



# **ECO-STAND - DESENVOLVIMENTO DE UMA MÁQUINA DE TESTES DE ALTO RENDIMENTO, PARA BOMBAS ÓLEO-HIDRÁULICAS**

**RICARDO JORGE RAMOS BERNARDES**

dezembro de 2018

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

*ECO-STAND*

**DESENVOLVIMENTO DE UMA MÁQUINA DE TESTES DE  
ALTO RENDIMENTO, PARA BOMBAS ÓLEO-HIDRÁULICAS**

***Ricardo J. Bernardes***

1130388

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

*"If I had asked people what they wanted, they would have said faster horses."*

Henry Ford

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

***ECO-STAND***

**CRIAÇÃO DE UMA MÁQUINA DE TESTES DE ALTO  
RENDIMENTO, PARA BOMBAS ÓLEO-HIDRÁULICAS**

***Ricardo J. Bernardes***

1130388

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



# JÚRI

## **Presidente**

Professora Eng<sup>a</sup> Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira  
Subdiretora de Curso, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Professor Doutor António Ferreira da Silva  
Professor, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Arguente**

Professor Doutor Manuel Romano dos Santos Pinto Barbosa  
Professor, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto





## AGRADECIMENTOS POR ESCRITO

Desejo expressar o meu agradecimento a todos aqueles que, direta ou indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação.

Ao Prof. Doutor António Ferreira da Silva por todo o apoio e tempo disponibilizado, assim como pela experiência partilhada e orientação dada para a realização desta tese.

À empresa ABER, pela disponibilidade em ceder materiais e equipamentos hidráulicos durante o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Em especial à minha Família pelo apoio incondicional apesar da minha falta de disponibilidade temporal ao longo desta intensa e gratificante jornada.

## **PALAVRAS CHAVE**

Hidráulica Móvel, Eficiência Energética, Bombas Óleo-Hidráulicas, Controlo & Registo

## **RESUMO**

O crescimento global de setores como a construção, exploração mineira, transportes e Indústria Petrolífera sustenta-se cada vez mais na eficiência dos processos e na redução de custos a eles associados. Grande parte destas indústrias, acima referidas, dependem em grande parte do bom funcionamento de equipamentos óleo-hidráulicos de alta pressão. O impacto financeiro que a falha de algum destes equipamentos pode causar é de tal ordem elevado que muitas indústrias combatem este risco investindo montantes elevados em equipas de manutenção e ainda em stock exagerado de órgãos mecânicos de modo a não terem de esperar por respostas e conclusões dos fabricantes mundiais acerca da garantia que dão aos produtos fornecidos. De uma forma geral, uma bomba que possa ter um custo na ordem de algumas centenas de euros, em caso de falha faz parar um equipamento na ordem das centenas dos milhares de euros que funciona em cadeia com uma grande série de outros equipamentos que têm custos idênticos, ou seja, não compensa às empresas arriscarem a colocar em trabalho bombas hidráulicas sem terem a certeza do seu bom funcionamento.

O objetivo principal deste trabalho consiste no desenvolvimento de um equipamento de testes de máquinas óleo-hidráulicas. O referido equipamento deverá permitir realizar testes a bombas óleo-hidráulicas de diversas gamas e modelos in loco. Os testes a realizar serão de pressão, caudal, temperatura, rotação, binário e contagem de partículas.

O equipamento final apresentará poupanças tanto ao nível do investimento inicial, como também ao nível do seu rendimento energético quando comparado com equipamentos anteriores que atualmente se encontram no mercado.

No final serão apresentados os resultados comparativos entre o novo equipamento e os equipamentos já existentes no mercado. Sublinhando a poupança efetiva e inovação associadas a esta solução.



**KEYWORDS**

Mobile Hydraulics, Energy Efficiency, Oil-Hydraulic Pumps, Data Control

**ABSTRACT**

The global growth of sectors such as construction, mining, transport and Oil Industry is increasingly based on processes efficiency and cost reduction associated with them. Many of these industries, referred to above, rely heavily on the proper functioning of high pressure oil-hydraulic equipment. The financial impact that the failure of one of these equipments can cause is so high that many industries combat this risk by investing high amounts of money in maintenance teams and in exaggerated stock of mechanical spare parts so that they do not have to wait from manufacturers answers and conclusions from the guarantee they give to the products supplied. Generally, a pump that can cost around some hundreds of euros, in case of failure makes a stop of the equipment in the order of some hundreds of thousands euros that works together with a large series of other equipments that have identical costs, in conclusion, it does not compensate to the companies the risk of having hydraulic pumps into work without being sure of their proper functioning.

The main objective of this work is the development of a high efficiency oil-hydraulic bench machine. This equipment should allow the testing of oil-hydraulic pumps of various ranges and models in loco. The tests to be performed will be pressure, flow, temperature, rotation, torque and particle counting.

The final equipment will reveal savings both at the initial investment level and at the level of its running energy efficiency when compared to previous equipment currently on the market.

At the end, the comparative results will be presented between the new equipment and the equipment already on the market emphasizing the effective savings and innovation associated with this solution.







## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: TSS SOFTWARE DE DIMENSIONAMENTO ONLINE .....	36
FIGURA 2: CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS HIDRÁULICAS .....	44
FIGURA 3: ESQUEMAS ILUSTRATIVOS DE UM CIRCUITO HIDRÁULICO .....	45
FIGURA 4: APLICAÇÕES DIVERSAS .....	47
FIGURA 5: APLICAÇÕES ESPECÍFICAS .....	47
FIGURA 6: EXTREMA POLUIÇÃO DO AR (ENTRADA DE RESÍDUOS SÓLIDOS PARA O CIRCUITO HIDRÁULICO).....	48
FIGURA 7: NÚMERO DE HORAS DE TRABALHO EM CONTÍNUO ELEVADO E CONDIÇÕES DE VARIAÇÃO BRUSCA DE PRESSÃO E CAUDAL EXTREMAS.....	48
FIGURA 8: TEMPERATURAS POR VEZES DE -50°C.....	49
FIGURA 9: LONGOS PERÍODOS DE TRABALHO CONTÍNUO E ESFORÇO MUITO ELEVADO DA BOMBA QUE NORMALMENTE É DE DUPLO CAUDAL .....	49
FIGURA 10: TEMPERATURAS POR VEZES DE +50°C.....	50
FIGURA 11: MOTORES HIDRÁULICOS DE PISTÕES.....	51
FIGURA 12: BOMBAS DE PISTÕES – INCLINADAS BI SERIES.....	51
FIGURA 13: BOMBAS DE PISTÕES DE DUPLA SAÍDA – INCLINADAS BID SERIES .....	52
FIGURA 14: BOMBAS DE CAUDAL VARIÁVEL AJUSTADO AUTOMATICAMENTE ATRAVÉS DE LS – LOAD SENSE .....	52
FIGURA 15: BOMBAS DE PISTÕES DIREITAS – SEM PODER DE SUCCÇÃO, O RECUO É FEITO POR MOLAS INTERNAS .....	53
FIGURA 16: BOMBAS DE PISTÕES DIREITAS DUPLAS – SEM PODER DE SUCCÇÃO, O RECUO É FEITO POR MOLAS INTERNAS .....	53
FIGURA 17: BOMBAS DE ENGRENAGENS EXTERNAS – MENOS EFICIENTES QUE AS DE PISTÕES .....	54
FIGURA 18: ABER - DEPÓSITOS DE ÓLEO.....	54
FIGURA 19: TOMADAS DE FORÇA ABER .....	55
FIGURA 20: VÁLVULAS ABER .....	55
FIGURA 21: WET KIT ABER.....	56
FIGURA 22:ESTUDO NORTE-AMERICANO 2014/2015.....	57
FIGURA 23: ESTUDO DE MERCADO, NORTE-AMERICANO 2014/2015.....	58
FIGURA 24: FOTOGRAFIA/ESQUEMA 3D - MÁQUINA DE TESTES.....	59
FIGURA 25: PORMENOR DA MONTAGEM DA BOMBA.....	60
FIGURA 26: INDICADORES DA MÁQUINA.....	60
FIGURA 27: MÁQUINA A.....	61
FIGURA 28: MÁQUINA B.....	64
FIGURA 29: MÁQUINA C.....	66
FIGURA 30: EXCERTO DE CATÁLOGO - OPÇÕES DE POTÊNCIA.....	67
FIGURA 31: PLANOS 2D DA MÁQUINA C.....	68
FIGURA 32: NORMAS A, B E C.....	70
FIGURA 33: SEDE DA ABER NA MAIA.....	77

FIGURA 34: PRÉMIO COTEC RECEBIDO PELA ABER .....	80
FIGURA 35: TIPOS DE BOMBAS.....	83
FIGURA 36: QUADRO REXROTH.....	84
FIGURA 37: CONSTRUÇÃO INTERNA DE UMA BI .....	85
FIGURA 38: PORMENOR PLACA DE DISTRIBUIÇÃO .....	85
FIGURA 39: DINÂMICA INTERNA DE UMA BI.....	86
FIGURA 40: CORTE DE UMA BI .....	86
FIGURA 41: BOMBAS DUPLAS .....	87
FIGURA 42: 2D DE UMA BI.....	88
FIGURA 43: 2D DE UMA BIF.....	89
FIGURA 44: ESQUERDA BIF - DIREITA BI .....	89
FIGURA 45: EXCERTO DE CATÁLOGO ABER - BI .....	90
FIGURA 46: EXCERTO DE CATÁLOGO ABER - BIF .....	90
FIGURA 47: CAMBOTA.....	91
FIGURA 48: EXCERTO DO CATÁLOGO ABER - BH.....	91
FIGURA 49: PULSAÇÃO DE CAUDAL E PRESSÃO DE UMA BOMBA DE 5 PISTÕES .....	92
FIGURA 50: CONSTRUÇÃO TÍPICA DE UM BH .....	93
FIGURA 51: EXCERTO DE CATÁLOGO ABER - BHD .....	93
FIGURA 52: INTERIOR DE UMA BOMBA DE ENGRENAGENS .....	94
FIGURA 53: DINÂMICA INTERNA DE UMA BG .....	94
FIGURA 54: EXCERTO DO CATÁLOGO ABER - B2, B3, B3D E B35.....	95
FIGURA 55: INTERIOR DE UMA BG:VEIOS E PLACA DE VEDAÇÃO .....	96
FIGURA 56: EXPLICAÇÃO PASSO-A-PASSO DO TRANSPORTE DE ÓLEO .....	97
FIGURA 57: FOTOGRAFIA VDP.....	98
FIGURA 58: APLICAÇÃO DE UMA VDP NUMA GRUA.....	98
FIGURA 59: PROJEÇÕES 2D DE UMA VDP.....	99
FIGURA 60: CCW – ESQUERDA	CW - DIREITA..... 99
FIGURA 61: EXPLICAÇÃO ILUSTRADA SOBRE A ORIGEM DO SINAL LS QUANDO UMA VDP ALIMENTA UM ATUADOR LINEAR, .....	100
FIGURA 62: EXPLICAÇÃO ILUSTRADA SOBRE A ORIGEM DO SINAL LS QUANDO UMA VDP ALIMENTA UM MOTOR A CAUDAL CONSTANTE, APESAR DA VARIAÇÃO DE ROTAÇÃO, À ESQUERDA. ....	100
FIGURA 63: VISTA 3D DO LS E RESPECTIVO ESQUEMA HIDRÁULICO .....	101
FIGURA 64: EXPLICAÇÃO DO LS, MENOS INCLINAÇÃO NO PRATO GERA MENOS CILINDRADA E VICE- VERSA.....	101
FIGURA 65: BOMBAS DE PISTÕES DE EIXO INCLINADO DE UM CAUDAL, EM ALUMÍNIO .....	102
FIGURA 66: BOMBAS DE PISTÕES DE EIXO INCLINADO DE UM CAUDAL, EM FERRO.....	102
FIGURA 67: BOMBAS DE PISTÕES DE EIXO INCLINADO DE DUPLO CAUDAL .....	103
FIGURA 68: BH BOMBAS DE PISTÕES AXIAIS DE UM CAUDAL .....	103
FIGURA 69: BHD BOMBAS DE PISTÕES AXIAIS DE DUPLO CAUDAL.....	104
FIGURA 70: BOMBAS DE ENGRENAGENS GRUPO 2 .....	104
FIGURA 71: BOMBAS DE ENGRENAGENS GRUPO 3 .....	105
FIGURA 72: BOMBAS DE ENGRENAGENS GRUPO 3,5 .....	105
FIGURA 73: VDP SERIES – BOMBAS DE CAUDAL VARIÁVEL.....	105

FIGURA 74: CIRCUITO TÍPICO DE TESTES HIDRÁULICOS.....	108
FIGURA 75: CONTROLO GENÉRICO, VISUAL E AUDITIVO A BI'S.....	116
FIGURA 76: CONTROLO GENÉRICO, VISUAL E AUDITIVO A B3.....	117
FIGURA 77: MÁQUINA DE TESTES ATUAL – IDENTIFICAÇÃO DE MANGUEIRAS.....	119
FIGURA 78: MÁQUINA DE TESTES ATUAL - IDENTIFICAÇÃO DO RETORNO.....	120
FIGURA 79: ATUADOR – TESOURA ABER.....	121
FIGURA 80: CIRCUITO ABERTO - CIRCUITO FECHADO.....	122
FIGURA 81: ARREFECEDOR DE ÓLEO.....	122
FIGURA 82: ESQUEMA DO LS DE UMA VDP.....	124
FIGURA 83: VISTA CORTE 3D DE UM LS DE UMA VDP.....	124
FIGURA 84: ESQUEMA DO LS DE UM VDM.....	125
FIGURA 85: VISTA CORTE 3D DE UM LS DE UM VDM.....	125
FIGURA 86: PRESSOSTATO.....	126
FIGURA 87: MOTOR UNIDIRECIONAL DE CILINDRADA VARIÁVEL.....	126
FIGURA 88: BOMBA UNIDIRECIONAL DE CAUDAL FIXO.....	126
FIGURA 89: BOMBA UNIDIRECIONAL DE CILINDRADA VARIÁVEL.....	126
FIGURA 90: ATUADOR DE DUPLO EFEITO.....	126
FIGURA 91: MOTOR BIDIRECIONAL DE CILINDRADA FIXA.....	126
FIGURA 92: LINHA DE ENGATE RÁPIDO.....	126
FIGURA 93: FILTRO DE PRESSÃO.....	126
FIGURA 94: VÁLVULO ANTI RETORNO.....	126
FIGURA 95: ESTRANGULAMENTO FIXO.....	126
FIGURA 96: ESTRANGULAMENTO VARIÁVEL.....	126
FIGURA 97: VÁLVULA LIMITADORA DE PRESSÃO.....	126
FIGURA 98: O ESQUEMA.....	128
FIGURA 99: A LEGENDA.....	129
FIGURA 100: 3D E REALIDADE.....	130
FIGURA 101: ESQUEMA DETALHADO DA SERVO-VÁLVULA LS.....	130
FIGURA 102: PRINTSCREEN DA CALCULADORA.....	131
FIGURA 103: CONCEITO DE BERNOULLI ILUSTRADO.....	131
FIGURA 104: TIPO DE VÁLVULA – SÉRIE 52.....	132
FIGURA 105: ESQUEMA SIMPLIFICADO DA VÁLVULA.....	132
FIGURA 106: CARTA DE CAUDAL EM FUNÇÃO DO SINAL DE REFERÊNCIA E QUEDA DE PRESSÃO EM FUNÇÃO DO CAUDAL.....	133
FIGURA 107: CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DA VÁLVULA.....	133
FIGURA 108: ESQUEMA E LEGENDA DA VÁLVULA 17.....	134
FIGURA 109: TIPO DE VÁLVULA - 2FRE.....	135
FIGURA 110: ESQUEMA SIMPLIFICADO E DETALHADO.....	135
FIGURA 111: CARTA DE CAUDAL EM FUNÇÃO DO SINAL DE REFERÊNCIA.....	135
FIGURA 112: ILUSTRAÇÃO DO INTERIOR DA VÁLVULA 20.....	135
FIGURA 113: CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS E ELÉTRICAS.....	136
FIGURA 114: INFORMAÇÃO GERAL DAS MARCAS.....	137
FIGURA 115: INFORMAÇÃO DO FABRICANTE DE FILTROS.....	137

FIGURA 116: MANÓMETRO ANALÓGICO .....	137
FIGURA 117: DIMENSIONAMENTO DOS FILTROS.....	138
FIGURA 118: DEFINIÇÃO DA CLASSE DO FILTRO .....	139
FIGURA 119: SELEÇÃO DO FILTRO DE PRESSÃO .....	139
FIGURA 120: ESPECIFICAÇÕES DO FILTRO DE PRESSÃO .....	140
FIGURA 121: QUEDA DE PRESSÃO NO FILTRO DE 5 MÍCRON.....	140
FIGURA 122: SELEÇÃO EM CATÁLOGO .....	141
FIGURA 123: QUEDA DE PRESSÃO DO FILTRO ESCOLHIDO – 0,01 BAR.....	142
FIGURA 124: FILTRO ESCOLHIDO.....	142
FIGURA 125: VALORES COMUNS DE VELOCIDADE DE ÓLEO DENTRO DE MANGUEIRAS FLEXÍVEIS .....	143
FIGURA 126: COMO USAR O NOMOGRAMA.....	143
FIGURA 127: ENTRADAS E SAÍDAS DO TANQUE.....	145
FIGURA 128: CONJUNTO ARREFECEDOR DE ÓLEO .....	146
FIGURA 129: EIXO DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA .....	147
FIGURA 130: GRUPO DA SAÍDA DAS BOMBAS .....	148
FIGURA 131: GRUPO DE CONTROLO .....	149
FIGURA 132: GRUPO DE CONTROLO DA SERVO-VÁLVULA DO VDM.....	150
FIGURA 133: GRUPO DE CONTROLO DA CILINDRADA DO VDM.....	151
FIGURA 134: GRUPO DE PRESSURIZAÇÃO DO SISTEMA.....	152
FIGURA 135: VALORES DE COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE SUPERFÍCIES EM CHAPA PARA LATERAIS, TOPOS E BASE DE DEPÓSITOS – U [W/M2.°C] .....	156
FIGURA 136: ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR .....	163
FIGURA 137: CONTACTOR ABB.....	163
FIGURA 138: 2D DO MOTOR .....	163
FIGURA 139: VFD UM .....	164
FIGURA 140: VFD ABB.....	164
FIGURA 141: VFD SFC* .....	164
FIGURA 142: UM CATÁLOGO 2018.....	165
FIGURA 143: ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO VFD .....	166
FIGURA 144: DIMENSÕES DO CHASSI DO VFD .....	167
FIGURA 145: ESPECIFICAÇÕES DO VFD MODBUS.....	168
FIGURA 146: TIPO DE SINAL TRANSMITIDO .....	169
FIGURA 147: EXEMPLO DE REDE GENÉRICA COM PROTOCOLO MODBUS.....	170
FIGURA 148: RELAÇÃO ENTRE OS INSTRUMENTOS DA ECO-STAND .....	170
FIGURA 149: EXEMPLOS DE SIMULAÇÕES CONSTRUÍDAS EM MODBUS .....	171
FIGURA 150: SENSOR DE PRESSÃO.....	172
FIGURA 151: RTU DISPLAY.....	173
FIGURA 152: EXCERTO DE CATÁLOGO.....	173
FIGURA 153: ACESSÓRIOS E ADAPTADORES PARA DIFERENTES FLANGES.....	175
FIGURA 154: ESPECIFICAÇÕES DA TF4201AMP .....	176
FIGURA 155: FOTOGRAFIA DA TF4201AMP .....	177
FIGURA 156: FICHA TÉCNICA DA TF4033AMP PARA INVERSÃO DO SENTIDO DE ROTAÇÃO QUANDO NECESSÁRIO .....	177

---

FIGURA 157: TIPOS DE ACOPLAMENTOS ELÁSTICOS .....	178
FIGURA 158: DIMENSÕES DE UMA EURO-PALETE .....	179
FIGURA 159: DISPOSIÇÃO DAS EURO-PALETES NUM CONTENTOR DE 20" .....	179
FIGURA 160: VISTA 1 ECO-STAND .....	180
FIGURA 161: VISTA 2 ECO-STAND .....	193
FIGURA 162: DIMENSÕES DA ECO-STAND.....	194
FIGURA 163: ECO-STAND.....	<b>ERRO! MARCADOR NÃO DEFINIDO.</b>



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1: RENDIMENTOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS	107
TABELA 2: ESTUDO DO RENDIMENTO VOLUMÉTRICO	110
TABELA 3: CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO	161
TABELA 4: CONSUMO ENERGÉTICO E POUPANÇA AO LONGO DO PERÍODO DE AMORTIZAÇÃO	161
TABELA 5: INVESTIMENTO INICIAL - (VALORES DE MERCADO A SETEMBRO DE 2018)	161



# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	35
	Enquadramento	35
	Objetivos	38
	Metodologia	38
	Estrutura	39
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	43
	Hidráulica móvel e tipologia de bombas	44
	A oferta no mercado atual	59
	Normativas Harmonizadas Associadas	69
	Breve explicação da diferença entre normas do tipo A, B e C:	69
3	DESENVOLVIMENTO .....	77
3.1	ABER	
	Tipologia de Utilizador e Aplicação	81
	Gama de produtos a controlar	82
	Compilação final dos modelos a testar:	102
	Desenvolvimento do tipo de Testes a efetuar	106
	Registo da análise visual e de ruído durante os testes	116
	Falhas, causas e soluções dos principais problemas neste tipo de bombas	118
	Os Testes atuais e os seus Problemas	119
	Circuito Aberto ou Circuito Fechado	121
	Estudo da Solução	123
	O Órgão de Recuperação Energética – VDM – Variable Displacement Motor	124
	Construção do Circuito Hidráulico	126

---

Definição do Circuito Final	128
Controladores do sistema	130
Filtragem e filtros escolhidos	137
Dimensionamento de Ligações e Mangueiras	143
Explicação dos Grupos Hidráulicos	145
Demonstração teórico-prática da eficiência da ECO-STAND	153
Transferências de calor no depósito	156
Motor elétrico escolhido	163
Variador de Frequência - VFD	164
MODBUS	169
Modelo de comunicação	169
Acessórios para testar bombas de diferentes flanges e sentidos de rotação	175
	175
Acoplamentos Elásticos	178
Logística da ECO-STAND	179
Vistas 3D da ECO-STAND	
<b>4 CONCLUSÕES.....</b>	<b>185</b>
<b>5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....</b>	<b>189</b>
<b>6 ANEXOS .....</b>	<b>ERRO! MARCADOR NÃO DEFINIDO.191</b>





# INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

1.2 Objetivos

1.3 Metodologia

1.4 Estrutura







# 1 INTRODUÇÃO

## Enquadramento

“Deus criou o primeiro e mais maravilhoso sistema hidráulico, inclui uma bomba dupla que fornece um caudal de cerca de 10 l / min a uma pressão máxima de 0,16 bar. Esta bomba alimenta uma rede de tubulação com mais de 100.000 km, são quase duas voltas e meia à Terra.

Ele opera continuamente por um longo tempo, praticamente livre de manutenção. É o sistema circulatório do sangue humano. Pela idade de 50 anos, os corações de 10 homens possivelmente bombearam um volume de sangue igual ao da grande pirâmide egípcia (2.600.000 m<sup>3</sup>).” (Prof. M Galal)

A nível nacional a ABER é a única empresa fabricante de componentes Óleo-Hidráulicos de alta pressão, entre outros, para o setor automóvel - Camiões e Gruas, e para maquinaria relacionada com a agricultura.

A nível mundial a ABER é líder de mercado, exportando mais de 95% da sua produção, inovando constantemente e liderando no setor através de sucessivas patentes e soluções inovadoras, que preenchem necessidades críticas presentes nos 5 continentes.

Sobre o setor e da tecnologia da Óleo-Hidráulica de alta pressão: os investimentos em óleo-hidráulica a nível mundial são muito reduzidos quando comparados com as dos outros setores como o caso da eletrónica. Independentemente disso, os benefícios da hidráulica são muito elevados e esta tecnologia tem fortes razões para perdurar na sociedade direta e indiretamente.

De entre todos os sistemas de transmissão mecânica existentes, é a óleo-hidráulica que tem a maior densidade de potência. Isto significa que a maior força e potência podem ser criadas a partir do menor atuador possível.

Como exemplo, segue uma demonstração de um atuador muito utilizado na Indústria em geral, com a pressão de 250 bar, e um diâmetro interno de 160 mm.

Como se observa na Fig.1, um cilindro com as características indicadas, tem capacidade para elevar mais de 50.000 Kg.

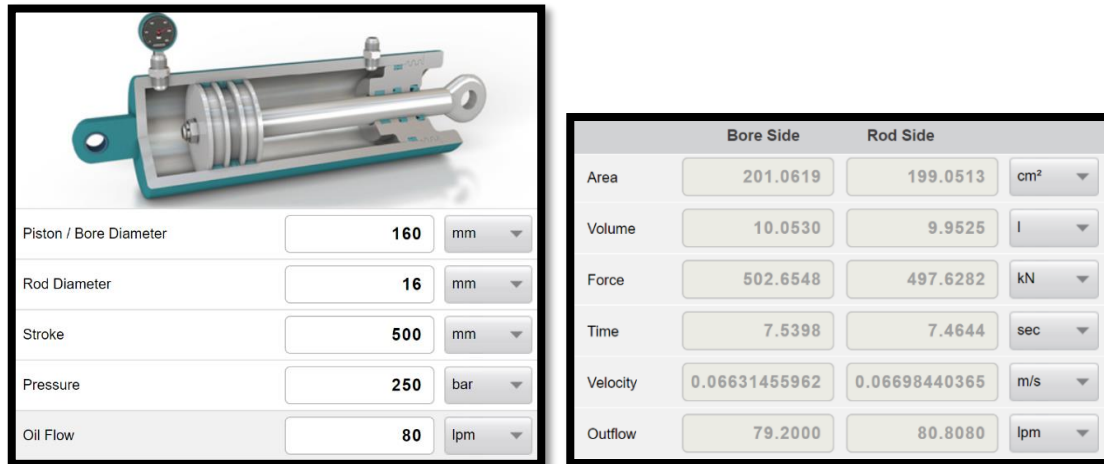


Figura 1: TSS software de dimensionamento online

Ao nível do custo, a tecnologia da óleo-hidráulica é das mais económicas.

Note-se que os metais preciosos, usados nos equipamentos elétricos e eletrônicos, tornar-se-ão ainda mais preciosos e raros num futuro próximo e como consequência imediata o seu custo será muito mais elevado do que é atualmente, por isto, os componentes elétricos necessários para a produção e controlo de atuadores elétricos de grande dimensão, equivalentes em capacidade de carga aos óleo-hidráulicos serão extremamente caros.

Um servomotor pode custar cerca de 95.000,00 €, posto isto, a hidráulica torna-se ainda mais atraente, tendo por base da sua construção o ferro fundido.

Apesar da sua antiguidade, a óleo-hidráulica está continuamente a evoluir e a adaptar-se às necessidades do mercado. Não só melhorias e evoluções ao nível do controlo de comandos e de movimentos através de eletrónica avançada, como também ao nível de inovações tais como os sistemas de recuperação de energia cinética usados em caminhões de lixo e veículos pesados em geral, que aproveitam a energia anteriormente desperdiçada na travagem durante as descidas, para agora ser usada em proveito do movimento ascendente.

Além disso, existem ainda muitas tecnologias com potencial para futura aplicação no ramo da energia hidráulica, como é o caso dos fluidos magneto-reológicos que, como o nome indica, alteram a sua viscosidade quando expostos a um campo magnético e, em alguns casos, o fluido pode ficar quase sólido. Resumidamente, estes fluídos contêm partículas de ferro em suspensão que quando submetidas a um campo magnético formam uma cadeia entre elas que se traduz num aumento instantâneo da viscosidade desse mesmo óleo. Estes fluídos são idênticos aos eletro-reológicos, mas estes últimos geram uma cadeia a partir de um campo elétrico.

Estes fluídos podem ser usados para controlar atuadores genéricos, sem a necessidade de válvulas de controlo de fluxo. Como exemplo prático, imagine-se a deslocação vertical de uma carga através de um fluido de baixa viscosidade e após ativação de um campo magnético, esse fluído torna-se quase-sólido, evitando, por exemplo, qualquer vazamento que possibilitasse a queda da carga em causa.

### Água ou óleo?

A maioria das pessoas associa sempre a tecnologia hidráulica ao óleo, o que se justifica tendo em conta que a grande maioria dos sistemas hidráulicos existentes trabalham com óleo, contudo a água, como fluido principal dos sistemas hidráulicos já é uma realidade atualmente.

O óleo tornou-se um fluido líder no setor pois devido à sua elevada viscosidade as fugas dos sistemas são bastante menores do que com a água. Além disto, a água ia destruir através da corrosão a maior parte dos elementos mecânicos atuais, portanto, seriam necessários elementos revestidos ou, menos viável, equipamentos em aço inox.

Por estes motivos, atualmente, os sistemas hidráulicos a água estão associados e são apenas visíveis, devido ao elevado custo, a cenários em que o óleo é proibido.

São essas aplicações:

- Indústrias com elevado risco de explosão ou com elevada inflamabilidade;
- Limpeza florestal, onde a poluição do ambiente é um fator decisivo e as fugas de óleo dos sistemas são inevitáveis;
- Fundições de grande dimensão;
- Setor mineiro, onde o fator de segurança está no topo das prioridades.

Sublinhe-se que mesmo estes sistemas são obrigados a acrescentar aditivos na água, especialmente para lhe conferir capacidades como a viscosidade ou maior grau de lubrificação. Normalmente a mistura consiste em 95% de água com 5% de aditivos.

Em suma, a óleo-hidráulica teve um passado sólido e repleto de descobertas e aplicações industriais, mas o seu futuro ainda só está a começar.

## Objetivos

Com base nas exigências do mercado, incluindo distribuidores de produtos in loco, o foco deste trabalho está na criação de uma solução, muito mais eficiente que qualquer outra existente no mercado, para testar equipamentos, de uma vasta gama, com o mínimo custo possível, através da elevada eficiência global da máquina, assim como pelo reduzido investimento inicial.

## Metodologia

A elaboração do presente trabalho seguiu a metodologia que seguidamente se descreve:

- Contacto direto com a ABER desde sempre, o que se traduziu, quando em contacto com distribuidores, na perceção da necessidade existente no mercado atual: algum equipamento que permita testar equipamentos hidráulicos e que seja economicamente viável para o distribuidor que opera na frente ao público;
- Descrição do tipo de bombas óleo-hidráulicas a testar;
- Estudo sobre os parâmetros a controlar e cuidados a ter através da análise de bibliografia específica;
- Análise do mercado e das máquinas de teste industriais já em operação;
- Leitura atenta às normativas associadas, assim como à Diretiva Máquinas.
- Desenvolvimento do esquema hidráulico;
- Seleção dos componentes com base na oferta da ABER e do mercado em geral;
- Apresentação do Projeto a clientes alvo;
- Definição e descrição do funcionamento da máquina em causa;
- Adaptação final de melhorias com base no feedback dos clientes e resultados finais;
- Redação da presente dissertação.

## Estrutura

A estrutura deste trabalho foi dividida ideologicamente em três partes, que são:

- Definição do setor, do mercado enquadrado e dos componentes em causa;
  
- Desenvolvimento, onde é relatado todo o projeto, explicado e definido o conjunto de informações que tornaram possível a concretização deste Projeto;
  
- Conclusão, onde é apresentado o cumprimento dos objetivos e dos requisitos principais da máquina em causa.



# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica ou estado da arte para este projeto não foi suportada pelos elementos habituais neste tipo de trabalhos: “papers” ou outras teses, uma vez que se trata de uma solução muito específica e diferente daquilo que existe atualmente no mercado.

Em plataformas como: Scholar Google, Dspace ou B-on apenas se encontram documentos relativos a bombas de combustível, bombas de óleo para motores de combustão, bancas de teste didáticas ou com muita frequência sistemas hidráulicos mas de água.

No mundo existem atualmente cinco fabricantes de renome na indústria da óleo-hidráulica móvel de alta pressão sendo a ABER um dos mais respeitados do mercado. A ABER está à frente de grande parte das inovações tecnológicas deste setor, fornecendo tecnologia e patentes ao grupo TATA (atuais proprietários da Jaguar e Land Rover) e desenvolvendo sistemas híbridos para líderes do mercado Europeu, fabricantes de camiões e trailers para todo o mundo, entre outros.

O estudo foi feito através do contacto direto com fabricantes de máquinas de testes, recolhendo valores e informação técnica.

## Hidráulica móvel e tipologia de bombas

As bombas hidráulicas são máquinas que transformam energia mecânica em energia hidráulica, isto é, aumentam a energia do fluido que por elas passa.

Existem vários tipos de bombas, neste trabalho o foco são as de deslocamento positivo, são elas:

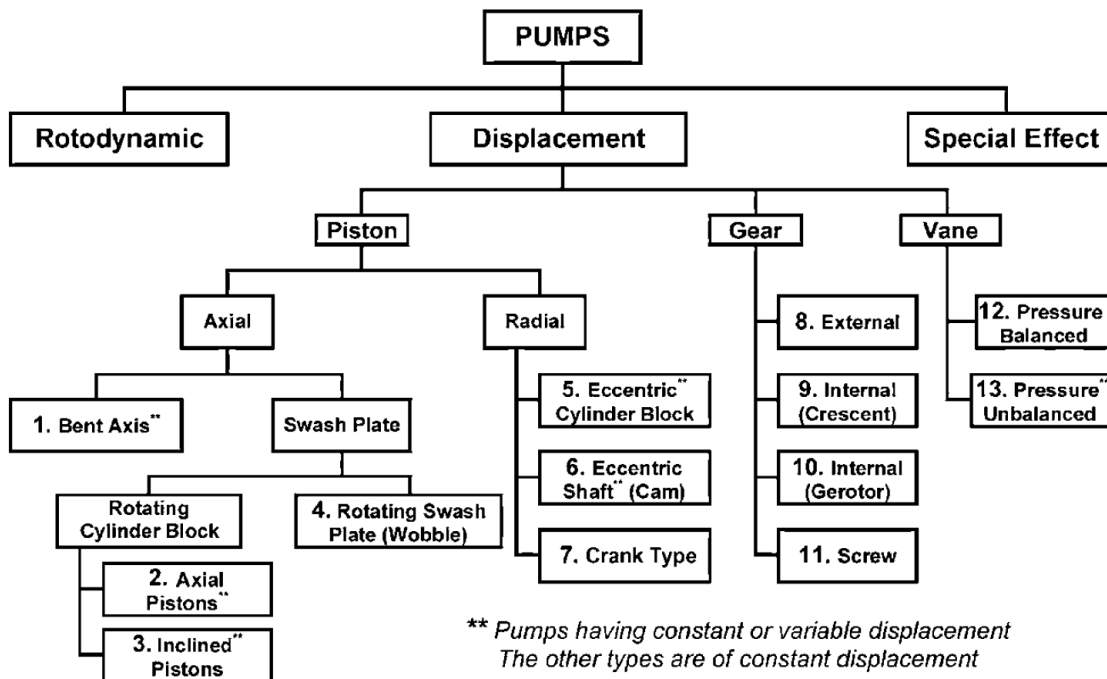


Figura 2: Classificação de bombas hidráulicas – retirado do “FLUIDPOWER BOOK”

As bombas de deslocamento positivo possuem uma ou várias câmaras de bombeamento internas, estas câmaras são fechadas e possuem uma vedação quase perfeita. O volume dessas câmaras muda periodicamente com a rotação do eixo de acionamento da bomba.

O fluido é deslocado desde a linha de sucção para a linha de distribuição pelas sucessivas expansões e contrações das câmaras internas.

A operação da bomba de deslocamento resume-se com os seguintes passos:

1. Durante a expansão, a câmara de bombeamento é ligada à linha de sucção. A expansão desenvolve uma subpressão (vácuo) dentro da câmara, forçando o líquido a ser sugado para o seu interior, (não acontece em todos os modelos o que exige que em alguns modelos, o tanque se encontre acima da bomba para que a gravidade faça o trabalho).
2. Quando o volume da câmara atinge o seu valor máximo a câmara é separada da linha de sucção.
3. Durante o período de contração, a câmara está ligada à linha de saída da bomba (linha de pressão). O fluido é então deslocado pela linha de saída superando a resistência externa, até ao limite de pressão catalogado.
4. O curso do pistão termina quando o volume da câmara atinge o seu valor mínimo. Depois, a câmara é separada da linha de saída.

Este processo é repetido continuamente enquanto o eixo principal da bomba for alimentado com energia mecânica (rodar).

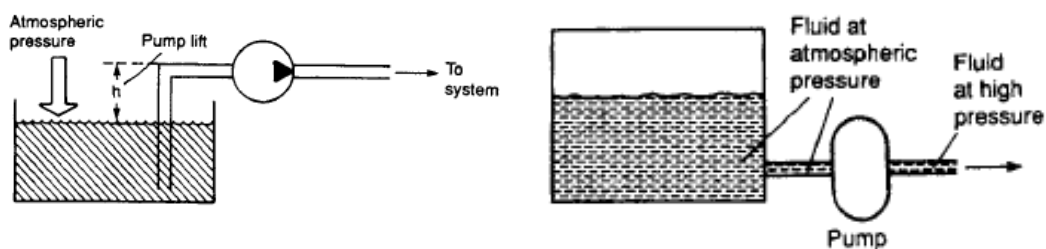


Figura 3: Esquemas ilustrativos de um circuito hidráulico



## As Vantagens e as Desvantagens dos Sistemas Hidráulicos

### Vantagens:

1. Elevado rácio Potência / Peso dos equipamentos.
2. Auto-lubrificação.
3. Elevado rácio Binário/Inércia, que resulta numa enorme capacidade de aceleração e numa resposta rápida aos sinais, própria de motores hidráulicos.
4. Alta rigidez dos cilindros hidráulicos, o que permite paragens da carga em qualquer posição intermediária.
5. Proteção simples contra sobrecargas (utilização de válvulas de escape).
6. Possibilidade de armazenamento de energia em acumuladores hidráulicos.
7. Flexibilidade de transmissão de energia mecânica quando em comparação com sistemas mecânicos rígidos.

### Desvantagens:

1. Industrialmente, a energia hidráulica não está prontamente disponível, ao contrário da elétrica, são por isso necessários geradores hidráulicos. O mesmo não é verdade na hidráulica móvel, em que se utiliza uma PTO – Power Take Off , e o problema fica resolvido sem despesas elevadas em geradores hidráulicos.
2. Elevado custo de produção devido às exigências de tolerânciamientos geométricos entre outros relativos ao processo desde a fundição à maquinagem.
3. Risco de incêndio ao usar óleos minerais.
4. Exigência de um óleo específico para cada aplicação e filtragem necessária.

## Aplicações

De entre todas as aplicações da óleo-hidráulica, as imagens que se seguem destacam as principais aplicações da hidráulica móvel, especificamente, mais comuns no mercado.



Figura 4: Aplicações diversas



Figura 5: Aplicações específicas

Sendo as aplicações mais comuns dos produtos ABER:

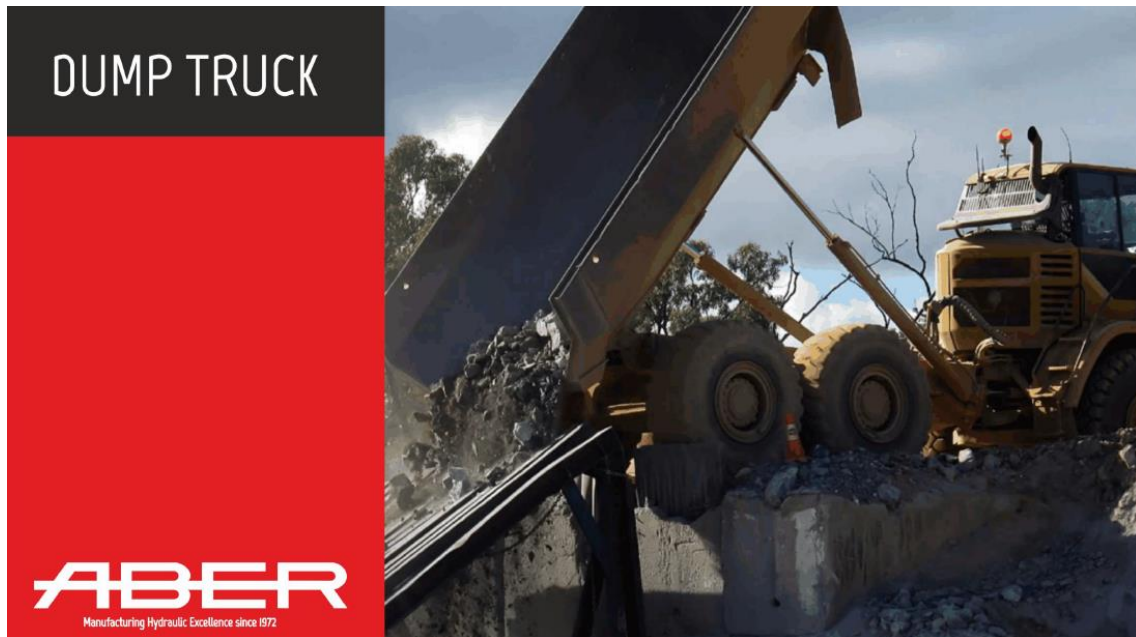


Figura 6: Extrema poluição do ar (entrada de resíduos sólidos para o circuito hidráulico)



Figura 7: Número de horas de trabalho em contínuo elevado e condições de variação brusca de pressão e caudal extremas

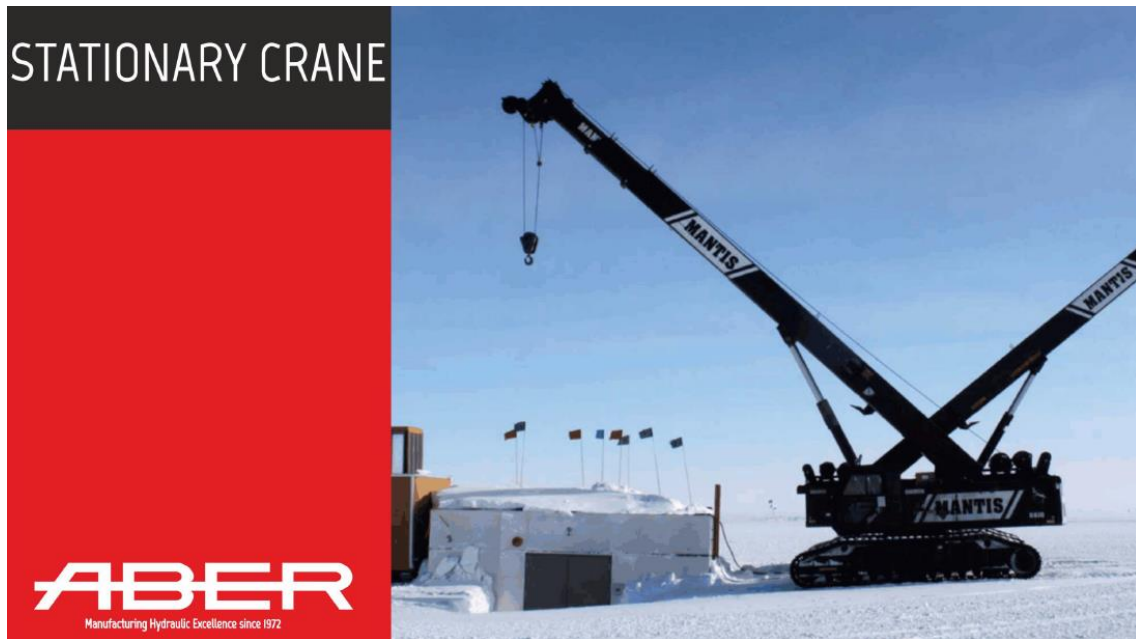


Figura 8: Temperaturas por vezes de -50°C



Figura 9: Longos períodos de trabalho contínuo e esforço muito elevado da bomba que normalmente é de duplo caudal



Figura 10: Temperaturas por vezes de +50°C

Os produtos da ABER que estão mais direcionados para a hidráulica móvel, e que fazem mais sentido apresentar para melhor compreensão deste trabalho são os seguintes:

HYDRAULIC MOTORS


MBIF

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)





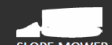













PRODUCT IMAGE


MAIN ADVANTAGES

APPLICATIONS



HIGHER PRESSURE  
COMPACT DESIGN  
HIGH REALIABILITY  
BIDIRECTIONAL

 FIRE TRUCK	 SWEEPER	 TANK TRUCK	 SUCTION TRUCK
 SLOPE MOWER	 FOREST HARVESTER	 UNDERCARRIGE	 STUMP GRINDER
 BOAT WINCH	 BOW THUSTERS	 BACHOF LOADER EQUIPMENT	 SKID STEER LOADER EQUIPMENT
 HYDRAULIC COMPACTOR	 WHEEL LOAD EQUIPMENT	 CONVEYER BELT	 WINCH
 FAN DRIVE	 OIL CAVITY PUMP		



Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972

Figura 11: Motores Hidráulicos de Pistões

PISTON PUMPS


BI

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)
















PRODUCT IMAGE


MAIN ADVANTAGES

APPLICATIONS



MAXIMUM EFFICIENCY  
LESS PULSE  
SWITCHABLE SENSE OF ROTATION  
REVERSIBLE

 DUMP TRUCK	 HOOK LIFT	 TANK TRUCK	 SUCTION TRUCK
 CONCRETE TRUCK	 WALKING FLOOR	 GARBAGE TRUCK	 SWEEPER
 PLOW TRUCK	 FORESTRY CRANE	 COMBINATION TRUCK	 LOADER CRANE
 FIRE TRUCK	 LIFT	 LOG TAILERS	



Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972


Figura 12: Bombas de Pistões – Inclínadas BI Series

PISTON PUMPS

BID

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)


PRODUCT IMAGE





MAIN ADVANTAGES


- TWO OIL OUTLETS
- MAXIMUM EFFICIENCY
- SWITCHABLE SENSE OF ROTATION
- REVERSIBLE


APPLICATIONS


  
CONCRETE TRUCK


  
SUCTION TRUCK


  
GARBAGE TRUCK


  
SWEEPER

  
WALKING FLOOR

  
FORESTRY CRANE

  
LOADER CRANE

  
STATIONARY CRANE



Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972


Figura 13: Bombas de Pistões de dupla saída – Inclínadas BID Series

PISTON PUMPS

VDP

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)


PRODUCT IMAGE





MAIN ADVANTAGES


- ADAPTABLE PRESSURE;
- FAST REACTION;
- FLOW RESET;
- HIGH PRESSURE;
- LONG SERVICE LIFE;
- LOW NOISE;
- COMPACT DESIGN;
- HIGH EFFICIENCY;
- EFFICIENT COOLING;


APPLICATIONS


  
PLOW TRUCK


  
FIRE TRUCK


  
GARBAGE TRUCK

  
SWEEPER

  
LOG TAILERS

  
FORESTRY CRANE

  
COMBINATION TRUCK

  
LOADER CRANE


  
STATIONARY CRANE


Figura 14: Bombas de Caudal Variável ajustado automaticamente através de LS – Load Sense

PISTON PUMPS

BH

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)















PRODUCT IMAGE



MAIN ADVANTAGES

MAXIMUM EFFICIENCY  
 LESS PULSE  
 SWITCHABLE SENSE OF ROTATION  
 REVERSIBLE

APPLICATIONS

 DUMP TRUCK	 HOOK LIFT	 TANK TRUCK	 SUCTION TRUCK
 CONCRETE TRUCK	 PLOW TRUCK	 GARBAGE TRUCK	 SWEEPER
 FIRE TRUCK	 FORESTRY CRANE	 COMBINATION TRUCK	 LOADER CRANE
 LIFT	 LOG TAILERS		

ABER

Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972


Figura 15: Bombas de Pistões Direitas – sem poder de sucção, o recuo é feito por molas internas

PISTON PUMPS

BHD

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)









PRODUCT IMAGE



MAIN ADVANTAGES

MAXIMUM EFFICIENCY;  
 ROBUSTNESS  
 GREAT PERFORMANCE  
 LOW NOISE  
 CONTINUOUS FLOW  
 BIDIRECTIONAL

APPLICATIONS

 FIRE TRUCK	 SUCTION TRUCK	 GARBAGE TRUCK	 SWEEPER
 WALKING FLOOR	 FORESTRY CRANE	 COMBINATION TRUCK	 LOADER CRANE

ABER

Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972


Figura 16: Bombas de Pistões Direitas Duplas – sem poder de sucção, o recuo é feito por molas internas

GEAR PUMPS

B35

[www.aber.pt](http://www.aber.pt)


PRODUCT IMAGE





MAIN ADVANTAGES


HIGHER PERFORMANCE  
LONG LIFE PERIOD  
STRONGER  
REINFORCED  
BIDIRECTIONAL


APPLICATIONS


  
DUMP TRUCK

  
LIFT

  
CRANE

  
LOG SPLITTER

  
AGRICULTURE TRACTOR



Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972

Figura 17: Bombas de Engrenagens externas – menos eficientes que as de Pistões

## OIL TANKS

- Standard brackets in stainless steel;
- Baffle plates are used to preserve stability;
- Innovative supports, allows side and rear mounting;
- Innovative suction line, allows to use oil that is not coming from the hydraulic system;
- Material 2mm 2,5mm thick;
- Painted 2 coats with black finish;
- Breather/filler with integral air filter;
- Several mounting options;
- Two oil return available.



Figura 18: ABER - Depósitos de óleo

## POWER TAKE OFF'S

<b>TOYOTA</b>	<b>IVECO</b>
<b>MITSUBISHI</b>	<b>NISSAN</b>
<b>ISUZU</b>	<b>RENAULT</b>
<b>ZF</b>	<b>KAMAZ</b>
<b>VOLVO</b>	<b>MAZ</b>
<b>MAN / VW</b>	<b>SHAANXI</b>
<b>EATON / FULLER</b>	<b>GAZ</b>
<b>MERCEDES</b>	<b>ALLISON</b>
<b>SCANIA</b>	<b>HINO</b>
<b>IVECO</b>	<b>TATA</b>



Figura 19: Tomadas de força ABER

## HYDRAULIC VALVES TIPPING VALVES



**ABER**  
Manufacturing Hydraulic Excellence since 1972



## HYDRAULIC VALVES SECTIONAL DIRECTIONAL CONTROL VALVES

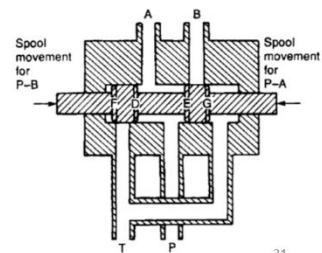
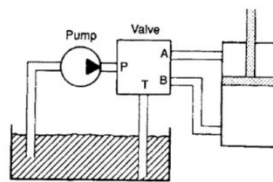


Figura 20: Válvulas ABER

Segue um esquema de um KIT Hidráulico completo para um caminhão basculante, consiste numa PTO que está montada na caixa de velocidades do caminhão, responsável por transmitir energia mecânica à bomba hidráulica. A Bomba recebe o óleo do tanque e envia-o para a válvula distribuidora que está sobre o tanque, daí, o óleo segue para o cilindro que neste caso é de simples efeito. A válvula de distribuição é pilotada pneumáticamente através de um manípulo, (válvula pneumática 5/3), que se encontra na cabine junto ao operador.

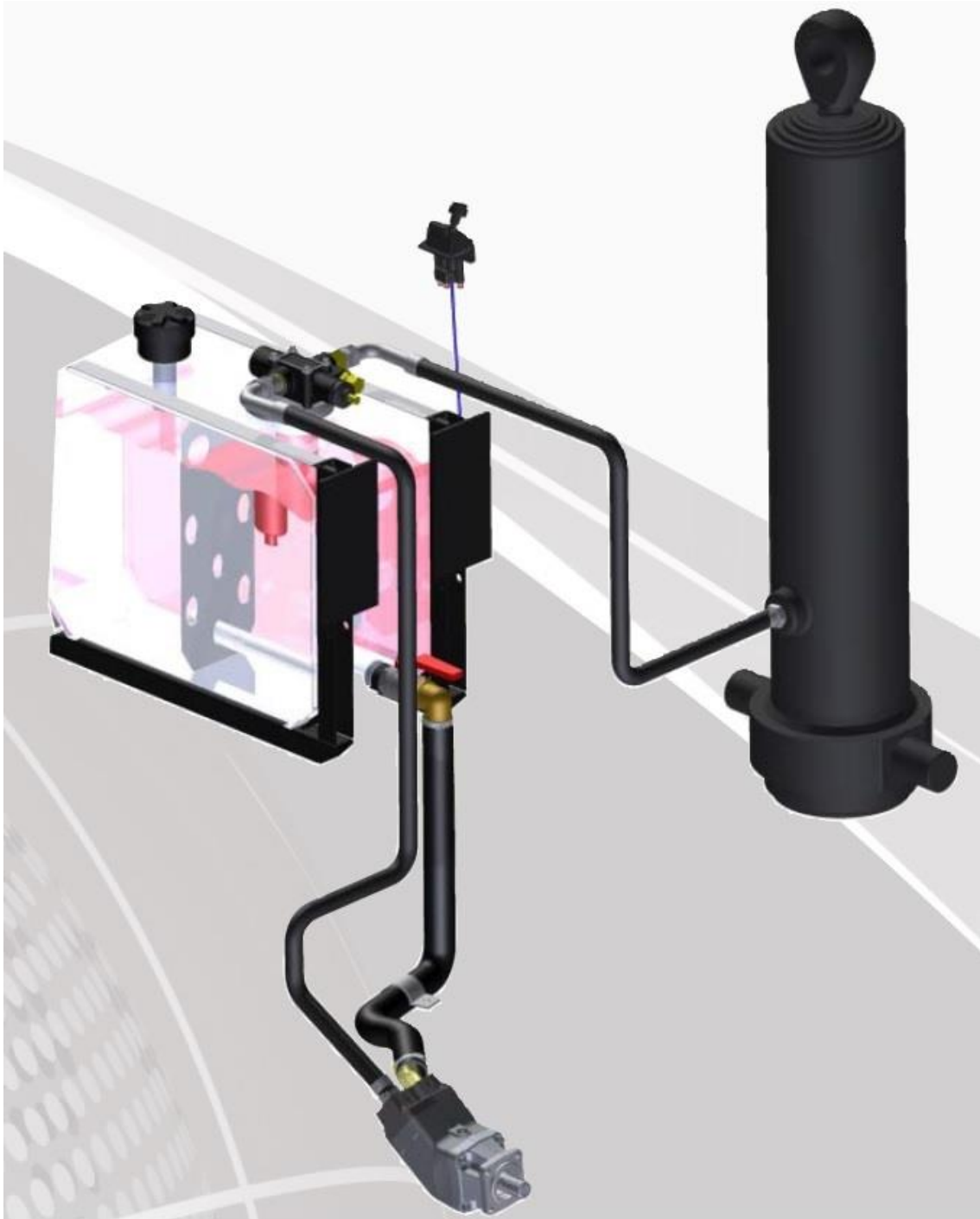


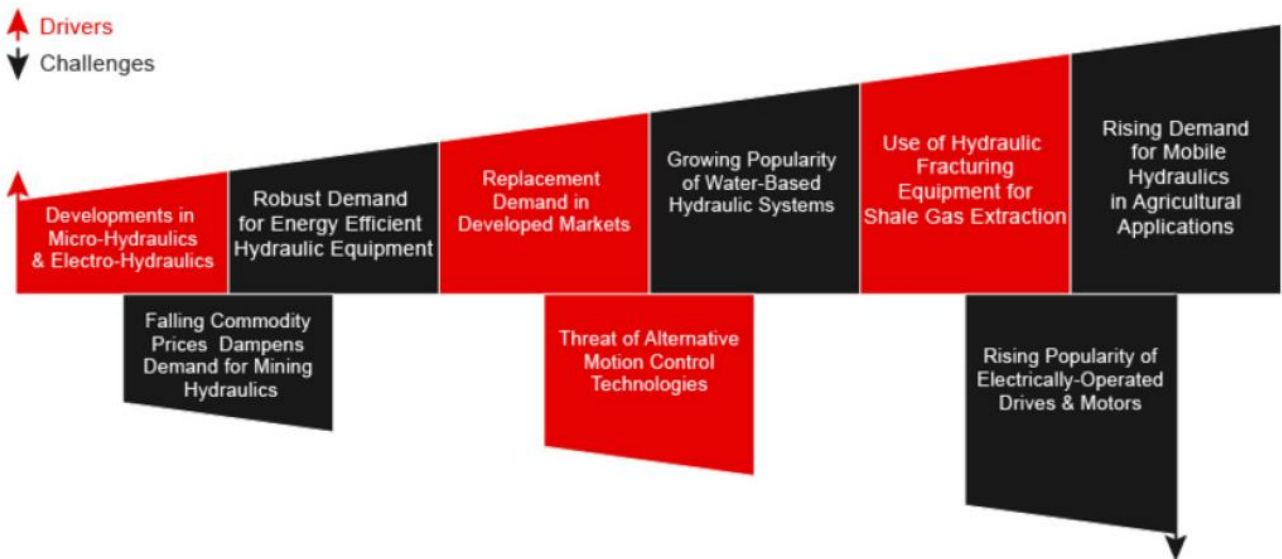
Figura 21: Wet Kit ABER

Enquadramento mundial do setor

**The Global Hydraulic Components Market**  
Trends, Drivers & Projections

January 2015

**Global Market Dynamics**



**Hydraulic Equipment Market Structure**

World Hydraulic Equipment Market Share by Segment (2014)

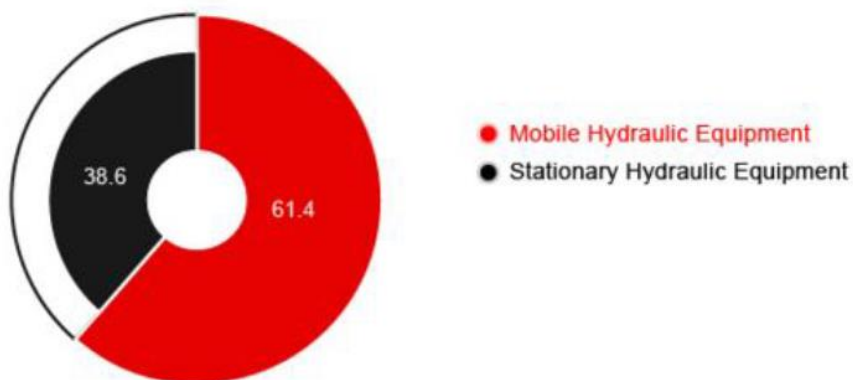


Figura 22:Estudo Norte-Americano 2014/2015 – MachineDesign Newsletter

**Global Market Share, Segments, Size & Demand Forecasts**



- Europe: The Largest Market
- Asia-Pacific: The Fastest Growing Market at 7.4% CAGR



● Market projected to reach US\$67.8 billion by 2020



Figura 23: Estudo de mercado, Norte-Americano 2014/2015

## A oferta no mercado atual

Atualmente, apenas aos fabricantes compensa investir em máquinas de teste de equipamentos hidráulicos completos. Foi feita uma recolha e seleção de algumas ofertas com informação técnica e valores incluídos de diferentes tipos de máquinas.

Conforme pode ser observado na Fig.24 de uma das máquinas de testes da ABER, com o respetivo esquema 2D da mesma.

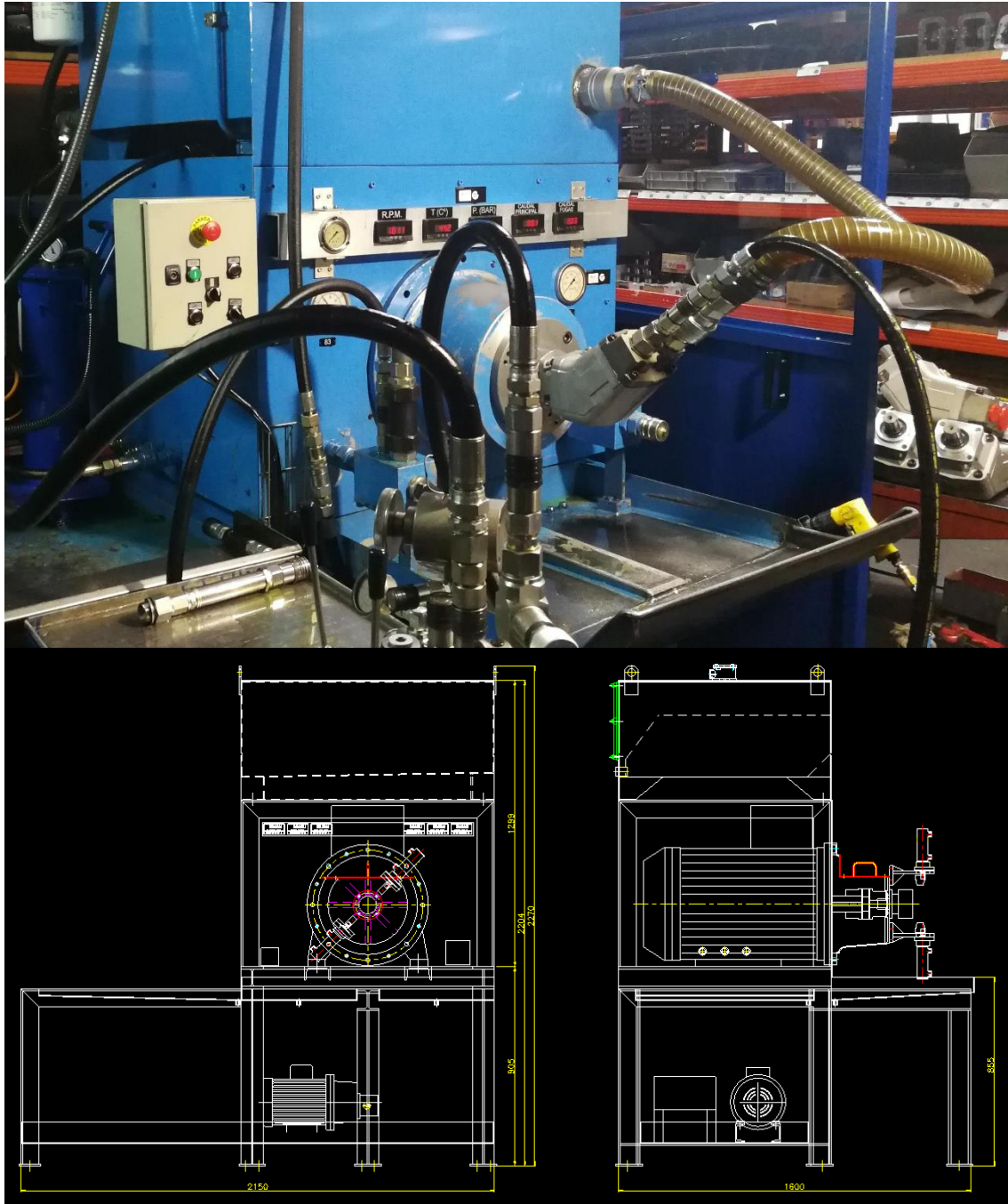


Figura 24: Fotografia/Esquema 3D - Máquina de testes

A aplicação da bomba a testar na máquina de testes é semelhante à montagem da mesma bomba numa PTO de um camião. Em casos de repetição de grandes séries são usados gabarits automáticos por questões económicas e ergonómicas.



Figura 25: Pormenor da montagem da bomba

O registo feito pela ABER como fabricante é automático e suportado por software específico e interno à gestão da produção, contudo os indicadores digitais são paralelos ao sistema e facilitam a inspeção *in loco*.



Figura 26: Indicadores da máquina

Como são ilustrados na Figura 26, são controlados os seguintes parâmetros: Rotação do veio, Temperatura do Óleo, Pressão do Óleo, Caudal à saída da bomba e Caudal de fugas da bomba.

Foram pedidos três orçamentos, dois deles na Europa e o terceiro nos USA, sendo que após análise das ofertas foi feito um resumo para uma melhor análise da informação.

## Máquina A (324K €)

### Objetivo dos testes:

Testar bombas hidráulicas de pistões, de uma única saída, CW ou CCW, de caudal fixo ou variável. As bombas a testar podem ser com ou sem LS.

O único objetivo do teste é verificar as características básicas da bomba.

### Estrutura da máquina:

A máquina de testes será idêntica à da figura seguinte.

As dimensões da máquina serão as seguintes: 2.150 x 4.100 x 2.250 mm<sup>3</sup>.



Figura 27: Máquina A

### **Sistema de potência:**

Este sistema é necessário para garantir um adequado cenário de rotação e binário relativamente ao DUT – Device Under Test.

Este sistema é composto por:

- Motor elétrico de velocidade variável da Siemens ou equivalente;
- Dinamómetro Kistler (até 2000 Nm) ou equivalente;
- Limitador de binário;
- Acessórios especiais para encaixe do dinamómetro;
- Suporte com rolamento e flange fêmea universal.

Principais características do motor elétrico:

- Potência nominal: 200 kW ;
- Amplitude de rotação: 1.000 : 3.000 rpm ;
- Binário constante até às 1490 rpm de 1.200 Nm ;
- Potência constante até às 3.000 rpm .

### **Sistema Hidráulico**

Este sistema é desenhado para operar com óleo ISO VG 32 / 46 ou similar a 50°C. Todos os filtros são equipados com sensor de pressão, que identifica se estes estão congestionados ou não.

O sistema hidráulico é composto por:

- Reservatório com dois compartimentos (óleo sujo e óleo limpo), totalmente pintado com duas camadas de tinta epoxy. Capacidade total de 800 litros. Inclui acessórios de conexão e níveis de óleo, digitais e visuais, sensor de temperatura e fusível térmico;
- Circuito paralelo de limpeza do óleo de retorno através de um filtro em linha. Arrefecedor de óleo com uma potência contínua de 80 kW;
- Linha de dreno direta ao tanque, com possibilidade de leitura deste caudal, com filtro incluído. Esta medição será feita com um caudalímetro dedicado com capacidade até 80 l/min;
- Linha de saída projetada para suportar caudais até 300 l/min. Vai conter uma válvula de segurança regulada para os 350 bar, um transdutor de pressão, um caudalímetro dedicado, até aos 400 l/min e uma válvula pilotada pneumáticamente para direcionar esta saída ao tanque diretamente.

## Instrumentação

A máquina em causa será equipada com a seguinte instrumentação, toda certificada pelos fabricantes:

- 3 Transdutores de pressão;
- 1 Resistência térmica;
- 1 Dinamómetro até aos 2.000 Nm com uma resolução de 0.1 %;
- 1 Caudalímetro de engrenagem até aos 80 l/min;
- 1 Caudalímetro volumétrico de parafuso, até aos 400 l/min.

## Desempenho

As principais características desta máquina de teste são:

- Capacidade do reservatório: 800 litros;
- Caudal principal: 300 l/min;
- Pressão máxima: 350 bar;
- Caudal de dreno: 30 l/min.

## Segurança

A máquina de testes em causa inclui as seguintes seguranças:

- Porta/Janela de acesso equipada com Lexan – Vidro de Segurança;
- Sistema de fecho elétrico, garante que a máquina só opera com a porta fechada;
- Todo o Sistema está ligado à terra – ground;
- Botão de emergência;
- Interruptor de pressão para garantir que todo o sistema está despressurizado, permitindo que a porta só seja aberta quando, efetivamente, não houver risco de ejeção de óleo ou partículas diretas ao operador.

## Fontes de Alimentação

- Elétrica: 400 VAC – 50 Hz;
- Pneumática: ar comprimido a 5 bar;
- Água fria, máximo 20°C, livre de areia e de outras partículas.

**Máquina B (120K €):**

Esta máquina de testes tem as seguintes características:

- 140kW - 400V, 222A;
- Depósito: 800 l;
- Pressão máxima: 350 bar;
- Mudança do sentido de rotação;
- RPM: 0 – 2900.



Figura 28: Máquina B

Esta máquina é adequada para testar os seguintes equipamentos:

- Bombas hidráulicas de caudal variável;
- Bombas hidráulicas para circuito fechado (pressão na admissão);
- Bombas hidráulicas para circuito aberto.

Parâmetros controlados:

- RPM / Motor elétrico;
- Temperatura;
- Caudal;
- Pressão.

Esta máquina inclui:

- 1 conjunto de filtros extra;
- 1 prato/flange de montagem extra;
- 1 conjunto de mangueiras hidráulicas de pressão e de admissão;
- 1 contador de partículas;
- Arrefecedor de óleo elétrico;

## Máquina C (270k €):

Esta máquina de testes tem as seguintes características:

- Motor elétrico disponível numa das seguintes potências: 100, 200 ou 300 HP;
- Variador de Frequência para controlo do motor;
- Reservatório de óleo para alimentação da bomba, com capacidade para 757 litros;
- Combinação de filtração externa com arrefecimento constante em ciclo;
- Temperatura do óleo controlada por termostato;
- Opcional: Bloco de válvulas para retificar o fluxo em caso de teste de bombas em circuito fechado.



Figura 29: Máquina C

Electric Motor Selections	Power Capability	Voltage Options
	100 HP	100HP (75 kW) 460V - *170 FLA 100HP (75 kW) 380V - *203 FLA
	200 HP	200HP (149 kW) 460V - *286 FLA 200HP (149 kW) 380V - *318 FLA
	300 HP	300HP (224 kW) 460V - *407 FLA 300HP (224 kW) 380V - *435 FLA

Figura 30: Excerto de catálogo - Opções de potência

Esta máquina é adequada para testar os seguintes equipamentos:

- Bombas de Engrenagens;
- Bombas de Palhetas;
- Motores;
- Cilindros Hidráulicos;
- Válvulas.

Parâmetros controlados:

- Caudal;
- Pressão;
- Temperatura;
- Rotação;
- Binário do motor;
- Eficiência mecânica;
- Eficiência hidráulica.

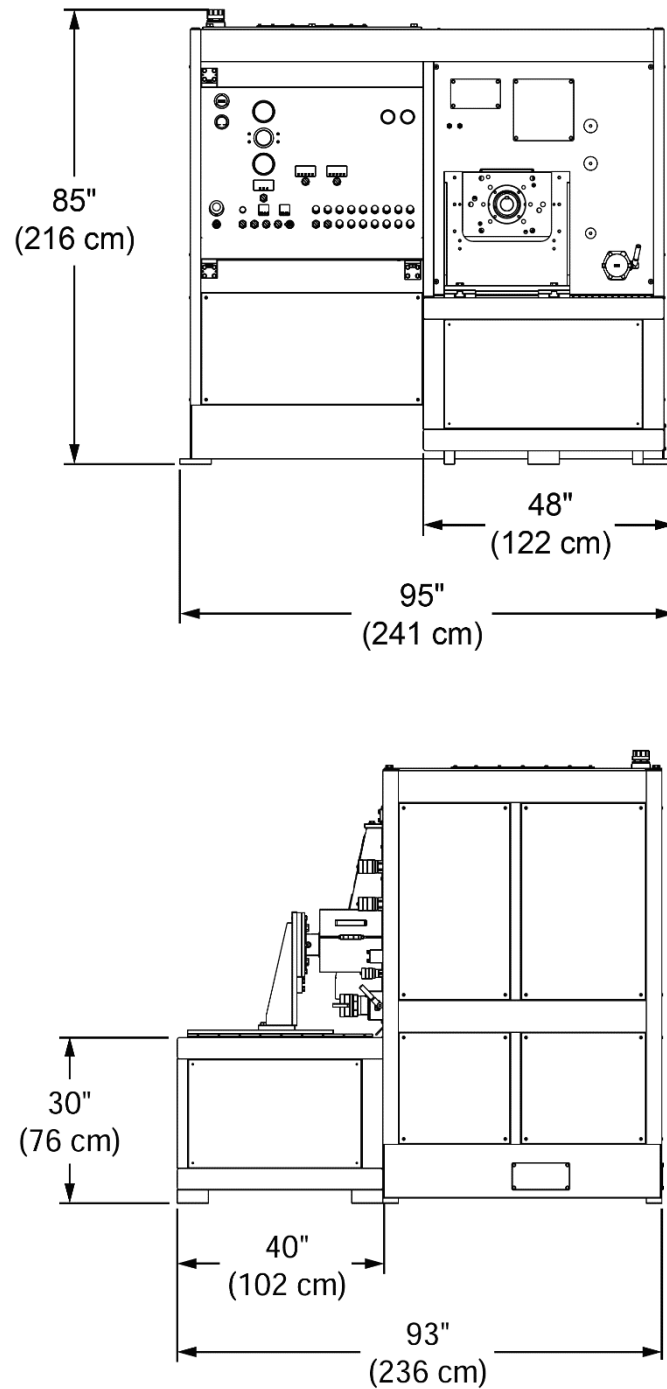


Figura 31: Planos 2D da Máquina C

Em resumo, estas máquinas, mais comuns no mercado, têm muita capacidade, que nem sempre é necessária e, por essa razão, tornam-se caras, sem haver o equivalente retorno em valor acrescentado ao processo, que a mesma traz ao seu comprador.

## Normativas Harmonizadas Associadas

### Breve explicação da diferença entre normas do tipo A, B e C:

“Normas tipo A são normas básicas de segurança que tratam de conceitos básicos, princípios de estruturação e aspetos gerais que podem ser aplicados para máquinas.

Exemplo de norma do tipo A:

- EN ISO 12100 - Princípios básicos de estruturação.

“Normas do tipo B são normas básicas de segurança que tratam de aspetos de segurança ou de uma espécie de dispositivos de proteção que podem ser utilizados numa série de máquinas. Todavia, existem dois tipos de normas B, normas do tipo B1 para determinados aspetos de segurança e normas do tipo B2 para dispositivos de proteção. (...)”

Exemplos de normas do tipo B1:

- EN ISO 13849-1/-2 – Segurança de máquinas – Peças de comando de segurança;
- EN ISO 13855 – Disposição de dispositivos de proteção.

Exemplos de normas do tipo B2:

- EN 574 – comutadores bimanuais;
- EN 953 – dispositivos de proteção separadores fixos.

Normas do tipo C são normas para a segurança de máquinas, que apresentam exigências de segurança detalhadas a determinadas máquinas ou a um grupo de máquinas.

Exemplos de normas do tipo C:

- EN 693 – prensas hidráulicas;
- EN 415 – máquinas embaladoras;
- EN 12409 – máquinas de termoformagem.”

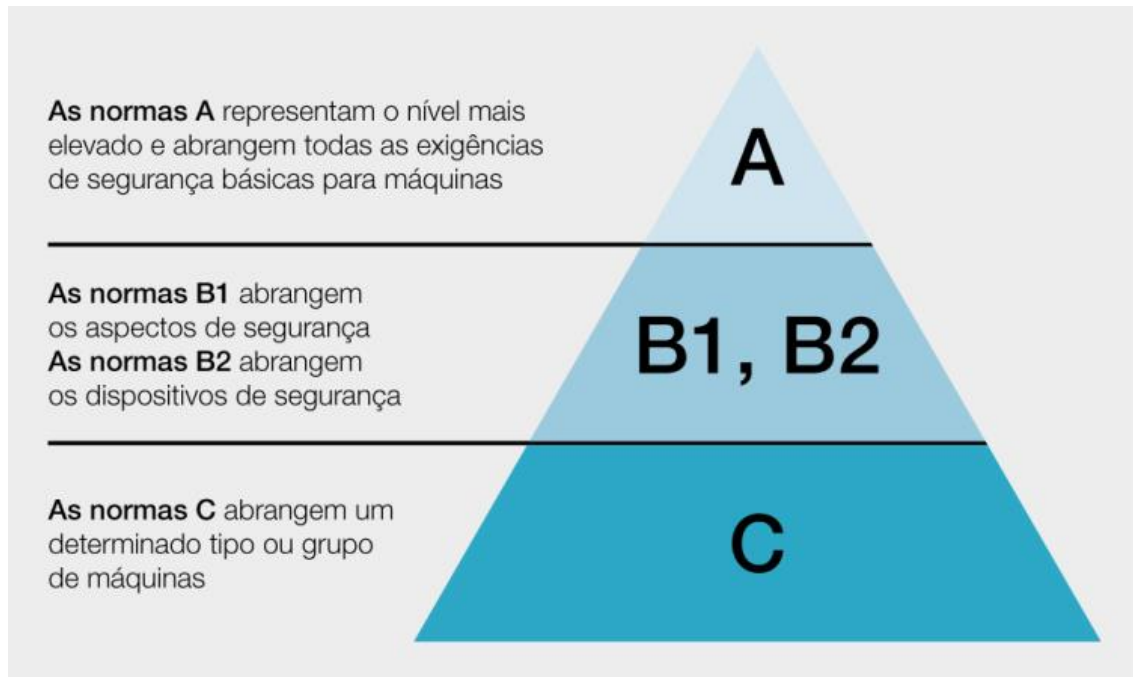


Figura 32: Normas A, B e C

Além da Diretiva Máquinas, na tentativa de aprofundar a pesquisa, após contacto com a DGEG – Direção Geral de Energia e Geologia, com a DGAE – Direção Geral das Atividades Económicas, IPMEI - Instituto de Apoio às Pequenas e Médias Empresas e à Inovação e por fim com a AIMMAP - Associação dos Industriais Metalúrgicos, Metalomecânicos e Afins de Portugal, a conclusão que se retira é que apenas o fabricante do equipamento em causa, com base no conhecimento profundo que tem sobre o seu produto, pode analisar e identificar as normativas harmonizadas a ele associadas.

Estas foram algumas das sugestões de normativas harmonizadas associadas:

- ISO 12100 – Relativa ao design;
- ISO 4406 – Relativa às condições do óleo;
- ISO 4413 – Relativa à segurança do sistema;
- Diretiva da baixa tensão (LVD) – 2014/35/EU;
- Diretiva da Compatibilidade Eletromagnética (EMC) – 2014/30/EU;
- Diretiva dos Equipamentos sob pressão (2014/68/UE) – se a construção do equipamento utilizar partes que estejam submetidas a pressões que caiam dentro da diretiva dos equipamentos sob pressão.

Segundo a Diretiva Máquinas, a definição de máquina é a seguinte:

“— conjunto equipado ou destinado a ser equipado com um sistema de acionamento diferente da força humana ou animal diretamente aplicada, composto por peças ou componentes ligados entre si, dos quais pelo menos um é móvel, reunidos de forma solidária com vista a uma aplicação definida;

- conjunto referido no primeiro travessão a que faltam apenas elementos de ligação ao local de utilização ou de conexão com as fontes de energia e de movimento;
- conjunto referido nos primeiro e segundo travessões pronto para ser instalado, que só pode funcionar no estado em que se encontra após montagem num veículo ou instalação num edifício ou numa construção;
- conjunto de máquinas referido nos primeiro, segundo e terceiro travessões e/ou quase-máquinas referidas na alínea g) que, para a obtenção de um mesmo resultado, estão dispostas e são comandadas de modo a serem solidárias no seu funcionamento;
- conjunto de peças ou de componentes ligados entre si, dos quais pelo menos um é móvel, reunidos de forma solidária com vista a elevarem cargas, cuja única fonte de energia é a força humana aplicada directamente.”

Conclui-se então que, segundo esta diretiva, o projeto em causa se trata de uma máquina.

Segundo a mesma diretiva:

“O fabricante de uma máquina, ou o seu mandatário, deve assegurar que seja efetuada uma avaliação dos riscos, a fim de determinar os requisitos de saúde e de segurança que se aplicam à máquina. Em seguida, a máquina deverá ser concebida e fabricada tendo em conta os resultados da avaliação dos riscos.

Através do processo iterativo de avaliação e redução dos riscos acima referido, o fabricante ou o seu mandatário deve:

- determinar as limitações da máquina, o que inclui a utilização prevista e a má utilização razoavelmente previsível;
- identificar os perigos que podem ser originados pela máquina e as situações perigosas que lhes estão associadas;
- avaliar os riscos, tendo em conta a gravidade de eventuais lesões ou agressões para a saúde e a probabilidade da respectiva ocorrência;
- avaliar os riscos com o objectivo de determinar se é necessária a sua redução, em conformidade com o objectivo da presente directiva;
- eliminar os perigos ou reduzir os riscos que lhes estão associados, através da aplicação de medidas de protecção, pela ordem de prioridade estabelecida na alínea b) do ponto 1.1.2.

(...) 1.1.2. Princípios de integração da segurança

- a) As máquinas devem ser concebidas e construídas por forma a cumprirem a função a que se destinam e a poderem ser postas em funcionamento, reguladas e objeto de manutenção sem expor as pessoas a riscos, quando tais operações sejam efetuadas nas condições previstas, mas tendo também em conta a sua má utilização razoavelmente previsível;

As medidas tomadas devem ter por objetivo eliminar os riscos durante o tempo previsível de vida da máquina, incluindo as fases de transporte, montagem, desmontagem, desmantelamento e posta de parte;

- b) Ao escolher as soluções mais adequadas, o fabricante, ou o seu mandatário, deve aplicar os seguintes princípios, pela ordem indicada:
- Eliminar ou reduzir os riscos, (integração da segurança na conceção e no fabrico da máquina);
  - Tomar as medidas de proteção necessárias em relação aos riscos que não possam ser eliminados;
  - Informar os utilizadores dos riscos residuais devidos à não completa eficácia das medidas de proteção adotadas, indicar se é exigida uma formação específica e assinalar se é necessário prever equipamento de proteção individual;
- c) Aquando da conceção e do fabrico da máquina e da redação do manual de instruções, o fabricante, ou o seu mandatário, deve ponderar não só a utilização prevista da máquina, mas também a sua má utilização razoavelmente previsível;
- A máquina deve ser concebida e fabricada de modo a evitar a sua utilização anómala, nos casos em que esta constitua fonte de risco.
- Se necessário, o manual de instruções deve chamar a atenção do utilizador para o modo como a máquina não deve ser utilizada, sempre que a experiência demonstrar que esse modo de utilização poderá ocorrer na prática;
- d) A máquina deve ser concebida e fabricada de modo a ter em conta as limitações impostas ao operador pela utilização necessária ou previsível de um equipamento de proteção individual;
- e) A máquina deve ser fornecida com todos os equipamentos e acessórios especiais e essenciais para poder ser regulada, sujeita a manutenção e utilizada com segurança.”

Com base nestes pontos e no completo Anexo I da Diretiva Máquinas, relativamente a esta máquina de testes, no projeto e na futura construção, será obrigatória a inclusão dos seguintes pontos:

- Botão de emergência;
- Sistema de trinco elétrico para apenas permitir a operação normal quando a porta se encontrar fechada;
- Sistema pneumático de retorno das linhas de pressão para o tanque, antes de ser possível abrir a porta;
- Termostato Limite;
- Válvula de Pressão de segurança;
- Limitadora de Binário no motor.

# DESENVOLVIMENTO



### 3 DESENVOLVIMENTO

#### ABER



Figura 33: Sede da ABER na Maia

A ABER é PME Líder e PME Excelência há vários anos com uma experiência acumulada de 46 anos.

Fundada na Maia (Porto - Portugal) em 1972, a ABER é uma empresa especialista na investigação, desenvolvimento e produção de sistemas óleo hidráulicos com principais aplicações em camiões, guas, tratores e outros equipamentos industriais.

A ABER é uma marca de referência no setor em que opera, sendo considerado um dos fabricantes mais importantes do mercado internacional. Atualmente as instalações da ABER ocupam 10.000 metros quadrados.

A política adotada pela ABER reflete o compromisso da empresa com as partes interessadas, além de se concentrar no desenvolvimento estratégico e sustentável. A empresa tem o objetivo de alcançar uma posição de liderança em todos os setores e mercados onde se faz representar, destacando-se de seus concorrentes e desenvolvendo soluções capazes de criar valor para clientes e acionistas.

As inúmeras patentes de invenção obtidas e a constante introdução de novos produtos são o resultado da busca pela inovação e dinamismo. Esta busca incessante para o progresso tecnológico garante com que a ABER responda sempre de forma positiva e eficaz aos desafios propostos pelos nossos clientes, distribuidores e representantes.

Acreditamos em relações comerciais de longo prazo que se baseiam em objetivos mútuos, práticas comerciais éticas e uma incessante procura de satisfazer todas as necessidades dos nossos clientes.

A ABER fabrica uma ampla gama de produtos no setor óleo hidráulico, tais como:

- Bombas Hidráulicas
- Motores Hidráulicos
- Tomadas de Força
- Válvulas Hidráulicas
- Controlos Pneumáticos/Mecânicos
- Tesouras
- Centralinas
- Depósitos de Óleo
- Wet Kits
- Acessórios Hidráulicos

Atualmente a ABER fornece Mitsubishi, Mercedes, Isuzu, Tata Motors, Maz, Eaton / Fuller, Scania, Man, Volvo, ZF, Iveco, Nissan, Renault, Kamaz, Shaanxi, Gaz, Allison e Toyota.

### **Certificação & Qualidade**

A ABER possui certificação ISO 9001 pela APCER desde 2002 e tem estabelecido, documentado e implementado um Sistema de Gestão da Qualidade (SGQ) que é mantido com um espírito interiorizado de melhoria contínua. Todos os produtos ABER cumprem o Diploma de Certificação CE atendendo às rigorosas normas e padrões de segurança europeias.

Para o efeito a ABER identificou os processos, definiu as suas sequências e interações; determinou critérios e métodos que asseguram a efetiva operação e controlo desses processos; assegura a informação necessária à operação e monitorização; desencadeou mecanismos para medir, monitorizar e analisar os processos e implementar as ações necessárias para atingir os resultados planeados e para que a melhoria contínua seja uma constante na empresa.

## Investigação e Desenvolvimento | Patentes

As patentes de invenção obtidas e a constante introdução de novos produtos são o resultado da constante investigação, inovação e dinamismo da empresa. O departamento de investigação e desenvolvimento de produto para além de acompanhar as necessidades do mercado, procuram responder ao progresso tecnológico garantindo que oferecemos aos clientes a melhor solução para as suas tarefas. A ABER orgulha-se de ter desenvolvido e concebido a **Bomba de Caudal Variável** com a maior pressão de trabalho do nosso segmento de mercado **\*460 Bar**.

## Estratégia de Exportação

A ABER tem vindo a desenvolver uma estratégia de diversificação dos seus mercados realizando nos últimos anos um importante esforço de alargamento da sua penetração no domínio internacional passando a **exportar** cerca de **95%** da sua produção para mais de **70 Países** em **5 Continentes**. No entanto, estamos conscientes que apenas se consolida uma posição nos mercados em que atuamos e alargamos a novos mercados, se conseguirmos manter o nível de competitividade e proporcionar aos clientes, produtos e serviços que satisfaçam as suas necessidades.

## Colaboradores

A ABER acredita que o capital humano é a forma de resistir a um mundo que se manifesta cada vez mais competitivo, tendo a plena noção de que todos são importantes e todos contribuem para a melhoria e o sucesso da empresa. Atualmente a ABER conta com mais de 120 colaboradores em um ambiente multicultural, que preza pelo respeito mútuo e pelo espírito de equipa.

A ABER tem consciência de que os seus recursos humanos são o ativo mais importante da empresa, por isso investe intensamente no recrutamento e retenção dos colaboradores, na formação contínua e gestão de desempenho, bem como na gestão de carreiras.

## Reconhecimento pela Inovação

A ABER foi representada pelo seu Diretor Geral, Dr. Rui Bernardes na “XII COTEC EUROPE SUMMIT 2018” a convite especial da COTEC PORTUGAL.

“Work 4.0 – Rethinking the Human -Technology Alliance”.

Além do Dr Rui Bernardes o evento contou com a presença do Presidente de Portugal, Marcelo Rebelo de Sousa, com o Rei de Espanha Filipe VI, com o Presidente de Itália, Sergio Mattarella e ainda com o Comissário Europeu da Pesquisa, Ciência e Inovação, Dr. Carlos Moedas, na cidade de Mafra – Portugal.



Figura 34: Prémio COTEC recebido pela ABER

## Tipologia de Utilizador e Aplicação

A máquina de testes, que se trata neste trabalho, é desenvolvida com o objetivo de permitir que um tipo de cliente/utilizador específico faça testes hidráulicos a determinadas bombas óleo-hidráulicas, com o objetivo de aceitar ou não uma reclamação por parte do cliente final, ou até verificar se, após alterações internas, a bomba modificada está a cumprir os requisitos exigidos.

Estes clientes não são obrigatoriamente empresas industriais, apenas dispõem de uma simples oficina em muitos dos casos. A dimensão destas empresas normalmente é considerada pequena/média, com cerca de 10 a 50 pessoas.

Normalmente, grande maioria dos colaboradores são técnico-comerciais e técnicos de oficina.

O modelo de negócio destas empresas baseia-se na representação de marcas complementares do setor e importação e distribuição das mesmas nos seus mercados locais. Acumulam stock e fazem muitas vezes a instalação dos equipamentos que revendem, assim como a sua reparação quando necessário.

A necessidade de provar no local e no momento da reclamação, que dá mais força à empresa e diferenciação perante outras empresas menos capazes, que os equipamentos estão ou não aprovados, depende totalmente da existência de uma máquina de testes deste tipo na própria oficina.

Tendo em conta que os futuros utilizadores desta máquina são clientes ABER na sua maioria, faz todo o sentido que esta máquina utilize sempre que possível, componentes ABER, tanto por ser fabricada pela ABER, como também, em caso de reparação, a empresa cliente já ter no seu próprio stock os componentes necessários para substituição. Por falta de espaço nos armazéns, o tamanho da máquina deve ser o menor possível.

O custo desta máquina deve ser muito reduzido, quando comparada com as apresentadas no capítulo anterior, uma vez que este cliente não tem disponibilidade para investimentos na ordem de centenas de milhares, com algo que não seja vendável, como o stock.

A máquina deve ser concebida de forma a ter poucas avarias, ou seja, com o menor número possível de componentes e com eletrónica simples. Em caso de avaria, os técnicos locais devem poder reparar a máquina com relativa facilidade.

## Gama de produtos a controlar

A decisão de quais os produtos que esta máquina deverá ser capaz de testar partiu de uma análise interna da ABER, seguida de discussão técnica com clientes alvo, os quais confirmaram a decisão tomada.

Os limites definidos para esta máquina foram impostos desde o início pelo facto de que nunca vai haver uma máquina capaz de responder a todos os requisitos, ou seja, ser capaz de testar todos os equipamentos do mercado, mensalmente saem equipamentos novos para o mercado, e se for feita uma análise de Pareto, constatamos que com uma máquina limitada, mas com os limites bem pensados como esta, consegue-se responder a uma grande maioria dos casos, cerca de 85% do leque.

### **Especificações Principais de uma Bomba:**

A seguinte lista enuncia as mais importantes especificações para que se classifique uma bomba corretamente após definição do tipo de bomba:

- Grupo da bomba (cilindrada);
- Rotação (máxima e mínima);
- Pressão máxima de trabalho (contínua / intermitente);
- Para que tipo de circuito: aberto ou fechado;
- Sentido da rotação (observa-se sempre de frente para o veio da bomba: sentido dos ponteiros do relógio [CW] ou o contrário [CCW]);
- Tipo de controlo (para as bombas de cilindrada variável);
- Vedantes (de óleo);
- Tipo de veio - shaft;
- Tipo de conexões para os acessórios;
- Tipo de flange de montagem;
- Dimensões externas (para análise de colisão com órgãos próximos, por exemplo caixa de velocidades);
- Posição de montagem (acima ou abaixo do depósito, por exemplo);
- Amplitude térmica de trabalho.

## As bombas que serão testadas

As bombas mais comuns que irão ser testadas nesta máquina são:

- Bombas de Pistões Inclinadas de um caudal;
- Bombas de Pistões de Caudal Variável - LS;
- Bombas de Pistões Inclinadas de duplo caudal;
- Bombas de Pistões Inclinadas modelo compacto BIF – em ferro;
- Bombas de Pistões Direitas de um caudal;
- Bombas de Pistões Direitas de duplo caudal;
- Bombas de Engrenagens externas.

O mapa seguinte organiza os diferentes tipos de bombas, sendo que as rodeadas a amarelo são as famílias de bombas em estudo, para serem testadas e aplicadas na máquina em causa.

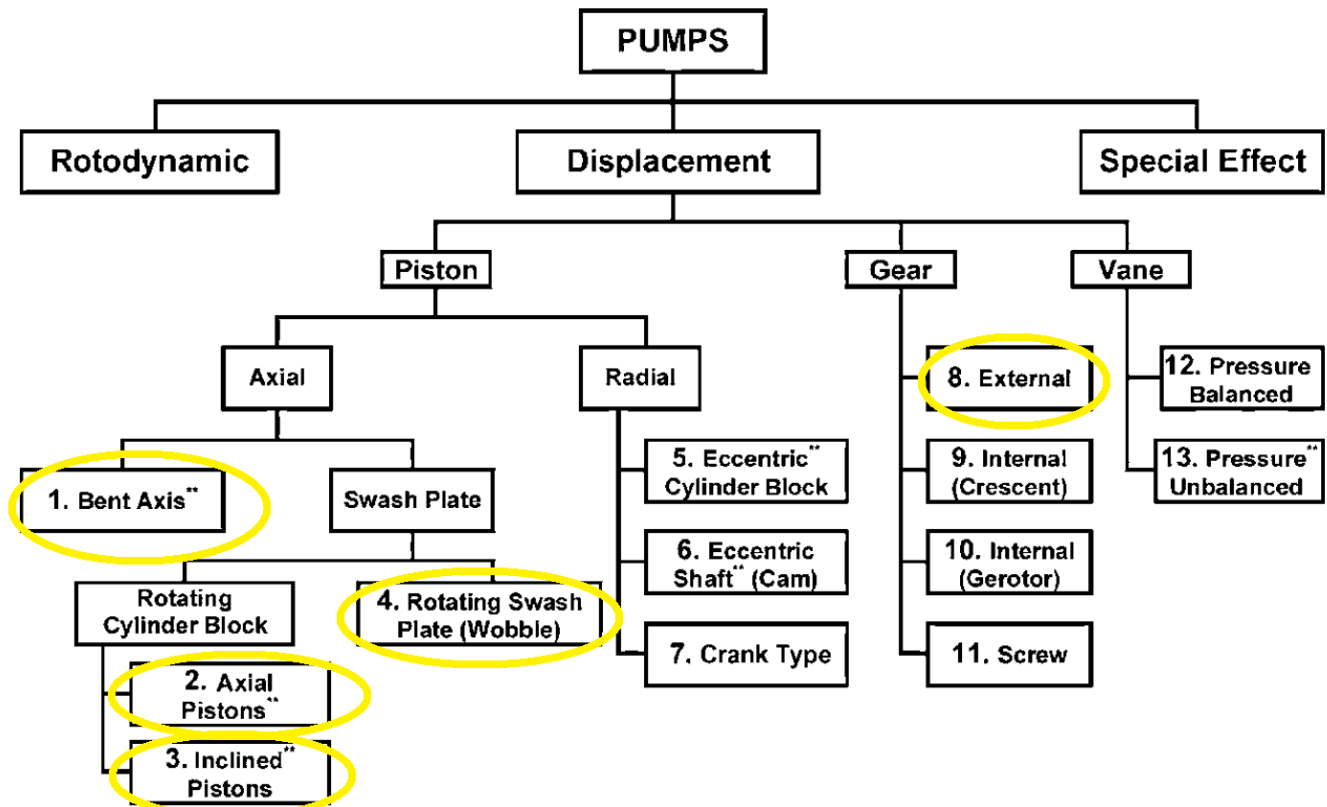


Figura 35: Tipos de Bombas

O seguinte quadro foi montado de forma a resumir os 3 modelos principais em estudo, a partir de uma análise da Rexroth.

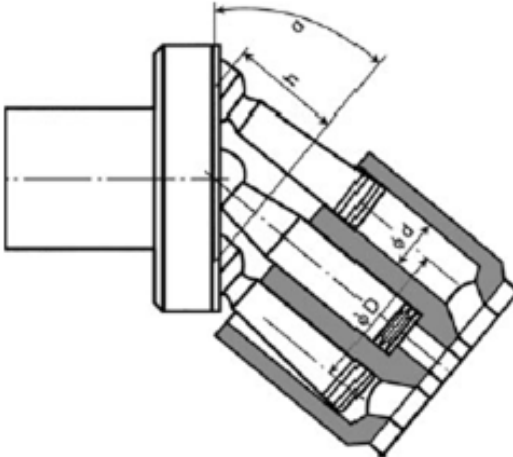
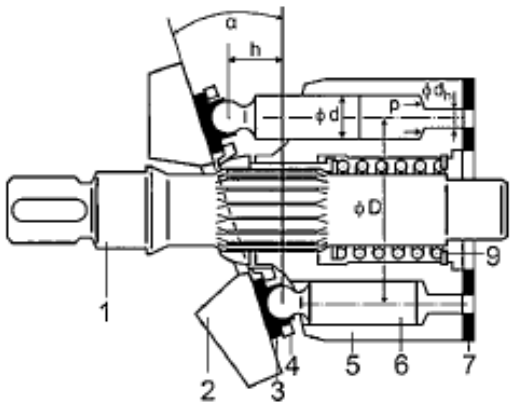
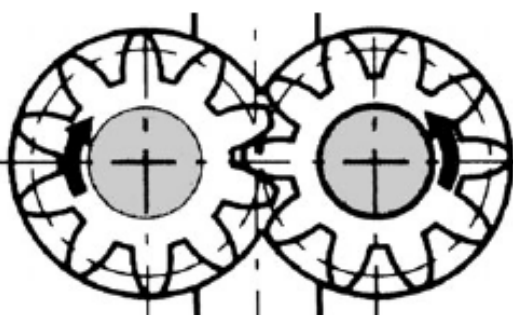
Pump Type and Typical Data	Illustration
<p><b>Axial piston pump (bent axis)</b> Depending on the inclination angle, the pistons move within the cylinder bores when the shaft rotates.</p> <p><math>V_g = 2-3600 \text{ cc}</math> <math>n = 500-5000 \text{ rpm}</math> <math>p_{\max} = 400 \text{ bar}</math> <math>V_g = \frac{\pi}{4} d^2 D z \sin \alpha</math></p>	
<p><b>Axial piston pump (swash plate type)</b> The pistons rotate with the cylinder block, supported by the swash plate. The swash plate angle determines the piston stroke.</p> <p><math>V_g = 2-600 \text{ cc}</math> <math>n = 500-4500 \text{ rpm}</math> <math>p_{\max} = 400 \text{ bar}</math> <math>V_g = \frac{\pi}{4} d^2 D z \tan \alpha</math></p>	
<p><b>External gear pump</b> Volume is created between gears and housing.</p> <p><math>V_g = 0.4-1200 \text{ cc}</math> <math>n = 300-4000 \text{ rpm}</math> <math>p_{\max} = 250 \text{ bar}</math> <math>V_g = 2\pi b m^2 (z + \sin^2 \gamma)</math></p>	

Figura 36: Quadro REXROTH

## Bombas de Pistões Axiais de Eixo Inclinado

As figuras seguintes ilustram a construção de uma bomba de pistões axiais, de eixo inclinado. Este tipo de bomba consiste num veio principal (1), num corpo de pistões (3), em pistões (4), numa placa de distribuição (5).

Os pistões são esféricos e ficam geometricamente envolvidos pela calote (2), quando inclinados em relação ao eixo da mesma. Esta calote está ligada ao veio ou então em muitas vezes são uma peça única.

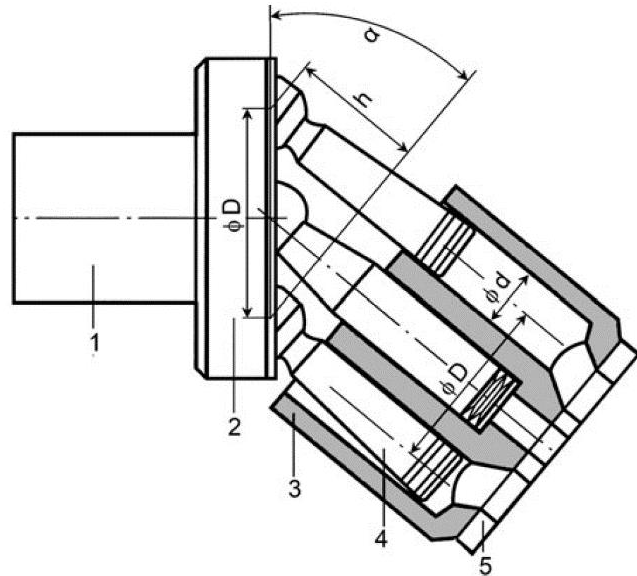


Figura 37: Construção interna de uma BI

O veio principal roda em concordância com o corpo de pistões.

O corpo de pistões roda em contacto direto com a placa de distribuição traseira que contém duas aberturas em forma de rins como se observa na Fig.38.

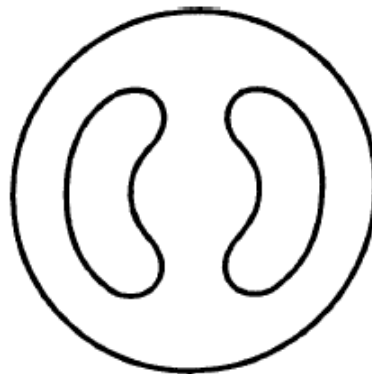


Figura 38: Pormenor Placa de Distribuição

O veio principal da bomba roda em torno de um eixo horizontal enquanto o eixo do corpo de pistões está inclinado relativamente ao anterior, por um ângulo que varia entre fabricantes.

A inclinação entre os eixos da bomba forçam os pistões a seguir um movimento de rotação sincronizado com o corpo de pistões da bomba.

Por esta razão, os pistões além de rodarem em torno do eixo do corpo de pistões, ainda percorrem a câmara a que pertencem, varrendo-a internamente desde o ponto morto superior ao ponto morto inferior.

Quando o pistão se desloca do ponto morto inferior para o superior provoca uma sucção. Nesse instante, o óleo entra na sua câmara, através da placa de distribuição que está diretamente ligada à porta de admissão da bomba. É garantido o sincronismo contínuo do sistema pois o corpo de pistões e o veio principal da bomba, além de estarem ligados através dos pistões, estão engrenados perifericamente.

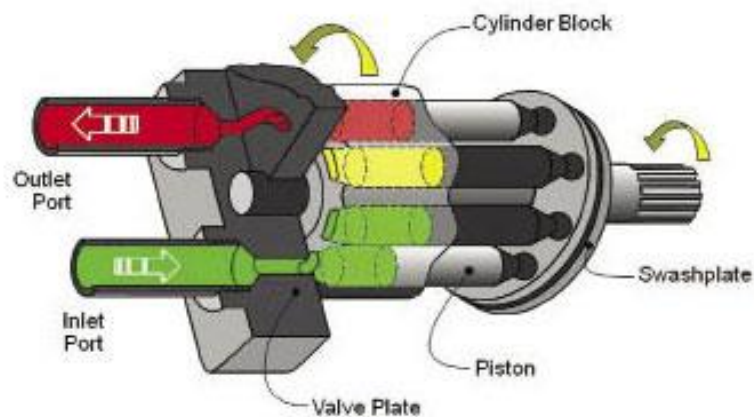


Figura 39: Dinâmica interna de uma BI

Por sua vez, com a rotação contínua do corpo de pistões, quando o pistão se move do ponto morto superior para o inferior, o fluido é varrido para o exterior da bomba através da mesma placa de distribuição, mas desta vez, da porta de pressão.

O veio principal é o responsável por transmitir o torque necessário, através da placa dentada envolvente, ao sistema para que os pistões sejam forçados a vencer a pressão existente na saída da bomba.

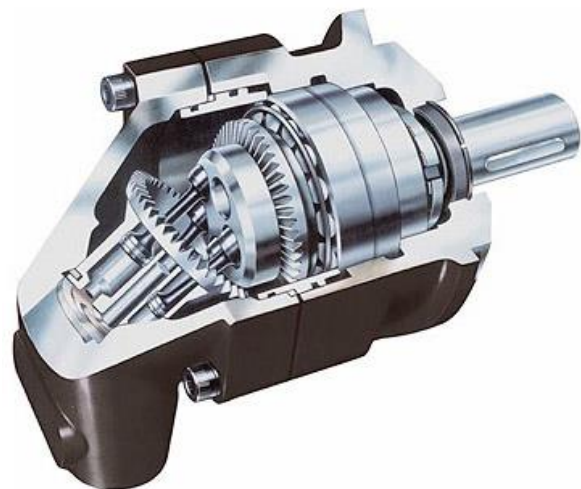


Figura 40: Corte de uma BI

Além das bombas de pistões axiais de eixo inclinado de caudal único, existem ainda, na mesma família de bombas, modelos que disponibilizam dois caudais independentes para sistemas onde existe por exemplo uma grua e uma prensa ao mesmo tempo por exemplo em camiões do lixo ou noutros sistemas com necessidades independentes.

A imagem seguinte ilustra estes modelos que vão desde 38+37 cc/rot, juntando os dois caudais, até aos 70+66 cc/rot.

A ABER desenvolveu a primeira, e única até ao momento, bomba deste tipo de dois caudais com a possibilidade de mudar o sentido de rotação da mesma. Trata-se de uma grande vantagem para o utilizador que muitas vezes tem caixas de velocidade diferentes de camião para camião ou diferentes tomadas de força cuja rotação numas pode ser para a esquerda e noutras para a direita, com a bomba BID ABER consegue aplicar a mesma bomba em todas estas situações.

## HYDRAULIC PISTON PUMPS BID SERIES I DOUBLE BENT AXIS PISTON PUMPS

38+37 cc/rot (2.3+2.3 in<sup>3</sup>/rot) to  
70+66 cc/rot (4.3+4.0 in<sup>3</sup>/rot)

Two Independent Oil Outlets  
Two Independent Pressure Lines

Bent Axis Piston Pump with two outlets, which work on independent pressure and on independent circuits, when use to serve two independent oil circuits.



**Two Oil Outlets**  
**Maximum Efficiency**  
**Switchable Sense of Rotation**



**The first and only, double outlet  
pump in the world, with switchable  
sense of rotation.**



Figura 41: Bombas Duplas

## Bombas Compactas – em ferro

A mesma bomba foi desenvolvida em ferro para que possa ser mais compacta e por essa razão caber em camiões onde, devido ao enorme tamanho da caixa de velocidades e à zona de montagem ser de difícil acesso, o espaço ocupado é um fator muito importante.

Para que se comparem as dimensões da mesma bomba em alumínio e em ferro, seguem as dimensões dos dois casos (dimensões em mm) nas imagens seguintes.

Em alumínio:

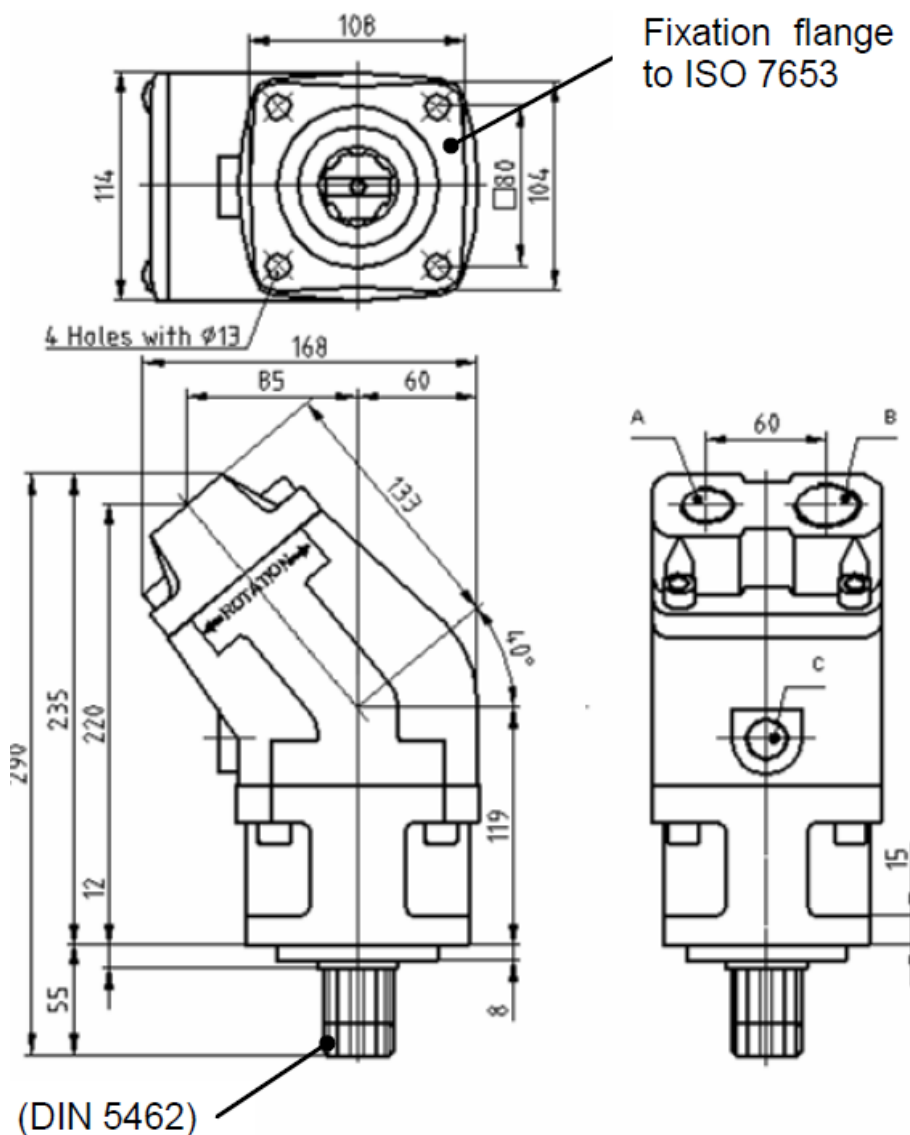


Figura 42: 2D de uma BI

Em ferro:

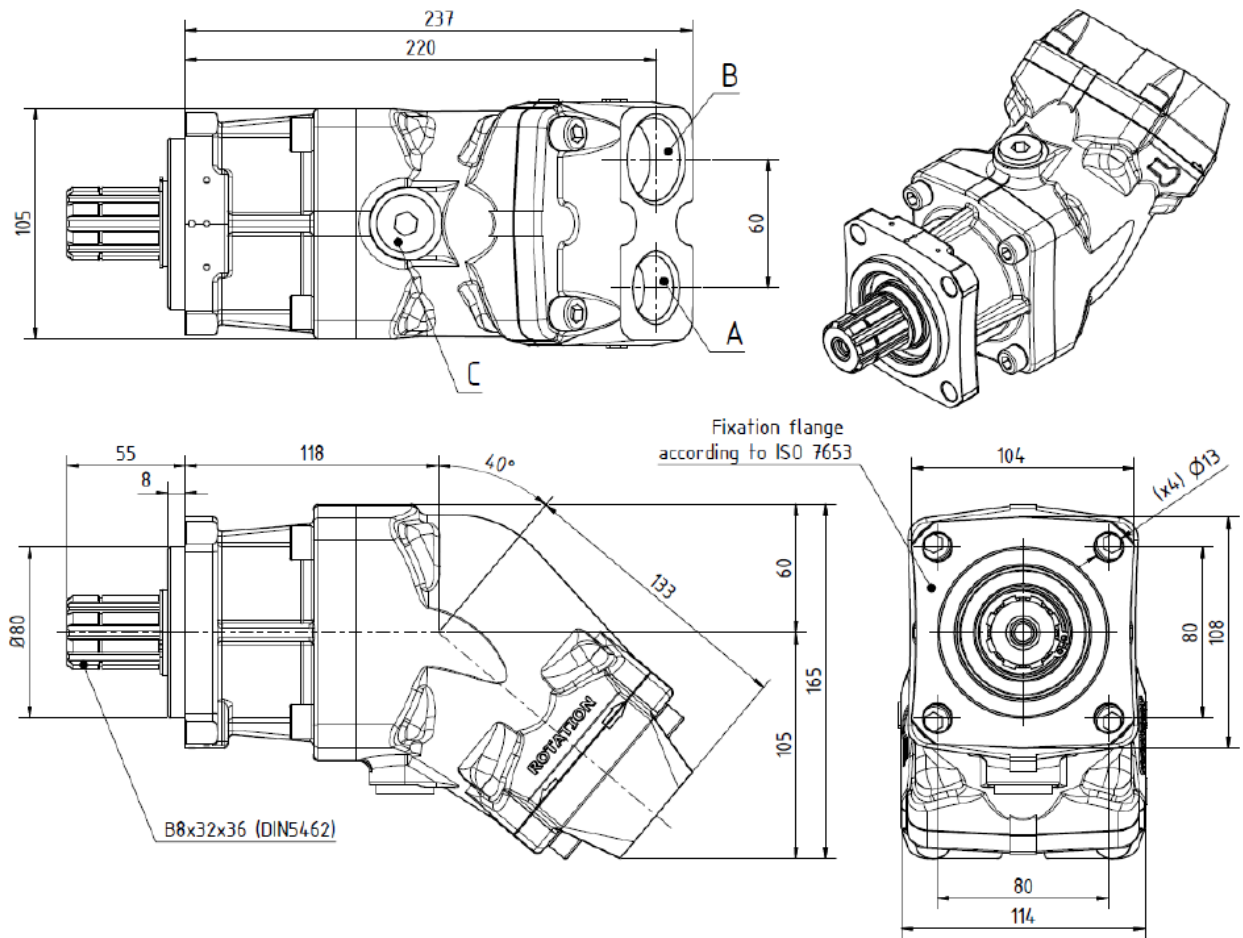


Figura 43: 2D de uma BIF



Figura 44: Esquerda BIF - Direita BI

A principal diferença entre as duas bombas, além do seu tamanho, é a pressão máxima de trabalho como se pode observar nas seguintes tabelas:

#### Características da BI – Alumínio:

Main Data		
Pumps BI	60M7	80M7
Displacement (cm <sup>3</sup> /rot.)	60	81
Operating pressure (bar) (up to)	350	300
Peak pressure (bar)	400	350
Operating rotation <sup>1</sup> (rpm)	1900	1800
Max. rotation without load <sup>1</sup> (rpm)	2200	2000
Weight (approx.) (kg)	10.5	10.5
Pistons quantity	7	
A-Oil outlet (DIN ISO 228)	3/4" BSP	1" BSP
B-Oil inlet (DIN ISO 228)	1" BSP	1 1/4" BSP
C	Drain hole	

Figura 45: Excerto de catálogo ABER - BI

#### Características da BIF – Ferro:

Main Data		
Pumps BIF	60M7	80M7
Displacement (cm <sup>3</sup> /rot.)	60	81
Operating pressure (bar) (up to)	400	350
Peak pressure (bar)	450	400
Operating rotation <sup>1</sup> (rpm)	2000	1500
Max. rotation without load <sup>1</sup> (rpm)	2600	2000
Weight (approx.) (kg)	12.8	12.8
Pistons quantity	7	
A-Oil outlet (DIN ISO 228)	3/4" BSP	1" BSP
B-Oil inlet (DIN ISO 228)	1" BSP	1 1/4" BSP
C	Drain hole	

Figura 46: Excerto de catálogo ABER - BIF

## Bombas de pistões axiais de eixo direito

Este tipo de bombas funciona de forma idêntica às anteriores, contudo há algumas diferenças relativamente aos pistões e ao veio principal.

Nas bombas anteriores, os pistões eram mecanicamente forçados a cumprir o ciclo de vaivém dentro das câmaras, uma vez que o eixo do veio principal e o do corpo dos pistões estavam inclinados. Nesta bomba, que é direita (um só eixo), o que está inclinado é a superfície de contacto com os pistões – a cambota – Fig.47.



Figura 47: Cambota

A Família deste tipo de bombas a testar:

## HYDRAULIC PISTON PUMPS BH SERIES | STRAIGHT PISTON PUMPS

14 cc/rot (0.9 in<sup>3</sup>/rot) to

110 cc/rot (6.7 in<sup>3</sup>/rot)

Bidirectional



**Maximum Efficiency**  
**Robustness**  
**Great Performance**  
**Low Noise**  
**Continuous Flow**



ABER BH Series are very robust. They are equipped with radial and axial bearings. To manufacture this pumps, ABER uses high resistant material in strategic points.

When at work these pumps show a good performance, with very low noise and a continuous flow of the oil due to the type of pistons of which is built.

Figura 48: Excerto do catálogo ABER - BH

## Desempenho de uma bomba de pistões axiais de eixo direito

Muito próximo do que acontece com as bombas de pistões axiais de eixo inclinado, os pistões regem-se por um movimento harmónico simples.

O caudal libertado por cada pistão é igual à sua velocidade a multiplicar pela secção do pistão. A Fig.49 mostra o caudal libertado por cada pistão, numa bomba de 5 pistões. O caudal libertado pela bomba é a soma do caudal libertado por todos os pistões em conexão com a zona de saída/pressão da bomba.

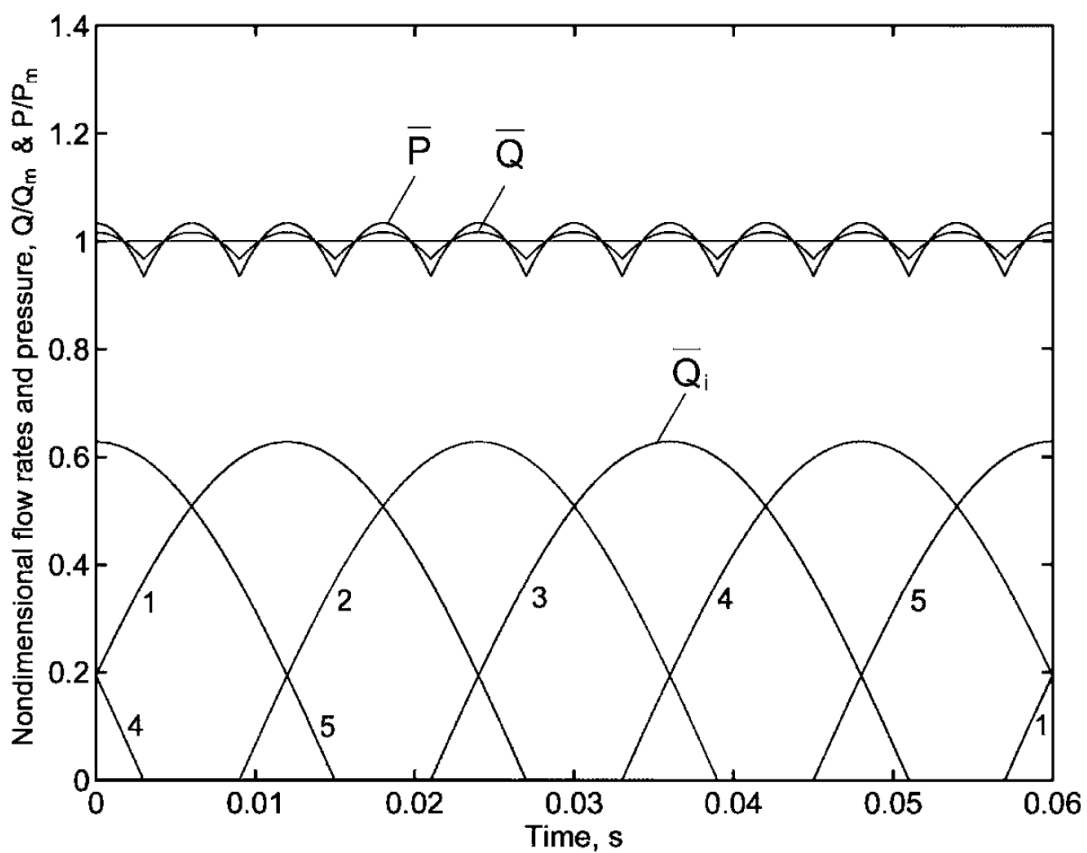


Figura 49: Pulsação de caudal e pressão de uma bomba de 5 pistões

## Construção Interna da Bomba

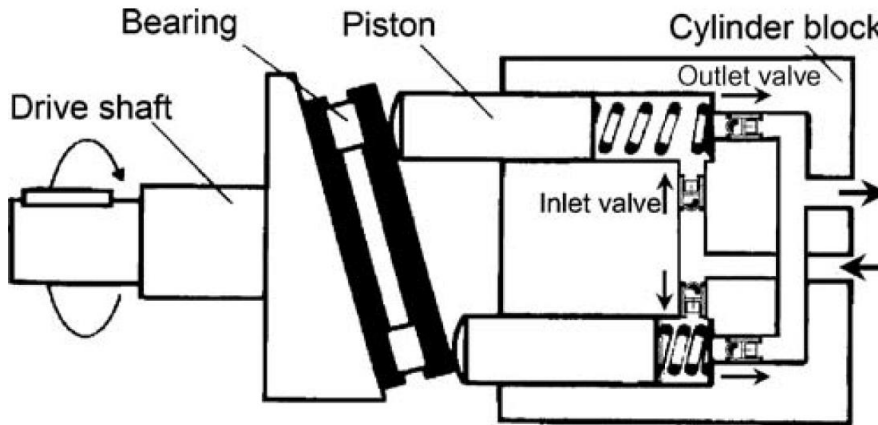


Figura 50: Construção típica de um BH

Nestas bombas, todos os pistões passam ciclicamente na porta de saída, que é única, ao contrário da família BHD em que existem duas orbitas de pistões com saídas independentes, o que transforma a bomba numa nova de duplo caudal.

**HYDRAULIC PISTON PUMPS**  
**BHD SERIES | DOUBLE STRAIGHT PISTON PUMPS**

**20+20 cc/rot (1.2+1.2 in<sup>3</sup>/rot) to**  
**83+42 cc/rot (5.1+2.6 in<sup>3</sup>/rot)**

Two Independent Oil Outlets  
Two Independent Pressure Lines

Straight Piston Pump with two outlets, which work on independent pressure and on independent circuits, when use to serve two independent oil circuits.

**BHD SERIES**  
**Two Oil Outlets**  
**Robustness**

Figura 51: Excerto de catálogo ABER - BHD

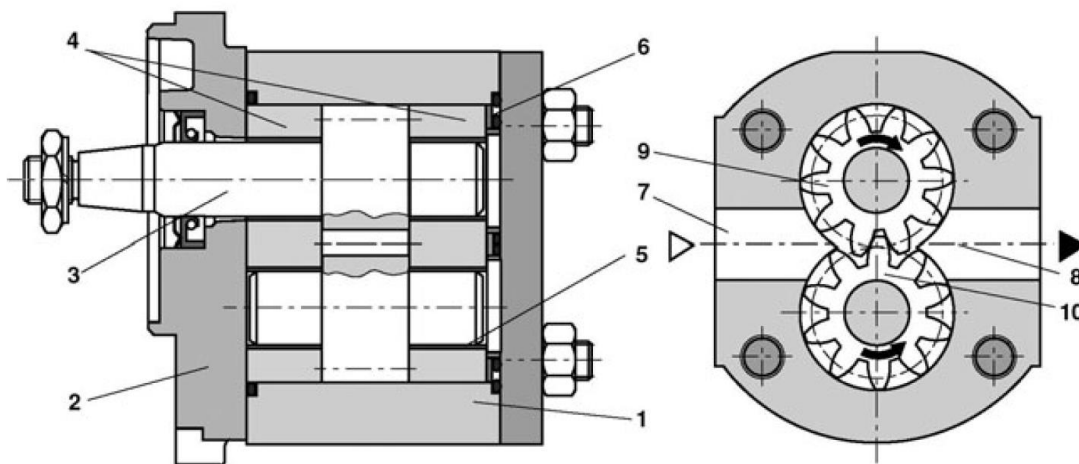
## Bombas de Engrenagens Externas

As bombas de engrenagens externas são outro tipo de bombas hidráulicas de deslocamento positivo.

Os quatro tipos de bombas de engrenagens são: bombas de engrenagens externas, bombas de engrenagens internas, bombas de parafuso e as Gerotors.

Para o caso deste estudo o foco incide nas bombas de engrenagens externas.

A construção deste tipo de bombas, como ilustra a Fig.52, consiste em: Cárter Principal (1), Tampa da Frente (2), Veio de Acionamento (3), Placas de Vedação (4), bucha (5), duas rodas dentadas (9 e 10), vedante (6).



1. Housing, 2. Mounting flange, 3. Drive shaft, 4. Two bearing blocks, side plates, 5. Bearing bush, 6. Discs, 7 and 8. Inlet and exit ports, 9. Driving gear, 10. Driven gear

Figura 52: Interior de uma bomba de engrenagens

A câmara de óleo individual é formada pelas superfícies de dois dentes adjacentes, pela superfície interna do cárter principal e pelas duas placas de vedação.

Durante a rotação das engrenagens, as rodas, ao desengrenar, libertam o volume da câmara que se enche de óleo, posteriormente transportado para a saída da bomba.

O fluido que enche as câmaras formadas internamente é deslocado desde a admissão até à saída da bomba, passando pela periferia interna do cárter. Nesse instante as rodas engrenam e vedam a passagem à zona de admissão, diminuindo o volume disponível nessa zona e obrigando o óleo a ser expulso para o exterior.

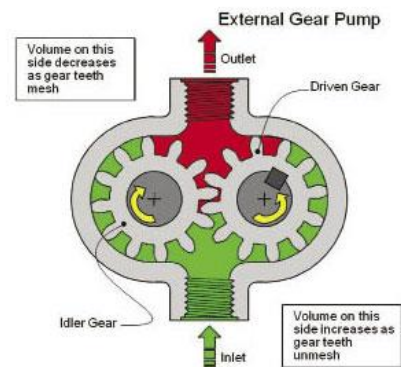
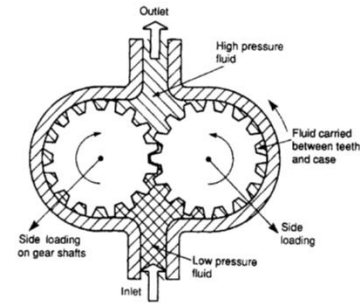


Figura 53: Dinâmica interna de uma BG

Estas bombas organizam-se tal como as outras pelos seus grupos, (tamanho ou cilindrada), em seguida são apresentadas as series que serão testadas na máquina em estudo desta dissertação.

## HYDRAULIC GEAR PUMPS B2 SERIES

12 cc/rot (0.7 in<sup>3</sup>/rot) to  
39 cc/rot (2.4 in<sup>3</sup>/rot)



**i** B2 SERIES  
Small  
Fast to Mount  
Bidirectional



## HYDRAULIC GEAR PUMPS B3 SERIES

38 cc/rot (2.3 in<sup>3</sup>/rot) to  
125 cc/rot (7.6 in<sup>3</sup>/rot)

**i** B3 SERIES  
Medium Size  
Fast to Mount  
Bidirectional



## HYDRAULIC GEAR PUMPS B3D SERIES | TANDEM PUMPS

38 cc/rot (2.3 in<sup>3</sup>/rot) to  
125 cc/rot (7.6 in<sup>3</sup>/rot)

Tandem gear pump with bidirectional sense of flow, with side outlet, prepared for mounting of UNI gear pumps.

**i** B3D SERIES  
Medium Size  
Fast  
Assembled up to Three Pumps  
Bidirectional



Figura 54: Excerto do catálogo ABER - B2, B3, B3D e B35



## Desempenho das bombas de engrenagens externas

Este tipo de bombas tem uma eficiência mais baixa que as de pistões, pelo seu próprio funcionamento que proporciona mais fugas do que no caso das bombas de pistões.

As fugas internas deste tipo de bombas tem mais incidência em dois sítios:

- Na cabeça do dente, entre o cárter e a engrenagem;
- Entre os topos das engrenagens e as placas de vedação.

Este tipo de fuga está diretamente associado à folga entre os componentes internos da bomba, ao número de dentes e à pressão de saída da bomba. Nestas bombas, as fugas do segundo tipo têm como consequência da construção inteligente da bomba o ajuste automático de mais pressão ou menos pressão de contacto entre os vedantes e as engrenagens, sempre de acordo com a pressão do sistema. Durante o funcionamento da bomba, ao mesmo tempo em que os dentes engrenam, do lado da saída de óleo, há um volume de óleo que fica “preso” entre um espaço muito reduzido, entre dois dentes consecutivos. Com a rotação das engrenagens, o volume disponível de óleo é reduzido devido à geometria da engrenagem e por isso a pressão aumenta para valores muito elevados, Fig.56. Em termos práticos, reduzir 1% ao volume de óleo resulta num aumento de pressão que pode ser superior a 150 bar.

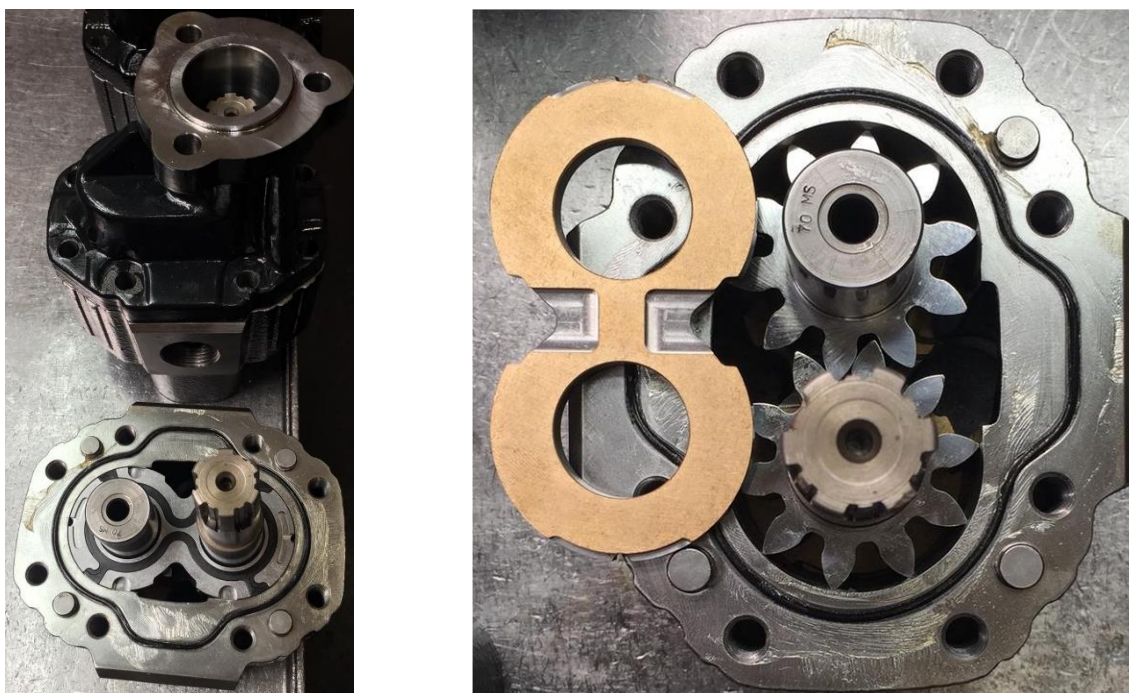


Figura 55: Interior de uma BG:Veios e placa de vedação

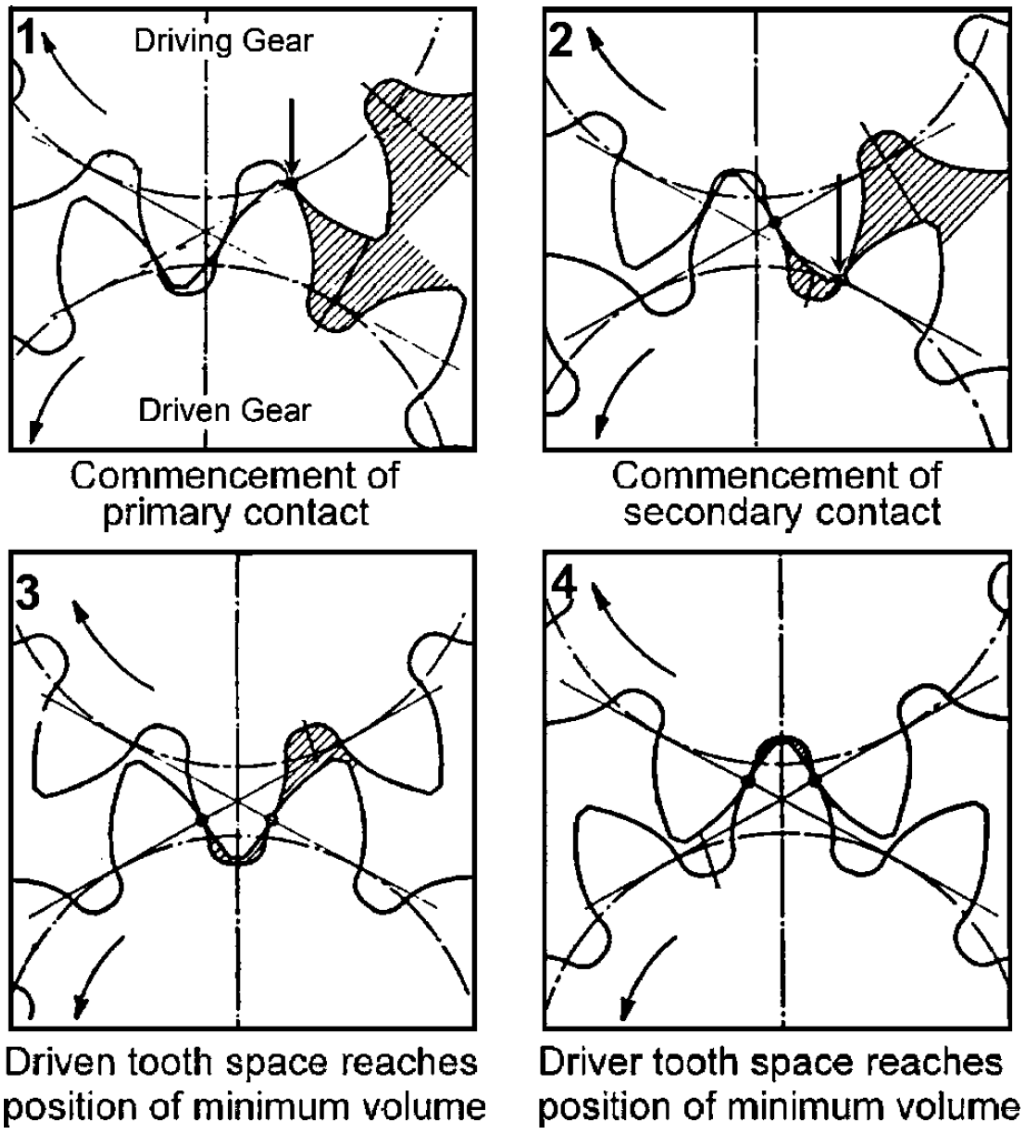


Figura 56: Explicação passo-a-passo do transporte de óleo

## Bombas de Pistões de Caudal Variável – VDP “Variable Displacement Pump”

As bombas de caudal variável por LS – Load Sense são as mais complexas de toda a gama da ABER, além do funcionamento idêntico, e já muito exigente, de uma bomba BI, de cilindrada constante, as VDP’s acrescentam um sistema de compensação de cilindrada em função da leitura e interpretação mecânica de dois sinais:

- P – Linha de pressão, à saída da bomba;
- LS – Linha direta entre o ponto a jusante do distribuidor, ou outra válvula do sistema, até à bomba.

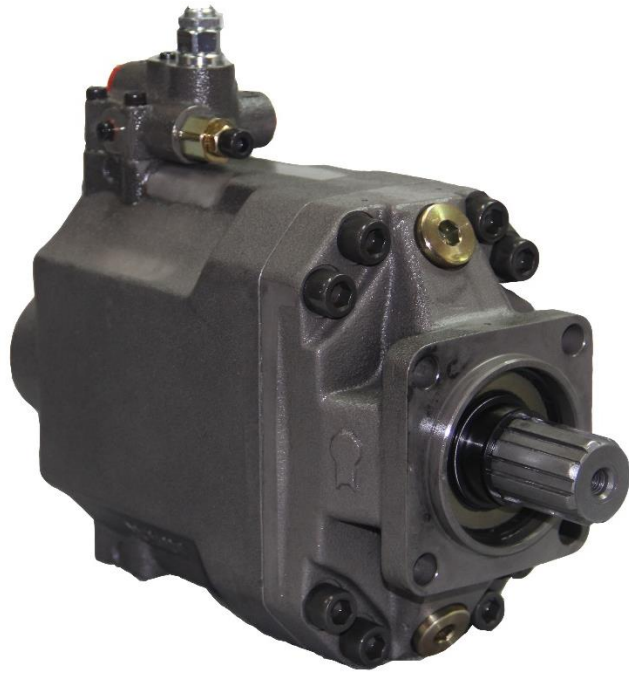


Figura 57: Fotografia VDP



Figura 58: Aplicação de uma VDP numa grua

A diferença de pressão entre estes dois pontos, através de uma servo-válvula, decide acerca do aumento ou redução de cilindrada disponível pela bomba.

A cilindrada disponível a cada momento é estabelecida em função do ângulo que o prato que suporta os pistões hidráulicos faz com o eixo principal da bomba.

Quanto maior for esse ângulo, maior será o curso dos pistões dentro das suas câmaras e por isso maior a cilindrada da bomba. O inverso também acontece.

A Série VDP da ABER abrange as seguintes cilindradas: 40, 60, 76, 92 e 109 cc/rot.

Por questões de pilotagem do LS e pelo próprio funcionamento, este modelo é Unidirecional, podendo o cliente mudar, sempre que necessário, o sentido de rotação da bomba. É de sublinhar que a VDP da ABER tem uma importante e diferenciadora vantagem, além de ser a bomba que aguenta mais pressão do mercado mundial até à data de 2018 – 450 bar, tem a possibilidade de alterar a cilindrada máxima da bomba apenas com a mudança de um parafuso mestre.

Resumidamente, quem comprar uma bomba VDP de 109 cc/rot, apenas com a alteração de um parafuso obtém uma bomba VDP de outra qualquer cilindrada máxima. Este fator é de extrema importância uma vez que o cliente não precisa de investir muito para ter mais opções em stock.

Mudança do sentido de rotação da bomba VDP:

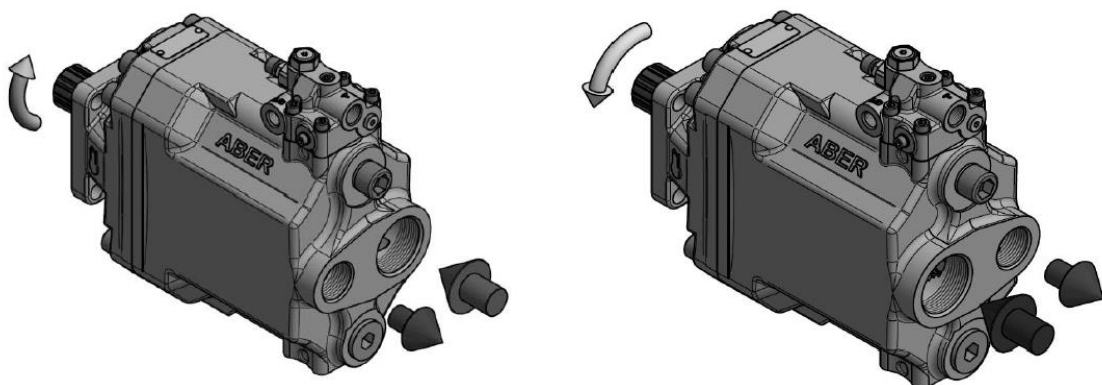


Figura 60: CCW – Esquerda

CW - Direita

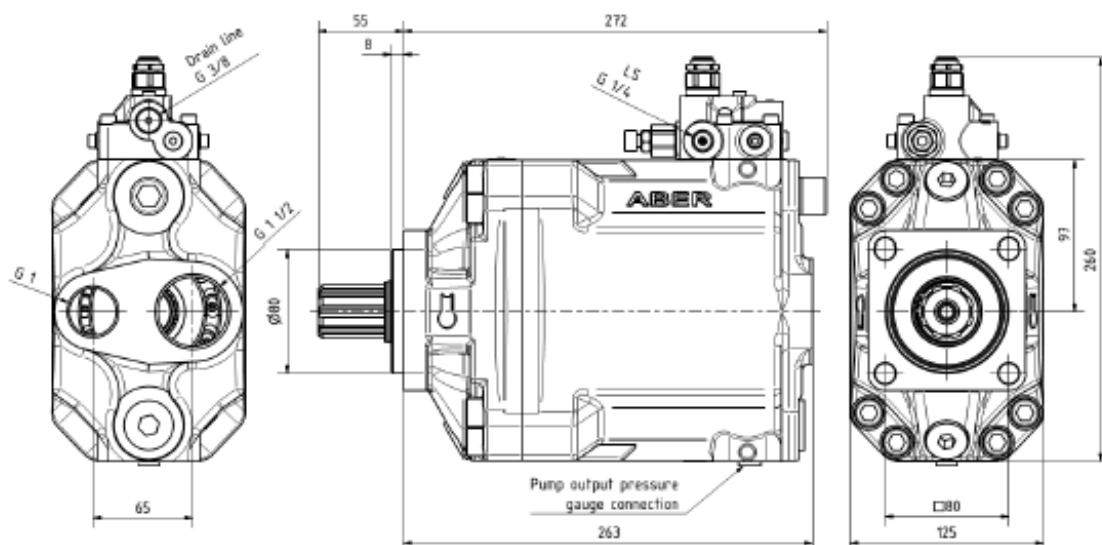


Figura 59: Projeções 2D de uma VDP

## Origem do Sinal LS

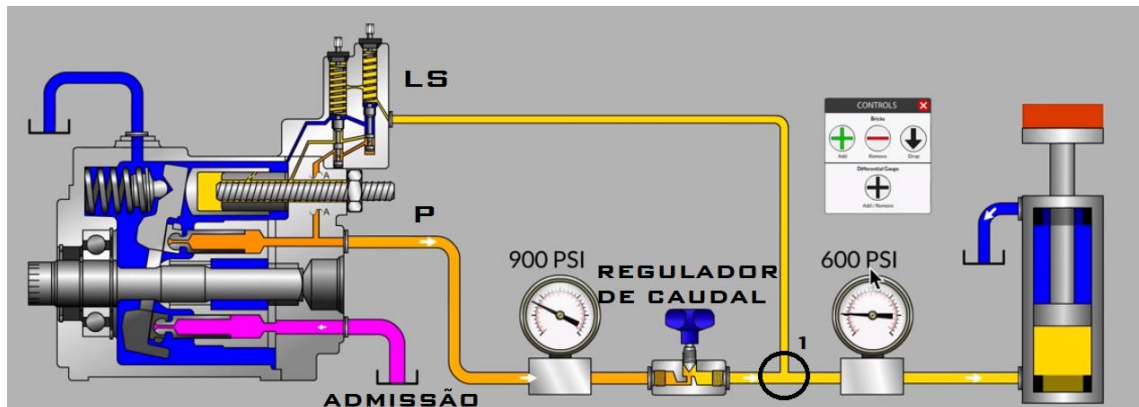


Figura 61: Explicação ilustrada sobre a origem do sinal LS quando uma VDP alimenta um atuador linear,

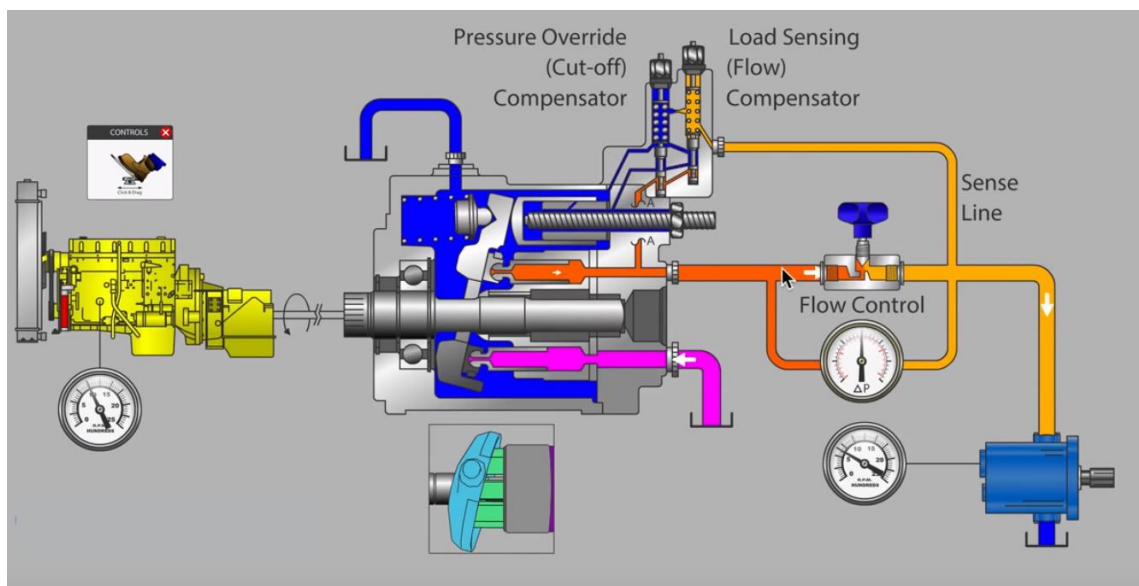


Figura 62: Explicação ilustrada sobre a origem do sinal LS quando uma VDP alimenta um motor a caudal constante, apesar da variação de rotação, à esquerda.

O cérebro da bomba VDP – LS – Load Sense:

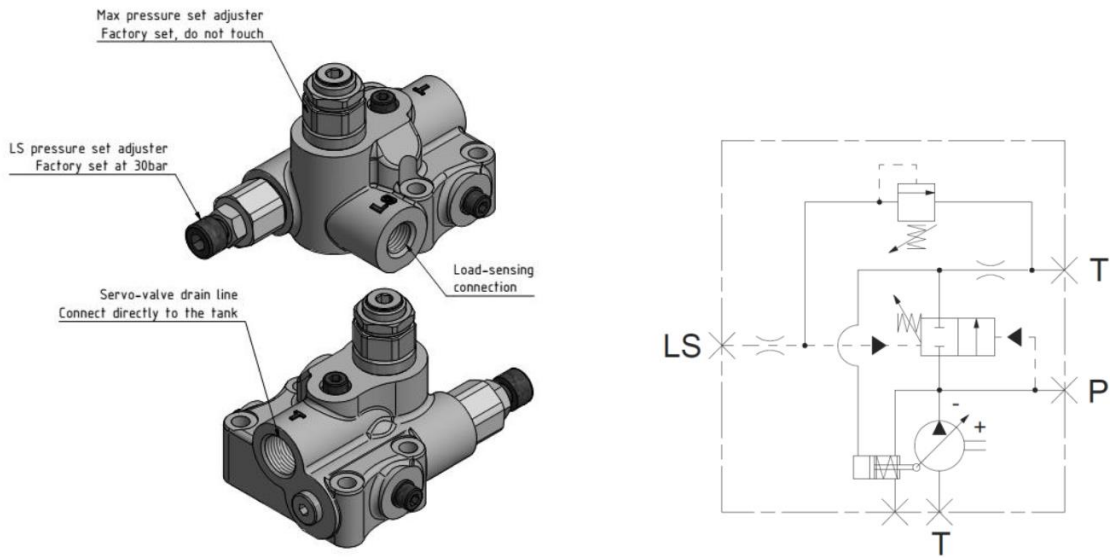


Figura 63: Vista 3D do LS e respetivo esquema hidráulico

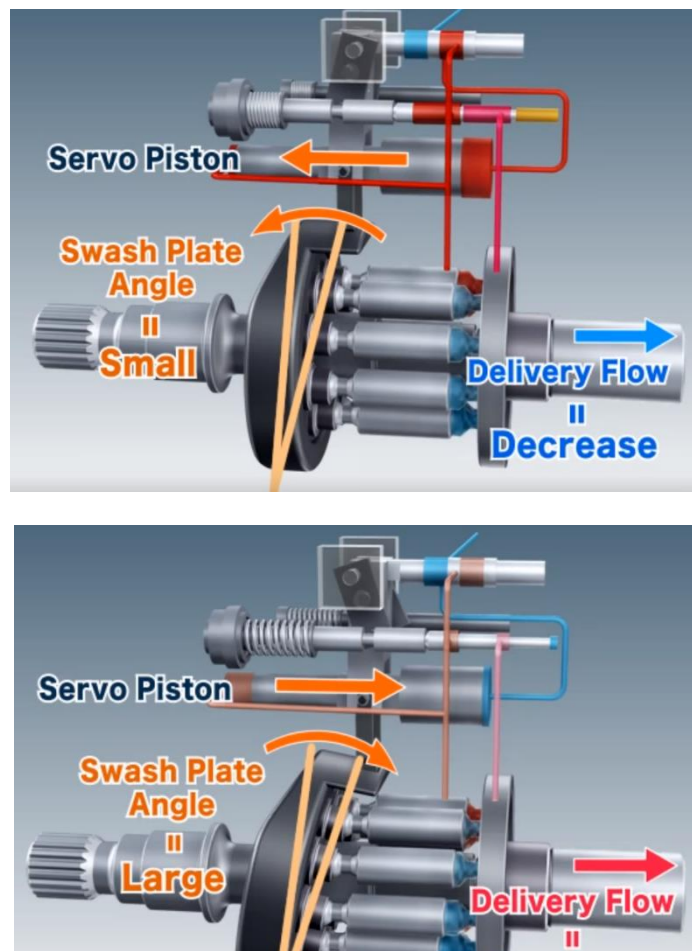


Figura 64: Explicação do LS, menos inclinação no prato gera menos cilindrada e vice-versa.

## Compilação final dos modelos a testar:

Definiu-se que a máquina em estudo só irá testar as bombas a uma pressão máxima de 250 bar, e para caudais máximos de 140 l/min. A pressão de 250 bar é suficiente para detetar o mau ou bom funcionamento das bombas, que em muitas das vezes trabalham a menos de 200 bar, em camiões basculantes. Quanto ao caudal estipulado, as bombas de pistões de duplo caudal que têm para o cliente alvo mais importância a ser testadas são no máximo da série BID70+70H, desta forma, 140 l/min possibilita-nos abranger este modelo. Acrescentaram-se ainda duas linhas extra na máquina para que se possa testar as bombas de Caudal Variável, regulando o fluxo numa das linhas e retornar o dreno do LS ao tanque.

DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	FLANGE AND AXLE OPTIONS						
	DIN 5462 B O TAPES (D1)	DIN 9611 AGRICULTURAL (D3)	DIN 9611 INTERIOR (D1)	DIN 5482 MULTIPLIER (D1)	DIN 5480 ISO 2013-2 (D1)	SAE B* 4 BOLTS (B4)	SAE B* 2 BOLTS (B2)
<b>UP TO 350 bar (5000 psi)</b>							
17 (1.0)	BI17M	BI17MDA	-	BI17MDM	-	BI17M5B4	BI17M5B2
26 (1.6)	BI25M	BI25MDA	-	BI25MDM	-	BI25M5B4	BI25M5B2
32 (2.0)	BI30M	BI30MDA	-	BI30MDM	-	BI30M5B4	BI30M5B2
42 (2.6)	BI40M	BI40MDA	-	BI40MDM	-	BI40M5B4	BI40M5B2
50 (3.1)	BI50M	BI50MDA	-	BI50MDM	BI50M5A1	BI50M5B4	BI50M5B2
60 (3.7)	BI60M7	BI60M7DA	-	BI60M7DM	BI60M7A1	BI60M7B4	BI60M7B2
80 (4.9)	BI80P7	BI80P7DA	BI80P7DI	-	BI80P7A1	BI80P7C4	BI80P7C2
108 (6.6)	BI110P7	BI110P7DA	BI110P7DI	-	BI110P7A1	BI110P7C4	BI110P7C2
142 (8.7)	BI140H9	BI140H9DA	-	-	BI140H9A1	BI140H9C4	BI140H9C2
156 (9.5)	BI160H9	BI160H9DA	-	-	BI160H9A1	BI160H9C4	BI160H9C2
<b>UP TO 300 bar (4300 psi)</b>							
81 (4.9)	BI80M7	BI80M7DA	-	BI80M7DM	BI80M7A1	BI80M7B4	BI80M7B2
126 (7.7)	BI125P7	BI125P7DA	BI125P7DI	-	-	BI125P7C4	BI125P7C2
172 (10.5)	BI170H9	BI170H9DA	-	-	-	BI170H9C4	BI170H9C2
<b>UP TO 250 bar (3600 psi)</b>							
136 (8.3)	BI135P7	BI135P7DA	BI135P7DI	-	BI135P7A1	BI135P7C4	BI135P7C2

Figura 65: Bombas de pistões de eixo inclinado de um caudal, em alumínio

cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	DIN 5462 ISO 2013-2 (D1)	DIN 9611 AGRICULTURAL (D3)	DIN 5482 MULTIPLIER (D1)	DIN 5480 ISO 2013-2 (D1)	SAE B* 4 BOLTS (B4)	SAE B* 2 BOLTS (B2)
<b>UP TO 400 bar (5800 psi)</b>						
17 (1.0)	BIF17M	BIF17MDA	BIF17MDM	-	BIF17M5B4	BIF17M5B2
26 (1.6)	BIF25M	BIF25MDA	BIF25MDM	-	BIF25M5B4	BIF25M5B2
32 (2.0)	BIF30M	BIF30MDA	BIF30MDM	-	BIF30M5B4	BIF30M5B2
42 (2.6)	BIF40M	BIF40MDA	BIF40MDM	-	BIF40M5B4	BIF40M5B2
50 (3.1)	BIF50M	BIF50MDA	BIF50MDM	BI50M5A1	BIF50M5B4	BIF50M5B2
60 (3.7)	BIF60M7	BIF60M7 DA	BIF60M7DM	BI60M7A1	BIF60M7B4	BIF60M7B2
<b>UP TO 350 bar (5000 psi)</b>						
81 (4.9)	BIF80M7	BIF80M7DA	BIF80M7DM	BI80M7A1	BIF80M7B4	BIF80M7B2

Figura 66: Bombas de pistões de eixo inclinado de um caudal, em ferro

DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	FLANGE AND AXLE OPTIONS				
	DIN 5462 ISO 7242 IDH	DIN 9611 AGRICULTURAL IDA1	DIN 9611 INTERIOR IDH	SAE 4 BOLTS 164C4	SAE 2 BOLTS 164C2
<b>UP TO 350 bar (5000 psi)</b>					
57 + 28 (3.5 + 1.7)	BID57-28P	BID57-28PDA	BID57-28PDI	BID57-28PB4	BID57-28PB2
38 + 37 (2.3 + 2.3)	BID40-40P	BID40-40PDA	BID40-40PDI	BID40-40PB4	BID40-40PB2
80 + 38 (4.9 + 2.3)	BID80-40H	BID80-40HDA	BID80-40HDI	BID80-40HC4	BID80-40HC2
58 + 60 (3.5 + 3.7)	BID55-55H	BID55-55HDA	BID55-55HDI	BID55-55HC4	BID55-55HC2
<b>UP TO 300 bar (4300 psi)</b>					
70 + 66 (4.3 + 4.0)	BID70-70H	BID70-70HDA	BID70-70HDI	BID70-70HC4	BID70-70HC2

Figura 67: Bombas de pistões de eixo inclinado de duplo caudal

DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	FLANGE AND AXLE OPTIONS							
	DIN 5462 ISO 7242 IDH	DIN 5463 UM IDH1	DIN 9611 AGRICULTURAL IDA1	DIN 9611 INTERIOR IDH	DIN 5482 MULTIFLUX IDM	SAE 4 BOLTS 164C4	SAE 2 BOLTS 164C2	8 TEETH 125P ID81
<b>UP TO 400 bar (5800 psi)</b>								
52 (3.2)	BHS21716EN	BHS21716UNI	BHS21716DA	-	BHS21716DM	BHS21716B4	BHS21716B2	-
60 (3.7)	BHV21816EN	BHV21816UNI	BHV21816DA	-	BHV21816DM	BHV21816B4	BHV21816B2	-
80 (4.9)	BHV211113EN	BHV211113UNI	BHV211113DA	BHV211113DI	-	BHV211113C4	BHV211113C2	-
<b>UP TO 350 bar (5000 psi)</b>								
14 (0.9)	BHV21313EN	BHV21313UNI	BHV21313DA	-	-	BHV21313B4	BHV21313B2	BHV21313DB
<b>UP TO 320 bar (4600 psi)</b>								
19 (1.2)	BHV21316EN	BHV21316UNI	BHV21316DA	-	BHV21316DM	BHV21316B4	BHV21316B2	BHV21316DB
25 (1.5)	BHV21416EN	BHV21416UNI	BHV21416DA	-	BHV21416DM	BHV21416B4	BHV21416B2	BHV21416DB
32 (2.0)	BHV21516EN	BHV21516UNI	BHV21516DA	-	BHV21516DM	BHV21516B4	BHV21516B2	BHV21516DB
40 (2.4)	BHV21616EN	BHV21616UNI	BHV21616DA	-	BHV21616DM	BHV21616B4	BHV21616B2	BHV21616DB
45 (2.7)	BHV21716EN	BHV21716UNI	BHV21716DA	-	BHV21716DM	BHV21716B4	BHV21716B2	BHV21716DB
50 (3.1)	BHT25519EN	BHT25519UNI	BHT25519DA	-	-	BHT25519B4	BHT25519B2	-
60 (3.7)	BHT25619EN	BHT25619UNI	BHT25619DA	-	-	BHT25619B4	BHT25619B2	BHT25619DB
80 (4.9)	BHT22819EN	BHT22819UNI	BHT22819DA	BHT22819DI	-	BHT22819B4	BHT22819B2	-
86 (5.2)	BHV25013EN	BHV25013UNI	BHV25013DA	BHV25013DI	-	BHV25013B4	BHV25013B2	-
<b>UP TO 250 bar (3600 psi)</b>								
32 (2.0)	BHZ25319EN	BHZ25319UNI	BHZ25319DA	-	-	BHZ25319B4	BHZ25319B2	BHZ25319DB
40 (2.4)	BHZ25419EN	BHZ25419UNI	BHZ25419DA	-	-	BHZ25419B4	BHZ25419B2	BHZ25419DB
50 (3.1)	BHZ25519EN	BHZ25519UNI	BHZ25519DA	-	-	BHZ25519B4	BHZ25519B2	BHZ25519DB
60 (3.7)	BHZ25619EN	BHZ25619UNI	BHZ25619DA	-	-	BHZ25619B4	BHZ25619B2	BHZ25619DB
70 (4.3)	BHZ25716EN	BHZ25716UNI	BHZ25716DA	-	-	BHZ25716B4	BHZ25716B2	-
80 (4.9)	BHZ25719EN	BHZ25719UNI	BHZ25719DA	-	-	BHZ25719B4	BHZ25719B2	-
110 (6.7)	BHZ25016EN	BHZ25016UNI	BHZ25016DA	BHZ25016DI	-	BHZ25016B4	BHZ25016B2	-

Figura 68: BH Bombas de Pistões Axiais de um caudal

DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	FLANGE AND AXLE OPTIONS					
	DIN 3462 ISO 7242 ID1	DIN 3463 UNI ID11	DIN 9611 AGRICULTURAL ID1	DIN 9611 INTERIOR ID1	SAE 4 BOLTS ID4C1	SAE 2 BOLTS ID2C1
<b>UP TO 400 bar (5800 psi)</b>						
<b>45 + 45 (2.7 + 2.7)</b>	BHD45-45EN	BHD45-45UNI	BHD45-45DA	BHD45-45DI	BHD45-45C4	BHD45-45C2
<b>65 + 22 (4.0 + 1.3)</b>	BHD65-22EN	BHD65-22UNI	BHD65-22DA	BHD65-22DI	BHD65-22C4	BHD65-22C2
<b>UP TO 300 bar (4300 psi)</b>						
<b>20 + 20 (1.2 + 1.2)</b>	BHD20-20EN	BHD20-20UNI	BHD20-20DA	-	BHD20-20B4	BHD20-20B2
<b>25 + 25 (1.5 + 1.5)</b>	BHD25-25EN	BHD25-25UNI	BHD25-25DA	-	BHD25-25B4	BHD25-25B2
<b>30 + 30 (1.8 + 1.8)</b>	BHD30-30EN	BHD30-30UNI	BHD30-30DA	-	BHD30-30B4	BHD30-30B2
<b>40 + 40 (2.4 + 2.4)</b>	BHD40-40EN	BHD40-40UNI	BHD40-40DA	BHD40-40DI	BHD40-40B4	BHD40-40B2
<b>60 + 30 (3.7 + 1.8)</b>	BHD60-30EN	BHD60-30UNI	BHD60-30DA	BHD60-30DI	BHD60-30B4	BHD60-30B2
<b>80 + 21 (4.9 + 1.3)</b>	BHD80-21EN	BHD80-21UNI	BHD80-21DA	BHD80-21DI	BHD80-21C4	BHD80-21C2
<b>53 + 53 (3.2 + 3.2)</b>	BHD53-53EN	BHD53-53UNI	BHD53-53DA	BHD53-53DI	BHD53-53C4	BHD53-53C2
<b>80 + 27 (4.9 + 1.6)</b>	BHD80-27EN	BHD80-27UNI	BHD80-27DA	BHD80-27DI	BHD80-27C4	BHD80-27C2
<b>UP TO 250 bar (3600 psi)</b>						
<b>50 + 50 (3.1 + 3.1)</b>	BHD50-50EN	BHD50-50UNI	BHD50-50DA	BHD50-50DI	BHD50-50B4	BHD50-50B2
<b>72 + 38 (4.4 + 2.3)</b>	BHD72-38EN	BHD72-38UNI	BHD72-38DA	BHD72-38DI	BHD72-38B4	BHD72-38B2
<b>83 + 42 (5.1 + 2.6)</b>	BHD83-42EN	BHD83-42UNI	BHD83-42DA	BHD83-42DI	BHD83-42B4	BHD83-42B2

Figura 69: BHD Bombas de Pistões Axiais de duplo caudal

B2T SERIES		BIDIRECTIONAL		REAR INLET/OUTLET		
DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	MAXIMUM OPERATING PRESSURE bar (psi)	MAXIMUM CONTINUOUS ROTATION rpm	FLANGE AND AXLE OPTIONS			
			DIN 3462 ISO 7242 ID1	DIN 3463 UNI ID11	SAE B 4 BOLTS ID1	SAE B 2 BOLTS ID2
<b>12 (0.7)</b>	<b>280 (4000)</b>	<b>2500</b>	B24T12	B23T12	B2B4T12	B2B2T12
<b>16 (1.0)</b>	<b>280 (4000)</b>	<b>2000</b>	B24T16	B23T16	B2B4T16	B2B2T16
<b>20 (1.2)</b>	<b>260 (3800)</b>	<b>2000</b>	B24T20	B23T20	B2B4T20	B2B2T20
<b>26 (1.6)</b>	<b>240 (3500)</b>	<b>2000</b>	B24T26	B23T26	B2B4T26	B2B2T26
<b>32 (2.0)</b>	<b>220 (3200)</b>	<b>1800</b>	B24T32	B23T32	B2B4T32	B2B2T32
<b>39 (2.4)</b>	<b>170 (2500)</b>	<b>1800</b>	B24T40	B23T40	B2B4T40	B2B2T40

Figura 70: Bombas de Engrenagens Grupo 2

<b>B3GT SERIES</b>			 BIDIRECTIONAL		 REAR INLET/OUTLET SIDE INLET/OUTLET		
38 (2.3)	280 (4000)	2600	B34GT38	B39GT38	B34GT38DA	B3B4GT38	B3B2GT38
45 (2.8)	280 (4000)	2500	B34GT45	B39GT45	B34GT45DA	B3B4GT45	B3B2GT45
52 (3.2)	260 (3800)	2200	B34GT52	B39GT52	B34GT52DA	B3B4GT52	B3B2GT52
61 (3.7)	240 (3500)	2000	B34GT61	B39GT61	B34GT61DA	B3B4GT61	B3B2GT61
70 (4.3)	220 (3200)	1900	B34GT70	B39GT70	B34GT70DA	B3B4GT70	B3B2GT70
82 (5.0)	210 (3000)	1800	B34GT82	B39GT82	B34GT82DA	B3B4GT82	B3B2GT82
91 (5.6)	190 (2700)	1800	B34GT90	B39GT90	B34GT90DA	B3B4GT90	B3B2GT90
102 (6.2)	190 (2700)	1600	B34GT105	B39GT105	B34GT105DA	B3B4GT105	B3B2GT105
116 (7.1)	180 (2600)	1600	B34GT115	B39GT115	B34GT115DA	B3B4GT115	B3B2GT115
125 (7.6)	170 (2500)	1500	B34GT125	B39GT125	B34GT125DA	B3B4GT125	B3B2GT125

Figura 71: Bombas de Engrenagens Grupo 3

<b>B35 SERIES</b>			 BIDIRECTIONAL		 REAR INLET/OUTLET SIDE INLET/OUTLET	
DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	MAXIMUM OPERATING PRESSURE bar (psi)	MAXIMUM CONTINUOUS ROTATION rpm	FLANGE AND AXLE OPTIONS			
			DIN 5462 ISO 7462 (DI)	DIN 9611 AGRICULTURAL (DA)		
64.5 (3.9)	270 (3900)	2000	B354GTR64	B354GTR64DA		
74.7 (4.5)	260 (3800)	2000	B354GTR74	B354GTR74DA		
83.8 (5.1)	260 (3800)	1800	B354GTR84	B354GTR84DA		
94.0 (5.7)	230 (3300)	1800	B354GTR94	B354GTR94DA		
104.2 (6.3)	220 (3200)	1800	B354GTR104	B354GTR104DA		
114.5 (7.0)	205 (3000)	1800	B354GTR114	B354GTR114DA		
124.7 (7.6)	205 (3000)	1600	B354GTR124	B354GTR124DA		
133.7 (8.1)	200 (2900)	1500	B354GTR134	B354GTR134DA		
154.2 (9.4)	185 (2700)	1500	B354GTR154	B354GTR154DA		

Figura 72: Bombas de Engrenagens Grupo 3,5

DISPLACEMENT cc/rot (in <sup>3</sup> /rot)	FLANGE AND AXLE OPTIONS			
	DIN 5462 ISO 7462 (DI)	DIN 5480 ISO 3019-2 (IA)	SAE C 4 BOLTS (C4)	SAE C 2 BOLTS (C2)
<b>UP TO 400 bar (5800 psi)</b>				
40 (2.4)	VDP40_	VDP40_IA_	VDP40_C4_	VDP40_C2_
60 (3.7)	VDP60_	VDP60_IA_	VDP60_C4_	VDP60_C2_
76 (4.6)	VDP76_	VDP76_IA_	VDP76_C4_	VDP76_C2_
92 (5.6)	VDP92_	VDP92_IA_	VDP92_C4_	VDP92_C2_
109 (6.7)	VDP109_	VDP109_IA_	VDP109_C4_	VDP109_C2_

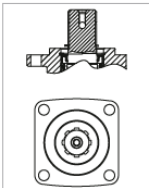
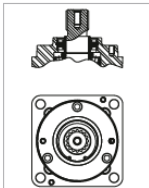
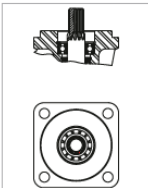
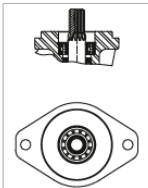





Figura 73: VDP Series – Bombas de Caudal Variável

## Desenvolvimento do tipo de Testes a efetuar

### Cálculos de Base

Q - Caudal - [l/min];  
 V - Cilindrada - [cm<sup>3</sup>/rot.];  
 n - Rotação - [rpm] = [min<sup>-1</sup>];  
 P - Potência - [kW];  
 p - Pressão - [bar] = [kg/cm<sup>2</sup>];  
 η<sub>g</sub> - Rendimento global;  
 η<sub>v</sub> - Rendimento volumétrico;  
 η<sub>hm</sub> - Rendimento hidromecânico;  
 T - Binário - [Nm];  
 Δp - Queda de pressão - [bar];  
 m - Massa - [kg];  
 F - Força - [N].

### Potência e Binário consumido pelas Bombas:

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q}{450 \cdot \eta_g} \quad [\text{CV}] \qquad P = \frac{\Delta p \cdot Q}{600 \cdot \eta_g} \quad [\text{kW}] \qquad M = \frac{\Delta p \cdot V}{20\pi \cdot \eta_{hm}} = \frac{1,59 \cdot \Delta p \cdot V}{100 \cdot \eta_{hm}} \quad [\text{Nm}]$$

### Potência do Motor:

$$\text{Potência em kW: } P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60 \cdot 1000} \text{ onde } P \text{ [kW], } T \text{ [N.m], } n \text{ [rpm].}$$

### Rendimentos - Volumétrico e Global

$$\eta_v = \frac{\text{caudal efectivo}}{\text{caudal teórico}} \cdot 100\% \qquad \eta_g = \eta_v \cdot \eta_{hm}$$

## Valores de rendimentos expectáveis testados nas mesmas condições durante a tese:

Tabela 1: Rendimentos de bombas hidráulicas

<b>Tipo de Bomba Hidráulica</b>	<b>Rendimento Volumétrico (%) ABER</b>	<b>Rend Volumétrico (%) média concorrência 2017</b>
<b>Bomba de Engrenagem – BG</b>	93	84
<b>Bomba de Pistões - BI</b>	98	89
<b>Bomba de Pistões - BH</b>	96	87

### Objetivo e procedimento dos testes

O objetivo dos testes é medir a performance das bombas sob certas condições que lhe são impostas e conhecidas pelo operador de ante mão.

São 6 as variáveis principais que estão interrelacionadas e que podem definir o desempenho de uma bomba óleo-hidráulica, são elas:

- Caudal de saída da bomba (Q);
- Potência fornecida à bomba (HP);
- Rotação do veio da bomba (rpm);
- Pressão na linha de admissão (PS);
- Pressão na linha de saída (P);
- Viscosidade Cinemática do fluido que está a ser bombeado ( $\nu$ ).

Inicialmente identificam-se quais são as variáveis independentes e quais as dependentes, ou seja, quais é que se impõem e quais é que serão controladas e medidas como sendo resultado das iniciais.

Consideram-se normalmente a pressão de saída da bomba e a rotação da mesma como sendo as variáveis independentes, as restantes tornam-se as dependentes.

Por exemplo em máquinas de teste em que o motor é de rotação constante, sem ter variador de frequência, automaticamente a rotação passa a ser uma variável independente, porque é um valor imposto, não é medido.

O objetivo do teste é colocar a bomba sob determinadas condições e registar os valores obtidos dos diferentes leitores, que serão detalhados mais à frente, para se construírem gráficos de desempenho.

Os testes que se definiram fazer para estudar o desempenho das bombas em causa foram os mais comuns e importantes da perspetiva do cliente:

- 1) Fixa-se a pressão num valor residual que depende de cada instalação, neste caso 15 bar e faz-se variar a rotação do motor controladamente. Neste teste o objetivo é registar o caudal de saída para se calcular posteriormente o rendimento volumétrico da bomba.
- 2) Fixa-se a rotação do motor num valor definido para cada teste, por exemplo à 1000 rpm (valor idêntico à realidade da utilização da bomba) e faz-se variar a pressão à saída da bomba de forma controlada. Neste teste o objetivo é registar o caudal de saída da bomba, a potência utilizada em cada instante e posteriormente calcular os rendimentos associados.

Em acréscimo aos instrumentos de medição e controlo que serão referidos mais à frente, estes testes necessitam de válvulas e outros elementos no circuito genérico de testes. Uma dessas válvulas é a que vai restringir o caudal à saída da bomba, fazendo a elevação de pressão requerida e de forma controlada.

Nota: a pressão máxima dos testes efetuados nunca deverá ser superior a 90% da pressão pré-definida para a abertura das válvulas de segurança do sistema.

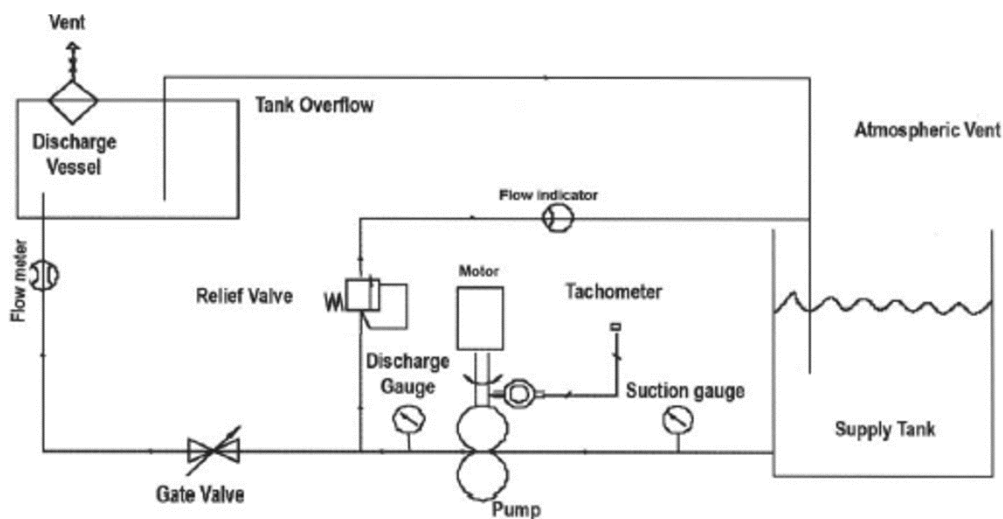


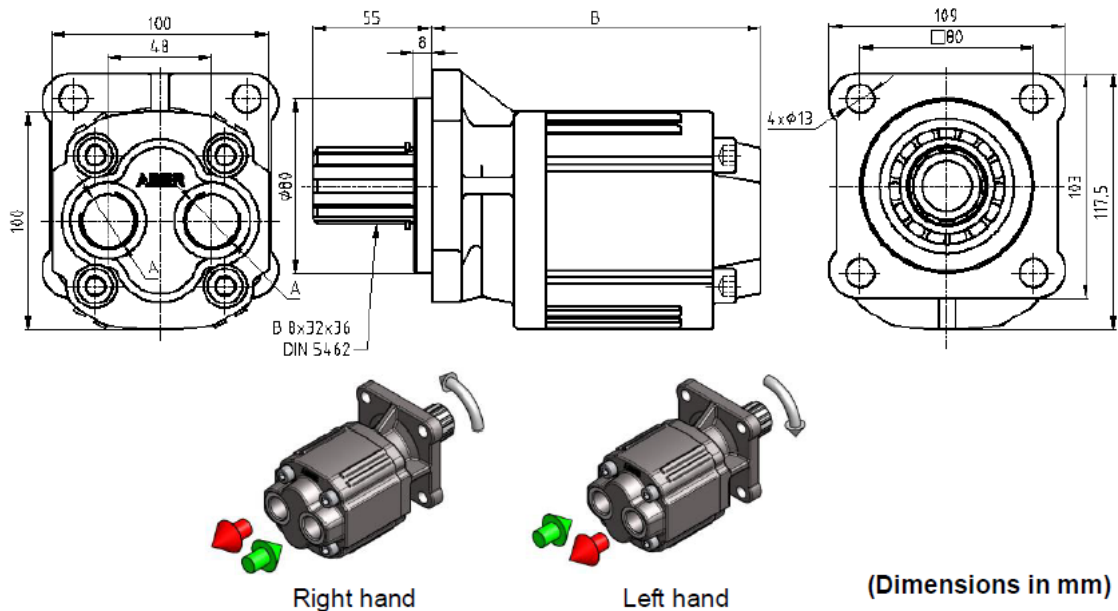
Figura 74: Circuito típico de testes hidráulicos

Depois de se estimar a amplitude de pressões ou rotações a que se pretende testar a bomba, definimos o número de pontos a registar e a partir desse valor obtemos o intervalo de pressões ou de rotações entre cada teste.

Com a válvula de restrição toda aberta registam-se os valores de todas as variáveis do teste, e no fim do teste, ao fechar a válvula até à última posição, voltam-se a registar no ponto final, ficando com os pontos intermédios registados, que possibilitam a construção gráfica do teste executado.

## Aplicação real dos testes estipulados com uma bomba de engrenagens externas usada de referência: B24T16

### Identificação da Bomba:



<b>Pumps B24T</b>	<b>16</b>
<b>Displacement (cm<sup>3</sup>/rot.)</b>	16
<b>Rotation Min. (rpm)</b>	500
<b>Rotation Máx. (rpm)</b>	2000
<b>Operating pressure (bar)(up to)</b>	280
<b>Peak pressure (bar)</b>	325
<b>Weight (kg)</b>	5.8
<b>A - Inlet (BSP) / Outlet (BSP) (option)</b>	3/4"
<b>B</b>	116.5

### Identificação do óleo de teste usado:

- Óleo mineral de alta qualidade ISO HM VG 46 ou DIN 51524-2 HLP
- Viscosidade requerida: 10 – 100 cSt
- Filtragem: ISO 4406 classe 18/13
- Diâmetro da mangueira de admissão: 2"

**Teste 1:**

Fixa-se a pressão num valor residual que depende de cada instalação, neste caso 15 bar e faz-se variar a rotação do motor controladamente. Neste teste o objetivo foi registar o caudal de saída para se calcular posteriormente o rendimento volumétrico da bomba.

Tabela 2: Estudo do rendimento volumétrico

		<b>Pressão Residual 15 bar</b>	
		cc/rotação:	16,5
<b>Pontos</b>	<b>rpm</b>	<b>l/min</b>	<b><math>\eta_v</math></b>
1	507	7,70	92,0%
2	597	9,00	91,4%
3	703	10,80	93,1%
4	805	12,30	92,6%
5	900	14,00	94,3%
6	996	15,80	96,1%
7	1102	17,60	96,8%
8	1200	19,20	97,0%
9	1304	21,10	98,1%
10	1404	22,70	98,0%
11	1501	24,30	98,1%
12	1600	25,80	97,7%
13	1702	27,70	98,6%
14	1805	29,30	98,4%
15	1905	31,10	98,9%
16	2000	32,60	98,8%

O rendimento volumétrico de uma bomba traduz informação acerca da eficiência da mesma relativamente ao deslocamento de fluido que por ela é atravessado, ou seja, matematicamente, conhecendo a secção dos pistões, o número de pistões, e o curso dos mesmos, conseguimos obter um volume que é varrido por rotação, cilindrada, multiplicando essa cilindrada pela rotação a que a bomba é imposta, rpm, obtemos o caudal teórico da bomba.

Após o teste ser efetuado, e serem registados os valores efetivos do caudal de saída, compara-se esses valores com os anteriormente calculados e verifica-se qual é a diferença, a diferença deve-se inevitavelmente a vazamentos e a recirculações de óleo no interior da mesma.

Comparando-se os valores de caudal teóricos com os reais obtém-se o rendimento volumétrico da bomba em estudo, tal como é ilustrado ponto por ponto no seguinte gráfico:

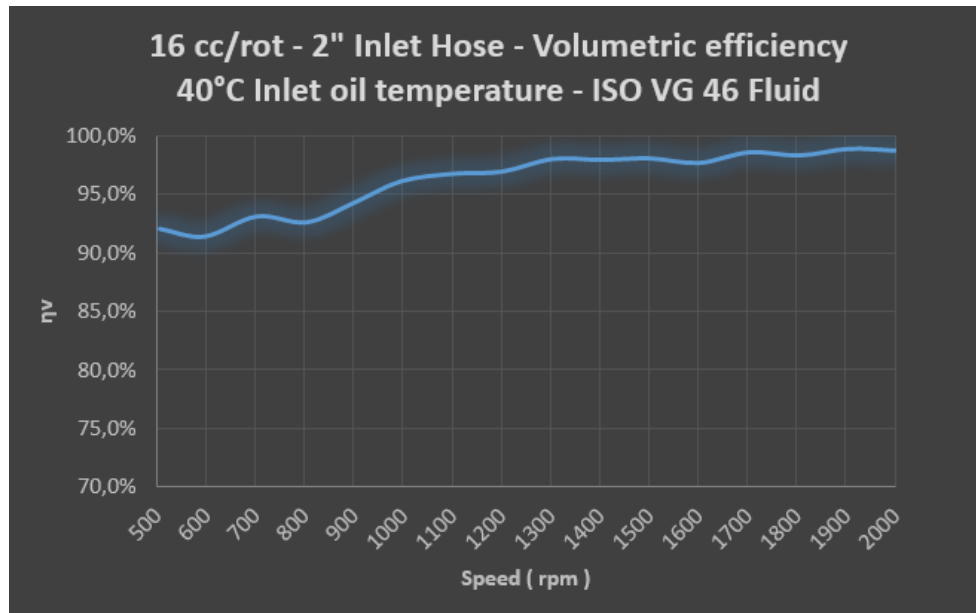


Gráfico 1: Rendimento Volumétrico

### Teste 2:

Fixa-se a rotação do motor num valor definido para cada teste, por exemplo às 1000 rpm (valor próximo à realidade da utilização da bomba) e faz-se variar a pressão à saída da bomba de forma controlada. Neste teste o objetivo é registar o caudal de saída da bomba, a potência utilizada em cada instante e posteriormente calcular os rendimentos associados. A potência fornecida pelo motor elétrico pode ser lida na consola do mesmo, valor ao qual se subtrai 1,5 kW, valor que a própria máquina consome de forma fixa até que possa fazer rodar a bomba, para se obter a potência útil introduzida no sistema.

$$n_g = (\Delta p \times Q) / (600 \times P)$$

$$((\text{bar} \times \text{l}/\text{min}) / (600 \times \text{kW}))$$

$$n_g = n_v \times n_{hm}$$

Tendo em conta que se trata de uma bomba de engrenagens externa, que é menos estável do que uma bomba de pistões, e sendo já usada, fizeram-se 3 ensaios à mesma bomba obtendo-se os seguintes resultados:

<b>1º Ensaio</b>		<b>998 rpm</b>					
		<b>Consumo Interno <math>\Delta kW</math>: 1,5</b>					
Potência Absorvida - Kw	Potência Útil - Kw	l/min	bar	$\eta_g$	$\eta_v$	$\eta_{hm}$	
1,8	0,3	15,8	-	-	-	-	
2,5	1,0	15,6	30	78,0%	94,7%	82,3%	
3,2	1,7	15,5	50	76,0%	94,1%	80,7%	
4,1	2,6	15,3	80	78,5%	92,9%	84,4%	
4,8	3,3	15,1	100	76,3%	91,7%	83,2%	
5,8	4,3	15,0	130	75,6%	91,1%	83,0%	
6,4	4,9	14,9	150	76,0%	90,5%	84,0%	
7,6	6,1	14,7	180	72,3%	89,3%	81,0%	
8,2	6,7	14,5	200	72,1%	88,1%	81,9%	

<b>2º Ensaio</b>		<b>998 rpm</b>					
		<b>Consumo Interno <math>\Delta kW</math>: 1,5</b>					
Potência Absorvida - Kw	Potência Útil - Kw	l/min	bar	$\eta_g$	$\eta_v$	$\eta_{hm}$	
1,8	0,3	15,9	-	-	-	-	
2,4	0,9	15,6	30	86,7%	94,7%	91,5%	
3,1	1,6	15,6	50	81,3%	94,7%	85,8%	
4,0	2,5	15,5	80	82,7%	94,1%	87,8%	
4,7	3,2	15,4	100	80,2%	93,5%	85,8%	
5,7	4,2	15,2	130	78,4%	92,3%	84,9%	
6,3	4,8	15,1	150	78,6%	91,7%	85,8%	
7,3	5,8	14,8	180	76,6%	89,9%	85,2%	
8,2	6,7	14,5	200	72,1%	88,1%	81,9%	

<b>3º Ensaio</b>		<b>998 rpm</b>					
		<b>Consumo Interno <math>\Delta kW</math>: 1,5</b>					
Potência Absorvida - Kw	Potência Útil - Kw	l/min	bar	$\eta_g$	$\eta_v$	$\eta_{hm}$	
1,8	0,3	15,9	-	-	-	-	
2,4	0,9	15,7	30	87,2%	95,3%	91,5%	
3,1	1,6	15,6	50	81,3%	94,7%	85,8%	
4,0	2,5	15,6	80	83,2%	94,7%	87,8%	
4,6	3,1	15,5	100	83,3%	94,1%	88,5%	
5,6	4,1	15,3	130	80,9%	92,9%	87,0%	
6,4	4,9	15,2	150	77,6%	92,3%	84,0%	
7,4	5,9	14,9	180	75,8%	90,5%	83,7%	
8,2	6,7	14,7	200	73,1%	89,3%	81,9%	

Através dos valores registados e tabelados acima parte-se para a construção gráfica do comportamento da bomba quando sujeita a variações de pressão, em resumo + 170 bar de variação de pressão à saída da bomba gerou uma redução de 5% do caudal da mesma bomba:

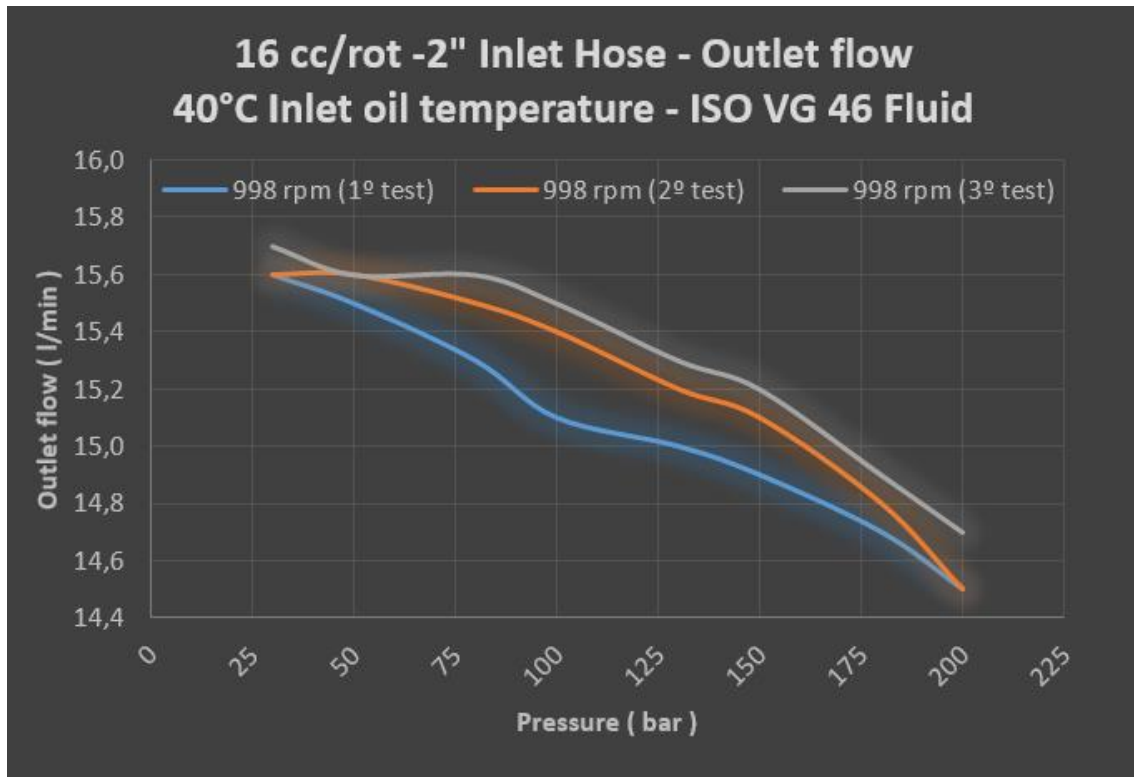


Gráfico 2: Caudal em função de uma Pressão imposta variável

Relativamente à afetação da potência consumida com a mesma variação de pressão, os três ensaios mostram uma grande uniformidade nos resultados, sendo eles:

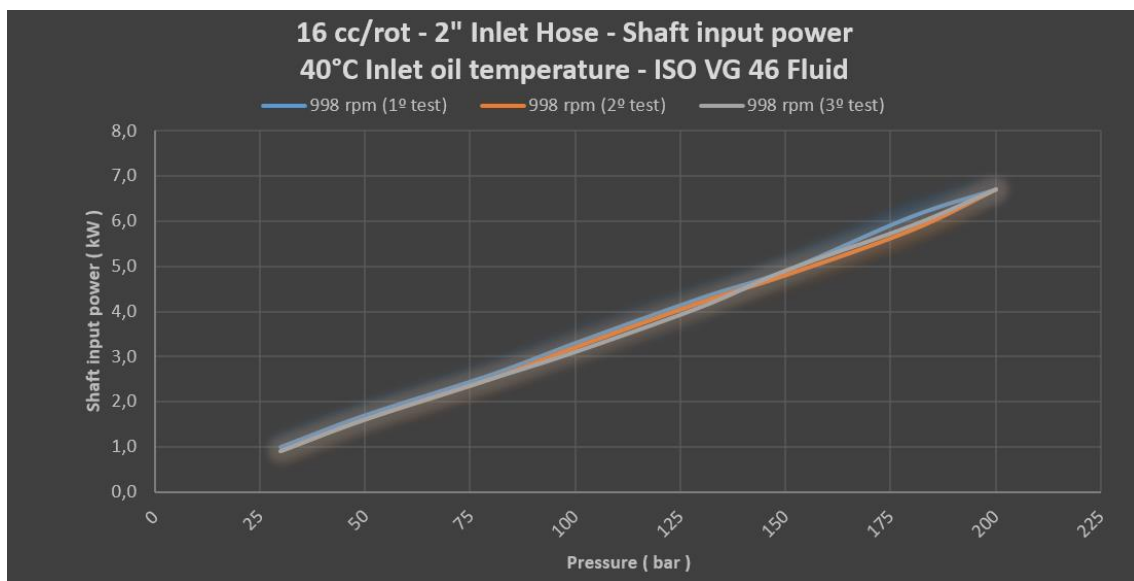


Gráfico 3: Potência consumida em função da variação de Pressão

Finalmente, através do registo instantâneo dos pontos de pressão, caudal e potência fornecida, calcularam-se os rendimentos globais da bomba para os três ensaios e por cada intervalo de pressão, sendo eles:

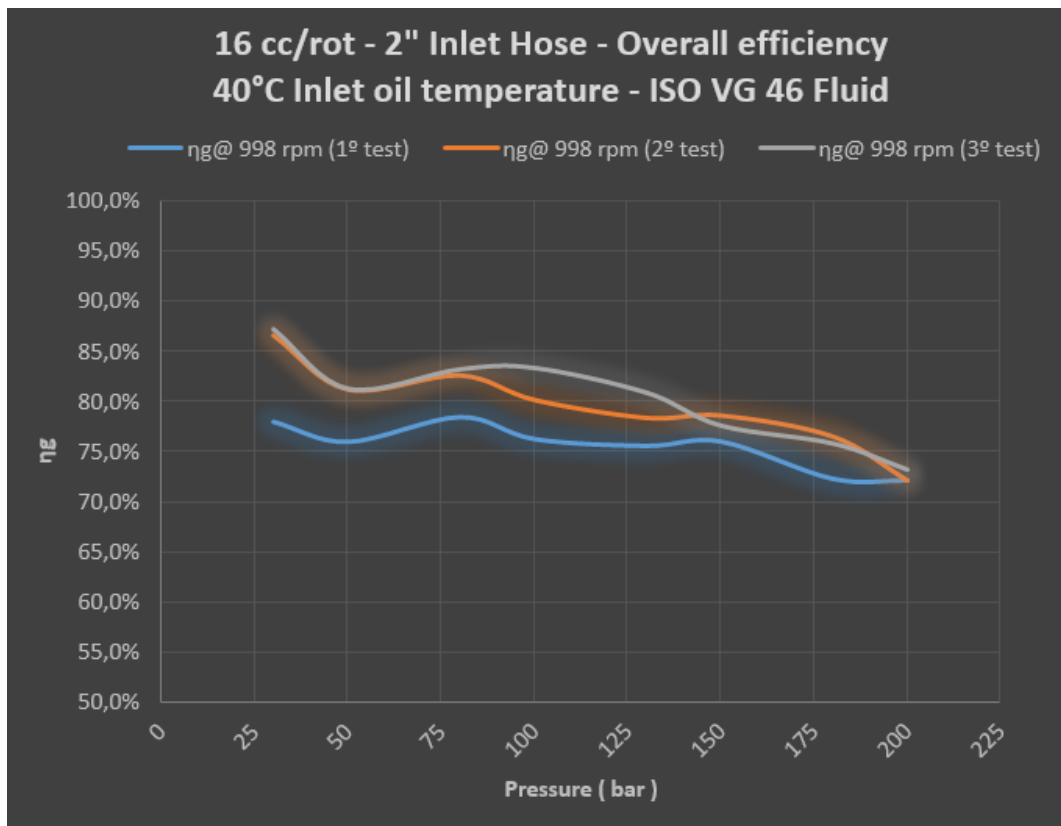


Gráfico 4: Rendimento Global em função da variação de Pressão

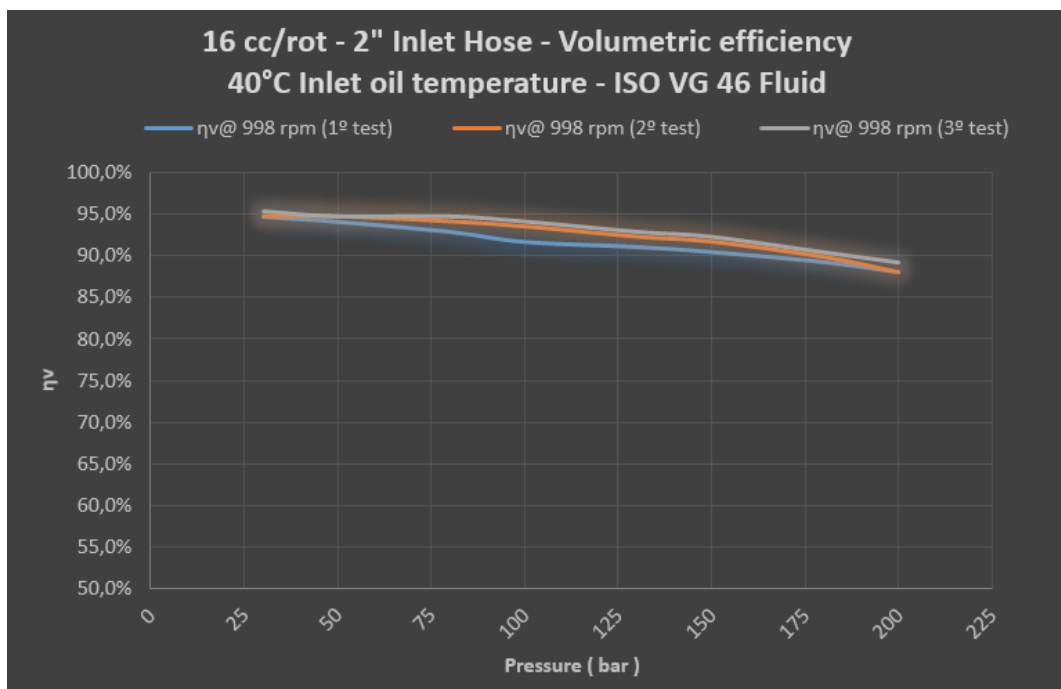


Gráfico 5: Rendimento Volumétrico em função da variação de Pressão

O rendimento volumétrico, que de acordo com o Gráfico 1, tende a aumentar com o aumento da rotação, demonstrou tendência a diminuir com o aumento da pressão, como se pode constatar através da interpretação do Gráfico 5.

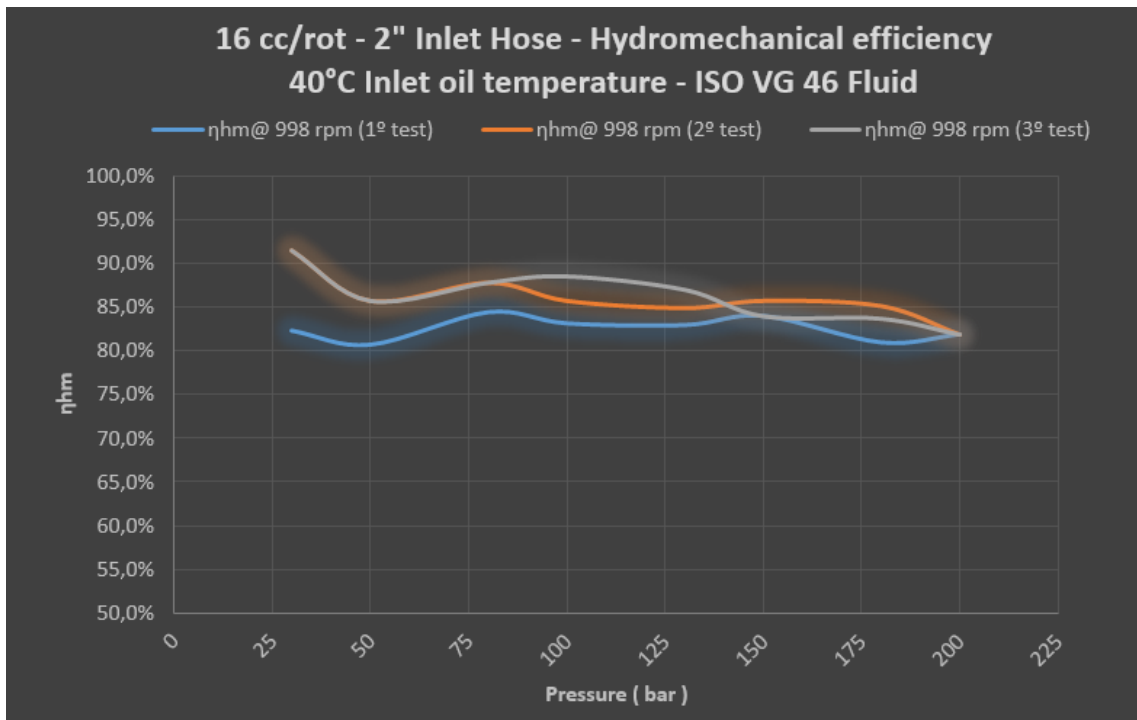


Gráfico 6: Rendimento Hidromecânico em função da variação de Pressão

Relativamente ao rendimento hidromecânico, é de todos os rendimentos analisados o que, perante variações de pressão, se mantém mais estável ao longo dos ensaios: O rendimento hidromecânico dá informação acerca das perdas por atrito/fricção de elementos construtivos da bomba que dependem da pressão e rotação, e é igualmente influenciado pelas perdas de caudal internas.

De acordo com um estudo da HAWE, a perda total de binário nas bombas é igual ao somatório de todas as perdas específicas, sendo elas:

- $M_c$  = perdas constantes devido aos maus tolerânciamientos na maquinagem e às folgas de montagem;
- $M_{\Delta p}$  = perdas associadas às diferenças de pressão (fricção e esforços internos de compressão);
- $M_v$  = perdas associadas à fricção do fluido no interior da bomba;
- $M_p$  = perdas associadas à instabilidade do caudal.

Com estes valores obtemos o valor final de  $M_v$ , a perda total de binário:

$$M_v = M_c + M_{\Delta p} + M_v + M_p$$

## Registo da análise visual e de ruído durante os testes

Além do controlo rigoroso do teste através de indicadores, rendimentos e cálculos associados, é necessário haver controlo de parâmetros menos concretos, mas não menos relevantes, como por exemplo o ruído da bomba em funcionamento que alerta para futuros problemas devido a vibrações atuais causadas por diversas possibilidades. Além do ruído, é igualmente importante avaliar a estabilidade do caudal e da pressão em cada instante, através de instrumentos adequados, mesmo analógicos, consegue-se perceber se há a monotonia desejada ou se há variações repentinas apesar de pouco amplas, que são nefastas ao bom funcionamento dos sistemas.

Seguem exemplos de testes deste carácter, efetuados a uma BI e a uma B3, respetivamente:

Nº	Característica Especificação	Meio / Método de Controlo	BI17M	BI25M
1	Caudal @ 200BAR - 1min Q @ 500rpm $\geq$ _lpm $\eta_v \geq 90\%$	Máquina de ensaios EF01	7,9	11,9
2	Caudal @ 200BAR - 1min Q @ 1000rpm $\geq$ _lpm $\eta_v \geq 90\%$	Máquina de ensaios EF02	15,8	23,8
3	Ruído anormal	Audição	Sem ruído anormal	Sem ruído anormal
4	Pulsação dos ponteiros de pressão	Visual	Sem pulsação	Sem pulsação
5	Fuga	Visual	sem fugas	sem fugas

Observações:

Óleo ISO HM or DIN 51524-2 HLP, viscosidades de 20 a 40mm<sup>2</sup>/s (cSt)  
 Temperatura do óleo de -25°C a 75°C  
 Filtragem ISO 4406 class 18/13, recomendado 10µm  
 Manueira de admissão 2"1/2

Figura 75: Controlo genérico, visual e auditivo a BI's

Nº	Característica Especificação	Meio / Método de Controlo	B3_38	B3_52
1	Caudal @ 100BAR - 1min Q @ 500rpm $\geq$ _lpm $\eta_v \geq 85\%$	Máquina de ensaios EF01	16,2	22,1
2	Ruído anormal	Audição	Sem ruído anormal	Sem ruído anormal
3	Pulsação dos ponteiros de pressão	Visual	Sem pulsação	Sem pulsação
4	Fuga	Visual	sem fugas	sem fugas
<i>Observações:</i>		<i>Óleo ISO HM or DIN 51524-2 HLP, viscosidades de 10 a 100mm<sup>2</sup>/s (cSt)            Temperatura do óleo de -25°C a 80°C            Filtragem ISO 4406 class 18/13, recomendado 25µm            Mangueira de admissão 2"1/2</i>		

Figura 76: Controlo genérico, visual e auditivo a B3

## Falhas, causas e soluções dos principais problemas neste tipo de bombas

Faults	Causes	Remedies
No oil flow	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Empty tank</li> <li>2. Closed valve in inlet hose</li> <li>3. Air in inlet hose</li> <li>4. Wrong sense of rotation</li> <li>5. Reversed hoses</li> <li>6. PTO not engaged</li> <li>7. Pump damaged</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fill tank with recommended fluid</li> <li>2. Open valve</li> <li>3. Put tank above the pump level</li> <li>4. Change pump's rotation sense</li> <li>5. Change inlet and pressure hoses</li> <li>6. See "PTO Troubleshooting"</li> <li>7. Replace pump</li> </ol>
Equipment works with irregular movements	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Air in housing</li> <li>2. Air leakage in inlet hose</li> <li>3. Low oil level</li> <li>4. Pump damaged</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fill housing with recommended fluid</li> <li>2. Repair air leakage</li> <li>3. Fill tank with recommended fluid</li> <li>4. Replace pump</li> </ol>
Pump is noisy	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Cavitation</li> <li>2. Very thick oil</li> <li>3. Air in inlet hose</li> <li>4. Pump damaged</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Replace inlet hose for another with a larger diameter</li> <li>1. Remove inlet restrictions</li> <li>1. Check for clogged tank breather or clogged admission filter</li> <li>2. Replace for an oil with lower viscosity</li> <li>3. Put tank above the pump level and check air pressure in the tank</li> <li>4. Replace pump</li> </ol>
Oil is too hot	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Small diameter or restrictions in pressure and return hoses</li> <li>2. Low oil level</li> <li>3. Small tank</li> <li>4. Dirty oil</li> <li>5. Relief valve improperly set</li> <li>6. Relief valve stuck in open position</li> <li>7. Very thin oil</li> <li>8. Too much flow</li> <li>9. High output power</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Replace the hoses with a larger diameter and remove unnecessary restrictions</li> <li>2. Fill tank with recommended fluid</li> <li>3. Replace for a bigger tank</li> <li>4. Replace oil and filter</li> <li>5. Adjust to equipment specifications or replace if necessary</li> <li>6. Clean and re-set to equipment specifications</li> <li>7. Replace for an oil with higher viscosity</li> <li>8. Reduce speed or replace for a smaller displacement pump</li> <li>9. Fit an oil cooler</li> </ol>
Equipment works very slow compared with the usual	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Small diameter suction in hose</li> <li>2. Restriction in inlet hose</li> <li>3. Relief valve improperly set</li> <li>4. Relief valve stuck in open position</li> <li>5. Pump damaged</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Replace inlet hose for another with a larger diameter</li> <li>2. Remove restrictions</li> <li>3. Adjust to equipment specifications or replace if necessary</li> <li>4. Clean and re-set to equipment specifications</li> <li>5. Replace pump</li> </ol>
Oil leakage	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. From inlet/outlet lines</li> <li>2. From below the nameplate</li> <li>3. From body sections</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Tighten fittings and hoses or replace if necessary</li> <li>2. Stop the system immediately to determine the cause of the leak and correct the problem source</li> <li>3. Tighten bolts for specified torque, or replace damaged o'ring or body</li> </ol>

## Os Testes atuais e os seus Problemas

Mundialmente, os testes efetuados a bombas óleo-hidráulicas consomem muita energia, mas o grande problema é que a maior parte dessa energia é desperdiçada na forma de ruído, temperatura e principalmente em energia potencial, que na verdade, potencial não tem nenhum.

Depois de serem analisadas variadíssimas soluções, sempre com a cultura de poupar e economizar, além da preservação do ambiente, o óbvio surgiu e a ideia, de recuperar todo o desperdício que existe nestes sistemas, passou a ser um objetivo.

As máquinas deste tipo, atualmente fazem testes na ordem dos seguintes valores:

- Motor elétrico de 75 kw
- As bombas de 110 cc/rot a 1000rpm testam até 240 bar no máximo
- As bombas de 80 cc/rot a 1000rpm testam até 250 bar no máximo



Figura 77: Máquina de testes atual – identificação de mangueiras

Como ilustra a Fig.66, a linha de admissão proveniente do tanque, que é de maior diâmetro para garantir uma sobrealimentação para evitar a formação de cavitação, entre outros problemas, vem diretamente do tanque de óleo, no topo da máquina para que a força da gravidade seja uma vantagem. A linha de pressão, de menor diâmetro, após passar na válvula estranguladora onde a pressão é criada, tem como destino o tanque inicial.

Resumidamente, a energia do motor elétrico que coloca a bomba hidráulica a rodar fazendo com que esta desloque um fluido, à pressão atmosférica, através do seu interior, que devido à estrangulação na saída se pressuriza, aumentando o consumo elétrico do motor, que se traduz em maior binário na bomba, para vencer essa mesma estrangulação imposta, tudo isto para se retornar ao mesmo tanque inicial, o mesmo fluido, com o mesmo caudal e com mais 250 bar do que inicialmente.

Um simples cálculo de potência, considerando ( $Q = 140 \text{ l/min}$ ,  $P = 250 \text{ bar}$ ,  $\%_{\text{Global}} = 0,85$ ), permite perceber que se estão a **desperdiçar cerca de 68,60 kW** de potência elétrica, apesar de o teste ser efetuado com sucesso e se cumprir com o pretendido que é: concluir acerca da qualidade da bomba.



Figura 78: Máquina de testes atual - identificação do retorno

## Circuito Aberto ou Circuito Fechado

Para um melhor entendimento da solução que será apresentada *a posteriori*, neste tópico, será explicada a diferença entre circuito aberto e circuito fechado.

De forma resumida, um circuito aberto consiste numa bomba que recebe todo o fluido hidráulico, que por ela passa, de um reservatório e o envia, após desempenhar o seu papel, novamente para o mesmo reservatório. Por outro lado, um circuito fechado consiste numa bomba que recebe o fluido do atuador, e envia o fluido novamente para o atuador, sem nunca existir um tanque à pressão atmosférica onde é feita a descarga.

A decisão sobre usar ou não um circuito aberto ou fechado depende diretamente da aplicação do mesmo e da envolvente do sistema.



Figura 79: Atuador – Tesoura ABER

Por exemplo, se o objetivo for controlar cilindros hidráulicos, Fig.79, garantidamente que um circuito fechado não é a opção a escolher. Sendo o circuito fechado, o caudal de entrada na bomba tem de ser igual ao caudal de saída e portanto o mesmo tem de acontecer em todos os órgãos do sistema, e num cilindro, devido à existência de uma haste de um dos lados, o volume de óleo que entra é superior ao que sai e dessa forma não ia existir equilíbrio no sistema, ia ocorrer cavitação entre outros problemas. Ainda assim, um cilindro de dupla haste poderia funcionar, mas por questões práticas e de controlo de caudal raras vezes se usa um circuito fechado para se acionar cilindros hidráulicos.

Relativamente a motores hidráulicos, o tipo de circuito mais vezes usado é sem dúvida o circuito fechado. Os motores são quase sempre bidirecionais e por essa razão estão já internamente preparados para este tipo de circuito.

Note-se que nem todas as bombas ou motores estão preparados para trabalhar em circuito fechado. Para isto poder acontecer, os equipamentos além de terem que aguentar a pressão do sistema, na linha de pressão, também têm que estar preparados para aguentar essa mesma pressão na sua linha de admissão. Caso contrário, a carcaça ou cárter do equipamento explode uma vez que a pressão interna pode ser cerca de 100 vezes superior àquela para o qual foi dimensionado.

Um circuito fechado – Fig.80 Direita - normalmente não requer um tanque tão grande como o de um circuito aberto, pois a maior parte do fluido recircula em loop ao invés de ser admitido e posteriormente devolvido a um tanque à pressão atmosférica. Como um circuito fechado precisa de uma bomba externa a alimentar o sistema para garantir que as perdas e fugas do sistema não o colocam a trabalhar sem óleo, essa bomba é a única que necessita de um tanque externo.

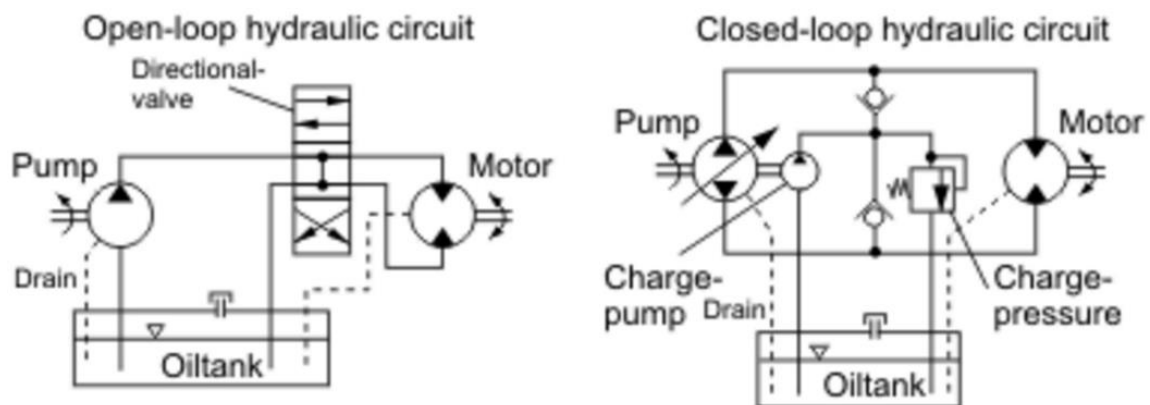


Figura 80: Circuito Aberto - Circuito Fechado – “Hydraulic chillermfg”.

## Arrefecimento

Um circuito fechado geralmente trabalha com temperaturas superiores às de um circuito aberto equivalente pois o mesmo óleo recicla e não tem tanto tempo nem exposição direta a condições que o arrefeçam tais como as paredes laterais de um tanque ou das mangueiras.

Contudo, um circuito fechado consegue apresentar a performance de arrefecimento mais eficiente para um arrefecedor de óleo – Fig.81 - pois também apresenta o maior diferencial térmico ( $T_{ext.} - T_{int.}$ )



Figura 81: Arrefecedor de óleo

## Estudo da Solução

Após esta análise detalhada do que é feito atualmente no mercado, a identificação de desperdícios e a formulação do objetivo a cumprir: reduzir desperdícios e aumentar a eficiência, levando o benefício do progresso alcançado a um número crescente de pessoas, iniciou-se o processo de especificar objetivamente o que fazer e como o fazer.

O primeiro passo foi esboçar uma solução em papel que após a sexta tentativa começou a satisfazer o pretendido. Posteriormente desenhou-se em Inventor, usando a biblioteca mais atual “Mechanics”, o circuito completo da máquina pretendida.

Por fim, fizeram-se os cálculos e impuseram-se cenários reais para que se calculasse com o máximo de rigor qual seria a poupança obtida a curto, médio e longo prazo.

Após esta definição rigorosa do circuito e do seu dimensionamento, escolheram-se os componentes a utilizar, sendo que o principal componente teve de ser projetado pois não existe no mercado e com algumas alterações significativas a um produto ABER lançado em 2017, conseguiu-se cumprir a tarefa por completo.

Considerando que, genericamente, as bombas da ABER estão preparadas para circuitos abertos, não é possível, porque não é essa a função delas, nem têm construção para tal, aguentar pressão na linha de admissão. Se fosse esse o caso, o cárter iria explodir de imediato.

Tendo em conta que a bomba que está a ser testada transmite a energia do sistema eletromecânico para o fluido e que posteriormente esse fluido é devolvido ao tanque a céu aberto, se desviarmos o caudal para algum órgão que o absorva, suportando a pressão máxima de 250 bar, e que por sua vez tenha ligação mecânica à própria bomba em teste, retirando esforço ao motor elétrico à qual estava anteriormente acoplado, estar-se-ia a recuperar grande parte da energia transmitida ao sistema. Contudo, em primeiro lugar, as bombas que se vão testar não têm o mesmo caudal, ou seja, o objetivo é esta máquina ser capaz de controlar e testar bombas que vão desde 12 l/min aos 140 l/min, em segundo lugar, a rotação do motor elétrico não será constante, e o órgão recuperador de energia teria de acompanhar esta variação de rotação e quando necessário equilibrar o balanço de caudais e pressões através da obrigação mecânica de se manter em sintonia com o eixo do motor elétrico.

Em resumo, o que se pretende é uma solução que torne o motor elétrico num alimentador de um sistema paralelo “quase” - (devido às perdas internas) – sustentável, ao invés de único impulsor que costuma ser nas restantes máquinas de teste do género. Desta forma, a própria bomba de testes está a alimentar, reintroduzindo a energia por ela transformada no sistema, o órgão que a põe a rodar.

Esse órgão terá que ser um motor, com construção própria de um bidirecional, para que aguente pressão dos dois lados, e de cilindrada variável, para que possa compensar o sistema de acordo com as solicitações e condições impostas em cada instante.

## O Órgão de Recuperação Energética – VDM – Variable Displacement Motor

Como já foi explicado inicialmente, faz todo o sentido que se apliquem produtos ABER na própria máquina de testes que se está a construir, contudo, acontece que a ABER não tem nenhum motor de caudal variável para que se aplique nesta situação. A partir da bomba VDP existente e fazendo-se alterações ao seu comando LS obteve-se com sucesso um novo produto: VDM.

Alterações necessárias para transformar uma VDP - Variable Displacement Pump, num VDM - Variable Displacement Motor:

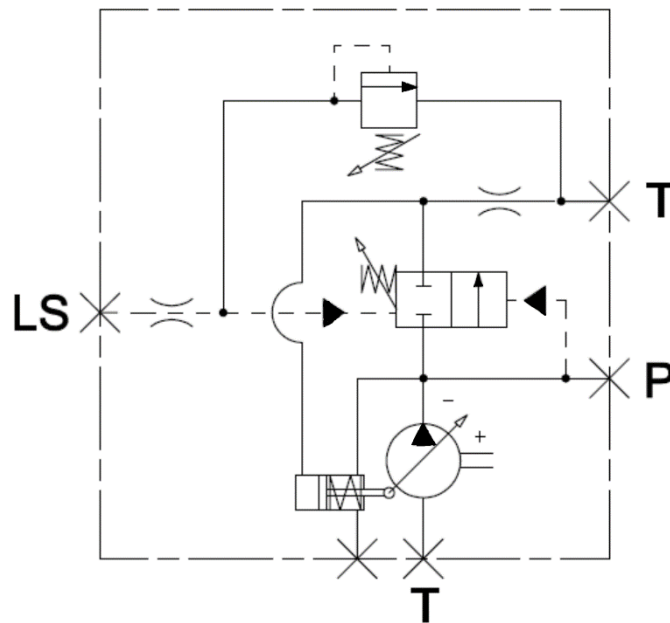


Figura 82: Esquema do LS de uma VDP

A variação da cilindrada da bomba VDP é efetuada por um balanço de pressões no cilindro interno da bomba, oriundas da linha de pressão da bomba (P) e da pressão do circuito (LS) como se pode verificar no esquema hidráulico da mesma – Fig.83

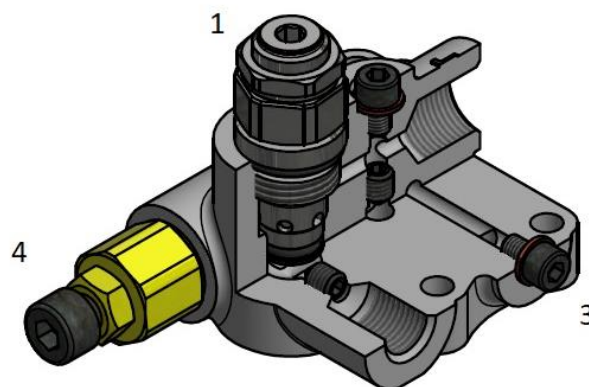


Figura 83: Vista Corte 3D de um LS de uma VDP

Para esta aplicação, pretende-se que o motor se mantenha sempre com a cilindrada no seu valor máximo e para tal remove-se a peça nº 1 (limitadora de pressão), assim como a pilotagem da servoválvula (4) pela linha de pressão da bomba (P), através da eliminação do furo 3 na versão bomba, passando a pilotagem da servoválvula (4) a ser apenas efetuada pelo LS no seu lado oposto, o que se traduz na alteração da posição do furo 2 (versão bomba) para o furo 3 (versão motor).

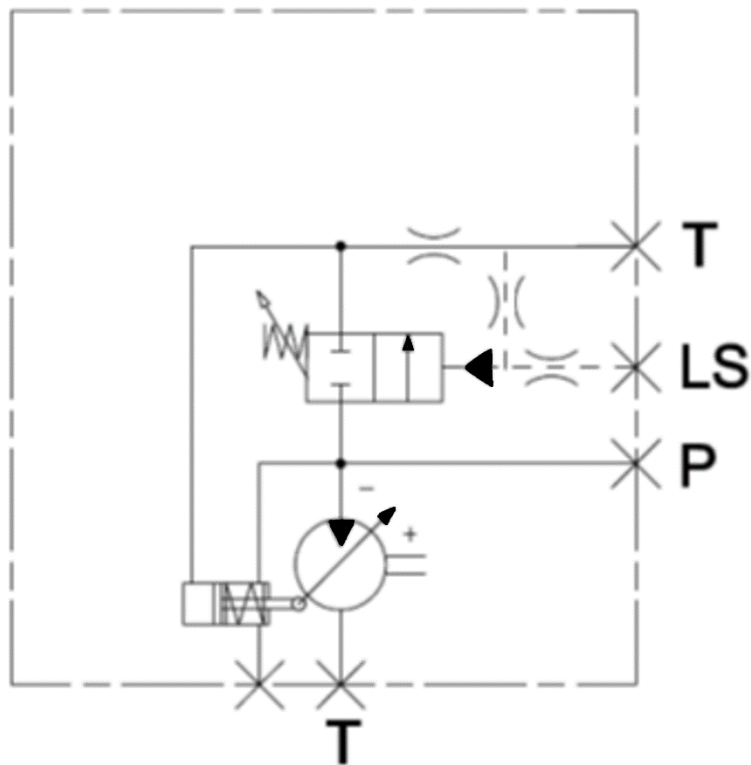


Figura 84: Esquema do LS de um VDM

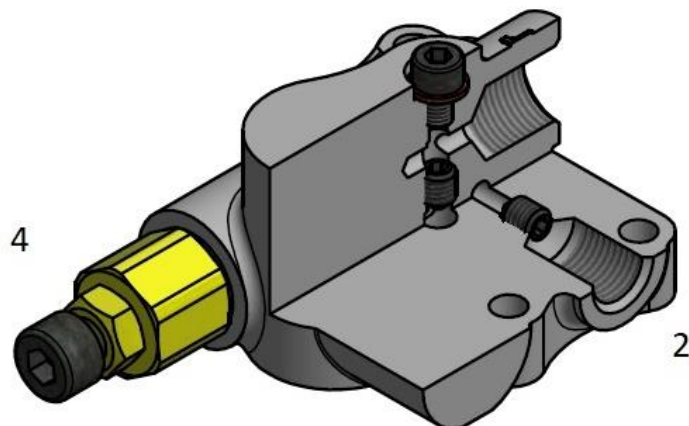


Figura 85: Vista Corte 3D de um LS de um VDM

## Construção do Circuito Hidráulico

### Resumo de Símbolos usados

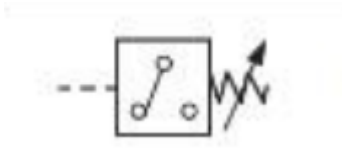


Figura 86: Pressostato



Figura 88: Bomba Unidirecional de Caudal Fixo

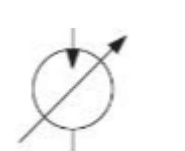


Figura 87: Motor Unidirecional de Cilindrada Variável



Figura 90: Atuador de Duplo Efeito



Figura 91: Motor Bidirecional de Cilindrada Fixa



Figura 89: Bomba Unidirecional de Cilindrada Variável

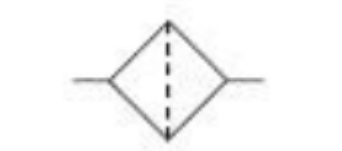


Figura 93: Filtro de Pressão

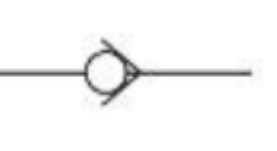


Figura 94: Válvula Anti Retorno

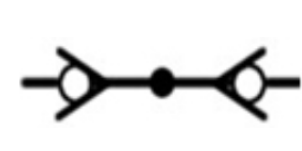


Figura 92: Linha de engate rápido



Figura 97: Válvula Limitadora de Pressão

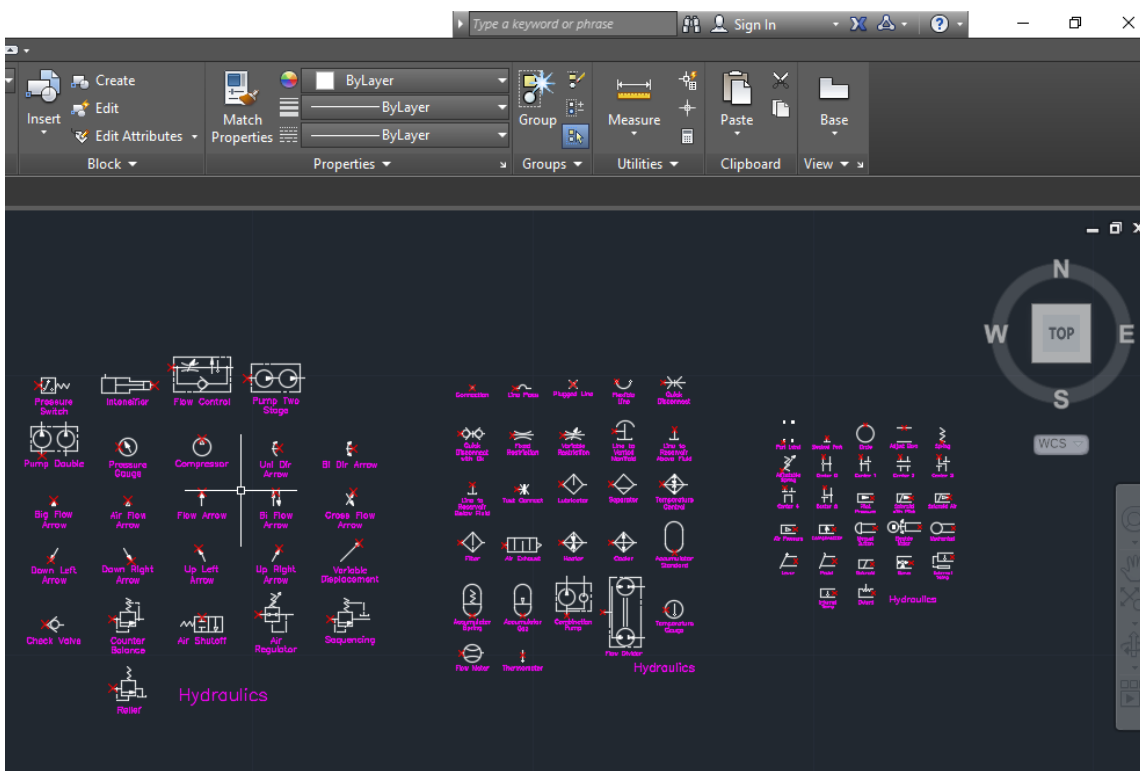
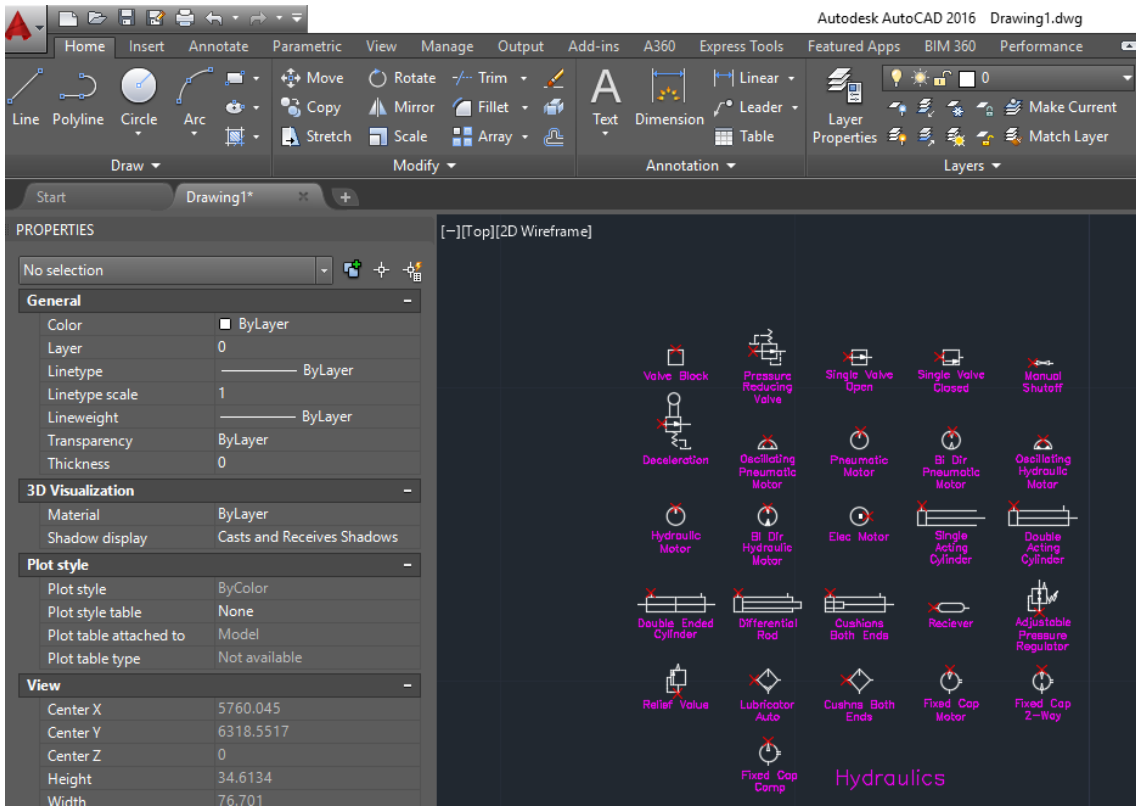


Figura 95: Estrangulamento Fixo



Figura 96: Estrangulamento Variável

### Software – “INVENTOR LIBRARY – MECHANICS”



**ECO-STAND** - CRIAÇÃO DE UMA MÁQUINA DE TESTES DE ALTO RENDIMENTO, PARA BOMBAS ÓLEO-HIDRÁULICA

*Ricardo J. Bernardes*

Definição do Circuito Final

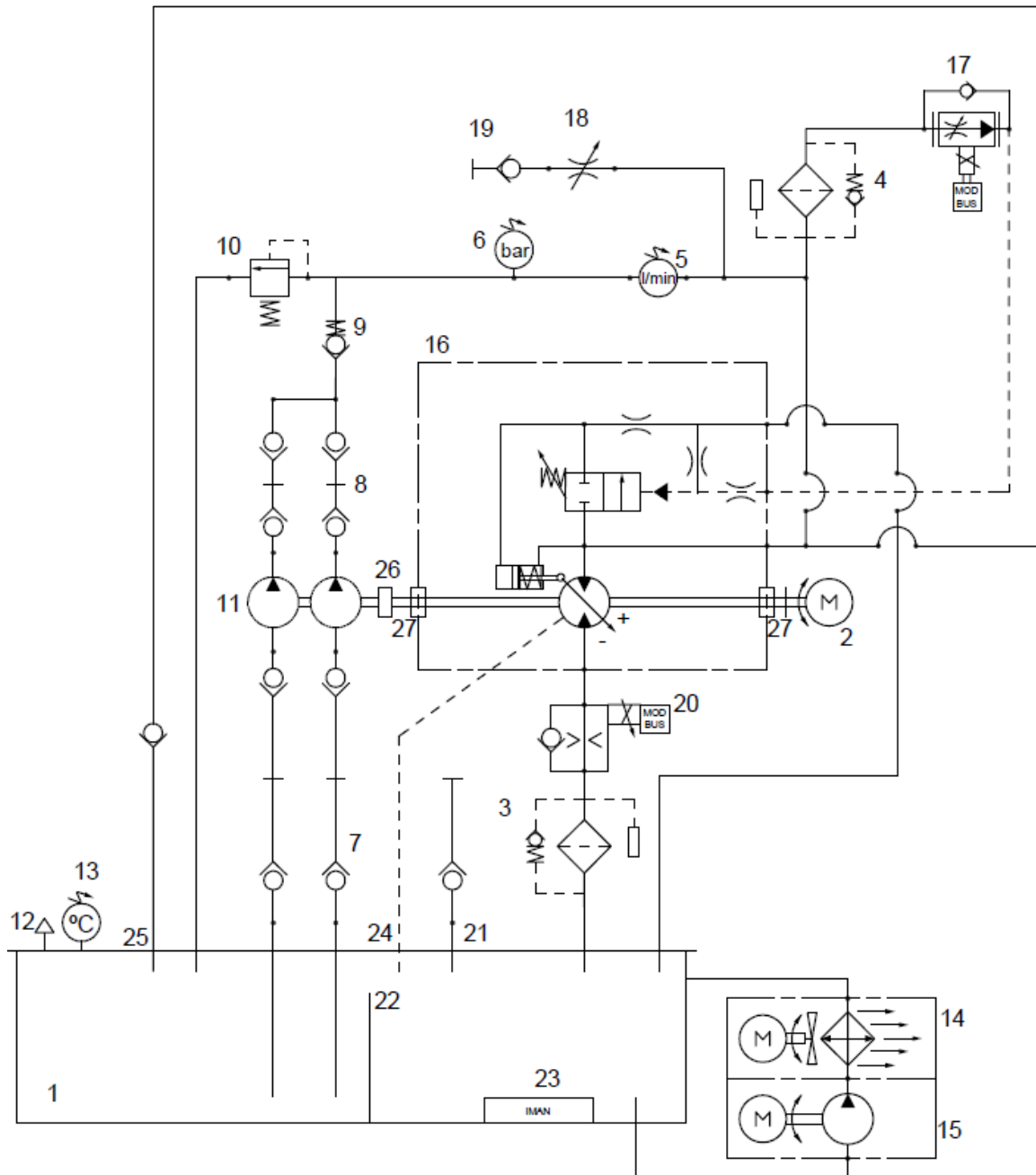


Figura 98: O ESQUEMA

## Legenda

27	2	Acoplamento elástico		
26	1	Tacómetro e dinamómetro MODBUS		
25	1	Linha de admissão para compensação		
24	1	Dreno do motor		
23	1	Iman		
22	1	Barreira quebra ondas		
21	1	Retorno da servo valvula LS		
20	1	Valvula de controlo de caudal proporcional 315bar 160lpm MODBUS		
19	1	Ponteira de engate rápido		
18	1	Restritor para testar bombas de caudal variável		
17	1	Valvula de controlo de caudal proporcional MODBUS		
16	1	Motor de caudal variável 109cc, comando "LS"		
15	1	Unidade de bombagem		
14	1	Arrefecedor de óleo por convecção		
13	1	Termómetro digital MODBUS		
12	1	Filtro de enchimento e ar		
11	1	Bomba a testar (simples ou dupla), máx 110cc/rot		
10	1	Limitadora principal 270 bar		
9	1	Anti-retorno		
8	2	Engate rápido da pressão		
7	2	Engate rápido da admissão		
6	1	Sensor de pressão digital MODBUS		
5	1	Caudalimetro digital MODBUS		
4	1	Filtro de pressão 5 micron com pressostato		
3	1	Filtro retorno 25micron com pressostato		
2	1	Motor electrico		
1	1	Tanque 300l		
Item	Qty	Description		
FILE NAME		FSCM NO	SHEET	SCALE
1\2018\ECO-STAND\ECO-STAND\ECO-STAND.dwg				1:1
SIZE		A3		
DRAWN		02/08/2018 RJ Bernardes		
CHECK				
APPR.				
ISSUED				
REV		05		
CONTRACT NO		-		
		6	7	8

Figura 99: A Legenda

## Controladores do sistema

Os controlos principais do sistema resumem-se nas 3 unidades de regulação de caudal e pilotagem seguintes:

- Servo-Válvula LS;
- Válvula 17;
- Válvula 20.

### Servo-Válvula LS

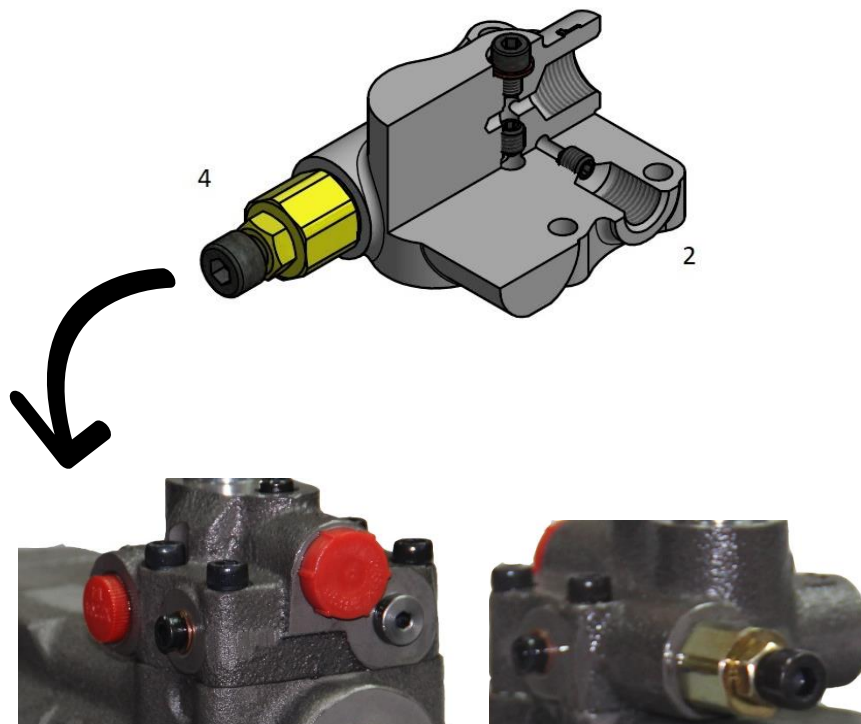


Figura 100: 3D e Realidade

A pilotagem desta servo-válvula 2/2 é hidráulica, usando a pressão do próprio sistema onde está aplicada para mudar de estado. Esta válvula é normalmente fechada pois tem uma mola que será pré afinada pelo fabricante num intervalo de 0 até 80 bar de diferencial. Quanto menor for esse valor, maior será a sensibilidade do controlo, e mais reativo será a qualquer variação durante os testes, podendo prejudicar a leitura de dados, especialmente quando se trata de uma máquina automática.

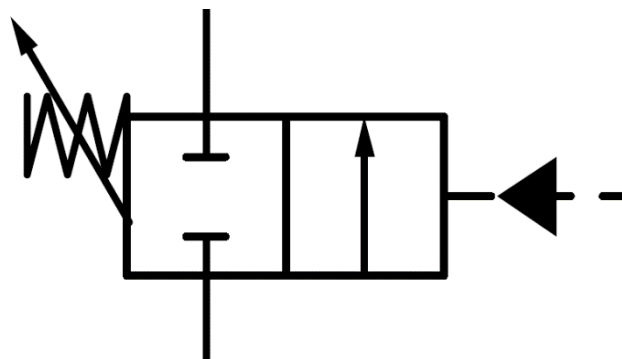


Figura 101: Esquema detalhado da Servo-Válvula LS

## Válvula 17

Dimensionamento da Válvula de Pilotagem número 17 através da equação de Bernoulli

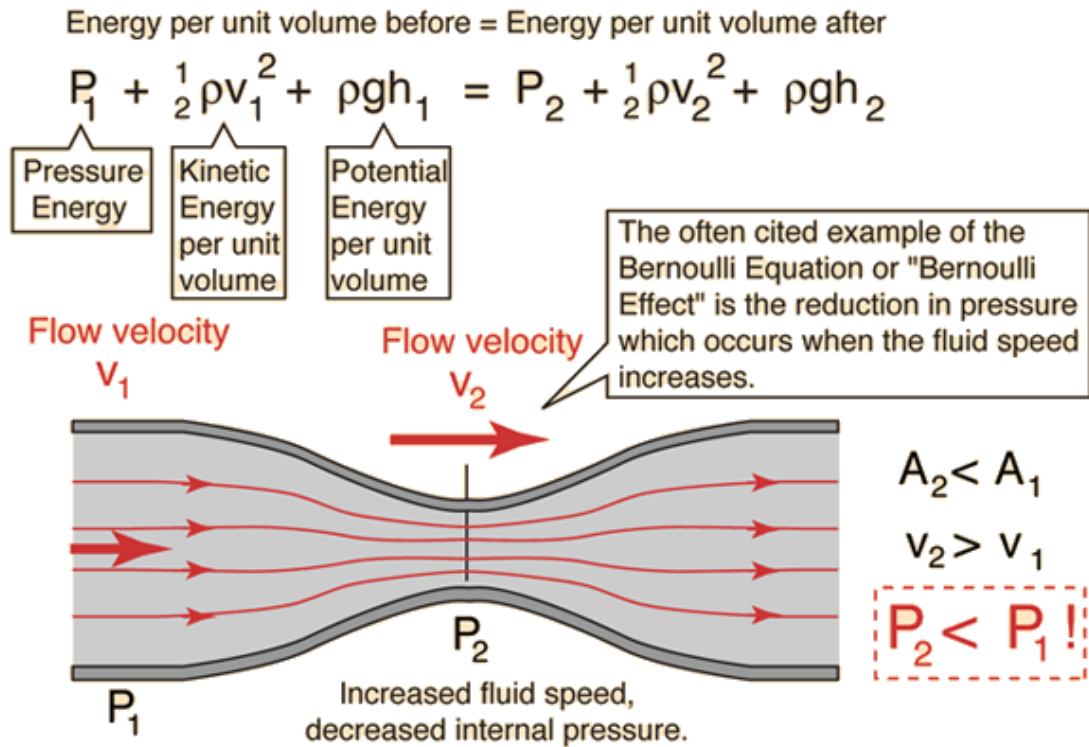


Figura 103: Conceito de Bernoulli ilustrado

$$\text{solve} \left( 250 \cdot 10^5 + \frac{1}{2} \cdot 890 \cdot \left( \frac{x}{\pi \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 890 \cdot \left( \frac{x}{\pi \cdot (0.5 \cdot 10^{-3})^2} \right)^2, x \right)$$

Valor positivo de  $x = 0,0001865 \text{ m}^3/\text{s} \Leftrightarrow x = 11,20 \text{ l}/\text{min}$

Figura 102: Printscreen da Calculadora

Uma vez que o valor obtido, excluindo perdas localizadas, foi de 11,20 l/min, optou-se por definir a válvula 17 para um caudal de segurança de 20 l/min.

**DIRECT OPERATED  
FLOW CONTROL VALVE  
WITH ELECTRIC PROPORTIONAL  
CONTROL AND POSITION  
FEEDBACK  
SERIES 52**

**SUBPLATE MOUNTING  
ISO 6263-03**

**p** max **250** bar

**Q** max (see performances table)



Figura 104: Tipo de Válvula – Série 52

**Especificações e Vantagens:**

- Trata-se de uma válvula compensadora de pressão, de dois sentidos, reguladora de caudal com um controlo proporcional eletrónico e com uma interface de montagem de acordo com a norma harmonizada ISO 6263;
- É uma válvula com elevada sensibilidade quanto à regulação do caudal e com elevada repetibilidade de trabalho;
- É muitas vezes utilizada para controlar o caudal que faz atuar braços e atuadores hidráulicos, regulando a velocidade dos mesmos com muito rigor;
- TO caudal que por ela passa pode ser modulado em função direta e contínua do sinal de referência ao qual é proporcional, recebido pela unidade de controlo eletrónica – neste caso será MODBUS;
- Esta válvula está disponível em 5 opções de amplitude de caudal até a um máximo de 25 l/min.

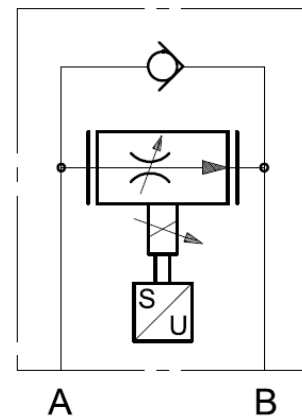


Figura 105: Esquema simplificado da válvula

Performance da válvula nas seguintes condições:

- Óleo mineral com viscosidade de 36 cSt aos 50°C e com utilização da carta eletrónica associada.

Maximum operating pressure	bar	250
Minimum $\Delta p$ between A and B port		10
Maximum controlled flow	l/min	1,5 - 4 - 8 - 16 - 25
Min. controlled flow (for 1 and 4 l/min. reg.)		0,025
Maximum free-reverse flow		40
Step response	see paragraph 7	
Hysteresis	% of Q max	< 2,5%
Repeatability	% of Q max	< $\pm 1\%$
Electrical characteristic	see paragraph 6	
Ambient temperature range	°C	-10 / +50
Fluid temperature range	°C	-20 / +80
Fluid viscosity range	cSt	10 ÷ 400
Fluid contamination degree	According to ISO 4406:1999 class 18/16/13 (class 17/15/12 for flows < 0,5 l/min)	
Recommended viscosity	cSt	25
Mass	kg	2,2

Figura 107: Características Principais da Válvula

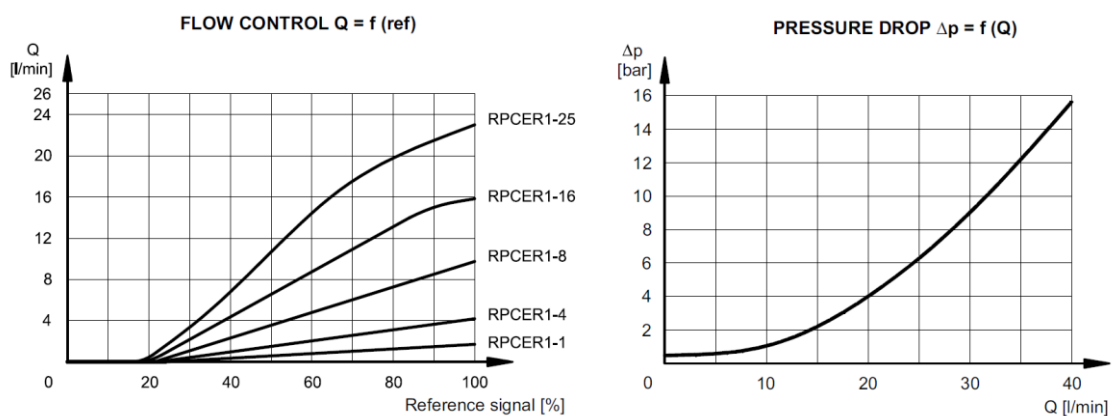
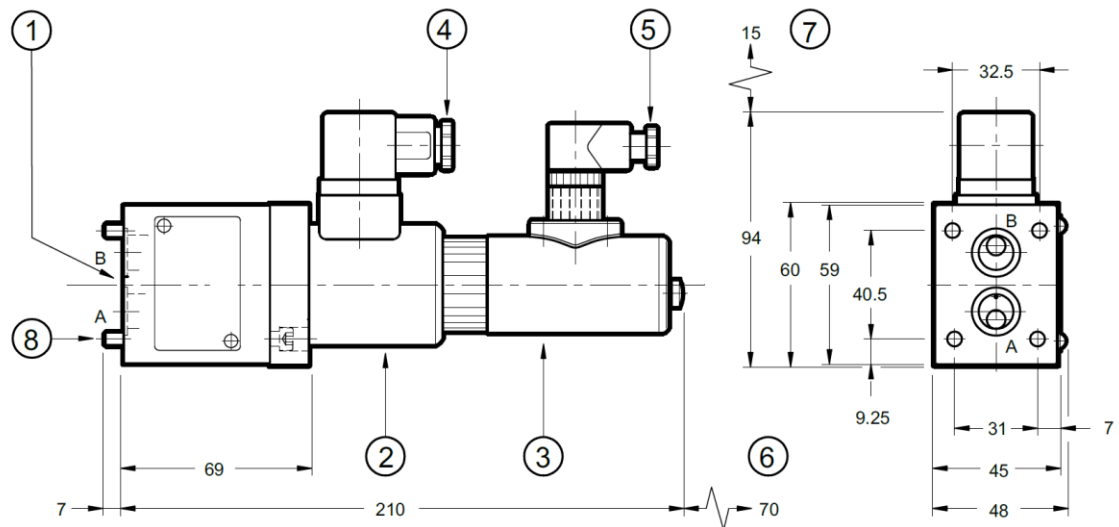


Figura 106: Carta de caudal em função do sinal de referência e queda de pressão em função do caudal.



1	Mounting surface with sealing rings: 2 ORM-0140-20 (14x2)
2	Proportional solenoid
3	Position transducer
4	EN 175301-803 (ex DIN 43650) electrical connector for proportional solenoid
5	Electrical connector 4 pin M12 - IP67 PG7 for position transducer
6	Position transducer removal space
7	Connector removal space
8	4 SHC screws M5x65 included in the supply. Torque: 5 Nm

Figura 108: Esquema e Legenda da Válvula 17

Válvula 20

Proportional flow control valve,  
2-way version

RE 29190/02.07  
Replaces: 02.06

1/12

Type 2FRE

Sizes 10 and 16  
Component series 4X  
Maximum operating pressure 315 bar  
Maximum flow 160 l/min

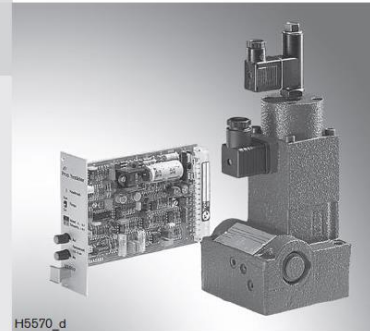


Figura 109: Tipo de válvula - 2FRE

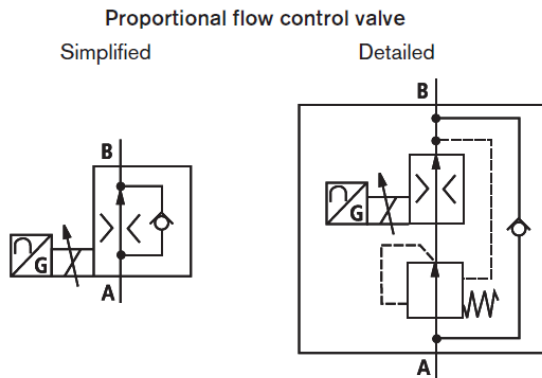


Figura 110: Esquema simplificado e detalhado

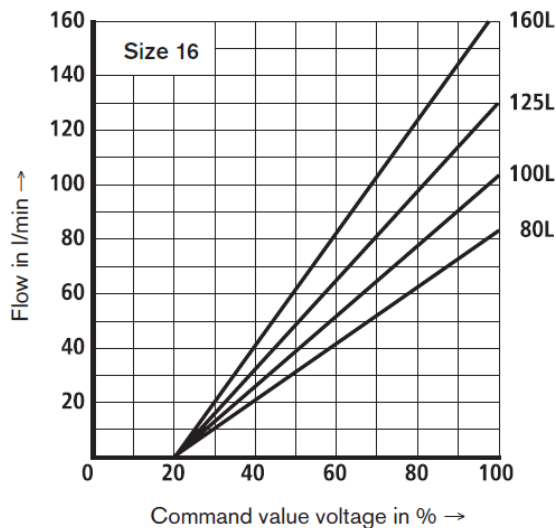


Figura 111: Carta de caudal em função do sinal de referência

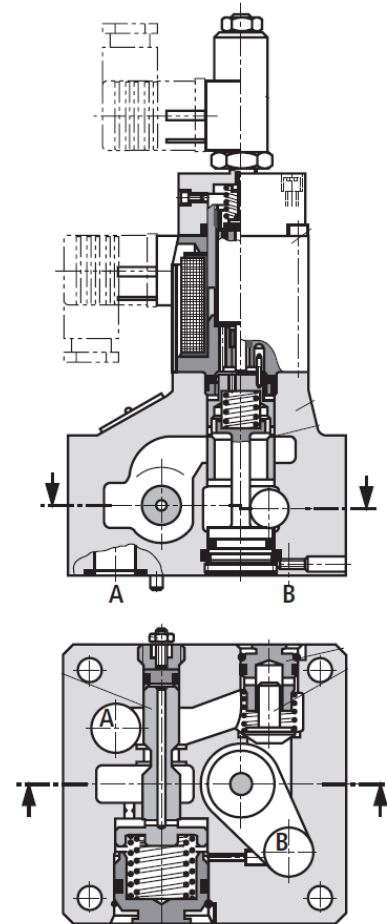


Figura 112: Ilustração do interior da válvula 20

**Especificações Técnicas:**

Size	Size	<b>10</b>				<b>16</b>					
Weight	– Proportional flow control valve	kg	6.1				8.5				
	– Rectifier sandwich plate	kg	3.2				9.3				
Installation orientation			Optional								
Storage temperature range		°C	– 20 to + 80								
Ambient temperature range		°C	– 20 to + 70								
<b>Hydraulic</b> – proportional flow control valve (measured with HLP46 and at $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$ )											
Size	Size	<b>10</b>				<b>16</b>					
Max. operating pressure	in port A	bar	Up to 315								
Max. flow	– Linear	l/min	10	16	25	50	60	80	100	125	160
	– Progressive with rapid speed	l/min	40				–				
Minimum pressure differential		bar	3 to 8				6 to 10				
$\Delta p$ with free flow B → A		bar	see diagram on page 9								
Flow control											
Temperature drift	– Hydraulic + electrical $\Delta q_V / \text{°C}$	%	0.1 of $q_{Vmax}$								
	– Pressure-compensated (up to $\Delta p = 315\text{ bar}$ )	%	$\pm 2$ of $q_{Vmax}$								
Hydraulic fluid			Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 Further hydraulic fluids on enquiry!								
Hydraulic fluid temperature range		°C	– 20 to + 80								
Viscosity range		mm <sup>2</sup> /s	15 to 380								

**Electrical** – proportional solenoid

Type of voltage		DC	
Coil resistance	– Cold value at 20 °C	Ω	10
	– Max. hot value	Ω	13.9
Duty cycle		%	100
Max. current per solenoid		A	1.51
Electrical connection			With component plug to DIN EN 175301-803-A
			Cable socket to DIN EN 175301-803-A <sup>1)</sup>

Figura 113: Características mecânicas e elétricas

## Filtragem e filtros escolhidos - Catálogos

### FILTROS E MEIOS FILTRANTES

Todos os sistemas hidráulicos têm uma contaminação sólida inicial, que tende a aumentar durante o funcionamento devido ao desgaste dos componentes, entrada pelos vedantes, etc.: por esta razão é necessário utilizar filtros que, retenham o contaminante, permitindo obter e manter o nível de contaminação requerido.

Segundo a sua posição no sistema, os filtros mais comumente usados são:

- **Filtros de retorno**, a jusante de todos os componentes, filtram o óleo antes que volte ao depósito. A sua função é manter o nível de contaminação requerido no depósito (protecção indirecta dos componentes) e devem ser dimensionados para ter uma elevada capacidade de retenção de contaminante (mantendo uma longa duração). Normalmente utilizam-se elementos em micro fibra (filtragem absoluta,  $\beta_x \geq 75$ ) ou em papel (filtragem nominal,  $\beta_x \geq 2$ ).
- **Filtro na pressão**, sobre a linha de pressão, protegem directamente um ou mais componentes, assegurando que sejam alimentados com óleo com o nível de contaminação adequados. Normalmente utiliza-se elemento em micro fibra (filtragem absoluta,  $\beta_x \geq 75$ ), ou em papel (filtragem nominal,  $\beta_x \geq 2$ ).
- **Filtro na aspiração**, sobre a linha de aspiração, protegendo a bomba da eventual contaminação grosseira. Normalmente utiliza-se elementos de rede metálica (filtragem geométrica) e deverão ser dimensionados de modo a evitar problemas de cavitação da bomba.

Figura 114: Informação geral das marcas

### INDICATOR DE COLMATAGEM

Durante o funcionamento da instalação, a perda de carga através do filtro aumenta à medida que o elemento colmata, devido à retenção de contaminante.

O elemento filtrante deve ser substituído quando colmatado e antes que a perda de carga supere o valor da regulação da válvula de bypass.

Por esta razão é recomendado o uso de um indicador de colmatagem (visual ou eléctrico), regulado a um valor inferior ao da válvula de bypass, para existir uma sinalização precisa do momento mais adequado para substituição do elemento filtrante.

Para o filtro de retorno e para o filtro de baixa pressão o indicador de colmatagem pode ser um **manómetro** ou um **pressostato** que mede a pressão a montante do filtro.

Para o filtro de alta pressão e para alguns filtros no retorno, o indicador de colmatagem pode ser do tipo **diferencial**: medindo a pressão a montante e a jusante do filtro e activa um sinal quando a pressão diferencial atinge o valor estabelecido. Para o filtro na aspiração o indicador de colmatagem é um **vacuómetro** ou um **vacuóstato** que mede a depressão a montante do filtro.

Figura 115: Informação do fabricante de filtros

Para o filtro de retorno e de admissão o indicador de colmatagem escolhido é do tipo:

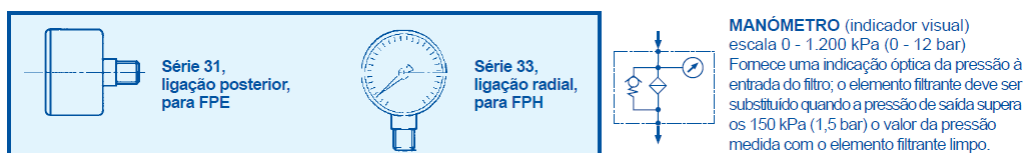
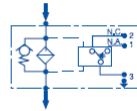
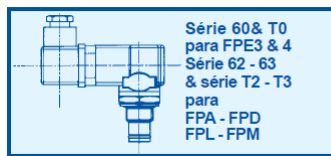


Figura 116: Manómetro Analógico

Contudo, para o filtro de pressão o escolhido é do tipo:



#### INDICADOR DO TIPO DIFERENCIAL (eléctrico)

Medida a perda de carga através o filtro e ao atingir a pressão diferencial preestabelecida activa um sinal eléctrico, para indicar a necessidade de substituir o elemento filtrante.

A série T é dotada de um termostato que permite a activação do sinal só quando a temperatura atinge os 30°C, para evitar o falso alarme no caso do arranque em frio.

Para cruzamento de dados com a tabela de baixo, o caso da ECO-STAND será tratado por questões de salvaguarda como tendo um fator ambiental de 2,3.

## DÉBITO REAL ATRAVÉS DO FILTRO

Para evitar erros no dimensionamento de um filtro, é essencial calcular o débito REAL de óleo que o atravessa:

- no **filtro na aspiração e na pressão** o débito é normalmente o da bomba (única excepção o filtro em placa série FPD01 e 12, onde o débito é só o necessário à válvula pilotada)
- no **filtro de retorno** é necessário calcular o débito máximo possível, tendo em conta a eventual linha de retorno suplementar e a eventual presença de cilindros e de acumuladores. Se não se conhece com exactidão o seu valor, é boa norma considerar de forma estimada um débito pelo menos 2 + 2,5 vezes o da bomba.

A vida do elemento filtrante é influenciada de modo significativo ao nível de contaminação do ambiente em que está situada a instalação e o grau de manutenção reservado a esta instalação. Para ter em conta este parâmetro, o valor do débito real será multiplicado por um "factor ambiental", conforme a tabela em seguida indicada:

FACTOR AMBIENTAL			
Grau de manutenção da instalação	Nível de contaminação ambiental		
	BAIXO	MEDIO	ALTO
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Depósito bem protegido, com filtro de ar eficaz</li> <li>• poucos actuadores, com óptima protecção à entrada do contaminante</li> <li>• frequente monitorização das condições do filtro</li> </ul>	1,0	1,0	1,3
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Depósito protegido, com filtro de ar eficaz</li> <li>• muitos actuadores, com boa protecção ao ingresso de contaminante</li> <li>• monitorização programada das condições do filtro</li> </ul>	1,0	1,5	1,7
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Depósito com pouca protecção</li> <li>• muitos actuadores, com pouca protecção ao ingresso do contaminante</li> <li>• monitorização esporádica das condições do filtro</li> </ul>	1,3	2,0	2,3
	Exemplo. instalação situada em ambiente climatizado	Exemplo. instalação situada em instalação industrial	Exemplo. instalação situada em ambiente hostil (fundição, máquinas de madeira, máquinas móbil).

Figura 117: Dimensionamento dos filtros

O óleo que melhor se adequa ao bom funcionamento da ECO-STAND é o óleo mineral ISO do tipo HM VG46 ou DIN 51524-2 HLP. Para a ECO-STAND o óleo a usar deve ter sempre uma viscosidade entre 10 a 100 mm<sup>2</sup>/s (cSt). O valor de 46 é relativo à viscosidade do óleo medida a 40°C. Quando se escolhe o óleo a usar é necessário considerar que a viscosidade do mesmo vai diminuir com o aumento da temperatura. Pelo que se deve usar um óleo com viscosidade superior à necessária uma vez que o aumento da temperatura é algo inevitável. Tanto o óleo como os filtros devem ser substituídos a cada 1000 horas de trabalho, no mínimo 1 vez por ano.

Para obter a classe de contaminação pretendida, o elemento filtrante UFI é escolhido segundo esta tabela:

Sector de aplicação	Banco de ensaios, aeronáutica.	Aeronáutica, robótica.	Robótica, máquinas ferramenta de precisão.	Máquinas industriais de elevada fiabilidade. Transmissões hidrostáticas.	Máquinas industriais, máquinas de movimentação de terra.	Máquinas móbil.	Máquinas para a indústria pesada.	Máquinas agrícolas, instalações simples de uso não contínuo.
Bomba / motor		Êmbolos, variável >21 MPa	Êmbolos, variável <21 MPa Palhetas, variável >14 MPa	Êmb./pal., variável <14 MPa Êmbolos, fixa >14 MPa	Êmbolos, fixa <14 MPa Palhetas, fixa >14 MPa	Palhetas, fixa >14 MPa Engrenagens >14 MPa	Palhetas, fixa Engrenagens <14 MPa	Palhetas, fixa Engrenagens <14 MPa
Válvula	Servoválvula >21 MPa	Servoválvula <21 MPa Proporcional >21 MPa	Proporcional <21 MPa Cartucho >14 MPa	Cartucho <14 MPa	Solenóide >21 MPa	Solenóide <21 MPa	Solenóide >14 MPa	Solenóide >14 MPa
Classe de contaminação NAS 1638	4	5	6	7	8	9	10	11
Classe de contaminação ISO 4406 - 1999	15/13/10	16/14/11	17/15/12	18/16/13	19/17/14	20/18/15	21/19/16	22/20/17
Elemento filtrante UFI recomendado	FA β3 > 200	FA - FB β3 > 200 β6 > 200	FB β6 > 200	FB - FC β6 > 200 β12 > 200	FC - FD β12 > 200 β25 > 200	FD β25 > 200	FD - CC β25 > 200 β10 > 2	CC β10 > 2

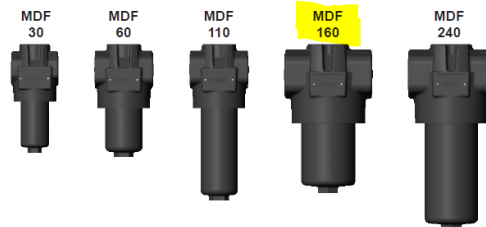
Figura 118: Definição da classe do filtro

O Filtro de pressão escolhido foi da HYDAC, trata-se de um filtro de 5 micron como se constata na legenda do esquema principal, para um caudal de 280 l/min e uma pressão até aos 280 bar.



## Pressure Filter MDF

up to 280 l/min, up to 280 bar



Type and size of connection						
Type	Connection	Filter size				
		30	60	110	160	240
B	G 1/2	x				
C	G 3/4	●	x	x		
D	G1		●	●		
E	G1 1/4				x	x
F	G1 1/2				●	●
H	SAE DN 13	●				
I	SAE DN 20		●	●		
J	SAE DN 32				●	●

Figura 119: Seleção do filtro de pressão

### 1.3 FILTER SPECIFICATIONS

Nominal pressure	210 bar or 280 bar
Fatigue strength	min. 5 million cycles at 1.2 times nominal pressure (for other pressures, see Point 1.8)
Temperature range	-30 °C to +100 °C (-30 °C to -10 °C: $p_{max} = 140$ bar)
Material of filter head	EN-GJS-400-15
Material of filter bowl	Steel
Type of indicator	VM (Diff. pressure indicator up to 210 bar operating pressure) VD (Diff. pressure indicator up to 420 bar operating pressure)
Pressure setting of the clogging indicator	5 bar (others on request)
Bypass cracking pressure (optional)	6 bar (others on request)

Figura 120: Especificações do filtro de pressão

### MDF 160-240

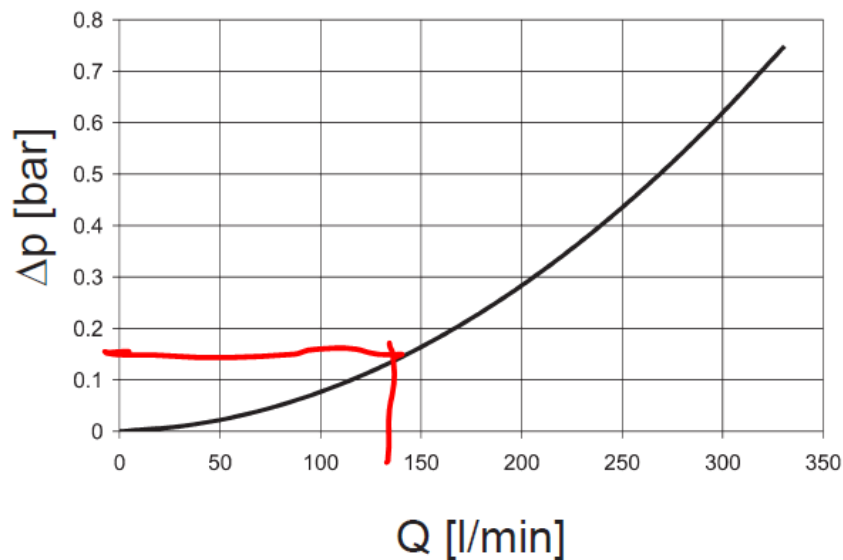
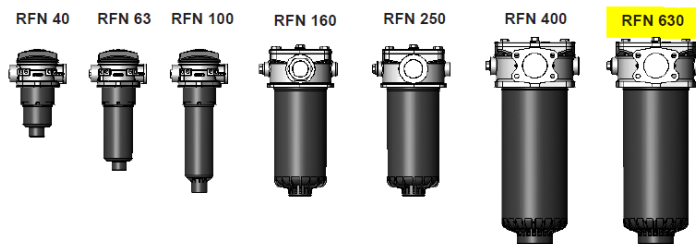


Figura 121: Queda de pressão no filtro de 5 micron

O Filtro de retorno escolhido foi igualmente da HYDAC, trata-se de um filtro de 25 micron como se constata na legenda do esquema principal – n3 - para um caudal de até 490 l/min e uma pressão até aos 10 bar (residual).

## Tank-Top Return Line Filter RFN with Elements to DIN 24550 up to 490 l/min, up to 10 bar



### 1.3 FILTER SPECIFICATIONS

Nominal pressure	10 bar
Temperature range	-10 °C to +100 °C
Material of filter head	Aluminium
Material of filter bowl	Polyamide
Material of cover plate	Polyamide (RFN 40 to 100) Aluminium (RFN 160 to 630)
Type of clogging indicator	VR Connection thread G 1/2 VMF Connection thread G 1/8
Pressure setting of the clogging indicator	2.5 bar (others on request)
Bypass cracking pressure	3.5 bar (others on request)

### Type and size of port to DIN 24550 (●), possible ports (X)

Type	Connection	Filter size						
		40	63	100	160	250	400	630
B	G 1/2	●	X	X				
C	G 3/4	X	●	X				
D	G 1	X	X	●				
E	G1 1/4				●	X		
F	G1 1/2				X	●		
M	DN 64						X	●

Figura 122: Seleção em catálogo

## RFN 400/630

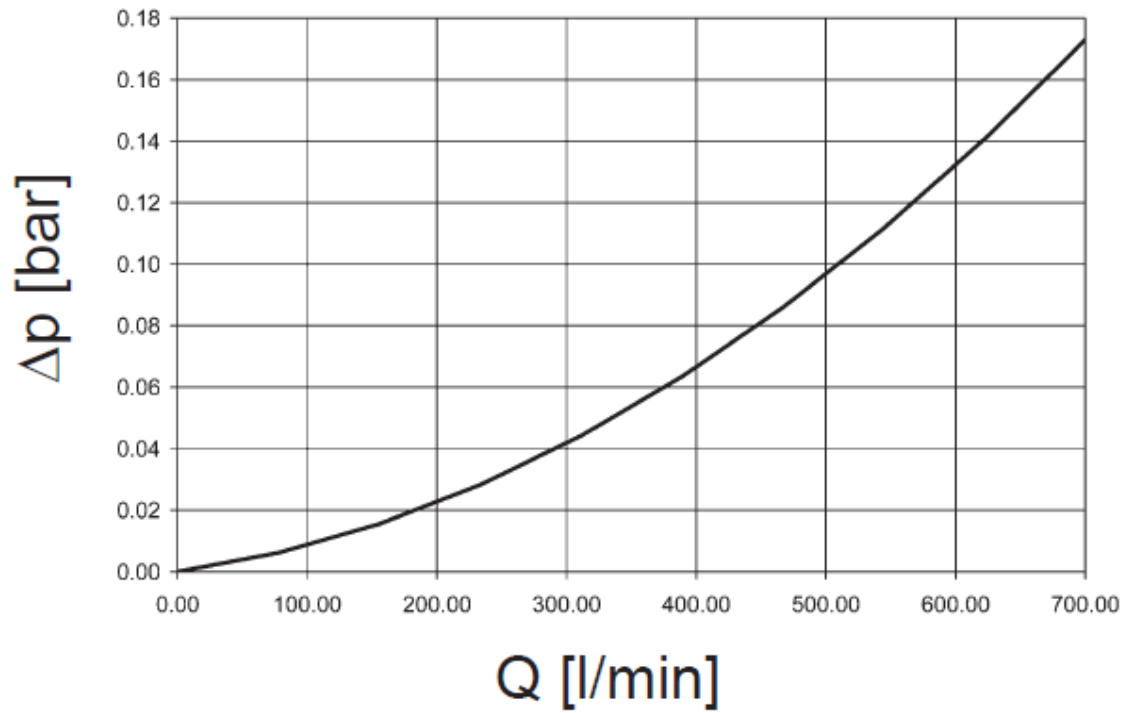


Figura 123: Queda de pressão do filtro escolhido – 0,01 bar



Figura 124: Filtro escolhido

## Dimensionamento de Ligações e Mangueiras

Através da tabela do excerto do catálogo ABER, Fig.125, e do Nomograma apresentado em seguida, foram dimensionadas as 3 mangueiras flexíveis para a ECO-STAND.

OIL SPEED	USUAL VALUES
ADMISSION LINE	0,5 to 1,0m/s
RETURN TO TANK LINE	2,0 to 3,0m/s
<b>PRESSURE LINE</b> 0 to 50bar 50 to 100bar 100 to 150bar 150 to 200bar 200 to 300bar	3,5m/s 3,5 to 4,5m/s 4,5 to 5,0m/s 5,0 to 5,5m/s 5,5 to 8,0m/s

Figura 125: Valores comuns de velocidade de óleo dentro de mangueiras flexíveis

**EXAMPLE:** Pressure line at 150bar with flow rate of 150l/min.

**PROCEDURE:** 1<sup>st</sup> step - Mark de flow rate value in *l/min.* units

2<sup>nd</sup> step - Mark the fluid speed value in *m/s*, or use the indicative values mentioned on the table according to hose use and line pressure.

3<sup>rd</sup> step - Join the two known points;

4<sup>th</sup> step - Find the third point, which in this example will be the pipe/hose nominal diameter

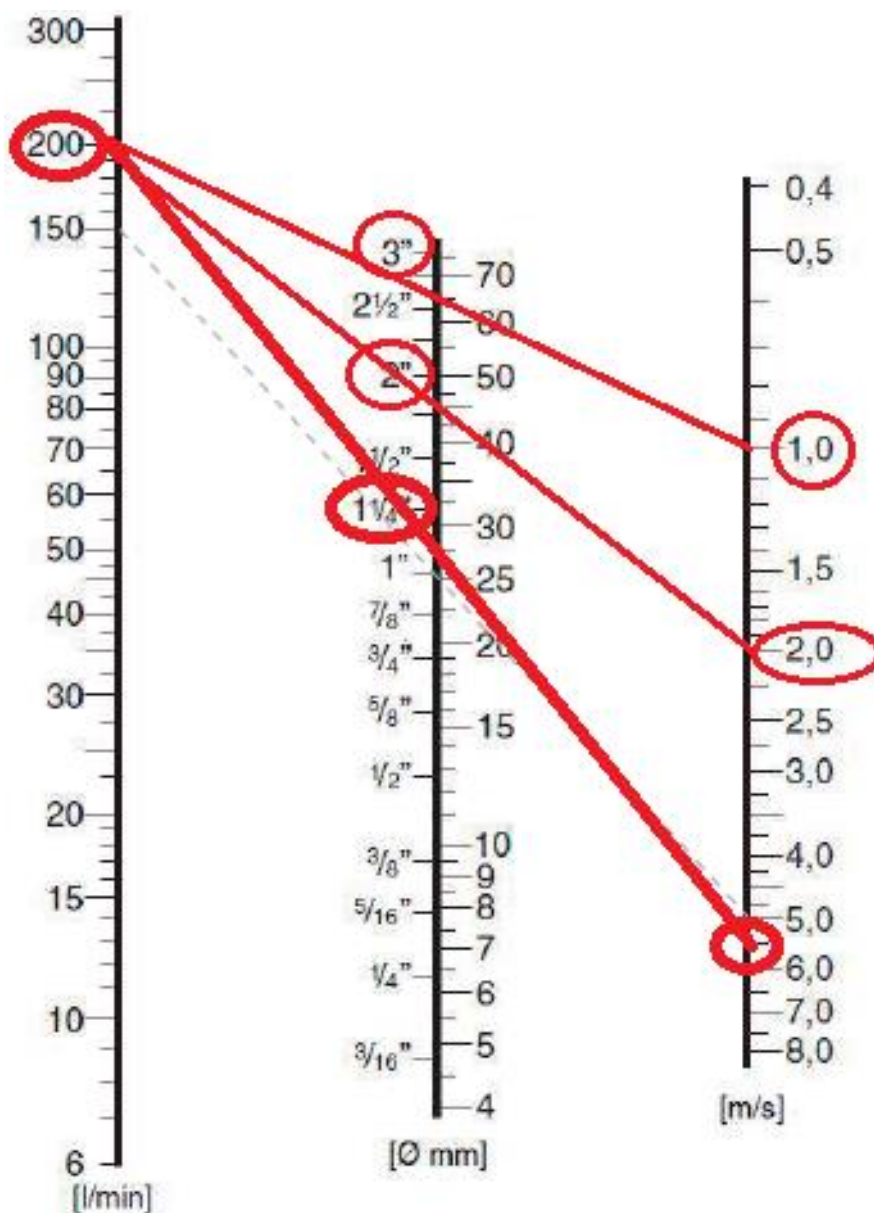
**RESULT:** The hose nominal internal diameter should be of 1".

Figura 126: Como usar o Nomograma

Considerando que todas as linhas têm que possibilitar a passagem do caudal máximo a multiplicar por um coeficiente de segurança de 1,5 então o caudal a considerar no nomograma será de 200 l/min.

Através do cruzamento de retas no nomograma seguinte:

- Linha de pressão:  $Q=200$  l/min e  $V=5,5$  m/s  $\Leftrightarrow D=1\frac{1}{4}$ "
- Linha de retorno:  $Q=200$  l/min e  $V=2$  m/s  $\Leftrightarrow D=2$ "
- Linha de aspiração:  $Q=200$  l/min e  $V=1$  m/s  $\Leftrightarrow D=3$ "



## Explicação dos Grupos Hidráulicos

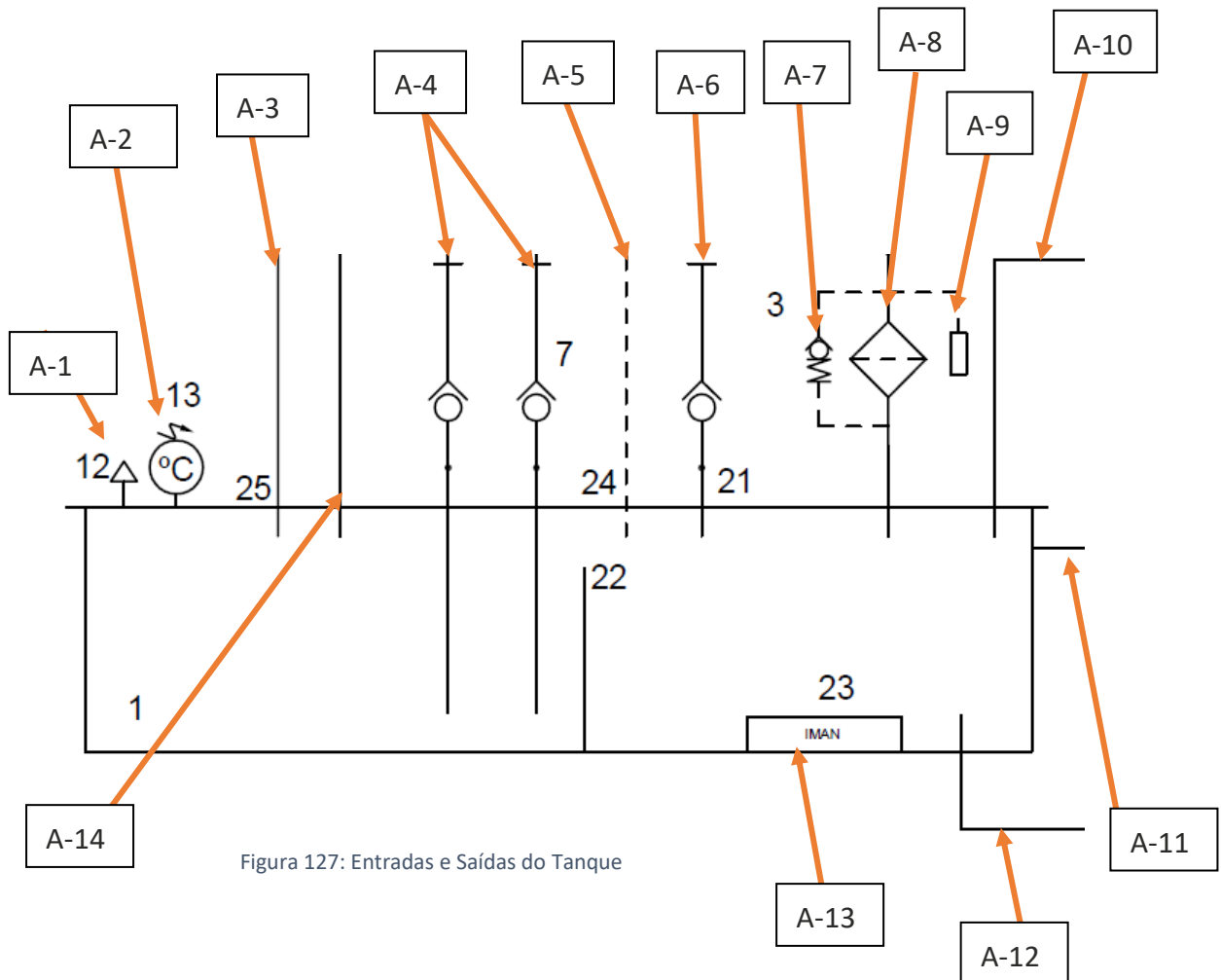


Figura 127: Entradas e Saídas do Tanque

<b>A-1</b>	Filtro de ar para a entrada de compensação de volume no tanque	<b>A-8</b>	Filtro de Pressão em linha – 25 micron
<b>A-2</b>	Termómetro digital MODBUS para monitorização das variações de temperatura do óleo de retorno/admissão	<b>A-9</b>	Pressostato para deteção de obstrução e aviso ao MODBUS
<b>A-3</b>	Linha de alimentação de “vazios”, no VDM, anti-retorno para evitar o vácuo e a consequente destruição do motor	<b>A-10</b>	Linha de retorno do LS do VDM em caso de mudança de estado da servo-válvula, para esvaziar o atuador interno
<b>A-4</b>	Linhas de admissão para a bomba a testar	<b>A-11</b>	Linha de retorno do arrefecedor
<b>A-5</b>	Linha do dreno do motor VDM	<b>A-12</b>	Linha de admissão do arrefecedor
<b>A-6</b>	Retorno da linha de T do LS de uma VDP a ser testada	<b>A-13</b>	Íman para atrair pequenas impurezas magnéticas do óleo.
<b>A-7</b>	Bypass do filtro – segurança em caso de obstrução completa	<b>A-14</b>	Linha de retorno da limitadora – “SOS”

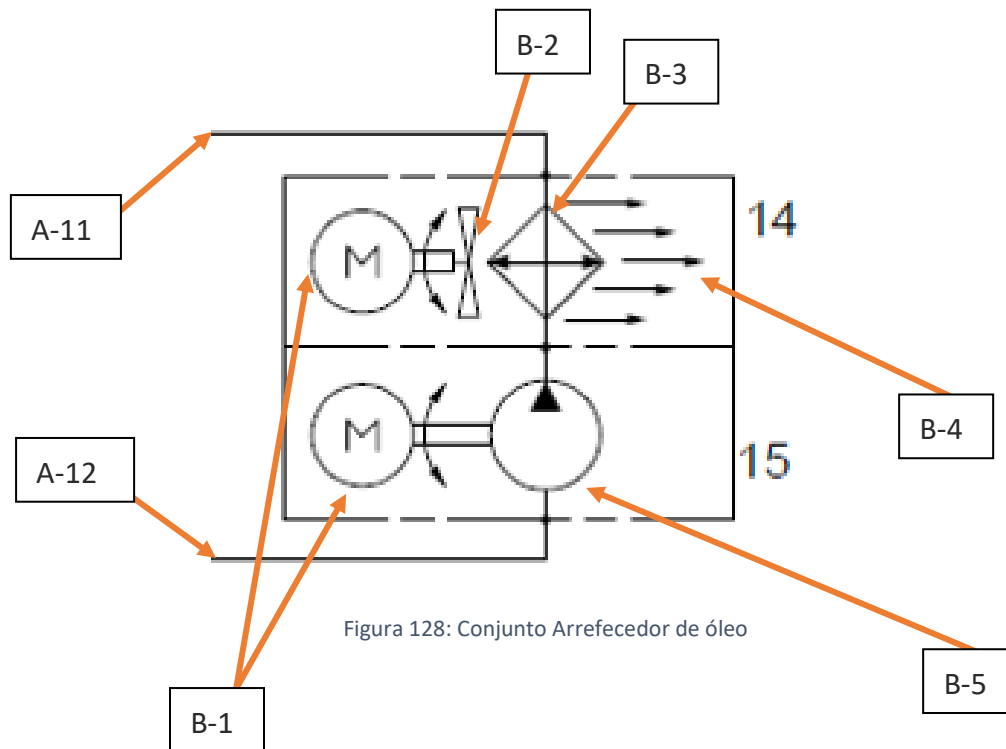


Figura 128: Conjunto Arrefecedor de óleo

<b>B-1</b>	Ilustrado como sendo 2 motores separados, representam um só motor elétrico que alimenta um só eixo: da bomba hidráulica B-5 e da ventoinha B-2
<b>B-2</b>	Ventoinha do permutador de calor do óleo, alimentada pelo motor B-1
<b>B-3</b>	Permutador de óleo a ar, dimensionado <i>a posteriori</i>
<b>B-4</b>	Representação do calor dissipado pelo permutador
<b>B-5</b>	Bomba óleo-hidráulica de engrenagens externas em alumínio, unidirecional e caudal fixo, responsável por deslocar o óleo desde o tanque até ao permutador e voltando a fechar o ciclo.

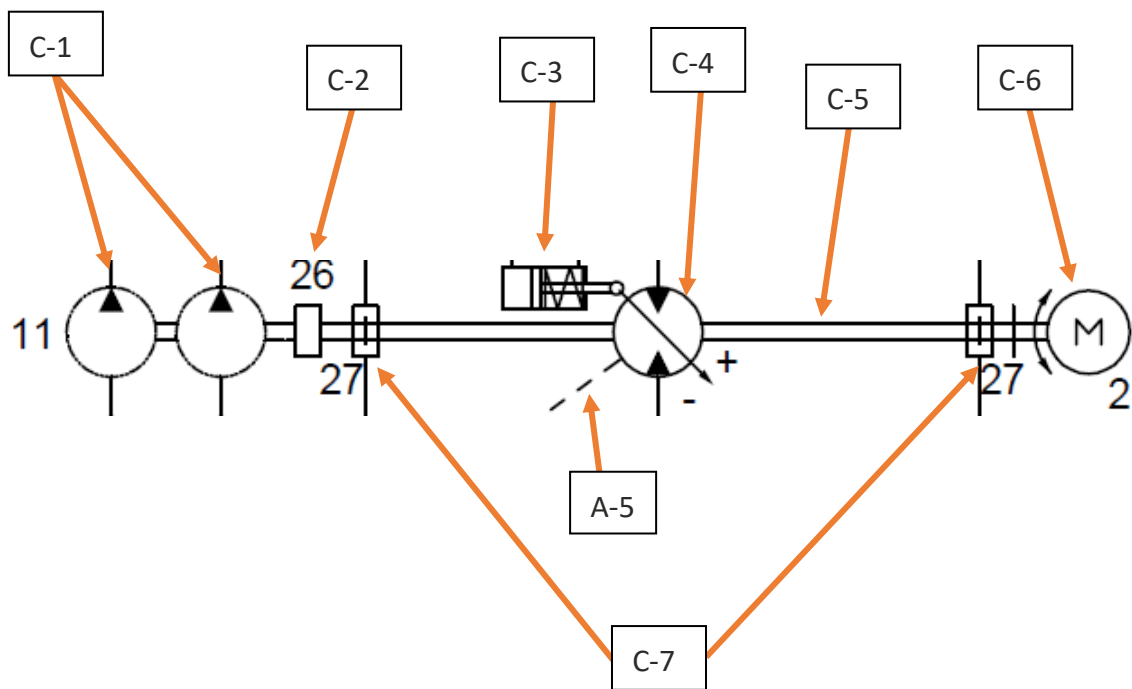


Figura 129: Eixo de transmissão de potência

<b>C-1</b>	Bomba óleo-hidráulica simples ou dupla a ser testada na ECO-STAND
<b>C-2</b>	Tacómetro (rpm) e Dinamómetro (N.m) num único instrumento de ligação direta MODBUS
<b>C-3</b>	Ilustrado como um atuador linear de duplo efeito e única haste, representa na realidade o trabalho de dois atuadores independentes com áreas diferentes que trabalham em esforços e direções contrárias – nota: tendo as duas camaras acesso à linha de pressão, vence sempre a de maior secção disponível $F = P \times A$ , [kgf = bar x cm <sup>2</sup> ]
<b>C-4</b>	VDM – Variable Displacement Motor – Motor de Cilindrada variável em função do LS
<b>C-5</b>	Eixo de potência, responsável por garantir a mesma rotação e o sincronismo de todos os órgãos a ele associados
<b>C-6</b>	Motor elétrico que funcionará como fonte de rotação e binário para vencer as perdas a jusante
<b>C-7</b>	Acoplamentos elásticos para amortecer as repentinas variações de rotação assim como para silenciar o mecanismo e facilitar igualmente a manutenção do mesmo por ser mais fácil de desmontar

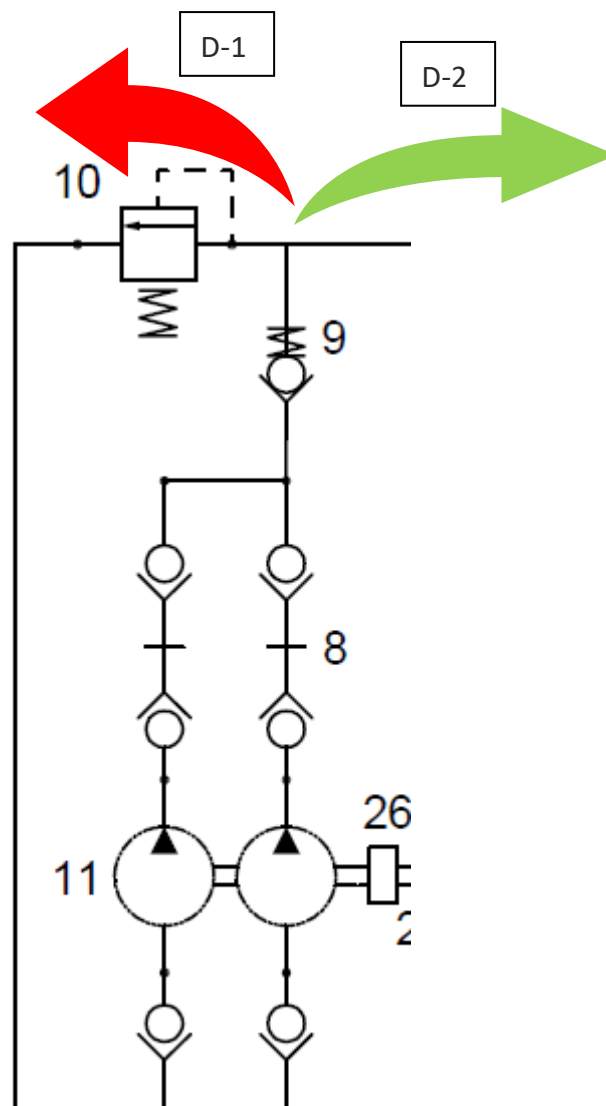


Figura 130: Grupo da saída das bombas

<b>D-1</b>	Em caso de haver alguma obstrução, a jusante da bomba a ser testada, que gere uma pressão na linha de saída da bomba superior a 270 bar, (ajustável), a limitadora de pressão – 10 - abre e todo o fluído, necessário a ser escoado até que a pressão do sistema regresse a valores inferiores a 270 bar, retorna ao tanque principal para evitar a destruição do sistema devido a pressões insuportáveis
<b>D-2</b>	Percurso natural do bom funcionamento, o óleo pressurizado segue desde a bomba até ao motor VDM

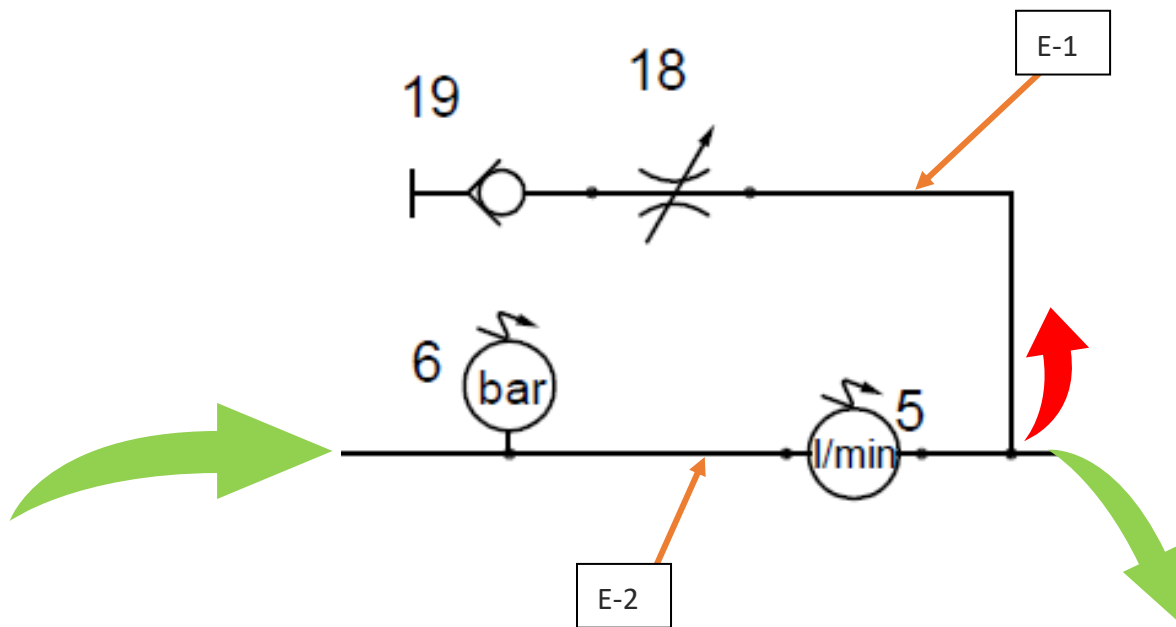


Figura 131: Grupo de controlo

<b>E-1</b>	Especificamente quando a bomba a ser testada se trata de uma VDP, a linha E-1 é usada para levar ao LS da VDP uma pressão representativa da linha de LS de um distribuidor de grua por exemplo
<b>E-2</b>	No seguimento do percurso D-2, o óleo flui desde a bomba até ao VDM passando pelos leitores (detalhados a posteriori) de pressão e caudal em linha pelo percurso, é neste ponto que se medem os principais parâmetros, esta zona da tubagem deve apresentar uma superfície lisa de aço inox para que o regime seja laminado e não turbulento uma vez que a leitura de caudal é feita através de ultra-sons para que seja muito rigorosa

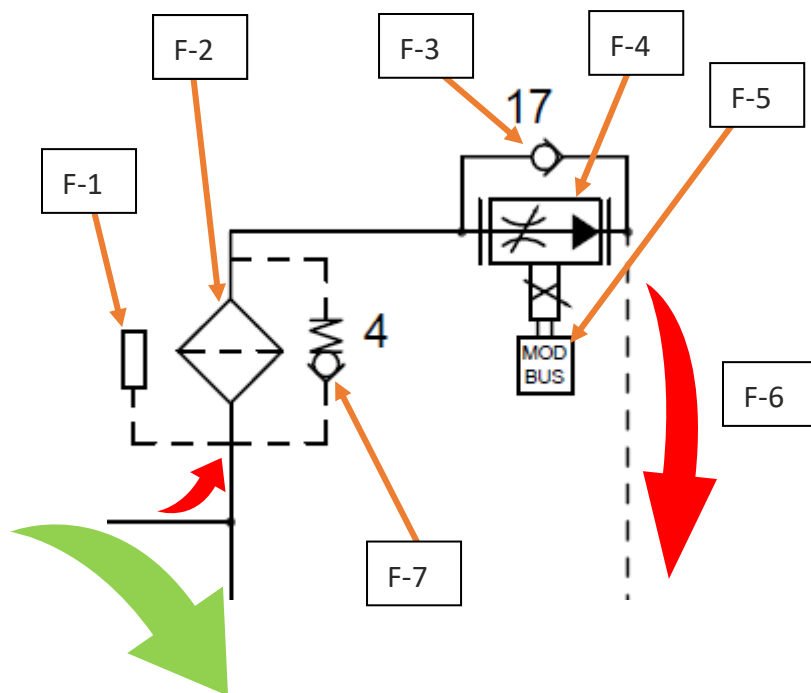


Figura 132: Grupo de controlo da Servo-Válvula do VDM

<b>F-1</b>	Pressostato para deteção de obstrução e aviso ao MODBUS
<b>F-2</b>	Filtro de Pressão em linha – 5 micron
<b>F-3</b>	Válvula anti-retorno, compensadora de pressão
<b>F-4</b>	Válvula proporcional reguladora de caudal segundo o protocolo MODBUS
<b>F-5</b>	Ficha de conexão MODBUS
<b>F-6</b>	Percurso exclusivamente usado para pilotar a servo-válvula do VDM quando for ativada a válvula 17 por necessidade de diminuição de cilindrada absorvida pelo motor reduzindo o binário fornecido e possibilitando o aumento das rpm
<b>F-7</b>	Bypass do filtro – segurança em caso de obstrução completa

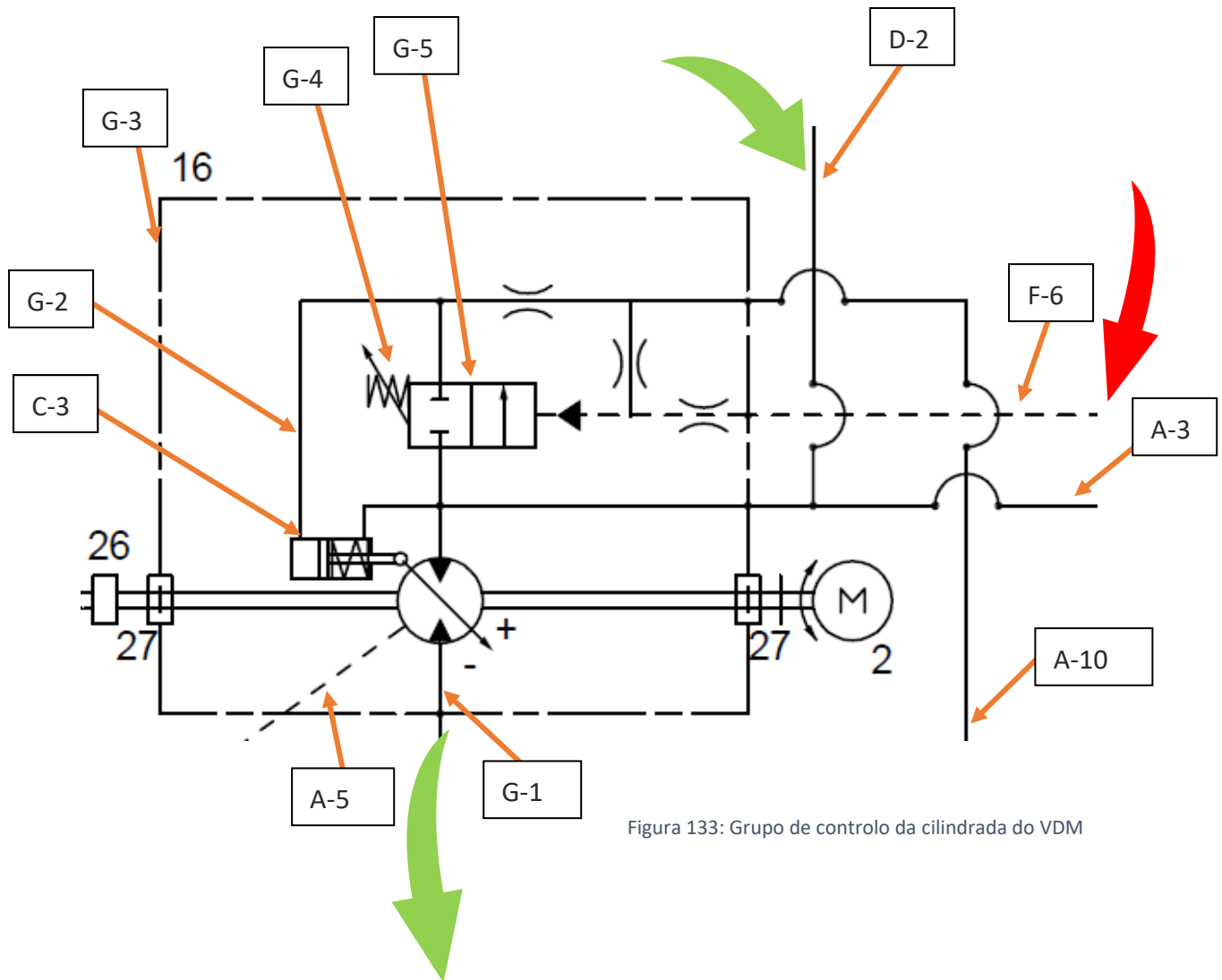


Figura 133: Grupo de controlo da cilindrada do VDM

<b>G-1</b>	Linha de saída do VDM, retorno ao tanque
<b>G-2</b>	Linha de entrada e saída de óleo da camara superior do atuador linear interno
<b>G-3</b>	Fronteira de definição do LS
<b>G-4</b>	Mola de afinação do diferencial Pre-Set da servo-válvula LS – normalmente a 30 bar
<b>G-5</b>	Servo-válvula do VDM controla a pilotagem que se traduz numa maior ou menor cilindrada do VDM. Nota 1: maior a cilindrada menor a rotação e maior o binário. Nota 2: a servo-válvula G-5 só muda de estado quando a válvula 17 atuar.

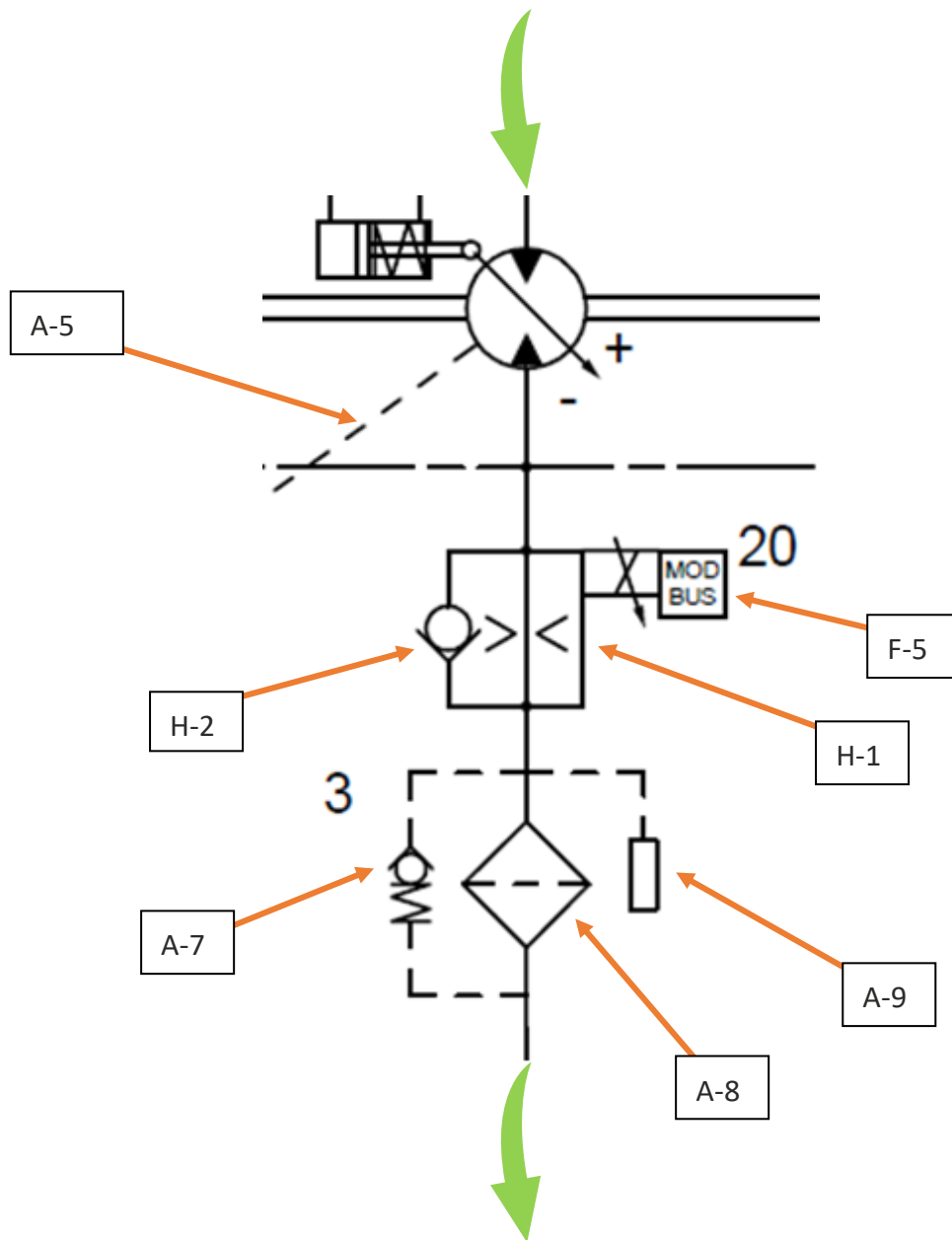


Figura 134: Grupo de pressurização do sistema

<b>H-1</b>	Válvula 20 com restrição de caudal proporcional ao sinal de referência MODBUS. Nota: Esta válvula é a responsável por dar início à pressurização controlada do sistema completo para que se possa testar a performance das bombas em causa.
<b>H-2</b>	Válvula integrante da Válvula 20, tem como objetivo balancear as pressões para que a pressão de saída nunca seja superior à de entrada. Apesar de neste contexto não ser totalmente indispensável, não há este tipo de válvula sem essa característica interna.

## Demonstração teórico-prática da eficiência da ECO-STAND

Com base nas fórmulas da página 104 e utilizando o Excel para dinamizar o estudo em causa obtiveram-se os seguintes resultados. Os valores a laranja foram introduzidos manualmente enquanto que os cinzentos foram calculados. Ao considerar todas as perdas como sendo calor o dimensionamento do arrefecedor será igualmente conservativo. Os valores de rendimentos usados foram baseados na realidade de testes efetuados assim como na experiência acumulada na ABER.

Relativamente às **máquinas existentes no mercado atualmente**, o estado da arte, apresentam-se os seguintes resultados:

<b>MÁQUINA CONVENCIONAL</b>		
<b>BOMBA A SER TESTADA</b>		
Caudal	114	lpm
Pressão	250	bar
Cilindrada	<b>126,7</b>	cc/rot
Rendimento Volumétrico	90%	$\eta_v$
Rendimento Hidromecânico	90%	$\eta_{hm}$
Rendimento Global	<b>81%</b>	$\eta_g$
Potência Consumida	<b>-58,6</b>	kW
Perda em calor	<b>11,1</b>	kW
Pressão de Retorno	<b>250,0</b>	Bar
Potência de Retorno	<b>47,5</b>	kW
Binário Consumido	<b>-560,0</b>	N.m

<b>MOTOR ELÉTRICO</b>		
Potência Fornecida	<b>58,6</b>	kW
Rotação do Motor	1000	rpm
Binário Fornecido	<b>-560,0</b>	N.m
Rendimento do Motor	0,9	$\eta$
P motor deve ser > a:	<b>74,9</b>	kW

Neste balanço a potência fornecida pelo motor elétrico à bomba é desperdiçada no retorno, pelo que o valor da potência do retorno é de 47,50 kW = 81% da fornecida (rendimento global).

Para se verificarem os cálculos efetuados, foram feitos os balanços energéticos e de binário no eixo principal:

$$P_{ME} = P_{BOMBA} \Leftrightarrow 58,60 = 58,60 \text{ [kW]}$$

$$B_{ME} = B_{BOMBA} \Leftrightarrow 560,60 = 560,60 \text{ [N.m]}$$

Relativamente à **ECO-STAND**, o modelo desenvolvido, apresentam-se os seguintes resultados:

### ECO-STAND

#### BOMBA A SER TESTADA

Caudal	114	lpm
Pressão	250	bar

Cilindrada	126,7	cc/rot
Rendimento Volumétrico	90%	$\eta_v$
Rendimento Hidromecânico	90%	$\eta_{hm}$
Rendimento Global	81%	$\eta_g$
Potência Consumida	-58,6	kW
Rotação do eixo	1000	rpm
Binário Consumido	-560,0	N.m
Perda em calor	11,1	kW

### VDM

Cilindrada	108,3	cc/rot
Rendimento Volumétrico	95%	$\eta_v$
Rendimento Hidromecânico	90%	$\eta_{hm}$
Rendimento Global	86%	$\eta_g$
Potência Fornecida	40,6	kW
Binário Fornecido	387,8	N.m
Perda para calor	5,9	kW
Pressão de Retorno	36,3	bar
Potência de Retorno	6,9	kW

### MOTOR ELÉTRICO

Potência Fornecida	<b>18,0</b>	kW
Rotação do Motor	<b>1000</b>	rpm
Binário Fornecido	<b>172,2</b>	N.m
Rendimento do Motor	<b>0,9</b>	η
P motor deve ser > a:	<b>23,0</b>	kW

Neste balanço a potência fornecida pelo motor elétrico à bomba é recuperada no retorno ao entrar no VDM, pelo que o valor da potência do retorno é de 6,9 kW = 38% da fornecida.

Para se verificarem os cálculos efetuados, foram feitos os balanços energéticos e de binário no eixo principal:

$$P_{VDM} + P_{ME} = P_{BOMBA} \Leftrightarrow 40,60 + 18,00 = 58,60 \text{ [kW]}$$

$$B_{VDM} + B_{ME} = B_{BOMBA} \Leftrightarrow 387,80 + 172,20 = 560,00 \text{ [N.m]}$$

Com base nos cálculos de recuperação de energia percebe-se de imediato de que se trata de uma poupança muito significativa:

$$\text{Poupança Energética [\%]} = 1 - (P_{\text{Motor elétrico da ECO-STAND}} / P_{\text{Motor elétrico convencional}})$$

$$\text{Poupança Energética} = 69,26 \%$$

## Transferências de calor no depósito

Dimensionamento dos arrefecedores a utilizar numa máquina atual e na ECO-STAND.

Dados:

- Temperatura ambiente = 15°C;
- Temperatura máxima do óleo = 80°C;
- Variação da temperatura = 65°C.

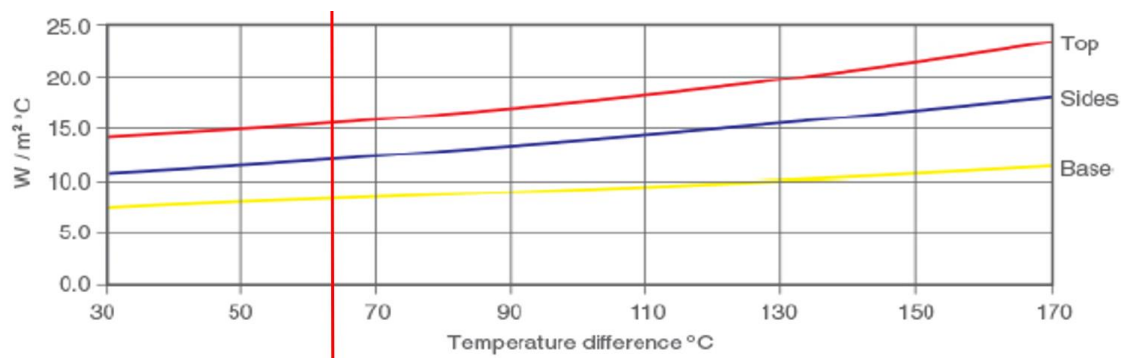


Figura 135: Valores de coeficientes de transferência de calor de superfícies em chapa para laterais, topos e base de depósitos – U [W/m².°C]

Capacidade	300	Litros
	0,300	m <sup>3</sup>
Comprimento A	1,200	m
Largura B	0,800	m
Altura C	0,313	m
Dissipação de calor	0,039	kW/°C

A dissipação de calor é calculada com base na seguinte fórmula:

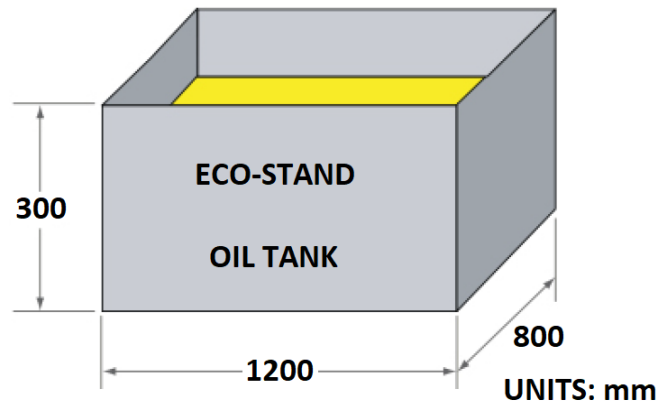
$$\dot{Q} = U A \Delta T$$

A dissipação de calor fica:  $Q/\Delta T$  [kW/°C] = U x A

O valor de U vem do gráfico da Fig.135 para a abcissa 65°C, diferente para o topo, lado e base de um depósito, em função da interceção com as diferentes linhas coloridas.

### Apresentação dos dados:

U do topo = 16 ; U dos lados = 12,5 ; U da base = 8 [W/m<sup>2</sup>\*°C]



Comprimento = [V29]

Largura = [V30]

Comprimento = [V31]

Área do topo = largura x comprimento do tanque

Área do lado menor = altura x largura

Área do lado maior = altura x comprimento

$$U \times A = ((12,5 * V31 * V30 * 2) + (12,5 * V31 * V29 * 2) + (16 * V29 * V30) + (V29 * V30 * 8)) * 10^{-3}$$

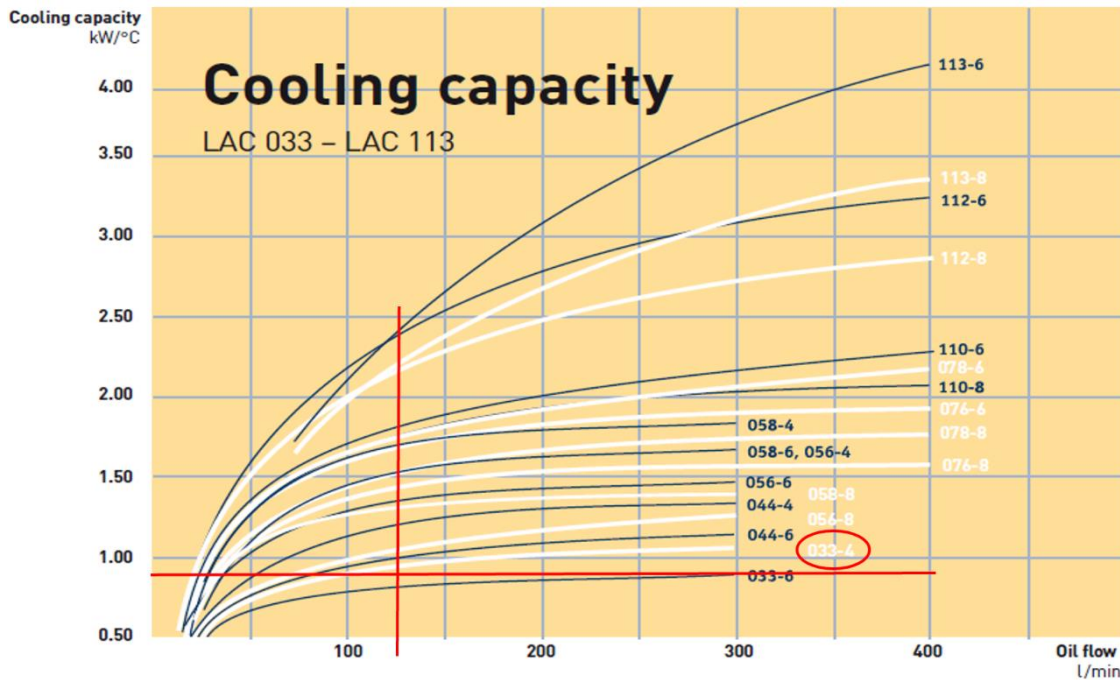
$$P \text{ arrefecedor} + P \text{ tanque} = P \text{ bomba} + P \text{ retorno}$$

- P arrefecedor = calculado pela fórmula anterior com base nos valores seguintes;
- P tanque = Dissipação de calor x Variação de temperatura [kW/°C X ΔT°C];
- P bomba = Perda em calor na bomba = (1- rendimento global) x P absorvida;
- P retorno = Potência útil usada pela bomba.

### Resultados Excel para a máquina atual:

- P arrefecedor = -56,1 kW;
- P tanque = -2,513 kW;
- P bomba = 11,1 kW;
- P retorno = 47,5 kW.

$P_{\text{arrefecedor}} \times \Delta T = \text{Poder de arrefecimento necessário} = 56,1 \text{ kW} / 65 \text{ }^\circ\text{C} = 0,86 \text{ kW}/^\circ\text{C}$   
 Seleção do arrefecedor necessário para uma máquina convencional com um caudal de 114 l/min:



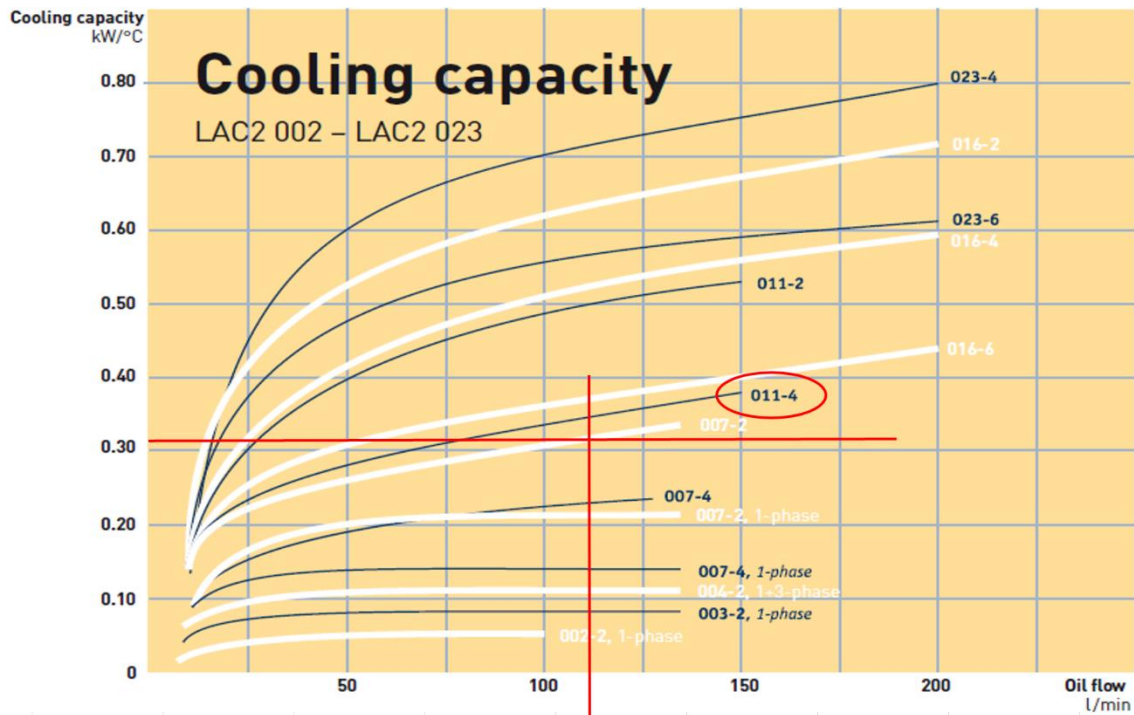
Com base neste gráfico o arrefecedor selecionado – Oil Cooler da Parker – para o caso concreto em estudo é o LAC 0033-4.

TYPE	Acoustic pressure level LpA dB(A) 1m*	No. of poles/ Capacity kW	Weight kg (approx)
LAC2 002-2-single-phase	50	2-0.05	4
LAC2 003-2-single-phase	61	2-0.05	5
LAC2 004-2-single-phase	63	2-0.07	6
LAC2 004-2-single-phase	63	2-0.07	6
LAC2 007-4-single-phase	65	2-0.08	9
LAC2 007-2-single-phase	79	2-0.24	10
LAC2 007-4-three-phase	62	4-0.25	15
LAC2 007-2-three-phase	79	2-0.55	16
LAC2 011-4-three-phase	67	4-0.25	20
LAC2 011-2-three-phase	82	2-1.10	25
LAC2 016-6-three-phase	60	6-0.18	23
LAC2 016-4-three-phase	70	4-0.37	24
LAC2 016-2-three-phase	86	2-1.10	27
LAC2 023-6-three-phase	64	6-0.18	35
LAC2 023-4-three-phase	76	4-0.75	36
LAC 033-6-three-phase	74	6-0.55	45
LAC 033-4-three-phase	84	4-2.20	52
LAC 044-6-three-phase	76	6-0.55	63
LAC 044-4-three-phase	85	4-2.20	65
LAC 056-8-three-phase	73	8-0.55	73

### Resultados Excel para a ECO-STAND:

- P arrefecedor = -21,4 kW;
- P tanque = -2,513 kW;
- P bomba = 11,1 kW;
- P retorno = 6,9 kW;
- P VDM = 5,9 kW.

P arrefecedor x  $\Delta T$  = Poder de arrefecimento necessário = 21,4 kW / 65 °C = 0,33 kW/°C.  
 Seleção do arrefecedor necessário para a ECO-STAND com um caudal de 114 l/min:



Com base neste gráfico o arrefecedor selecionado – Oil Cooler da Parker – para o caso concreto em estudo é o LAC2 011-4.

TYPE	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	Mø
LAC2 002-2-single-phase	165	74	82	189	-	G½	190	72	97	105	167	39	9
LAC2 003-2-single-phase	244	134	82	223	71	G1	148	90	114	161	218	31	9x14
LAC2 004-4-single-phase	267	134	82	256	69	G1	148	90	131	165	222	28	9x14
LAC2 004-2-single-phase	267	134	82	256	69	G1	148	90	131	165	222	28	9x14
LAC2 007-4-single-phase	340	203	77	345	54	G1	267	160	175	189	249	49	9x14
LAC2 007-2-single-phase	340	203	77	345	54	G1	267	160	175	189	249	49	9x14
LAC2 007-4-three-phase	365	203	64	395	42	G1	510	160	213	225	429	50	9
LAC2 007-2-three-phase	365	203	64	395	42	G1	510	160	213	225	434	50	9
LAC2 011-4 three-phase	440	203	62	470	41	G1	510	230	250	249	453	50	9

Pela experiência e bibliografia estudada percebe-se que é extremamente necessário utilizar neste circuito um arrefecedor de óleo, no entanto, calculou-se qual seria o aumento da temperatura do óleo no tanque, se não houvesse um arrefecedor de óleo em paralelo.

Para o caso considerou-se a seguinte fórmula e os seguintes valores:

$$Q_{aque} = m \cdot cp \cdot \Delta T$$

- Calor específico do óleo = 2060 [J/kg K]
- Densidade do óleo = 970 kg/m<sup>3</sup>; 300 Litros ⇔ 291 kg
- Q = ao calor a dissipar por um arrefecedor, quando dimensionado para o mesmo caso – calculado anteriormente.

$\Delta t$ : 15 min

#### Máquina atual

$^{\circ}\text{C}/\Delta t$	=	Qaque (J)	m (kg)	cp (J/kg K)
84,3	=	50.515.875,28	291	2060

#### ECO-STAND

$^{\circ}\text{C}/\Delta t$	=	Qaque (J)	m (kg)	cp (J/kg K)
32,1	=	19.264.556,53	291	2060

-62% de aquecimento

Em resumo, o aquecimento provocado pelas máquinas atuais durante 15 min de trabalho sem o arrefecedor seria de + 84,3°C, enquanto que na ECO-STAND seria apenas de + 32,1°C.

Nas seguintes páginas a poupança calculada traduz-se em rentabilidade e/ou payback da mesma, pela perspetiva da empresa que a utiliza normalmente nas seguintes condições:

Tabela 3: Condições de utilização

Valor	Unidade
<b>0,16</b>	€ / kWh
<b>8</b>	Horas de trabalho / dia - (1 turno)
<b>24</b>	Dias de trabalho / mês
<b>11</b>	Meses de trabalho / ano
<b>74,9</b>	Potencia requerida pelas Máquinas Atuais
<b>23,0</b>	Potência Requerida pelo ECO-STAND

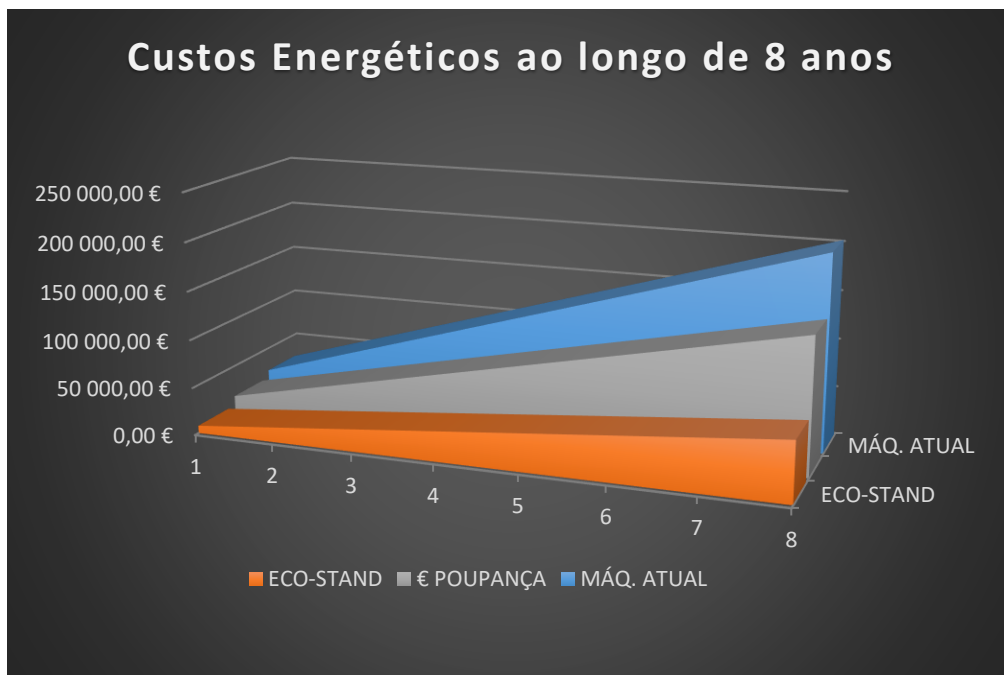
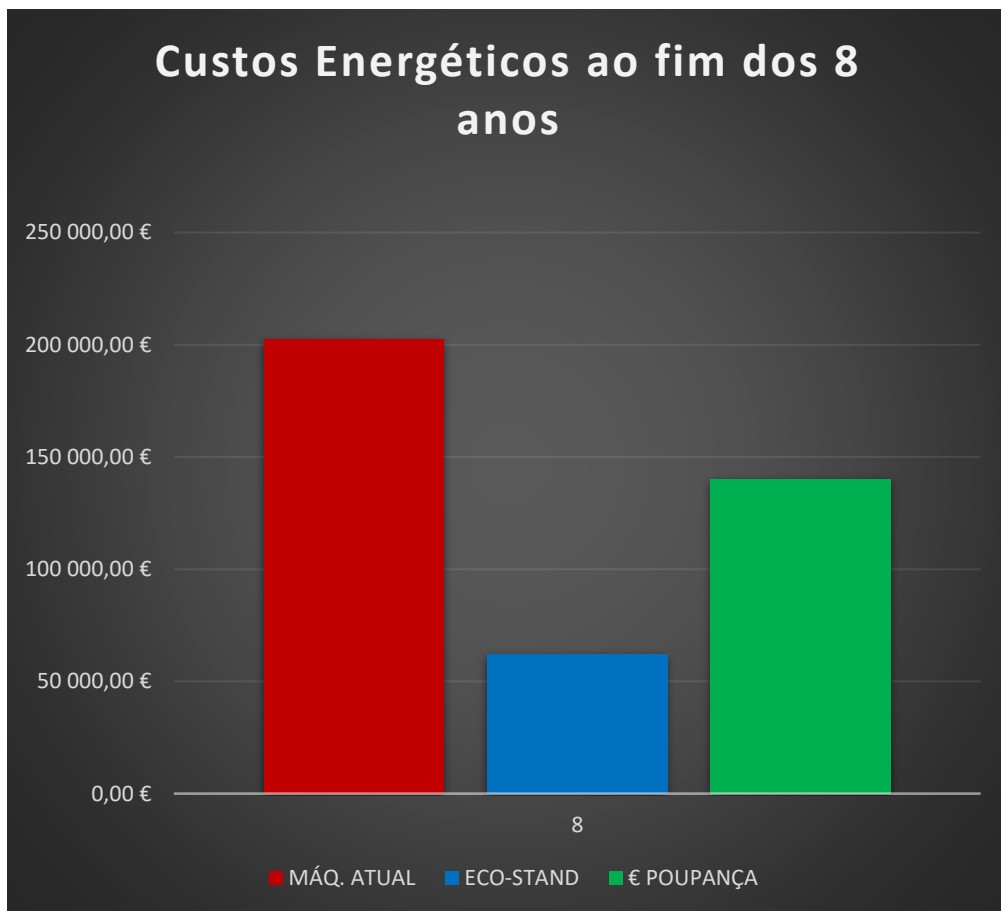
Tabela 4: Consumo energético e poupança ao longo do período de amortização

TEMPO (ANOS)	MÁQ. ATUAL	ECO-STAND	€ POUPANÇA
<b>1</b>	25 320,82 €	7 784,89 €	17 535,94 €
<b>2</b>	50 641,65 €	15 569,77 €	35 071,87 €
<b>3</b>	75 962,47 €	23 354,66 €	52 607,81 €
<b>4</b>	101 283,29 €	31 139,55 €	70 143,74 €
<b>5</b>	126 604,12 €	38 924,44 €	87 679,68 €
<b>6</b>	151 924,94 €	46 709,32 €	105 215,62 €
<b>7</b>	177 245,76 €	54 494,21 €	122 751,55 €
<b>8</b>	202 566,58 €	62 279,10 €	140 287,49 €

Relativamente ao investimento inicial no que se refere aos componentes afetados pela inovação apresentada, segue uma tabela ilustrativa do caso:

Tabela 5: Investimento Inicial - (Valores de mercado a setembro de 2018)

ELEMENTOS	MÁQ. ATUAL	ECO-STAND	POUPANÇA [€]	POUPANÇA [%]
<b>MOTOR</b>	2 500,00 €	1 000,00 €	1 500,00 €	60%
<b>VARIADOR</b>	2 340,00 €	900,00 €	1 440,00 €	62%
<b>ARREFECEDOR</b>	650,00 €	300,00 €	350,00 €	54%
<b>SUB-TOTAL</b>	5 490,00 €	2 200,00 €	3 290,00 €	<b>60%</b>
<b>VDM</b>	0,00 €	1500,00 €	DELTA:	
<b>TOTAL</b>			1 790,00 €	33%



## Motor elétrico escolhido

O motor escolhido, e já encomendado, por questões de segurança no dimensionamento e na intenção de um bom funcionamento mesmo em condições extremas de trabalho contínuo foi o EM30250M-8, trata-se de um motor de 30 kW e com uma rotação de natural de 735 RPM. De notar desde já que sendo este motor o mais económico devido à sua rotação standard, o VFD irá passar a sua rotação para as 1000 RPM conforme calculado e estipulado nos cálculos anteriores. Um contactor será igualmente adquirido para se automatizar o comando a ser executado: ON/OFF do motor adquirido.

Tipo do motor:	<b>EM30 250 M-8</b>
Potência:	<b>30 kW / 40 Cv</b>
Velocidade ( $\text{min}^{-1}$ ):	<b>735 RPM</b>
Tensão:	<b>400 V</b>
Frequência:	<b>50 Hz</b>
Corrente:	<b>66 A</b>
Factor de Potência ( $\text{Cos } \phi$ ):	<b>0.79</b>
Polos:	<b>8</b>
Classe de Isolamento:	<b>F</b>
Classe de Aquecimento:	<b>B</b>
Rendimento 100%:	<b>IE2 - 91.0 %</b>
Torque:	<b>389 N.m</b>
Ruído:	<b>75 Db(A)</b>
Peso:	<b>368 Kg</b>
Rolamento DE:	<b>6314 C3</b>
Rolamento NDE:	<b>6314 C3</b>

Figura 136: Especificações do motor



Figura 137: Contactor ABB

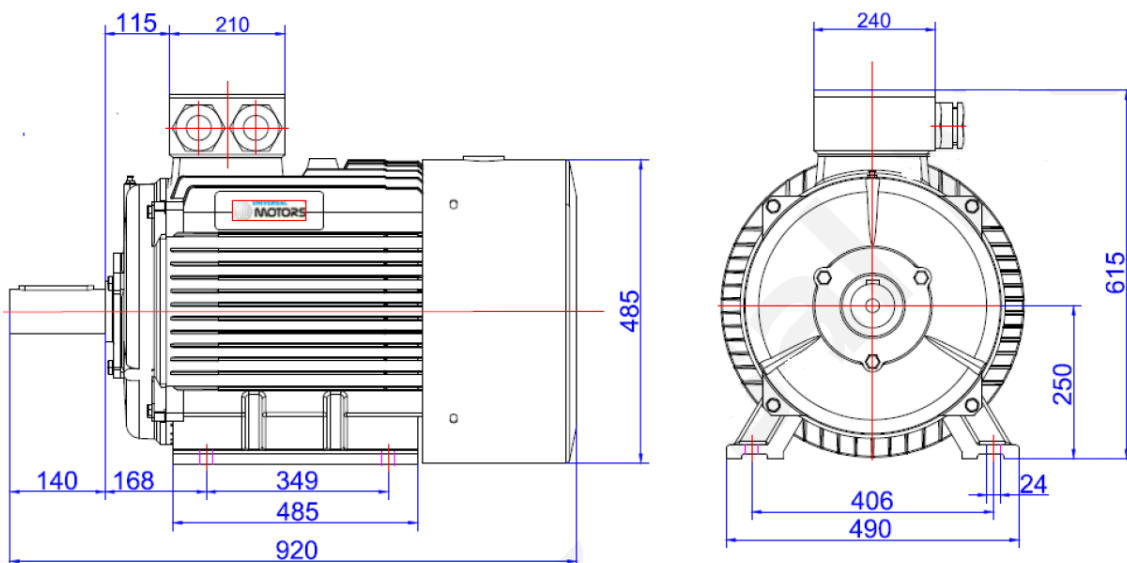


Figura 138: 2D do Motor

## Variador de Frequência - VFD

Foram analisadas várias propostas relativamente ao VFD, uma da ABB, outra da UM e outra de um fabricante novo que segue o protocolo MODBUS, o que é importante para que seja compatível com a restante comunicação. Além de regular a frequência do motor elétrico, o VFD vai informar em tempo real o sistema acerca das rpm, do binário instantâneo e temperatura de funcionamento. Ainda inclui sistemas de segurança em caso de excesso de potência ou excesso de rotação, tudo isto são pontos configuráveis.



Figura 140: VFD ABB



Figura 139: VFD UM

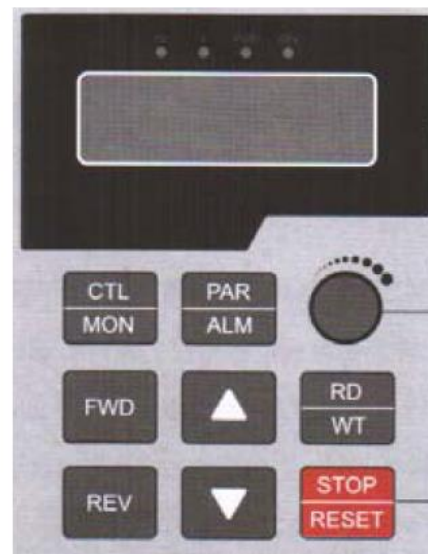


Figura 141: VFD SFC\*

## VFD da UM

## Variador GD 200A

O variador GD200A é um variador de excelente performance com controle vectorial em malha aberta. Pode ser utilizado em aplicações como compressores, máquinas industriais, ambiente, bombagem, aplicações hvac, etc.



### Vantagens

- Excelente performance
- Funcionamento simples
- Excelente relação preço/qualidade

### Alta Performance

- Autotuning preciso
- Autotuning estático/carga e de fácil execução

### Seleção

Modelo	(kW) Potência de Saída	(A) Corrente de Entrada	(A) Corrente de Saída	(kg) Peso bruto	(mm) Dimensões
VAR GD200A-0R7G-4	0.75	3.4	2.5		
VAR GD200A -1R5G-4	1.5	5.0	3.7	2,5	275*205*235
VAR GD200A -2R2G-4	2.2	5.8	5		
VAR GD200A -004G/5R5P-4	4/5.5	13.5/19.5	9.5/14	4,1	360*250*365
VAR GD200A-5R5G/7R5P-4	5.5/7.5	19.5/25	14/18.5		
VAR GD200A -7R5G/011P-4	7.5/11	25/32	18.5/25		
VAR GD200A -011G/015P-4	11/15	32/40	25/32	7,4	445*295*320
VAR GD200A -015G/018P-4	15/18.5	40/47	32/38		
VAR GD200A -018G/022P-4	18.5/22	47/56	38/45		
VAR GD200A -022G/030P-4	22/30	56/70	45/60	9	460*340*330
VAR GD200A -030G/037P-4	30/37	70/80	60/75	11	550*375*375

### Dimensões da Instalação montagem em parede (mm)

	Modelo	W1	W2	W3	W4	H1	H2	H3	H4	D1	D2	N.º Furos
Trifásico 380 V AC	0,75-2,2 kW	126	115	-	-	186	175	-	-	174,5	-	5
	4-5,5 kW	146	131	-	-	256	243,5	-	-	181	-	6
	7,5-15 kW	170	151	-	-	320	303,5	-	-	216	-	6
	18,5 kW	230	210	-	-	342	311	-	-	216	-	6
	22-30 kW	255	237	-	-	407	384	-	-	245	-	7
	37-55 kW	270	130	-	-	555	540	-	-	325	-	7
	75-110 kW	325	200	-	-	680	661	-	-	365	-	9,5
	132-200 kW	500	180	-	-	870	850	-	-	360	-	11
	220-315 kW	680	230	-	-	960	926	-	-	379,5	-	13

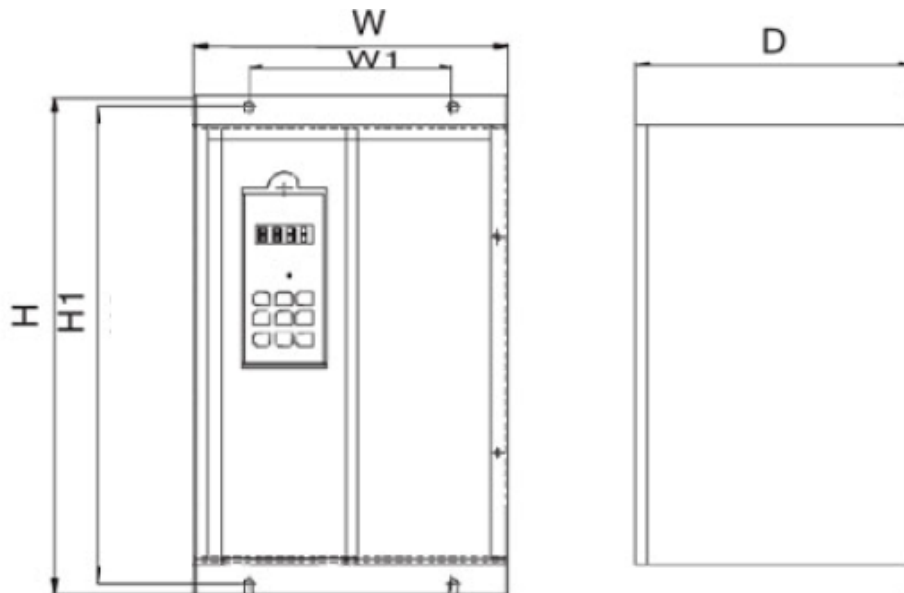
Figura 142: UM Catálogo 2018

	Função	Especificações
Entrada	Tensão de entrada (V)	AC3 PH220V(-15%)-240V(+10%) AC3PH380V(-15%)-440V(+10%) AC 3PH 520V(-15%)-690V(+10%)
	Corrente de entrada (A)	Ver valor nominal.
	Frequência de entrada (Hz)	50Hz ou 60Hz Gama permitida: 47-63Hz
Saída	Tensão de saída (V)	0-tensão de entrada
	Corrente de saída (A)	Ver valor nominal.
	Potência de saída (kW)	Ver valor nominal.
	Frequência de saída (Hz)	0-400Hz
Controle	Modo de controle	SVPWM, SVC
	Tipo de motor	Motor assíncrono
	Taxa de velocidade	Motor assíncrono 1:100 (SVC)
	Precisão de controle de velocidade	±0.2% (controle vetorial sem sensor)
	Varição de velocidade	±0.3% (controle vetorial sem sensor)
	Resposta de torque	<20ms (controle vetorial sem sensor)
	Precisão de controle de torque	10% (controle vetorial sem sensor)
	Torque de partida	Motor assíncrono: 0.5Hz/150%(SVC)
	Capacidade de Sobrecarga	Tipo G: 150% de corrente nominal: 1 minuto 180% de corrente nominal: 10 segundos 200% de corrente nominal: 1 segundo
	Ajuste da frequência	Digital, analógico, frequência por impulsos, multi-step, PLC básico, PID, comunicação MODBUS.
	Ajuste de auto-tensão	Manter uma tensão estável automaticamente quando a tensão de alimentação varia.
	Proteção de Falhas	Fornecer mais do que 30 funções de proteção de falha: sobrecorrente, sobretensão, subtensão, sobreaquecimento, perda de fase e sobrecarga, etc..
Monotorização de velocidade	Arranca o motor suavemente verificando a velocidade e sentido de rotação Nota: Esta função está disponível para os variadores de ≥4kW.	
Interface	Resolução de entrada analógica	= 20mV
	Resolução de entrada digital	= 2ms
	Entrada Analógica	1 canal (AI2) 0-10V/0-20mA e 1 canal (AI3) -10-10V
	Saída analógica	2 canais (AO1, AO2) 0-10V /0-20mA
	Entradas Digitais	8 canais. Entrada Comum. Frequência máxima: 1kHz, impedância interna: 3.3 kΩ; 1 canal. Entrada de alta velocidade. Frequência máxima: 50kHz.
	Saídas Digitais	1 canal de saída de impulso de alta-velocidade. Frequência máxima: 50kHz; 1 canal Y -Saída de coletor aberto para o terminal.
	Saídas de Relé	2 canais programáveis de saída de relé. RO1A NO, RO1B NC, RO1C terminal comum RO2A NO, RO2B NC, RO2C terminal comum Capacidade do contato: 3A/AC250V,1A/DC30V
Outros	Método de montagem	De parede, flange e montável no chão
	Temperatura do ambiente de operação	-10-50°C, desclassificar a potência acima de 40°C
	Proteção de Ingresso	IP20
	Refrigeração	Arrefecimento por ar
	Unidade de Frenagem	Unidade de frenagem embutida para variadores abaixo de 30kW (incluindo 30kW) Unidade de frenagem externa para restantes.
Filtro EMC	Filtro C3 embutido: cumpre a exigência de grau da IEC61800-3 C3 Filtro opcional externo: cumpre a exigência de grau da IEC61800-3 C2	

Figura 143: Especificações técnicas do VFD

## VFD – SFC MODBUS

Esta opção, ainda que em troca de informações com o fornecedor, aparentemente é a única com ligação direta MODBUS.



	Power Range (KW)	W(mm)	W1(mm)	H(mm)	H1(mm)	D(mm)
G	7.5–18.5	218	108	338	323	228
P	11–22					
G	22–37	310	200	489	472	276
P	22–45					
G	45–55	353	200	600	576	299
P	55–75					
G	75–93	397	300	684	600	336
P	90–110					
G	110–132	505	350	965	935	350
P	132–160					
G	250–355	688	536	1193	1163	350
P	280–400					

Figura 144: Dimensões do chassi do VFD

Input power source	Rated voltage	220V, 380V, 660V, 1140V, public DC bus-bar, DC power source
	Phase No. and frequency	3-phase 50/60Hz
	Allowed wave range	Voltage allowed $\pm 20\%$ , frequency allowed $\pm 5\%$ Hz
	Low-voltage protection	Low-voltage action point set as $-25\%$ voltage, decided by DC Bus-bar voltage
	Power source capacity	Within 10 times of capacity of frequency inverter, if over, must buy input reactor
	Power factor	Above 22KW: 94%, standard : 94%
Output power source	Rated capacity/current	Please refer to type option
	Over-load capacity	G type: 150%/minute Z type: 200%/ minute SF type: 120%/ minute, inverse time limit
	Trip current	Momentary trip value is (G type 200%, Z type 250%, SF type 150%) of rated current
	Cooling way	0.75KW is natural cooling, above units are forced air cooling.
	Temperature protection	The fan will start when radiator temperature is above 45°C, and trip at 80°C
Control and output index	Control mode	Sensor less vector PWM control
	Frequency output range	0.1-650Hz
	Frequency resolution	Keyboard set: 0.01Hz, analog rate set: 0.1Hz
	Frequency accuracy	Keyboard set: $\pm 0.01\%$ of output frequency, $\pm 0.2\%$ of highest output frequency
	Basic frequency	0.5-650Hz
	Energy-consumption braking	Units under 15KW with braking module, 18.5-75KW PN contact output, units above 75KW have no reserved contacts
	DC braking	Braking voltage 5-30% adjustable, allow 0.5-50Hz braking, time: 1-25S adjust
	Acceleration/ deceleration time	0.1-65/3S
	Low-frequency torque compensation	0-30%
	Output distance	The distance to motor must be within 50m, if over should use output reactor.
	Motor over-heat detection	Set at digital input interface, short-circuit, normal operate, close-circuit: trip and display O.H.
	Standard functions	Rotate-speed tracking, momentary-stop deceleration, PID control, auto speed compensation, ARV 16 step-speed operating, power(torque) control, jumping frequency, torque limited, auto multi-step operating, UP-Down control, wobblig operating, signal superposition, autoreset, timer, flip-flop.
Control signal	Analog input	0-5V, 0-10V, 0-20mA, plate potentiometer set, total 3 groups, be superposition
	Analog output	PWM signal output after filtered , could set PWM pulse output rate
	Digital input	6 groups of programmable PNP or NPN output , total 99 kinds
	Digital output	2 groups of programmable PNP or NPN output, could be relay output, total 93 kinds
Communi-cation	Sequence communication	Built-in sequence communication, multi-set could be controlled by computer
	RS-485	Standard options
Display function	7 steps display	Output current (size, %, and % of motor), power factor angle output power, input power, power coefficient, output power limited value, speed conversion, DC Bus-bar voltage, output voltage, temperature
Protection Functions	Standard function	Over-current/over-load/short-circuit protection, over/low-voltage protection, over-heat protection, earthed protection, output phase-failure, motor over-heat
Installation conditions	Installation	Standard type (-S), exposed unit (-K), cabinet (-C)
	Ambient temperature	-10~50°C, (temperature of radiator not over 80°C), no direct sunlight
	Ambient humidity	90% RH
	Ambient environment	No matter of caustic, combustibility, explosibility and dust
	Oscillation	Under 0.5gm
	Altitude	Under 1000m , if over should reduce rated current

Figura 145: Especificações do VFD MODBUS

## MODBUS

O Modbus é o protocolo de comunicação de dados utilizado em sistemas de automação industrial. Criado originalmente no final da década de 1970 pela fabricante de equipamentos Modicon.

É um dos mais antigos e mais utilizados protocolos em redes de controladores lógicos programáveis (PLC) para aquisição de sinais (0 ou 1) de instrumentos e comandar atuadores.

A sua utilização é gratuita e por esta razão, e também por se adequar facilmente a diversos meios físicos, é utilizado em milhares de equipamentos existentes e é uma das soluções de rede mais baratas a serem utilizadas em Automação Industrial.

### Modelo de comunicação

O Modbus é transmitido sobre redes seriais que conectam dispositivos e a sua configuração mais simples é através da conexão entre portas seriais de dois dispositivos (Master e Slave).



Figura 146: Tipo de sinal transmitido

O protocolo Modbus especifica que o modelo de comunicação é do tipo mestre-escravo. Assim, um escravo não pode iniciar nenhum tipo de comunicação no meio físico enquanto não tiver sido requisitado pelo seu mestre.

Por exemplo, a estação mestre (geralmente um PLC) envia mensagens solicitando dos escravos que enviem os dados lidos pela instrumentação ou envia sinais a serem escritos nas saídas, para o controle dos atuadores ou nos registradores.

Os dados transmitidos podem ser do tipo discretos ou numéricos, ou seja, é possível enviar valores numéricos como temperatura e pressão ou enviar um bit para ligar e desligar um motor por exemplo.

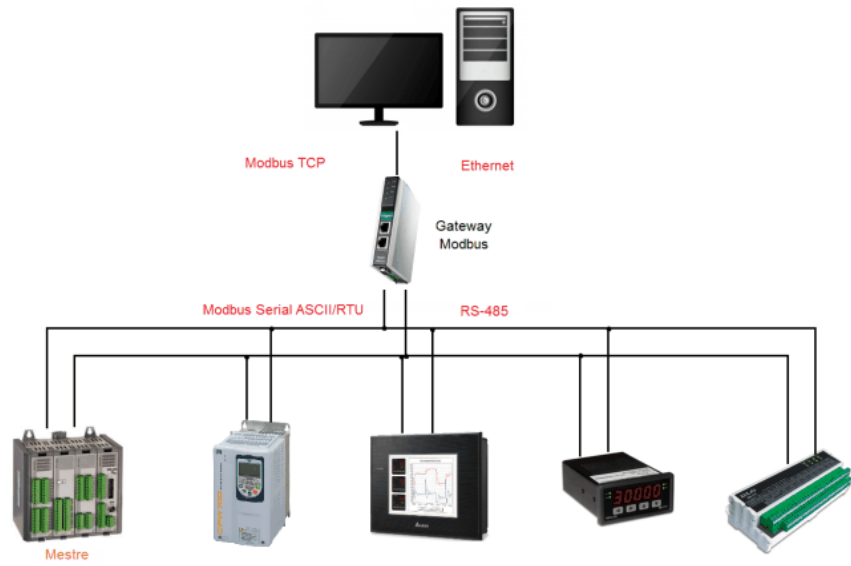


Figura 147: Exemplo de rede genérica com protocolo MODBUS

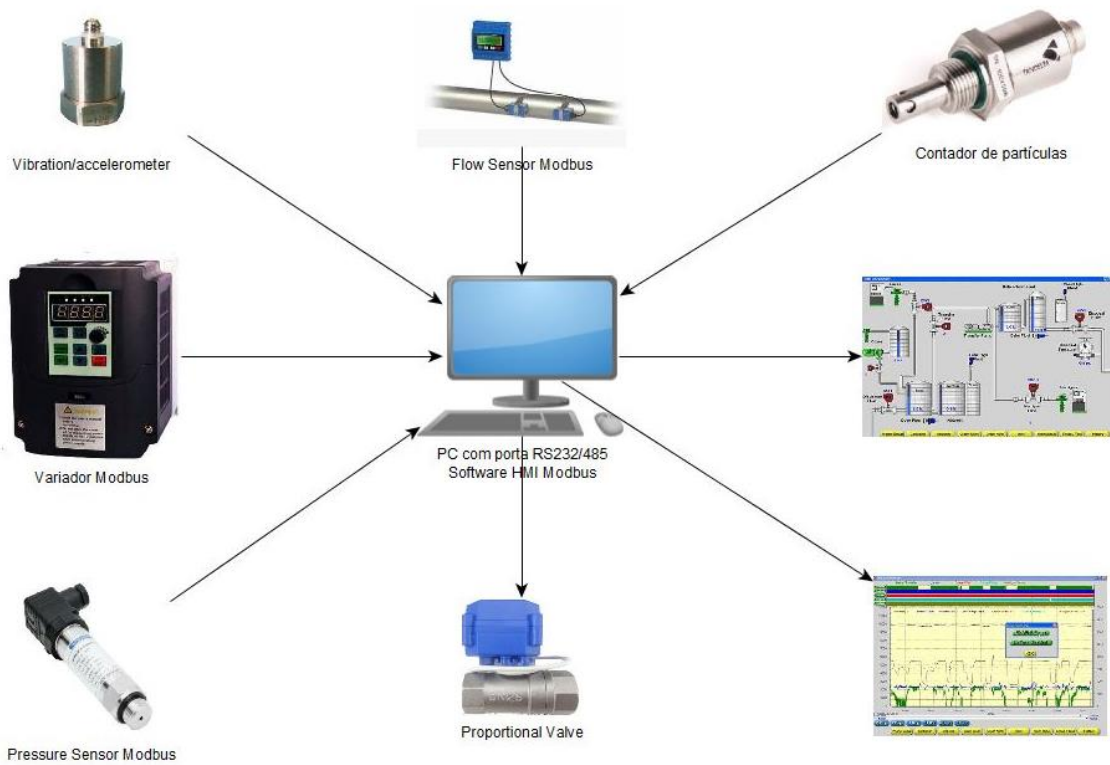


Figura 148: Relação entre os instrumentos da ECO-STAND

Tendo em conta que o software MODBUS é gratuito e muito intuitivo a construção animada de simulações do sistema em causa – ECO-STAND- torna-se muito interessante e flexível, permitindo que se façam correlações entre múltiplas variáveis, tirando conclusões que até ao momento possivelmente não foram tiradas – É necessário ter muita informação para se processar bem.

Relativamente ao programa, seguem 3 exemplos daquilo que com ele pode ser feito:

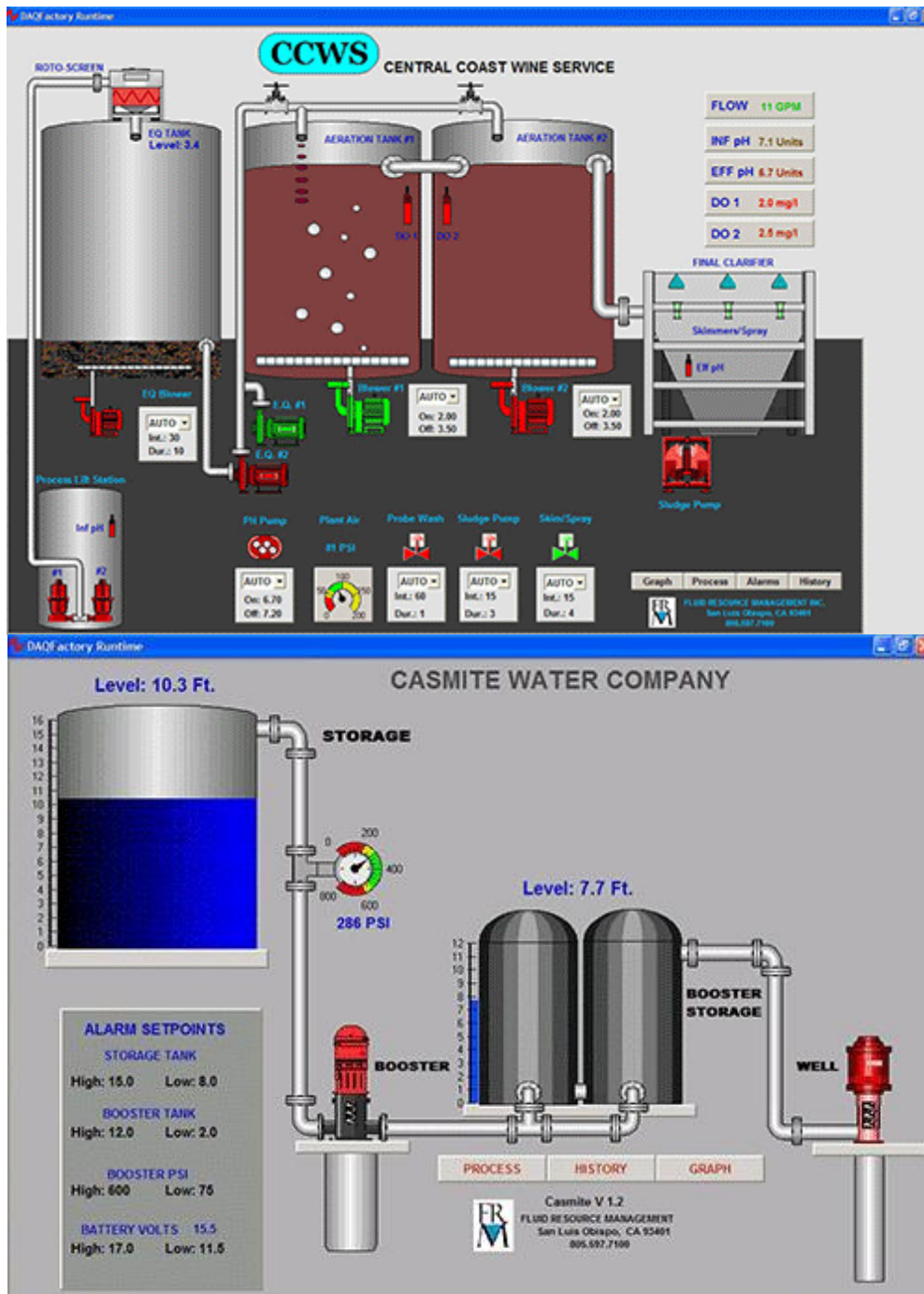


Figura 149: Exemplos de Simulações construídas em MODBUS

Relativamente à associação de sensores ao PLC segundo o protocolo MODBUS, poucos sensores estão disponíveis, contudo, há sempre a possibilidade de se construir uma interface para que seja feita a adaptação dos mesmos.

Todas as variáveis em causa devem ser medidas e registadas ao longo de toda a operação, através de instrumentos adequados para tal.

É de sublinhar que não só as variáveis dependentes devem ser registadas como também as independentes. Por exemplo, se estipularmos um valor para a rotação da bomba, com o aumento da pressão, tendencialmente, a rotação irá diminuir pois o motor terá maior carga nesse momento. Todas estas variações devem ser registadas.

Sensor de pressão Modbus:



Figura 150: Sensor de Pressão

Este é um sensor de pressão – Fig.150 - com boas características: alimentado a 24 VDC e com comunicação RS485 MODBUS. A leitura e conversão analógica/digital é feita no sensor e tem precisões na ordem dos 0,2%. Além da pressão, este sensor também lê a temperatura, o que evita a compra de mais um equipamento, que é necessário.

Relativamente ao caudal, há uma opção muito interessante com tecnologia de ultrasons, que lê valores com elevada precisão e tem uma durabilidade acima da média pois nunca entra em contacto com o fluido.

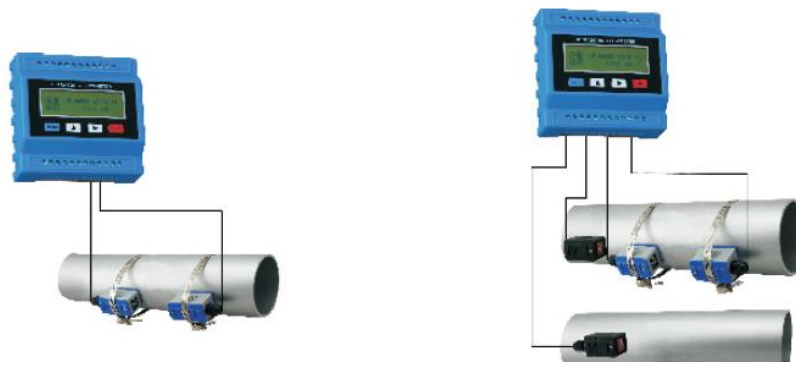


Figura 151: RTU Display

- **High Accuracy**  
Better than  $\pm 1\%$
- **Wide Measuring Range**  
Several types transducer for selection, pipe size from Dn15mm to Dn6000mm
- **High Reliability**  
Adopt low voltage, multi-pulse technology to improve accuracy, useful life and reliability.
- **Strong Anti-interference**  
Dual-balance signal differential receiver/driver circuit to avoid interference of converter, TV tower, high voltage line etc.
- **Powerful Recording Function**  
Automatically record the following data:
  1. The totalizer data of the last 512 days/128 months/10 years
  2. The time and corresponding flow rate of the last 64 times of power on and off events
  3. The working status of the last 32 days
- **Far transmission distance, easy for networking**  
RS485 support wireless network, connect GPRS module to accomplish wireless transmission .
- **Support Heat Measurement**  
Connect the temperature transducer , can finish the heat/energy measurement

Figura 152: Excerto de catálogo

### Vantagens:

- Sem necessidade de interromper a passagem do fluido. Contudo é necessária uma secção lisa para que o regime seja laminado e não turbulento na passagem, para uma leitura rigorosa;
- Fácil de instalar;
- Inclui sensor de temperatura;

## Especificações Técnicas:

Items		Performance & Parameter
Convertor	Principle	Transit-time ultrasonic flowmeter
	Accuracy	±1%
	Operation	4 keyboards operation
	Signal Output	1 way 4~20mA output, electric resistance 0~1K, accuracy 0.1%
		1 way OCT pulse output ( Pulse width 6~1000ms, default is 200ms)
		1 way Relay output
	Signal Input	3 way 4~20mA input, accuracy 0.1%, acquisition signal such as temperature, press and liquid level
Connect the temperature transducer Pt100, can finish the heat/energy measurement		
Data Interface	Insulate Rs485 serial interface, upgrade the flowmeter software by computer, support the MODBUS	
Special Cable	Twisted-pair cable, generally, the length under 50 meters; Select the RS485, transmission distance can over 1000m	
Pipe Installation Condition	Pipe Material	Steel, Stainless steel, Cast iron, Copper, Cement pipe, PVC, Aluminum, Glass steel product, liner is allowed
	Pipe Diameter	15~6000mm
	Straight Pipe	Transducer installation should be satisfied: upstream 10D, downstream 5D, 30D from the pump
Measuring Medium	Type of Liquid	Single liquid can transmit sound wave, such as Water (hot water, chilled water, city water, sea water, waste water, etc.); Sewage with small particle content; Oil (crude oil, lubricating oil, diesel oil, fuel oil, etc.); Chemicals (alcohol, etc.); Plant effluent; Beverage; Ultra-pure liquids, etc.
	Temperature	-30~160°C
	Turbidity	No more than 10000ppm and less bubble
	Flowrate	0~±7m/s
Working Environment	Temperature	Convertor: -20~60°C; Flow Transducer: -30~160°C
	Humidity	Convertor: 85%RH; Flow Transducer: can measure under water, water depth ≤2m (transducer sealed glue)
Power Supply	DC8~36V or AC10~30V	
Power consumption	1.5W	
Dimension	95*95*35MM(Convertor)	

## Acessórios para testar bombas de diferentes flanges e sentidos de rotação

<b>CARDAN FLANGE - DIN 5462 SPLINE BORE</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
F1100	Cardan Flange SAE 1100 to DIN 5462 spline bore (A8x32x36)
F1300	Cardan Flange SAE 1300 to DIN 5462 spline bore (A8x32x36)
F1400	Cardan Flange SAE 1400 to DIN 5462 spline bore (A8x32x36)
FD100	Cardan Flange DIN 100 to DIN 5462 spline bore (A8x32x36)

Note: Cardan Flange SAE to DIN 5463 spline bore also available

<b>CARDAN FLANGE - DIN 5462 SPLINE SHAFT</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
FM1100	Cardan Flange SAE 1100 to DIN 5462 spline shaft (B8x32x36)
FM1300	Cardan Flange SAE 1300 to DIN 5462 spline shaft (B8x32x36)
FM1400	Cardan Flange SAE 1400 to DIN 5462 spline shaft (B8x32x36)
FMD100	Cardan Flange DIN 100 to DIN 5462 spline shaft (B8x32x36)

<b>CARDAN FLANGE - DIN 5480 SPLINE BORE</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
F1100MIA1	Cardan Flange SAE 1100 to DIN 5480 spline bore (A35x2x30x16)
F1300MIA1	Cardan Flange SAE 1300 to DIN 5480 spline bore (A35x2x30x16)
F1400MIA1	Cardan Flange SAE 1400 to DIN 5480 spline bore (A35x2x30x16)
F1100PIA1	Cardan Flange SAE 1100 to DIN 5480 spline bore (A42x2x30x21)
F1300PIA1	Cardan Flange SAE 1300 to DIN 5480 spline bore (A42x2x30x21)
F1400PIA1	Cardan Flange SAE 1400 to DIN 5480 spline bore (A42x2x30x21)

<b>CARDAN FLANGE - DIN 9611 SPLINE BORE</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
FQ1100	Cardan Flange SAE 1100 to DIN 9611 spline bore (SAE 1" 3/8)
FQ1300	Cardan Flange SAE 1300 to DIN 9611 spline bore (SAE 1" 3/8)
FQ1400	Cardan Flange SAE 1400 to DIN 9611 spline bore (SAE 1" 3/8)
FQD100	Cardan Flange DIN 100 to DIN 9611 spline bore (SAE 1" 3/8)

<b>CARDAN FLANGE - ADJUSTABLE KEY HUB</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
FA1100	Cardan Flange SAE 1100 to Adjustable Key Hub
FA1300	Cardan Flange SAE 1300 to Adjustable Key Hub
FA1400	Cardan Flange SAE 1400 to Adjustable Key Hub
FAD100	Cardan Flange DIN 100 to Adjustable Key Hub

<b>ISO (4 BOLTS) PTO - OUTPUT SHAFT ADAPTER</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
ADA1100R	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1100 adapter, with two bearings
ADA1300R	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1300 adapter, with two bearings
ADA1400R	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1400 adapter, with two bearings
ADAD100R	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft DIN 100 adapter, with two bearings
ADA1100	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1100 adapter, with one bearing
ADA1300	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1300 adapter, with one bearing
ADA1400	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft SAE 1400 adapter, with one bearing
ADAD100	ISO (4 Bolts) PTO to output shaft DIN 100 adapter, with one bearing

<b>ISO-UNI / UNI-ISO / ISO-ISO ADAPTER</b>	
REFERENCE	DESCRIPTION
ADA3F4F	(to all PTO's) UNI (3 Bolts) to ISO (4 Bolts) adapter
ADA4F3F	(to all PTO's) ISO (4 Bolts) to UNI (3 Bolts) adapter
ADA4F3FC	(to low torque PTO's) ISO (4 Bolts) to UNI (3 Bolts), short adapter
ADAUNIISO	UNI (3 Bolts) to ISO 3019-2 (4 Bolts) adapter
ADARSEN	STDRU (4 Bolts) to ISO (4 Bolts) adapter
ADA4F4F1RE	ISO (4 Bolts) Male-Female adapter, with one ball bearing + retainer seal
ADA4F4F2RC	ISO (4 Bolts) Male-Female adapter, with two tapered roller bearings
ADA4F4F2RE	ISO (4 Bolts) Male-Female adapter, with two ball bearings

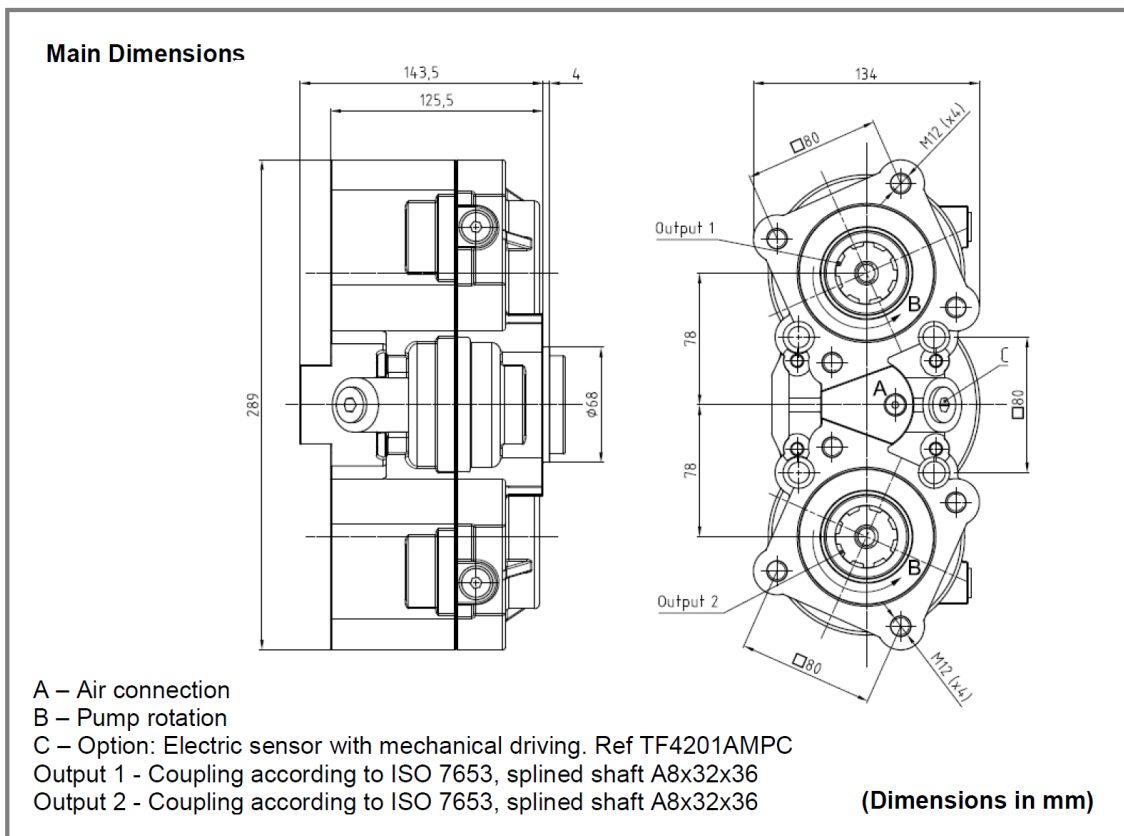
Figura 153: Acessórios e adaptadores para diferentes flanges

Além da flange poder ser adaptada através da montagem direta dos adaptadores acima referidos, se for necessário testar bombas de diferentes sentidos de rotação, foram encontradas duas soluções:

- PTO TWIN TF4201AMP de duas saídas disponíveis (1 CCW e 1 CW), contudo há o perigo de alguém se magoar uma vez que vai existir um veio fêmea a rodar a 1000 rpm, sem estar protegido;
- PTO TF4033AMP que com um rácio de 1:1 possibilita uma segura alteração da rotação do sistema para se adaptar à bomba que será testada.

De notar que sempre que possível, o ideal é o operador testar a bomba com a rotação já definida na máquina, pois sempre que se utilizarem estas PTO's, que são engrenagens, vamos adicionar uma perda de potência de transmissão no sistema, nunca inferior a 2%.

### TF4201AMP



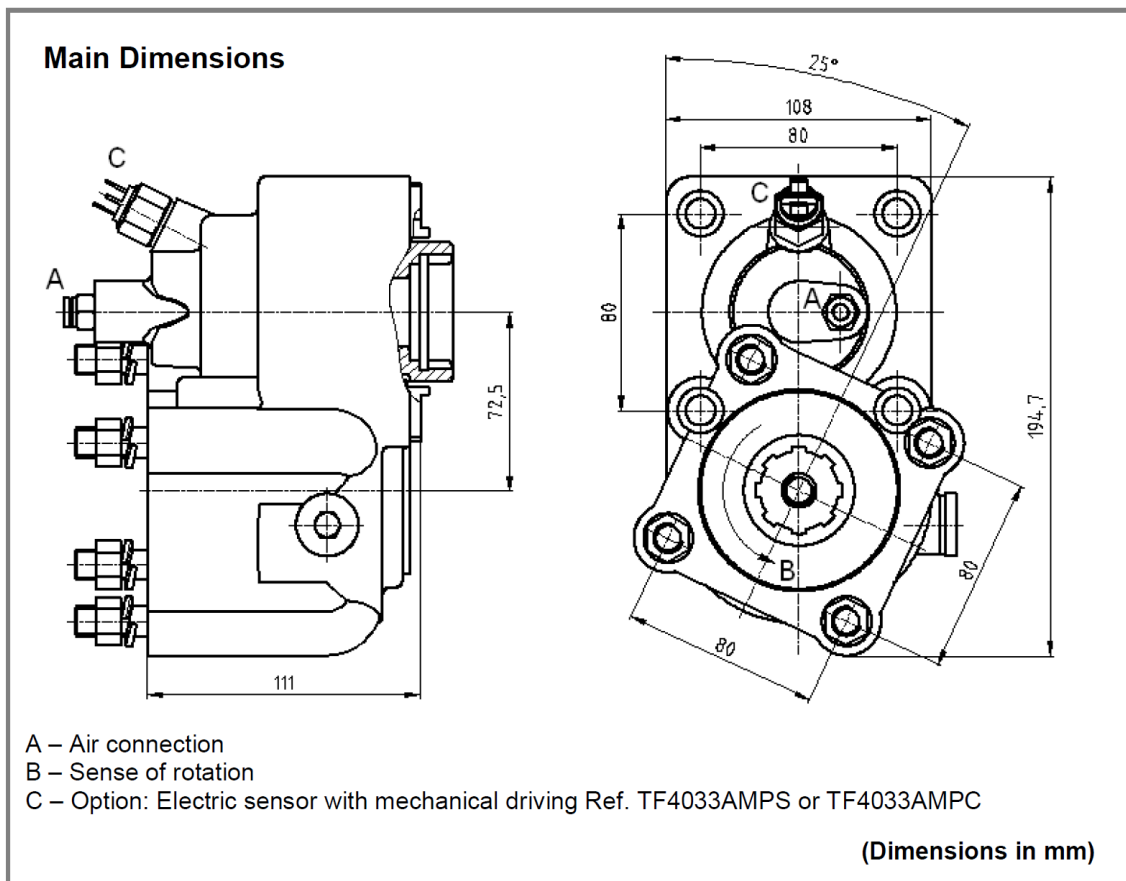
Main Data	
Continuous Torque (Nm) (single use)	380
Intermittent Torque (Nm) (single use)	460
Power (at 1000 rpm)	54 cv / 40 kW
Mounting Position	Rear
Pump Rotation	Right Hand
Weight (kg)	17.1

Figura 154: Especificações da TF4201AMP



Figura 155: Fotografia da TF4201AMP

### TF4033AMP



<b>Continuous Torque (Nm)</b>	<b>500</b>
<b>Intermittent Torque (Nm)</b>	<b>550</b>
<b>Power (at 1000 rpm)</b>	<b>69 cv / 51 kW</b>
<b>Mounting Position</b>	<b>Rear</b>
<b>Pump Rotation</b>	<b>Right Hand</b>
<b>Weight (kg)</b>	<b>11</b>
<b>PTO internal ratio</b>	<b>1:1</b>

Figura 156: Ficha técnica da TF4033AMP para inversão do sentido de rotação quando necessário

## Acoplamentos Elásticos

Os acoplamentos elásticos – nº27 na legenda - têm como função ligar e unir dois eixos, que podem não estar perfeitamente alinhados entre eles. O objetivo deste acessório é fazer a transmissão de potência entre o motor e o equipamento que este faz mover diminuindo o ruído da transmissão quando comparado com um cardan ou uma junta convencional.



Figura 157: Tipos de acoplamentos elásticos

### Um acoplamento elástico compensa:

- Desalinhamento radial ou paralelo;
- Desalinhamento angular;
- Possíveis movimentos axiais do eixo.

## Logística da ECO-STAND

Como foi referido no capítulo da tipologia de cliente, esta máquina será exportada para diferentes e remotos locais do globo e a logística é um fator extremamente importante. Tendo isto em consideração, a sua construção foi projetada e será construída em 2 módulos, cada um da dimensão de uma Euro-Paleta. Em resumo, qualquer transportador e agente de logística consegue orçar o custo e prever o tempo de transporte de uma ECO-STAND pois basta definir o mesmo como sendo uma grupagem de 3 paletes (2 da máquina + 1 Secretária + Variador), ao contrário do que acontece com as máquinas atuais de mercado que exigem marcação prolongada de transportes especiais.

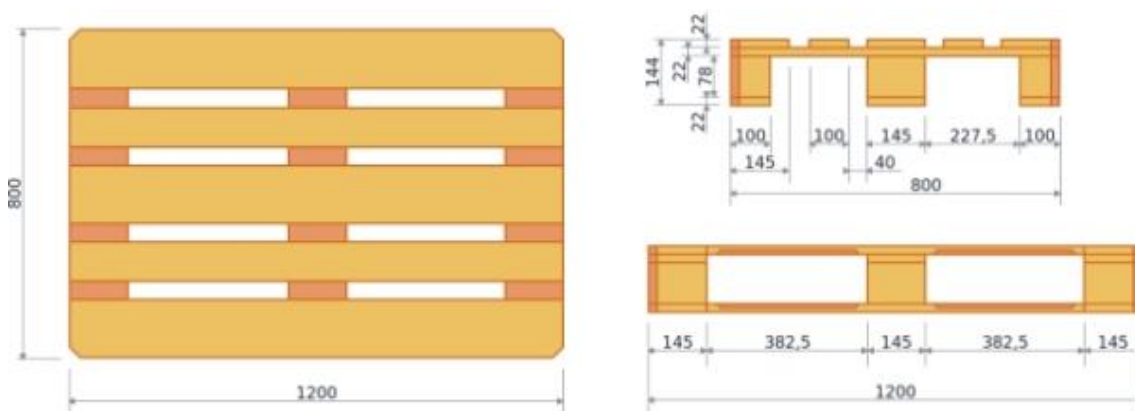


Figura 158: Dimensões de uma Euro-Paleta



Figura 159: Disposição das Euro-Paletes num contentor de 20''

Após o estudo geral do projeto ECO-STAND assim como das questões relativas à sua logística serem analisadas, a definição 3D da ECO-STAND foi apresentada em Inventor 2018, Fig.160.

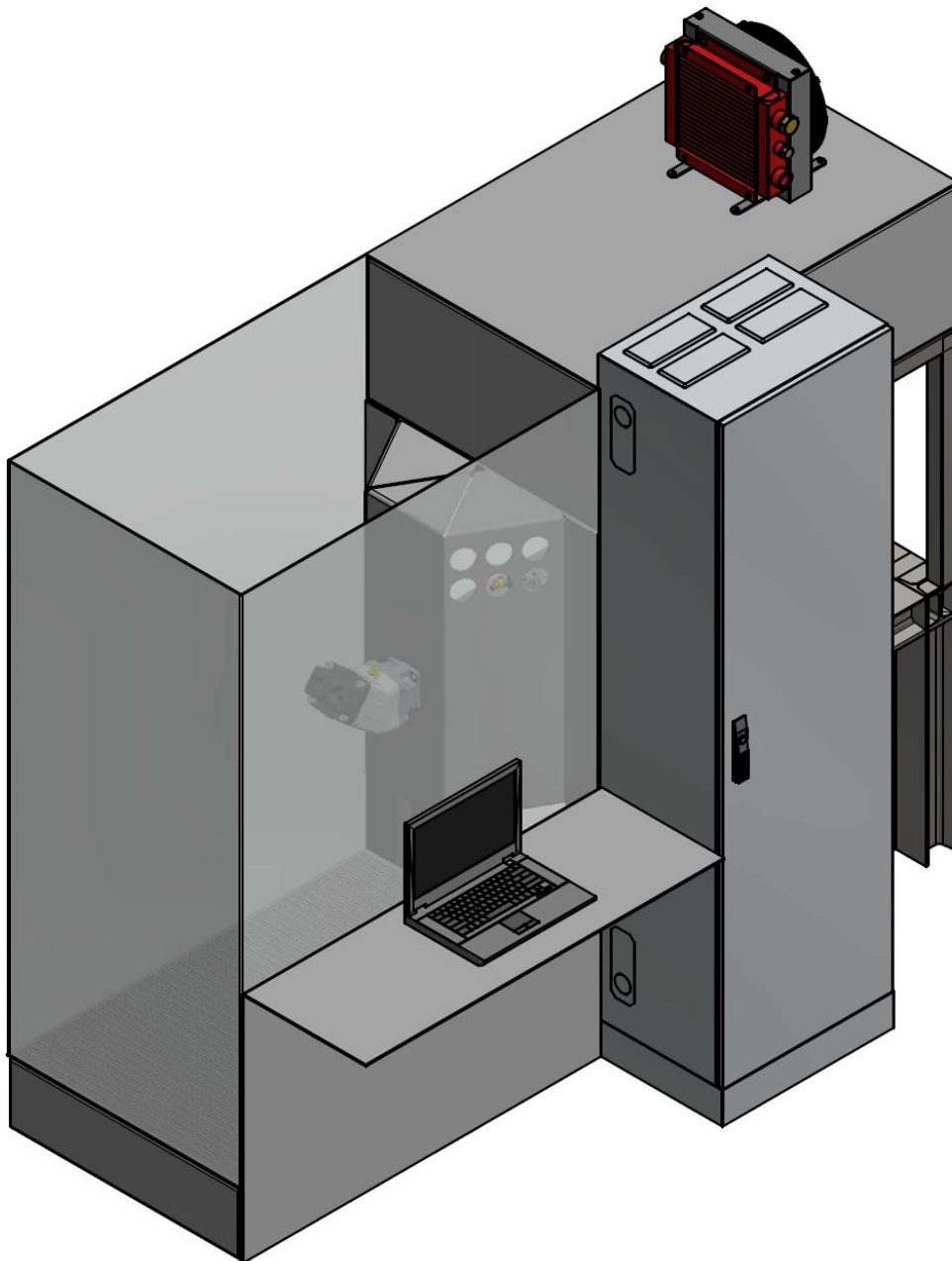


Figura 160: Vista 1 ECO-STAND





# CONCLUSÃO



## 4 CONCLUSÃO

Conforme o estipulado inicialmente, a estrutura deste trabalho foi cumprida, a análise bibliográfica (ou estado da arte) foi profundamente analisada e aqui bem resumida.

Relativamente ao objetivo principal do trabalho, pode-se afirmar que neste desenvolvimento, o objetivo foi completamente superado uma vez que apesar de se prever de antemão, apenas pela ideia inicial de projeto, que se iria poupar muita energia, nunca tinha sido prevista uma **poupança na ordem dos 70% equivalente a 140.287,49 €/ano/turno.**

Devido ao longo tempo que a produção da ECO-STAND requer, tanto do VDM como da receção das válvulas proporcionais pilotadas MODBUS, é expectável que no início de 2019 o primeiro protótipo funcional fique pronto, deixando desde já um convite a quem me acompanhou e avaliou esta Tese para visitar a ABER e verificar o bom funcionamento deste projeto no seu global.

Financeiramente, o estudo interno efetuado revelou que através da poupança energética apresentada, o payback da ECO-STAND será muito reduzido, (cerca de 10 vezes inferior ao de uma máquina industrial usada atualmente, sem as características de recuperação da ECO-STAND), o que torna este sistema muito apelativo tanto a empresas de média dimensão que não têm poder financeiro para investir em máquinas deste valor, como também às de grande dimensão, que por precisarem de mais do que uma unidade e terem projetos internos de redução de custos associados à ecologia e proteção do ambiente, têm todo o interesse em investir nesta solução.

No final desta Tese, em Setembro de 2018, já havia encomendas para a Rússia, Austrália e U.A.E.

***Ricardo J. Bernardes***



**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [www.aber.pt](http://www.aber.pt);
- <http://ph.parker.com/pt/pt/products>
- <https://www.hydac.com/de-en/start.html>
- <https://www.machinerylubrication.com>
- <https://www.insidersecretstohydraulics.com>
- <https://www.hydraulicspneumatics.com>
- <http://www.insanehydraulics.com>
- <https://new.abb.com>
- <https://www.universalmotors.pt/>
- <https://www.boschrexroth.com/en/xc/>
- Fluid Power Engeneering – M. GALAL RABIE
- Positive Displacement Pumps – Wiley
- Diretiva Máquinas e Harmonizadas
- Rotary Pump Standards, The Hydraulic Institute, Publication ANSI/HI Parsippany, NJ, 2000.
- Centrifugal Pumps (Newtonian Liquids), 3rd Edition: A Guide to Performance Evaluation, Equipment Testing Procedure, AIChE, New York, June 2002.
- Rotary Positive Displacement Pumps (Newtonian Liquids), 2nd edition, Equipment Testing Procedure, AIChE, New York, 1968.
- Cameron Hydraulic Databook, 19th Edition, Flowserve Corporation, 5215 N. O'Connor Blvd., Suite 2300, Irving, TX 75039;
- Nelik, L., Centrifugal and Rotary Pumps: Fundamentals with Applications, CRC Press, Boca Raton, FL, 1999.
- Rizo, L. and L. Nelik, "Piping-to-Pump Alignment," Pumps & Systems, April 1999.



**ANEXOS**



## VISTAS 3D DA ECO-STAND

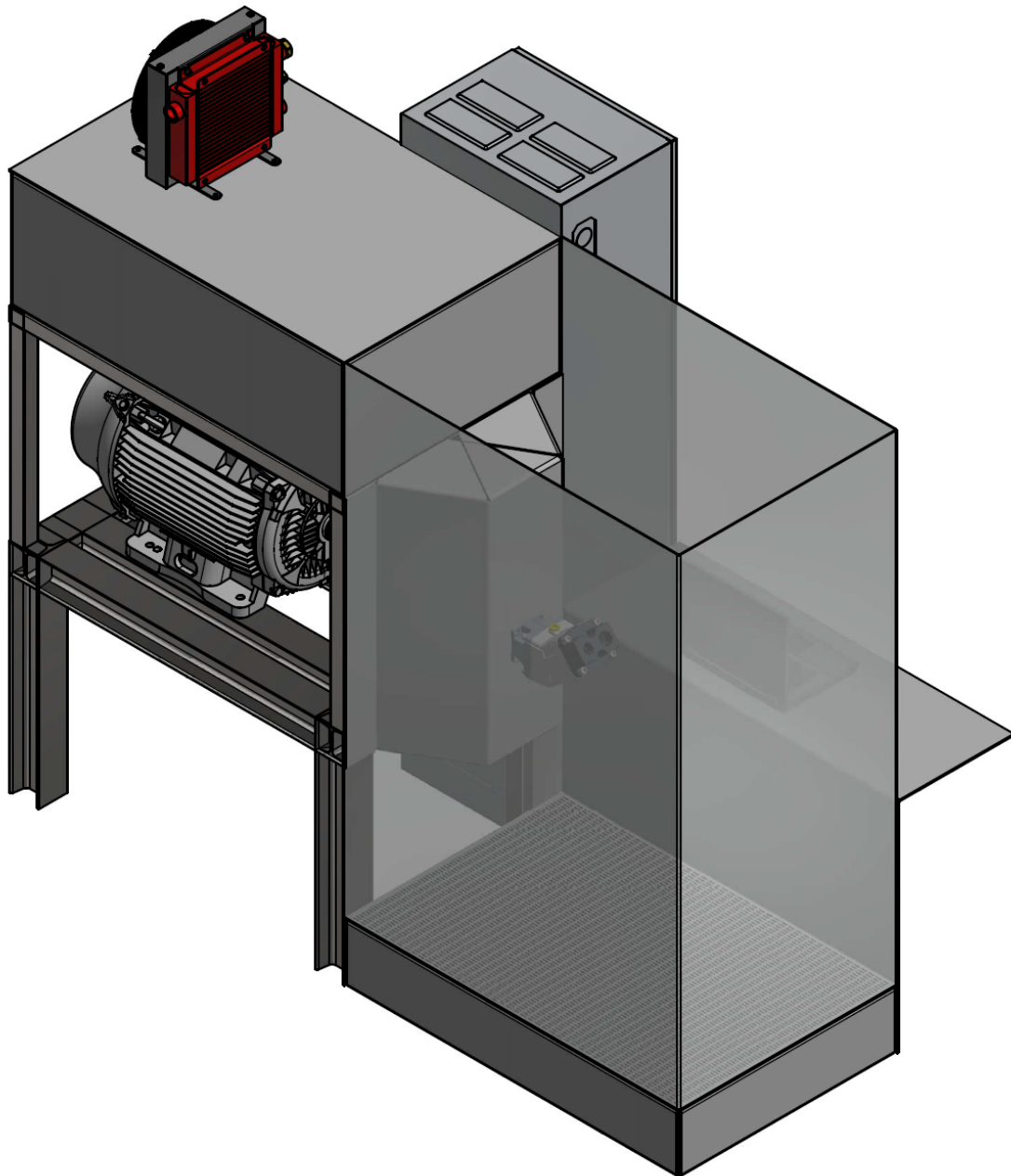


Figura 161: Vista 2 ECO-STAND

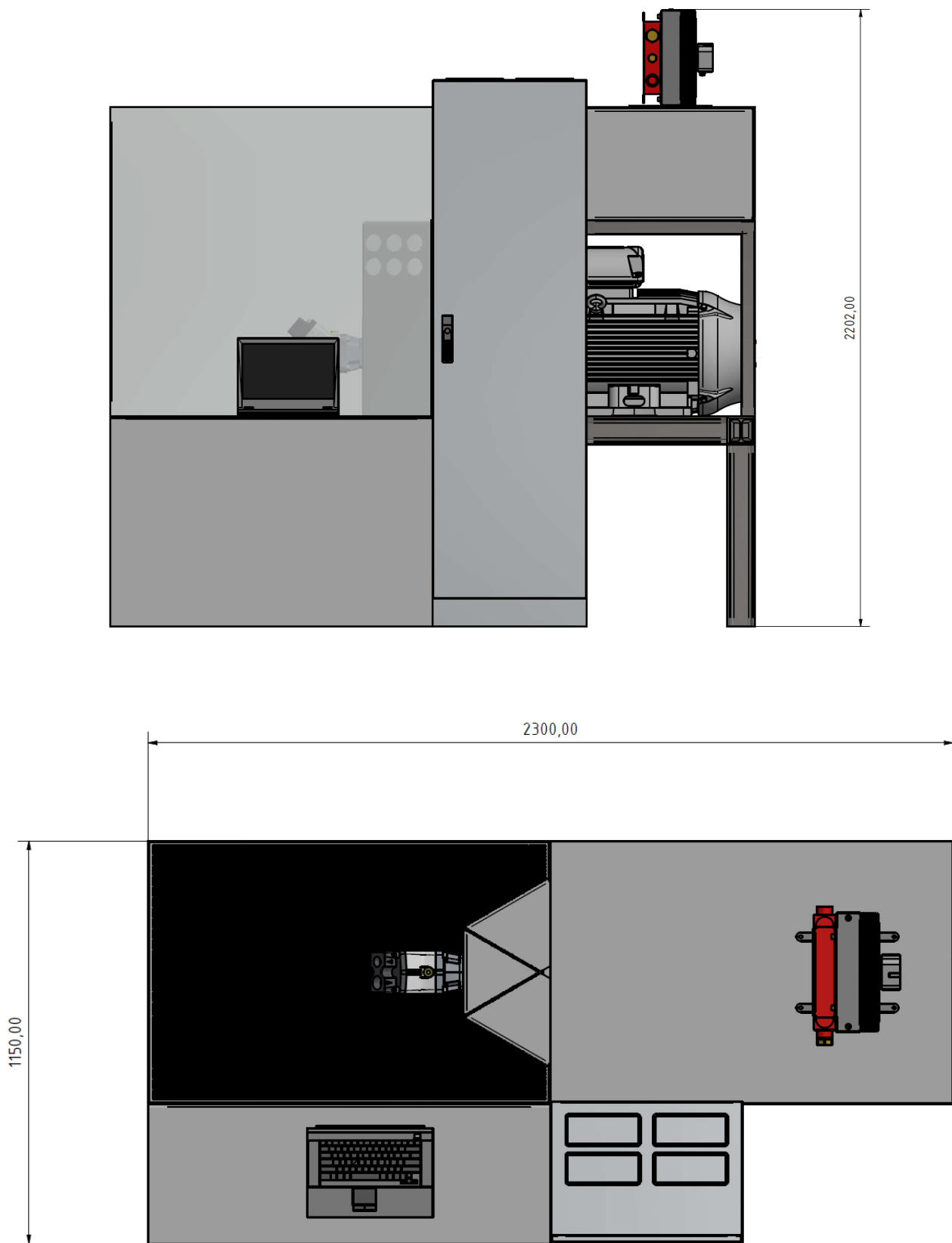


Figura 162: Dimensões da ECO-STAND

