \frac{F}{A} \quad (4.50)$$

Através dela, como a área da comporta é $A = 0,4 \text{ m}^2$ e $F_{cy} = 32210 \text{ N}$ para a o ângulo máximo de abertura, sendo neste ponto onde se exerce a força máxima, então, a título de curiosidade, podemos calcular a pressão máxima que a comporta suporta:

$$p = \frac{32210}{0,4} = 8052 \text{ N/m}^2 \quad (4.51)$$

p - Pressão suportada pela comporta (N/m^2);

Em anexo 12 é apresentado o desenho 2D cotado da comporta que foi dimensionada, para que seja possível a sua produção.

4.5 Dimensionamento do reservatório e permutador calor

Para o dimensionamento do reservatório é necessário calcular a dissipação térmica dos circuitos. Entrará para o cálculo o circuito do rolo e o circuito da mobilidade, visto que são estes os circuitos completos que possuem bomba hidráulica. Os dados necessários são apresentados na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Tabela com os dados necessários ao dimensionamento do reservatório do fluido hidráulico

DADOS	CAUDAL
CIRCUITO DO ROLO (l/min - m ³ /s)	130 - 0,0021(6)
CIRCUITO DA MOBILIDADE (l/min - m ³ /s)	40 - 0.0006(6)

Para calcular a potência dissipada usamos a fórmula [26]:

$$q = 1,434 * \Delta p * Q_l \quad (4.52)$$

Em que:

q - Potência dissipada (Kcal/h);

Q_l - Caudal fornecido pela bomba hidráulica (l/min);

Então, para o circuito do rolo:

$$q_r = 1,434 * 32 * 130 = 5965,44 \text{ Kcal/h} \quad (4.53)$$

Em que:

q_r - Potência dissipada no circuito do rolo (Kcal/h);

Multiplicando o valor obtido por 0,001163 para obtermos o valor em kW, surge:

$$q_r = 5965,44 * 0,001163 = 6,94 \text{ kW} \quad (4.54)$$

Calculando a potência dissipada para um lado do circuito da mobilidade, temos:

$$q_{m1} = 1,434 * 12 * 20 = 344,16 \text{ Kcal/h} \quad (4.55)$$

Em que:

q_{m1} - Potência dissipada para um dos lados do circuito da mobilidade (Kcal/h);

Multiplicando o valor obtido por 0,001163 para obtermos o valor em kW, surge:

$$q_{m1} = 344,16 * 0,001163 = 0,4 \text{ kW} \quad (4.56)$$

Como a bomba responsável pela mobilidade é uma bomba dupla, teremos de dobrar o valor da potência dissipada calculada, então:

$$q_m = 0,4 * 2 = 0,8 \text{ Kcal/h} \quad (4.57)$$

Em que:

q_m - Potência total dissipada no circuito da mobilidade (Kcal/h);

Somando todas as potências dissipadas dos circuitos teremos:

$$q_t = q_m + q_r = 0,8 + 6,94 = 7,73 \text{ kW} \quad (4.58)$$

Em que:

q_t - Potência total dissipada pelo circuito hidráulico (kW);

Após o cálculo da potência dissipada no circuito hidráulico, temos de averiguar se a permuta de calor realizada nas paredes do reservatório garante que o fluido contido no interior não ultrapassa os 40° C. Para tal começamos por calcular o somatório das paredes do reservatório que está em contacto com o fluido (quatro paredes laterais e o fundo):

$$A_t = 2 * (0,6 * 0,7) + 2 * (0,75 * 0,7) + 0,6 * 0,75 = 2,31 \text{ m}^2 \quad (4.59)$$

A_t - Área do reservatório que permuta calor através de convecção (m^2);

Com a área do reservatório e por conhecermos a temperatura ambiente (25°C) e a temperatura a pretendemos manter o fluido (40°C), conseguimos concluir a potência térmica por convecção que o reservatório transmite, através da fórmula:

$$q_c = K * A_t * (T_2 - T_1) \Leftrightarrow \quad (4.60)$$

$$\Leftrightarrow q_c = 13 * 2,31 * (40 - 25) = 450,5 \text{ Kcal/h}$$

Em que:

q_c - Potência térmica transferida por convecção (Kcal/h);

K - Coeficiente de permuta térmica entre instalação e o ambiente ($K = 13 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} * \text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$);

Multiplicando o resultado da expressão anterior por 0,001163 para obtermos o valor em kW, surge:

$$q_c = 0,001163 * 450,5 = 0,524 \text{ kW} \quad (4.61)$$

Podemos afirmar que através destes cálculos é possível conhecer a potência de permuta de calor do reservatório com o ambiente ($q_c = 0,524 \text{ kW}$) e comparando este valor com a potência necessária a dissipar pelo reservatório relativas às perdas de potência no circuito hidráulico ($q_t = 7,73 \text{ kW}$), é fácil perceber que há necessidade de um sistema que possa auxiliar esta permuta de calor. Este sistema será montado na linha de retorno do rolo, isto porque a linha do rolo é a que mais possui o maior caudal de óleo. Não há consequências prejudiciais ao circuito devido à aplicação do permutador de calor apenas na linha de retorno, pois o fluido juntar-se-á todo dentro do reservatório e aí o conjunto manterá a mesma temperatura.

O permutador escolhido para exercer esta função é da marca Hydac (ver Figura 4.15) e trata-se de um permutador de calor ar/óleo. Possui um motor de corrente contínua e o mesmo foi desenvolvido para sistemas hidráulicos que necessita de uma grande potência. Este modelo de permutador permite o controlo do ventilador, deste modo o número de RPM é ajustado diretamente com a capacidade de permuta de calor necessária para que o fluido trabalhe à temperatura pretendida. O local para a leitura do fluido hidráulico será dentro do reservatório, próximo da linha de sucção.



Figura 4.15 - Permutador de calor Hydac

4.6 Dimensionamento do motor a combustão

O motor a combustão é o elemento principal, o coração de qualquer equipamento móvel e é onde começa todo o processo de transformação de energia para a revolvedora funcionar. Se a solução a adotar passar pela escolha da aplicação de um motor novo, o que seria a escolha mais indubitável para o bom funcionamento da máquina, esta trará a fatia maior nos custos do investimento, a outra solução é de aplicar um motor usado ou reconicionado, cabe à empresa tomar esta decisão. No entanto, em ambos os casos é necessário que a potência e o binário no veio de saída do motor supere os valores apresentados na Tabela 4.11. A solução apresentada nesta dissertação é aplicação de um motor novo.

Tabela 4.11 - Valores de potência e binário necessários no veio de saída do motor

DADOS	POTÊNCIA	BINÁRIO
BOMBA ROLO	60 kW	200 N.m
BOMBA MOBILIDADE (2 MÓDULOS)	9 kW	64 N.m
TOTAL	78 kW	284 N.m

O motor seleccionado é da marca Deutz, modelo F6L 914 (ver Figura 4.16).



Figura 4.16 - Imagem representativa do motor F6L 914

Analisando os gráficos da Figura 4.17 observamos que para a velocidade de 2500 RPM na saída do veio do motor temos uma potência 114,9 kW e um binário de aproximadamente 323 N.m, significa isto e comparando com a Tabela 4.11 que as bombas hidráulicas forneceram a energia necessária ao circuito para o bom funcionamento da revolvedora.

BF6L 914 - 114.9 kW

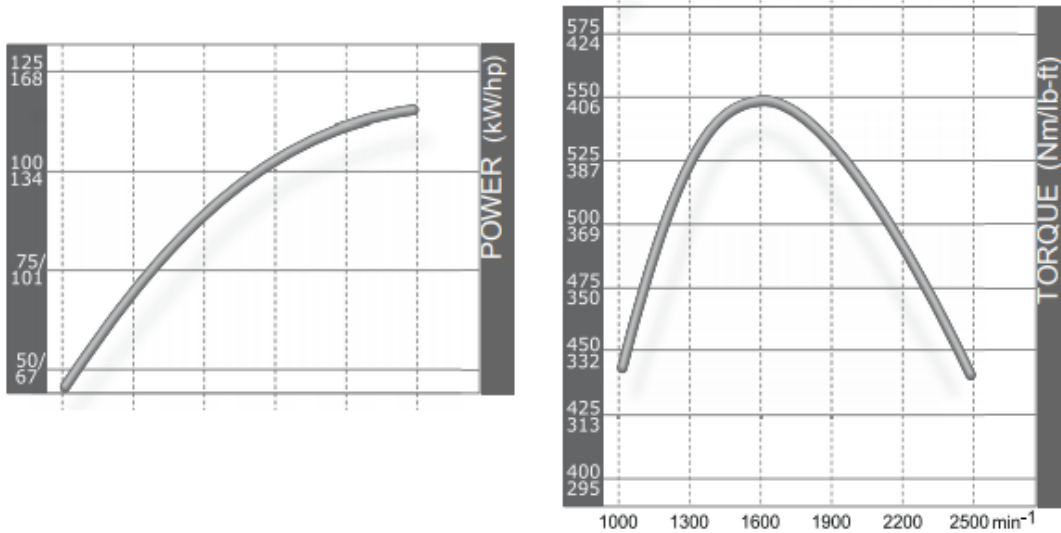


Figura 4.17 - Prestação do motor Deutz BF6L 414

4.7 Diagrama hidráulico do projeto

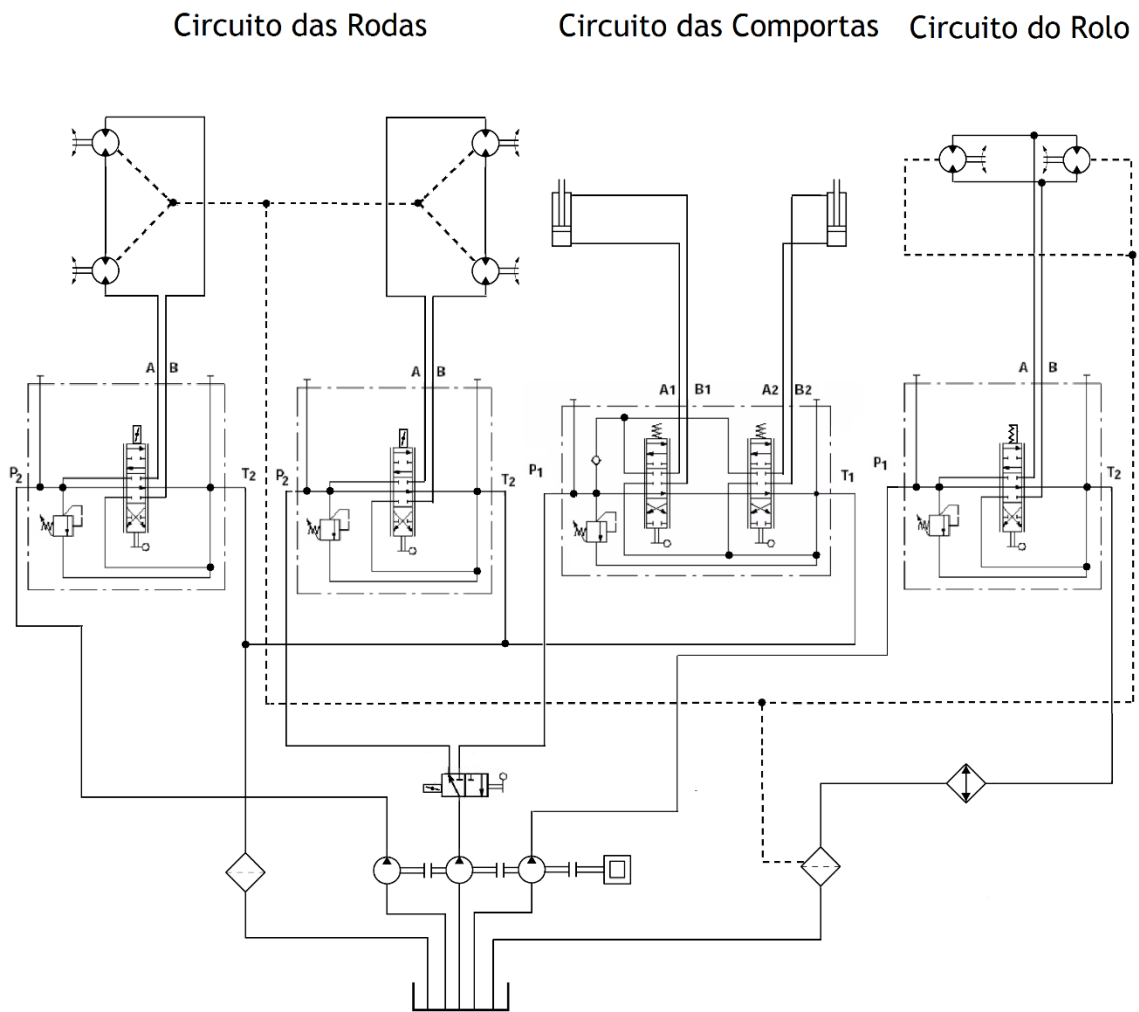
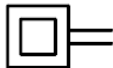
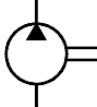
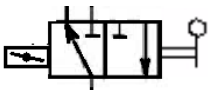
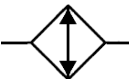


Figura 4.18 - - Representação do novo diagrama da Grevo

Tabela 4.12 - Simbologia utilizada na representação do novo diagrama hidráulico

ELEMENTO	SÍMBOLO
MOTOR COMBUSTÃO	
BOMBA COM CAUDAL CONSTANTE E SENTIDO ÚNICO	
VÁLVULA DIRECIONAL - 2/3 VIAS	
PERMUTADOR CALOR AR/OLEO	

4.8 Novas especificações

Tabela 4.13 - Resumo das novas especificações comparativamente com as especificações iniciais

	GREVO INICIAL	GREVO ATUAL
DIMENSÕES		
LARGURA ENTRADA (m)	2,5	2,5
ALTURA ENTRADA (m)	1,2	1,2
LARGURA TOTAL (m)	3,5	3,5
DADOS DE TRABALHO		
DIÂMETRO ROLO (mm)	750	750
BINÁRIO MÁXIMO NO ROLO (N.m)	946,8	900
ROTAÇÃO MÁXIMA DO ROLO (RPM)	52,81	300
VELOCIDADE AVANÇO (m/min)	0 - 7,83	0 - 10,44
PRESSÃO DE TRABALHO NO ROLO/RESTANTES CIRCUITOS (bar)	-----	192/172
MOTOR		
MARCA	-----	Deutz
POTÊNCIA (kW)	-----	114,5
VELOCIDADE NOMINAL (RPM)	-----	2500
BINÁRIO MÁXIMO (N.m)	-----	550 @ 1600 RPM

5 Conclusões

A parte inicial da presente dissertação, tão importante como todas as seguintes, ajudou a clarificar o que é a compostagem, assim foi possível estabelecer um ponto de partida para decidir quais os métodos a percorrer para a realização do projeto.

Através da análise de máquinas idênticas, com o mesmo princípio de funcionamento, foi possível alargar os conhecimentos sobre o modo de funcionamento das mesmas.

Partiu-se então para o levantamento de todos os elementos presentes na máquina. Só assim foi possível encontrar os problemas associados, e chegou-se à conclusão de que a máquina estava dimensionada para fornecer ao rolo uma rotação demasiado baixa em comparação com outras revolvedores a exercer a mesma função.

Entrámos no dimensionamento da revolvedora e, tentando sempre minimizar os custos de possíveis alterações, chegou-se a uma solução exequível e componentes, como por exemplo os dois motores hidráulicos permaneceram na revolvedora, embora acoplados ao rolo de forma diferente. Ainda foram dimensionadas umas possíveis comportas para a frente da revolvedora.

Num projeto de desenvolvimento de uma máquina é muito importante o correto dimensionamento de todos os sistemas ou componentes, só assim desta forma, embora ainda possível, conseguimos prever possíveis problemas futuros, como foi o caso do projeto inicial desta revolvedora.

5.1 Trabalhos futuros

Para trabalhos futuros sugiro:

- Estudar a viabilidade e análise económica do projeto
- Estudar o rolo rotativo, as pás acopladas e no que influenciaria o comprimento e o ângulo que as pás fazem sobre o composto.
- Estudar a possibilidade de utilização de uma bomba de caudal variável para acionamento dos circuitos hidráulicos da revolvedora.

6 Referências

- [1] “Estudo da Compostagem na ERSUC-otimização de variáveis no CITVRSU de Coimbra.” 2016.
- [2] L. Diaz, M. de Bertoldi, and W. Bidlingmaier, “Compost Science and Technology, Volume 8 (Waste Management).” 2007.
- [3] A. Paula and D. Gomes, “fundamentos da compostagem de resíduos sólidos,” 2001.
- [4] J. L. Dias and D. Santos, “CARACTERIZAÇÃO FÍSICO-QUÍMICA E BIOLÓGICA EM DIFERENTES LABORATÓRIOS DE PRODUTOS OBTIDOS A PARTIR DA COMPOSTAGEM DE RESÍDUOS ORGÂNICOS BIODEGRADÁVEIS.”
- [5] E. J. Científicos Peter Stoffella Brian A Kahn Traducción J M Mateo Box Ingeniero Agrónomo Rosario García Moreno, “DE CULTIVO HORTICOLA Ediciones Mundi-Prensa.”
- [6] L. Isabel Guerreiro David Coelho, Mestrado em Agricultura Sustentável, “Universidade do Algarve, Faculdade de Engenharia de Recursos Naturais,” 2007.
- [7] J. Antonio *et al.*, “Evaluation of “alperujo” composting based on organic matter degradation, humification and compost quality,” 2008.
- [8] A. Manuela and C. Santos, “Avaliação do processo de compostagem de misturas com resíduos vegetais ricos em fitoquímicos,” 2012.
- [9] V. Banegas, J. L. Moreno, J. I. Moreno, C. García, G. León, and T. Hernández, “Composting anaerobic and aerobic sewage sludges using two proportions of sawdust,” *Waste Manag.*, vol. 27, no. 10, pp. 1317-1327, Jan. 2007.
- [10] J. Venglovsky *et al.*, “Evolution of temperature and chemical parameters during composting of the pig slurry solid fraction amended with natural zeolite.”
- [11] G. Vallini and A. Pera, “Green compost production from vegetable waste separately collected in metropolitan garden-produce markets,” *Biol. Wastes*, vol. 29, no. 1, pp. 33-41, Jan. 1989.
- [12] Luis Miguel Brito, *Compostagem, Fertilização do Solo e Substratos, Luís Miguel Brito.* 2017.
- [13] M. A. P. Orrico Júnior, A. C. A. Orrico, J. De, and L. Júnior, “COMPOSTAGEM DA FRAÇÃO SÓLIDA DA ÁGUA RESIDUÁRIA DE SUINOCULTURA,” 2009.

- [14] “Backhus - Eggersmann GmbH - recycling technology.” [Online]. Available: <https://www.eggersmann-recyclingtechnology.com/en/backhus/products/>. [Accessed: 09-Aug-2018].
- [15] Backhus, “Produktbroschuere_BACKHUS_Umsetzer_EN.” [Online]. <http://www.gujerinnotec.com/sgf-3100-gb.html>. [Accessed: 28-Aug-2018].
- [16] “SGF 3100 (GB) - Gujerinnotec AG.” [Online]. Available: <http://www.gujerinnotec.com/sgf-3100-gb.html>. [Accessed: 28-Aug-2018].
- [17] C. A. G. de M. Branco and P. Fundação Calouste Gulbenkian. Serviço de Educação e Bolsas (Lisboa, *Projecto de órgãos de máquinas*. Fundação Calouste Gulbenkian. Serviço de Educação e Bolsas, 2012.
- [18] Galtech, “Galtech Motor.” 2017.
- [19] P. Beater, “Directional Control Valves - galtech,” pp. 171-183, 2007.
- [20] “Car spare parts distribution - Ufi Filters Aftermarket.” [Online]. Available: <https://ufi-aftermarket.com/>. [Accessed: 08-Sep-2018].
- [21] “Mitas | International Portugese :: Tire 10-16.5 8PR BIG BOY TL MI.” [Online]. Available: <https://www.mitas-tyres.com/international/pt/product/5001510710000/?unit=i>. [Accessed: 14-Sep-2018].
- [22] S. Valve and H. Motors, “Low Speed, High Torque Motors” [Online]. Available: http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1323.pdf [Accessed: 08-Sep-2018].
- [23] A. Silva and A. Santos, *Automação Óleo-Hidráulica*. 2016.
- [24] Galtech, “Distributori monoblocco - Prodotti.” [Online]. Available: <http://www.galtech.it/prodotti/distributori-monoblocco.html>. [Accessed: 02-Oct-2018].
- [25] “MOBIL HIDRÁULICO AW 68 HLP | Mobil.” [Online]. Available: <http://mobil.moovelub.com/pt-br/produtos/lubrificantes-industriais/sistemas-hidraulicos-lub-industrial/mobil-hidraulico-aw-68-hlp>. [Accessed: 01-Oct-2018].
- [26] B. Fialho, “Automação Hidráulica - Projetos e Dimensionamento.” p. 290, 2004.
- [27] A. Mendes, “*Sistemas Hidráulicos Industriais*”. 2009.

- [28] Galtech, “Pompe e motori ad ingranaggi Gear pumps & motors.” 2009.
- [29] H. Parker, “Cilindros Hidráulicos,” vol. 2, no. 1991, 2017.

Anexos

28/08/2018

Correio – Samuel almeida – Outlook

RE: Formulário de Contacto Submissão de formulário

Anabela Lopes | DMCAR <a.lopes@dmcar.pt>

sex 24/08/2018, 07:42

Para:samuel.m.almeida@hotmail.com <samuel.m.almeida@hotmail.com>

Bom dia,

Na sequência do seu pedido, o qual agradecemos desde já, somos a informar o preço do equipamento Backhus, modelo A30 .

Preço: **57 800,00 + IVA**

Ficamos ao dispor para qualquer informação e ou esclarecimento que julgue necessário

Com os melhores cumprimentos / Best regards,

Anabela Lopes

Dep. Comercial

Tel.: (00351) 231 929 585 | Fax: (00351) 231 929 584

Telem.(00351)917687776

E-mail: a.lopes@dmcar.pt

Web: www.dmcar.pt



A TECNOLOGIA AO SERVIÇO DO AMBIENTE

Estrada Nacional 334-1 | Lugar de Vale da Mata | P- 3450-050 Mortágua



<https://outlook.live.com/mail/inbox/id/AQQkADAwATY3ZmYAZS1IMDAAOC1mYWQxLTAwAi0wMAoAEACXX3TKVICCJ7xu%2Bh9WcUJc>

1/2

Figura A1 - Email folha 1/2

De: Geral [mailto:geral@dmcar.pt]
Enviada: 24 de agosto de 2018 06:31
Para: a.lopes@dmcar.pt
Assunto: Fwd: Formulário de Contacto Submissão de formulário

Enviado do meu iPhone

Início da mensagem reencaminhada:

De: noreply@digitalwind.pt
Data: 23 de agosto de 2018, 16:22:51 AZOST
Para: geral@dmcar.pt
Assunto: Formulário de Contacto Submissão de formulário

Novo contacto enviado a partir do Formulário de Contacto:

Nome:
Samuel Almeida

Email:
samuel.m.almeida@hotmail.com

Mensagem:
Boa tarde,
Embora esteja à disposição no site da marca as especificações da máquina, gostava de saber se a vossa empresa detém de algum catálogo com os preços tabela da marca Backhus, principalmente da revolvedora Backhus A30.
Obrigado.

Agradeço a atenção,
Samuel Almeida

Para consultar todos os contactos enviados, visite <http://www.dmcar.pt/index.php/dashboard/reports/forms/?qsid=1335451476>

Figura A1 - Email folha 2/2

SPECIFICATION DATA

Type		MS 80	MS 100	MS 125	MS 160	MS 200
Displacement, cm ³ /rev [in ³ /rev]		80,5 [4.91]	100 [6.1]	125,7 [7.67]	159,7 [9.74]	200 [12.2]
Max. Speed, [RPM]	cont.	810	750	600	470	375
	Int.*	1000	900	720	560	450
Max. Torque daNm [lb-in]	cont.	24 [2120]	30,5 [2700]	37,5 [3320]	49 [4340]	61 [5400]
	Int.*	31 [2740]	39 [3450]	49 [4340]	60 [5310]	72 [6370]
Max. Output kW [HP]	cont.	15,5 [20.8]	18 [24.1]	18 [24.1]	16,5 [22.1]	16,5 [22.1]
	int.*	19,5 [26.2]	22,8 [30.2]	22,5 [30.2]	23 [30.8]	22 [29.52]
Max. Pressure Drop bar [PSI]	cont.	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]
	Int.*	275 [3990]	275 [3990]	275 [3990]	275 [3990]	275 [3990]
	peak**	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]
Max. Oil Flow lpm [GPM]	cont.	65 [17]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]
	Int.*	80 [21]	90 [24]	90 [24]	90 [24]	90 [24]
Max. Inlet Pressure bar [PSI]	cont.	230 [3340]	230 [3340]	230 [3340]	230 [3340]	230 [3340]
	Int.*	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]
	peak**	300 [4350]	300 [4350]	300 [4350]	300 [4350]	300 [4350]
Max. Return Pressure with Drain Line bar [PSI]	cont.	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]
	Int.*	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]
	peak**	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, bar [PSI]		12 [175]	10 [145]	10 [145]	8 [115]	8 [115]
Min. Starting Torque daNm [lb-in]	at max. press. drop cont.	18 [1590]	23 [2040]	29 [2570]	37 [3270]	47 [4160]
	at max. press. drop Int.*	23,5 [2080]	30 [2660]	38 [3360]	46 [4070]	56 [4960]
Min. Speed***, [RPM]		10	10	8	8	6
Weight, kg [lb] For Rear Ports + 0,40 [.88]	MS(F)	9,9 [21.8]	10,1 [22.2]	10,4 [22.9]	10,8 [23.8]	11,2 [24.7]
	MSW	10,4 [22.9]	10,6 [23.3]	10,9 [24]	11,3 [24.6]	11,7 [25.8]
	MSS	7,9 [17.4]	8,1 [17.8]	8,4 [18.5]	8,8 [19.4]	9,2 [20.2]
	MSV	5,8 [12.8]	6 [13.2]	6,3 [13.9]	6,7 [14.8]	7,1 [15.6]
	MSQ	10,3 [22.7]	10,5 [23.2]	10,8 [23.8]	11,2 [24.7]	11,6 [25.6]
	MSB	16,9 [37.3]	17,1 [37.7]	17,4 [38.3]	17,8 [39.2]	18,2 [41.1]

* Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

** Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

*** For speeds lower than given, consult factory or your regional manager.

1. Intermittent speed and intermittent pressure must not occur simultaneously.
2. Recommended filtration is per ISO cleanliness code 20/16. A nominal filtration of 25 micron or better.
3. Recommend using a premium quality, anti-wear type mineral based hydraulic oil HLP(DIN51524) or HM (ISO 6743/4).
If using synthetic fluids consult the factory for alternative seal materials.
4. Recommended minimum oil viscosity 13 mm²/s [70 SUS] at 50°C [122°F].
5. Recommended maximum system operating temperature is 82°C [180°F].
6. To assure optimum motor life fill with fluid prior to loading and run at moderate load and speed for 10-15 minutes.

Fonte: [18]

Figura A2 - Características MS200

SPECIFICATION DATA

Specification Data for MR... motors with **C, CO, SH, K** and **SA** shafts.
($\phi 28,56$ sealing diameter)

Type		MR 50	MR 80	MR 100	MR 125	MR 160	MR 200	MR 250	MR 315	MR 400
Displacement, cm ³ /rev [in ³ /rev]		51,5	80,3	99,8	125,7	159,6	199,8	250,1	315,7	397
		[3.14]	[4.90]	[6.09]	[7.67]	[9.74]	[12.19]	[15.26]	[19.26]	[24.4]
Max. Speed, [RPM]	Cont.	775	750	600	475	375	300	240	190	150
	Int.*	970	940	750	600	470	375	300	240	190
Max. Torque daNm [in-lb]	Cont.	10 [900]	20 [1770]	24 [2125]	30 [2655]	39 [3450]	38,5[3410]	39 [3450]	36 [3185]	38 [3360]
	Int.*	13 [1150]	22 [1947]	28 [2480]	34 [3010]	43 [3805]	46 [4070]	47 [4160]	47 [4160]	47 [4160]
	Peak**	17 [1505]	27 [2390]	32 [2832]	37 [3275]	46 [4070]	56 [4960]	60 [5310]	61 [5400]	61 [5400]
Max. Output kW [HP]	Cont.	7 [9.5]	12,5 [17]	13 [17.4]	12,5[16.8]	11,5[15.4]	9 [12]	8 [10.7]	5 [6.7]	4,8 [6.4]
	Int.*	8,5 [11.9]	15 [20.1]	15 [20.1]	14,5[19.5]	14 [18.8]	12 [16.1]	9,5 [12.7]	8 [10.7]	6,8 [9.1]
	Peak**	11 [15.0]	20 [27.1]	20 [27.1]	19,5[26.8]	18 [24.8]	15 [20.1]	12 [16.1]	10 [13.6]	8 [10.7]
Max. Pressure Drop bar [PSI]	Cont.	140[2030]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	140[2030]	110[1600]	85 [1230]	65 [940]
	Int.*	175[2540]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	175[2540]	140[2030]	115[1670]	90 [1300]
	Peak**	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	200[2900]	150[2175]	115[1670]
Max. Oil Flow lpm [GPM]	Cont.	40 [10.5]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]	60 [15.8]
	Int.*	50 [13.2]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. Inlet Pressure bar [PSI]	Cont.	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]
	Int.*	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]
	Peak**	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]
Max. Return Pres- sure with Drain Line bar [PSI]	Cont.	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]	175[2540]
	Int.*	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]	200[2900]
	Peak**	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]	225[3260]
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, bar [PSI]		10 [145]	10 [145]	10 [145]	9 [130]	7 [102]	5 [73]	4 [58]	3 [44]	3 [44]
Min. Starting Torque daNm [in-lb]	At max.press. drop Cont.	8 [710]	15 [1330]	20 [1770]	25 [2215]	32 [2832]	33 [2920]	31 [2740]	31,5[2875]	31,5[2875]
	At max.press. drop Int.*	10 [85]	17 [1505]	23 [2035]	28 [2480]	37 [3275]	40 [3540]	48 [4250]	58 [5220]	50 [4425]
Min. Speed***, [RPM]		10	10	10	10	10	10	10	10	10
Weight, kg [lb]	MR(F)	6,8 [15]	6,9 [15,2]	7,2 [15,9]	7,3 [16,1]	7,5 [15,2]	8 [17,6]	8,4 [18,5]	9,1 [20]	9,8 [21,6]
For rear ports: +0,650 [1.433]	MRQ(N)	6,2 [13,7]	6,3 [13,9]	6,6 [14,6]	6,8 [15]	7,6 [15,4]	7,2 [14,7]	7,8 [17,2]	8,6 [19]	9,3 [20,5]

* Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

** Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

*** For speeds lower than given, consult factory or your regional manager.

- Intermittent speed and intermittent pressure must not occur simultaneously.
- Recommended filtration is per ISO cleanliness code 20/16. A nominal filtration of 25 micron or better.
- Recommend using a premium quality, anti-wear type mineral based hydraulic oil HLP(DIN51524) or HM (ISO 6743/4).
If using synthetic fluids consult the factory for alternative seal materials.
- Recommended minimum oil viscosity 13 mm²/s [70 SUS] at 50°C [122°F].
- Recommended maximum system operating temperature is 82°C [180°F].
- To assure optimum motor life fill with fluid prior to loading and run at moderate load and speed for 10-15 minutes.

Fonte: [18]

Figura A3 - Características MR100

CARATTERISTICHE TECNICHE

TECHNICAL CHARACTERISTICS

		Q35	Q15	GM15	Q25	Q45	Q65	Q75	Q95
Numero massimo di sezioni di lavoro <i>Working sections maximum</i>		1	1	4	8	1	6	6	
Limiti temperatura olio <i>Oil temperature range</i>		-30 + 80 °C							
Temperatura olio consigliata <i>Recommended oil temperature</i>		30° + 60 °C							
Filtraggio consigliato <i>Recommended filtration</i>		26/23µm ISO DIS 4406							
Fluido <i>Hdraulic fluid</i>		Olio minerale <i>Mineral oil</i>							
Viscosità <i>Viscosity</i>		10 + 400 mm ² /s							
Massa [Kg] <i>Weight (lbs)</i>	1 Sezione di lavoro <i>Working section</i>	1.85 (4.1)	1.20 (2.6)	—	3.00 (6.6)	3.40 (7.5)	5.70 (12.6)	5.70 (12.6)	
	2 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	2.50 (5.5)	4.50 (9.9)	—	7.60 (16.8)	7.60 (16.8)	
	3 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	3.15 (6.9)	5.60 (12.3)	—	10.40 (22.9)	10.40 (22.9)	
	4 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	3.80 (8.4)	7.30 (16.1)	—	12.40 (27.3)	12.40 (27.3)	
	5 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	—	8.90 (19.6)	—	14.50 (32.0)	14.8 (32.6)	
	6 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	—	10.1 (22.3)	—	16.60 (36.6)	18.3 (40.4)	
	7 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	—	11.0 (24.3)	—	—	—	
	8 Sezioni di lavoro <i>Working sections</i>	—	—	—	13.6 (30.0)	—	—	—	
Pressioni massime di lavoro [bar] <i>Max working pressure (PSI)</i>	1 o 2 sezioni di lavoro <i>from 1 up to 2 sections</i>	300 (4350)	250 (3625)	280 (4000)	350 (5075)	350 (5075)	350 (5075)	350 (5075)	
	3 sezioni <i>3 sections</i>	—	—	280 (4000)	320 (4640)	—	300 (4350)	300 (4350)	
	da 4 a 8 sezioni <i>from 4 up to 8 sections</i>	—	—	280 (4000)	300 (4350)	—	270 (3915)	270 (3915)	
Pressione massima sullo scarico [bar] <i>Max back pressure (PSI)</i>		25 (363)							
A richiesta, solo su monoblocco 1 o 2 sezioni, contropressione sullo scarico 180 bar (indicare la lettera "S" al termine del codice) <i>On request, 1 or 2 section monoblock valve only, max back pressure allowable is 2610 PSI (indicate the letter "S" at the end of code)</i>		•	—	—	•	•	—	—	—

Fonte: [19]

Figura A4 - Características do distribuidor Q25 e Q45

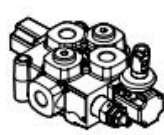
GENERAL SPECIFICATION	D9	D3M	DVS10	D4	D6	D16	D12	DVS20	D20	D25	D40
Working sections number	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-12	1-10
CIRCUIT											
Parallel	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Series	•	•	•	•	•	•	•		•	•	
Tandem	•	•	•	•	•	•		•	•		
Parallel circuit stroke (mm)	6	5	6	6	7	7	9,5	9,5	9,5	12	15
Series circuit stroke (mm)	6	5	6	6	5	7	6,5		6,5	8,5	
Float spool extra stroke (mm)	5	5	5	5,5	6	7	7	7	7	9,5	10
Spools pitch (mm)	31	38	35	40	46	46	56	56	64	75	91
RATED FLOW											
Max recommended flow rate (l/min)	35	55	45	80	100	150	180	250	250	380	700
Max recommended flow rate (GPM)	10	15	12	22	27	40	48	67	67	100	185
RATED PRESSURE											
Max working pressure (bar)	350	350	350	350	350	350	350	250	350	350	350
Max working pressure (PSI)	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	4000	5000	5000	5000

OPTION CHART	D9	D3M	DVS10	D4	D6	D16	D12	DVS20	D20	D25	D40
Direct acting pressure relief valve	•	•	•	•							
Pilot operated pressure relief valve		•		•	•	•	•	•	•	•	•
2 stage pilot operated relief valve		•		•	•	•	•		•	•	•
Externally piloted valve	•	•	•	•	•	•	•		•	•	•
Solenoid dump valve (12 Vdc)	•	•	•	•	•	•	•				
Solenoid dump valve (24 Vdc)	•	•	•	•	•	•	•				
Main anticavitation check valve		•		•	•	•	•	•	•	•	•
Clamping valve		•	•	•							
SPOOL ACTUATION											
Manual control	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Without lever	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
90° joystick control		•	•	•	•	•					
Hydraulic control	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Direct electric control (12-24 Vdc)		•		•							
SPOOL RETURN ACTION											
Spring return	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Detent in A - in B - in A/B	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Detent in 4 th position	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Arrangement for dual control	•	•		•	•	•	•		•		
Hydraulic load limit	•	•		•	•	•					
Pneumatic control ON - OFF		•	•	•	•	•	•	•	•		
Proportional pneumatic control		•	•	•	•	•	•	•	•		
Electrical load limit	•	•		•	•	•					
Electrohydraulic control ON-OFF (12-24 Vdc)		•	•	•	•	•	•	•	•		
Electrohydraulic control PROP. (12-24 Vdc)		•	•	•	•	•	•	•	•		
Electropneumatic control (12-24 Vdc)		•	•	•	•	•	•		•		
AUXILIARY VALVES											
Antishock valve	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Anticavitation valve	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Combined valve	•	•	•		•	•	•		•	•	•
Pilot combined valve						•		•	•	•	•

Fonte: [24]

Figura A5 - Valvula direcional D12

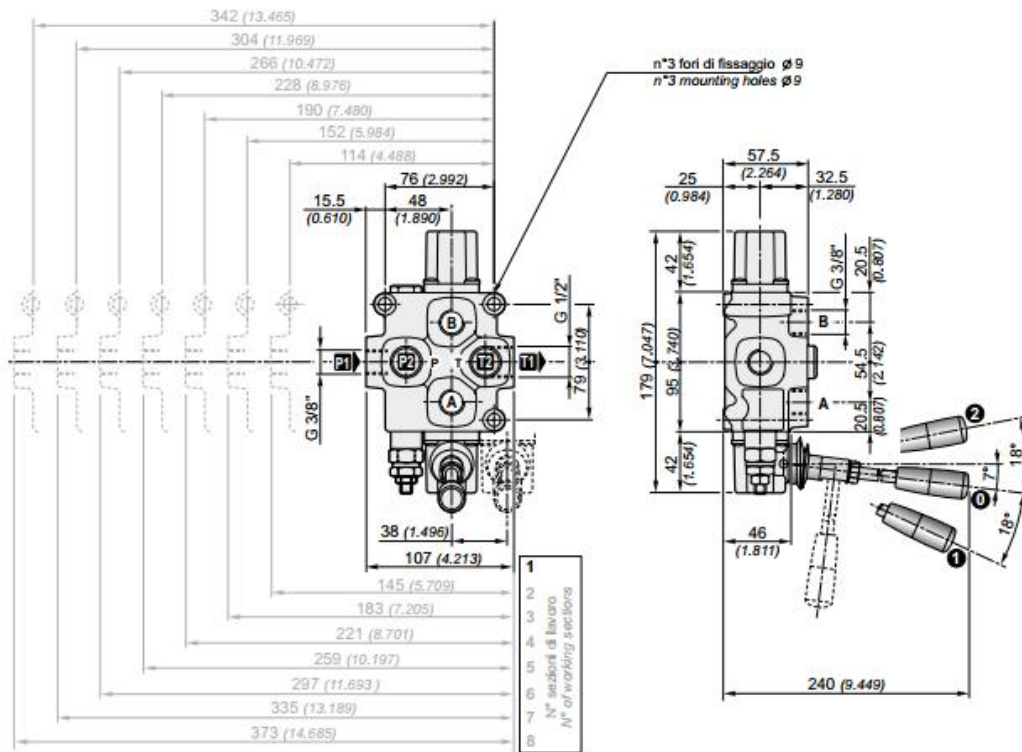
Q25 **DISTRIBUTORI MONOBLOCCO**
MONOBLOCK DIRECTIONAL CONTROL VALVES



(Standard)
Comando e posizionate in plastica
Control and positioner plastic



S
Comando e posizionate in Alluminio
Control and positioner Aluminium



Filettature disponibili / Available ports

Bocche Parts	BSP (standard)	SAE
P1	G 3/8"	9/16" - 18UNF (SAE 6)
P2	G 3/8"	9/16" - 18UNF (SAE 6)
A-B	G 3/8"	9/16" - 18UNF (SAE 6)
T1	G 1/2"	7/8" - 14UNF (SAE 10)
T2	G 3/8"	9/16" - 18UNF (SAE 6)

Tappo per carry-over (su uscita T1)
Carry-over plug (on T1 port)

	T1	X	
	G 1/2"	7/8"-14UNF (SAE 10)	G 3/8" 3/4" - 16UNF (SAE 8)

Fonte: [24]

Figura A6 - -Distribuidor Galtech Q25, Circuito da mobilidade, Circuito dos cilindros

TYPE																												
F = FILTER COMPLETE												F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	ELEMENT		E			
B = FILTER HOUSING												B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	FAMILY SIZE & LENGTH		R	A		
R	A	FAMILY, NOMINAL SIZE & LENGTH												11	21	31	32	33	41	42	51	52	53	5D				
PORT TYPE																												
B = BSP thread														B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B				
N = NPT thread														N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N				
S = SAE thread														-	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S				
F = SAE flange 3000 psi														-	-	-	-	-	-	-	F	F	F	F				
PORT SIZE																												
03 = 3/8"														03	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-				
04 = 1/2"														-	04	04	-	-	-	-	-	-	-	-				
06 = 3/4"														-	-	06	06	06	-	-	-	-	-	-				
08 = 1"														-	-	-	08	08	08	08	-	-	-	-				
10 = 1" 1/4 (F10 not available)														-	-	-	-	-	10	10	10	10	-	-				
12 = 1" 1/2 (** F12 available for FRA4+ only)														-	-	-	-	-	(**)	(**)	12	12	-	-				
16 = 2" (F16 not available)														-	-	-	-	-	-	-	16	16	16	16				
20 = 2" 1/2 (F20 only)														-	-	-	-	-	-	-	20	20	20	20				
																								(*) special mounting pattern, pls ask for relevant information				
BYPASS VALVE																												
B = 170 kPa (1,7 bar)														X	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B				
SEALS																												
N = NBR Nitrile														N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	SEALS		N = NBR	
F = FKM Fluoroelastomer														F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F			F = FKM	
FILTER MEDIA														FILTER MEDIA														
FA = fiber 5 μm _{0.1} β>1.000												FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA	FA = fiber 5 μm _{0.1}					
FB = fiber 7 μm _{0.1} β>1.000												FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB	FB = fiber 7 μm _{0.1}					
FC = fiber 12 μm _{0.1} β>1.000												FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC	FC = fiber 12 μm _{0.1}					
FD = fiber 21 μm _{0.1} β>1.000												FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD	FD = fiber 21 μm _{0.1}					
CC = cellulose 10 μm β>2												CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC	CC = cellulose 10 μm					
CD = cellulose 25 μm β>2												CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD	CD = cellulose 25 μm					
ME = wire mesh 60 μm												ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME	ME = wire mesh 60 μm					
CLOGGING INDICATOR																												
01=1/8" port, plugged														01	01	01	01	01	01	01	01	01	01	01	When the filter is ordered with FKM seals, the first digit of the indicator code is a letter (please see page 184 - 185).			
30 = press. gauge, rear connection														30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30				
32 = press. gauge, bottom connection														32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32				
P1 = SPDT, press. switch														P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1				
ACCESSORIES																												
W = without														W	W	W	W	W	W	W	W	W	W	W				
P = with filling plug														P	P	P	P	P	P	P	P	P	P	P				

Fonte: [20]

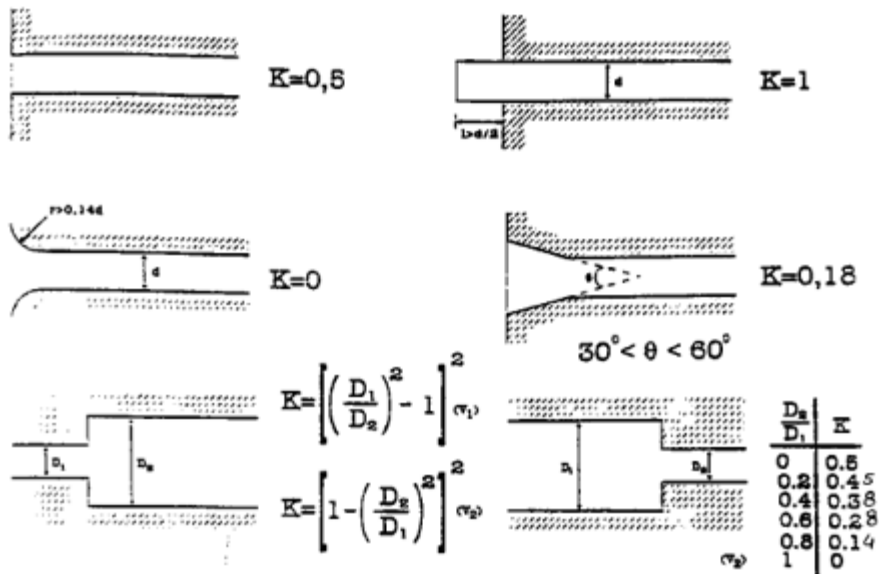
Figura A7 - Filtro de retorno UFI RA

	TYPE					
	F = FILTER COMPLETE	F	F	F		
	B = FILTER HOUSING	B	B	B	ELEMENT	E
R H	FAMILY,				FAMILY SIZE & LENGTH	R A
	NOMINAL SIZE & LENGTH	31	32	33		
	PORT TYPE					
	B = BSP thread	B	B	B		
	A = BSP thread (double port A08 only)	A	A	A		
	N = NPT thread	N	N	N		
	S = SAE thread	S	S	S		
	PORT SIZE					
	06 = 3/4"	06	06	06		
	08 = 1"	08	08	08		
	10 = 1"1/4"	10	10	10		
B	BYPASS VALVE					
	B = 170 kPa (1,7 bar)	B	B	B		
	SEALS				SEALS	
	N = NBR Nitrile	N	N	N	N = NBR	
	F = FKM Fluoroelastomer	F	F	F	F = FKM	
	FILTER MEDIA				FILTER MEDIA	
	FA = fiber 5 μm_{eq} $\beta > 1.000$	FA	FA	FA	FA = fiber 5 μm_{eq}	
	FB = fiber 7 μm_{eq} $\beta > 1.000$	FB	FB	FB	FB = fiber 7 μm_{eq}	
	FC = fiber 12 μm_{eq} $\beta > 1.000$	FC	FC	FC	FC = fiber 12 μm_{eq}	
	FD = fiber 21 μm_{eq} $\beta > 1.000$	FD	FD	FD	FD = fiber 21 μm_{eq}	
	CC = cellulose 10 μm $\beta > 2$	CC	CC	CC	CC = cellulose 10 μm	
	CD = cellulose 25 μm $\beta > 2$	CD	CD	CD	CD = cellulose 25 μm	
	ME = wire mesh 60 μm	ME	ME	ME	ME = wire mesh 60 μm	
	CLOGGING INDICATOR					
	05 = nr. 2 x 1/8" ports, plugged	05	05	05	When the filter is ordered with FKM seals, the first digit of the indicator code is a letter (please see page 184 - 185).	
	30 = pressure gauge, rear connection	30	30	30		
	P1 = SPDT, pressure switch	P1	P1	P1		
	ACCESSORIES					
	W = without	W	W	W		
	P = with filling plug	P	P	P		
X	ACCESSORIES					
	X = no other accessory available	X	X	X		

Fonte: [20]

Figura A8 - Filtro de retorno UFI RH

PERDAS SINGULARES - VALORES TÍPICOS



VÁLVULAS

- globo (aberto) - $K=10$
- de comporta
 - aberta - $K=0,2$
 - $3/4$ - $K=1,15$
 - $1/2$ - $K=5,6$
 - $1/4$ - $K=24$
- de retenção (bombas) - $K=1,5$

COTOVELOS (90°) - $K=0,9$

CURVAS (45°) - $K=0,4$

JUNÇÃO (derivação em T) - $K=1,8$

Fonte: Mecânica dos Fluidos Hidráulica e Máquinas Hidráulicas, António Mendes
 Figura A9 - Perdas singulares, valores do factor K para diversos tipos de acessórios.

		R1	t3	θ3	t1	θ1	M	R	Fcy	P	
R2=	220		340	0,192115	11,00737	0,893778	51,20968	177,5093	0,645488	32209,87	-32209,9
R3=	275		350	0,249196	14,27786	0,928847	53,21899	172,8434	0,628522	31363,22	-31363,2
t2=	105	1,832596	360	0,30789	17,6408	0,964534	55,26373	167,8771	0,610462	30462,06	-30462,1
Fm=	1		370	0,368406	21,10812	1,000976	57,35168	162,5852	0,591219	29501,83	-29501,8
Fc	49900		380	0,430994	24,69413	1,038328	59,49182	156,9371	0,57068	28476,95	-28477
			390	0,495958	28,41631	1,076776	61,69474	150,8947	0,548708	27380,54	-27380,5
			400	0,563678	32,29635	1,116544	63,97327	144,4104	0,525129	26203,93	-26203,9
			410	0,634633	36,36182	1,15791	66,34338	137,4234	0,499721	24936,09	-24936,1
			420	0,709453	40,64864	1,201233	68,82559	129,8539	0,472196	23562,59	-23562,6
			430	0,78898	45,20525	1,24699	71,44726	121,595	0,442164	22063,96	-22064
			440	0,874404	50,09963	1,295846	74,24648	112,4961	0,409077	20412,93	-20412,9
			450	0,967482	55,43265	1,348782	77,2795	102,3349	0,372127	18569,14	-18569,1
			460	1,071036	61,36582	1,407365	80,63609	90,75676	0,330025	16468,23	-16468,2
			470	1,190128	68,18933	1,474406	84,47722	77,12754	0,280464	13995,14	-13995,1
			480	1,335838	76,53786	1,556045	89,15479	60,06868	0,218432	10899,73	-10899,7
			490	1,546303	88,59666	1,673436	95,88084	34,86743	0,126791	6326,853	-6326,85

Figura A10 - Forças aplicadas na comporta

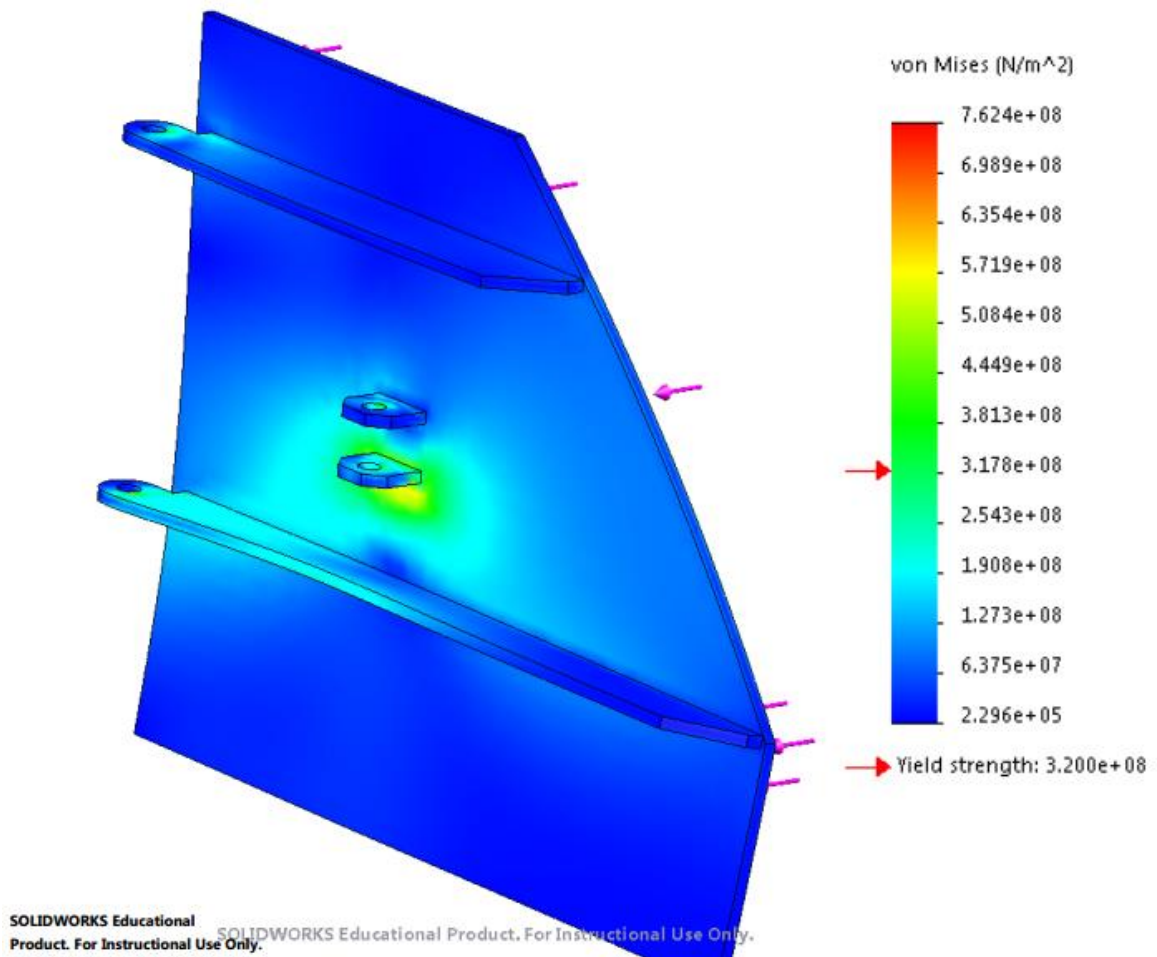
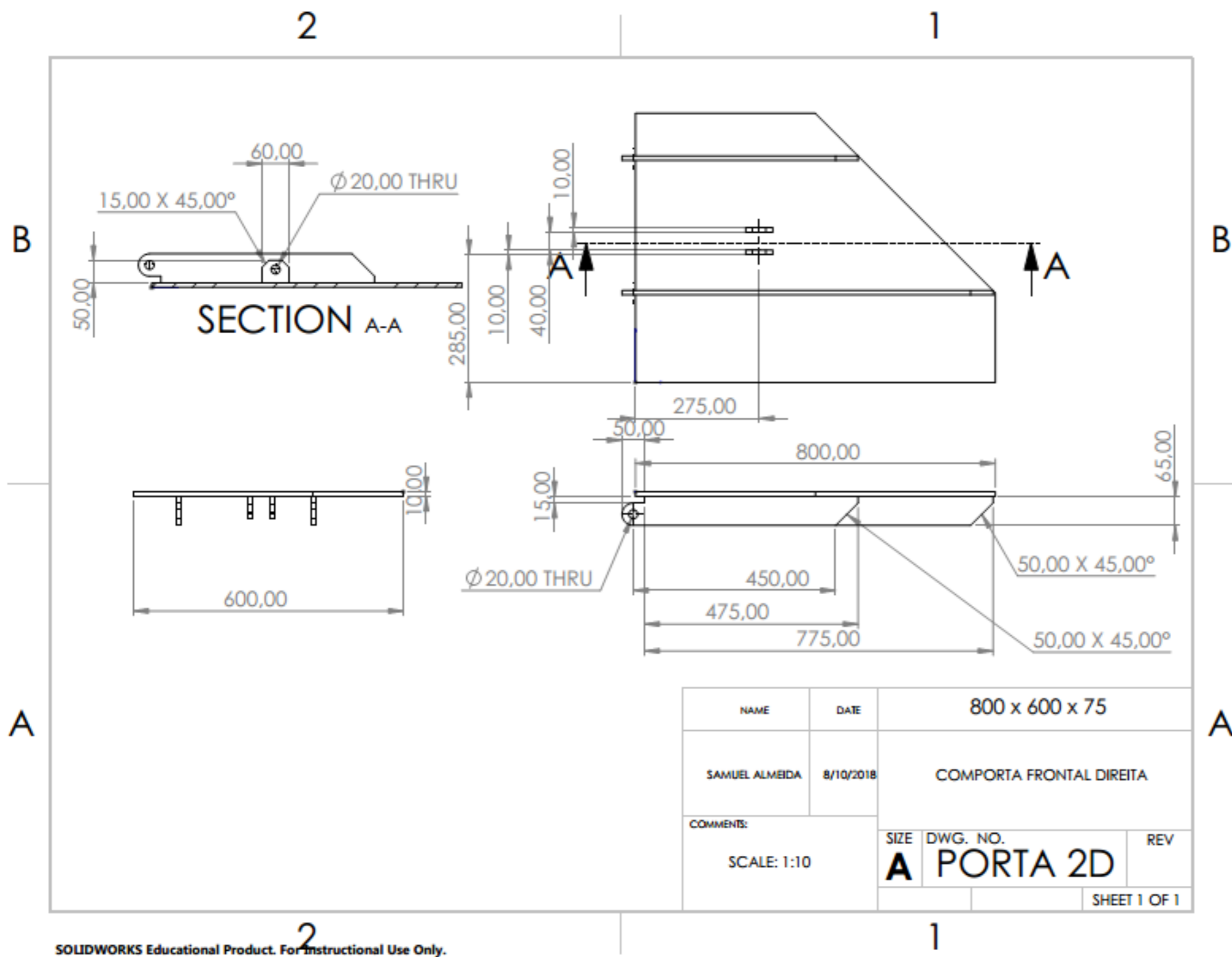


Figura A11 -Simulação comporta



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

Figura A12 - Desenho 2D da comporta

HD 200 (2SN)



Mangueira HD

Campo de aplicação: médios circuitos de alta pressão
Norma: EN 853 2 SN
Camada interna: borracha sintética resistente ao óleo
Reforço: dois reforços trançados de fio de aço altamente resistente à tração
Camada externa: borracha sintética com elevada resistência à temperatura, ao ozônio e às intempéries

Cor: preto
Temperatura min.: -40 °C
Temperatura max.: 100 °C
Alteração do comprimento: +2 % a - 4 %
Fluidos: Óleo mineral
 Óleo à base de políglicol
 Água (0 °C até + 70 °C)
 Emulsões de óleo/água

Descrição	DN*	Tamanho	Polegada	Ø interno min. mm	Ø interno max. mm	Diâmetro do reforço min. mm	Diâmetro do reforço max. mm	Ø externo min. mm	Ø externo max. mm	Pressão operacional bar	Pressão de ensaio bar	Pressão de ruptura bar	Raio de curvatura m mm
HD 204	5	3	3/16"	4,6	5,4	10,6	11,6	14,1	14,1	415	830	1650	90
HD 206	6	4	1/4"	6,2	7,0	12,1	13,3	15,7	15,7	400	800	1600	100
HD 208	8	5	5/16"	7,7	8,5	13,7	14,9	17,3	17,3	350	700	1400	115
HD 210	10	6	3/8"	9,3	10,1	16,1	17,3	19,7	19,7	330	660	1320	130
HD 213	12	8	1/2"	12,3	13,5	19,0	20,6	23,0	23,0	275	550	1100	180
HD 216	16	10	5/8"	15,5	16,7	22,2	23,8	26,2	26,2	250	500	1000	200
HD 220	19	12	3/4"	18,6	19,8	26,2	27,8	30,1	30,1	215	430	850	240
HD 225	25	16	1"	25,0	26,4	34,1	35,7	38,9	38,9	165	325	650	300
HD 232	31	20	1.1/4"	31,4	33,0	43,3	45,7	49,5	49,5	125	250	500	420

DN = diâmetro nominal

SGB 100



Mangueira de sucção

Campo de aplicação: Mangueira para tubos de sucção e de retorno em condições de montagem exiguas
Norma: semelhante a SAE 100 R4
Camada interna: borracha sintética resistente ao óleo
Reforço: dois reforços têxteis de elevada resistência à tração com uma espiral de aço mola integrada
Camada externa: borracha sintética com elevada resistência à abrasão, ao ozônio e às intempéries

Cor: preto
Temperatura min.: -40 °C
Temperatura max.: 100 °C
Fluidos: Óleo mineral
 Glicol
 Emulsões de óleo/água

Descrição	DN*	Tamanho	Polegada	Ø interno mm	Ø externo mm	Pressão operacional bar	Pressão de ruptura bar	Raio de curvatura m mm
SGB 120	19	12	3/4"	19,0	29	21	63	40
SGB 125	25	16	1"	25,4	35	17	51	55
SGB 132	31	20	1.1/4"	32,0	42	14	42	70
SGB 140	38	24	1.1/2"	38,0	50	10	30	80
SGB 145	45	28	1.3/4"	45,0	56	10	30	100
SGB 150	51	32	2"	50,8	62	10	30	100
SGB 160	60	40	2.3/8"	60,0	72	10	30	145
SGB 163	63	40	2.1/2"	63,5	75	10	30	170
SGB 170	70	44	2.3/4"	70,0	82	10	30	210
SGB 176	76	48	3"	76,2	88	10	30	225
SGB 180	80	50	3.1/8"	80,0	94	10	30	240
SGB 1102	100	64	4"	102,0	116	10	30	305
SGB 1110	110	69	4.3/8"	110,0	125	10	30	335
SGB 1127	125	80	5"	127,0	145	10	30	460
SGB 1152	150	96	6"	152,0	170	10	30	580

DN = diâmetro nominal

HD 400 (4SP)



Mangueira HD

Campo de aplicação: Circuitos de alta pressão
Norma: EN 856 4 SP
Camada interna: borracha sintética resistente ao óleo
Reforço: quatro reforços em espiral de fio de aço altamente resistente à tração
Camada externa: borracha sintética com elevada resistência à temperatura, ao ozônio e à abrasão

Cor: preto
Temperatura min.: -40 °C
Temperatura max.: 100 °C
Alteração do comprimento: +2 % a - 4 %
Fluidos: Óleo mineral
 Glicol
 Água (0 °C até + 70 °C)
 Emulsões de óleo/água

Descrição	DN*	Tamanho	Polegada	Ø interno min. mm	Ø interno max. mm	Diâmetro do reforço min. mm	Diâmetro do reforço max. mm	Ø externo min. mm	Ø externo max. mm	Pressão operacional bar	Pressão de ensaio bar	Pressão de ruptura bar	Raio de curvatura m mm
HD 406	6	4	1/4"	6,2	7,0	14,1	15,3	17,1	18,7	450	900	1800	150
HD 410	10	6	3/8"	9,3	10,1	16,9	18,1	20,6	22,2	445	890	1780	180
HD 413	12	8	1/2"	12,3	13,5	19,4	21,0	23,8	25,4	415	830	1660	230
HD 416	16	10	5/8"	15,5	16,7	23,0	24,6	27,4	29,0	350	700	1400	250
HD 420	19	12	3/4"	18,5	19,8	27,4	29,0	31,4	33,0	350	700	1400	300
HD 425	25	16	1"	25,0	26,4	34,5	36,1	38,5	40,9	280	560	1120	340
HD 432	31	20	1.1/4"	31,4	33,0	45,0	47,0	49,2	52,4	210	420	840	460

Figura A13 - Mangueiras de pressão, retorno e sucção