



Marco Aurora Melo Medeiros

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Concepção e desenvolvimento de um sistema de limpeza de circuitos hidráulicos

Apresentação de Dissertação para obtenção de
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Jorge Joaquim Pamies Teixeira, Professor Catedrático, FCT-UNL

Co-orientador: Eng. Carmo Manuel Severes da Silva, Movicontrol S.A.

Júri:

Presidente: Prof.^a Doutora Rosa Maria Mendes Miranda, Professora Associada, FCT-UNL

Arguentes: Prof. Doutor António Gabriel Marques Duarte dos Santos, Professor Auxiliar, FCT-UNL

Vogal: Prof. Doutor Jorge Joaquim Pamies Teixeira, Professor Catedrático, FCT-UNL

Concepção e desenvolvimento de um sistema de limpeza de circuitos hidráulicos.

Copyright © 2015 Marco Aurora Melo Medeiros

A faculdade de Ciências e Tecnologias e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito perpétuo e sem limites geográficos de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Dedico este trabalho aos meus pais
José e Helena, aos meus irmãos
Miguel e Manuel, à minha namorada
Raquel, a toda a minha família e amigos.

Agradecimentos

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização desta dissertação, o meu profundo agradecimento. Em especial:

Ao professor Jorge Pamies Teixeira pela disponibilidade e apoio prestado ao longo deste trabalho, pelas críticas e sugestões e pela valiosa transmissão de conhecimento, ao Sr. António Campos e Sr. Paulo Magalhães pela ajuda oferecida, durante a montagem experimental e realização de testes.

À empresa Movicontrol pela oportunidade de realizar, em parceria, este projeto e por todo o apoio prestado tanto a nível técnico como financeiro, aos funcionários da empresa pelo à vontade que me proporcionaram desde o primeiro dia. Em particular ao Eng. Carmo Silva pela incansável ajuda que despendeu, continuamente, ao longo da realização desta dissertação e ao Eng. Rui Dias por toda a ajuda prestada durante a dissertação, nomeadamente em toda a parte elétrica.

Ao Sr. João Paulo Domingues, ao Sr. Manuel Pires Paiva, e respetivas famílias por todo o apoio ao longo deste ciclo de estudo.

À Raquel Leal por toda a amizade e amor demonstrados nesta etapa.

A todos os meus amigos e colegas, especialmente aos “7 e derivados”, por me acompanharem nesta etapa sem igual.

A toda a minha família pelo suporte incondicional, nomeadamente ao meu tio João Pires.

Aos meus pais e irmãos por acreditarem sempre em mim e incentivarem-me nos bons e maus momentos.

Resumo

Atualmente na indústria, surge a dificuldade expressa de encontrar soluções viáveis para a limpeza dos seus circuitos hidráulicos. As soluções existentes no mercado são por vezes incomportáveis, seja devido ao elevado custo inerente ou porque têm associado um tempo de paragem do equipamento industrial demasiado elevado.

Dentro das tubagens existentes nos circuitos hidráulicos é possível distinguir dois tipos: flexíveis e rígidas. As flexíveis, apesar de terem um custo superior ao das rígidas, a facilidade de montagem permite a sua substituição, sempre que se deteta algum desgaste. A concepção duma tubagem rígida é feita através de um tubo de aço inoxidável, dando-lhe a forma adequada, cravando-se, de seguida, as ponteiros. Este método apesar de mais económico é muito mais demorado e por esta razão, a solução existente para este tipo de tubagens passa pela limpeza interna das impurezas.

Este tema tem um elevado interesse devido às implicações que advêm da utilização de uma instalação de tubagens com impurezas incrustadas. A libertação dessas impurezas, causam a maioria das avarias em componentes sensíveis, o que equivale a perdas monetárias consideráveis por parte das entidades industriais.

A solução para este problema, passa pelo desenvolvimento de uma unidade hidráulica de *flushing*, capaz de efetuar a limpeza dos circuitos, assegurando no seu final uma contaminação reduzida dentro das normas reguladoras da contaminação do óleo. A tecnologia do *flushing*, tem por base a utilização de escoamentos turbulentos com a finalidade de aumentar a tensão de corte junto das paredes das tubagens e por consequência remover as impurezas nela inclusa.

O projeto prevê a concepção e construção de uma unidade de *flushing* que, após ser testada e validada, esteja em condições de ser comercializada tanto a nível nacional como internacional.

- Palavras-Chave

Flushing, limpeza circuitos hidráulicos, projeto, unidades hidráulicas de limpeza

Abstract

Nowadays industry faces some difficulties dealing with hydraulic circuit cleaning. Some of the existing solutions are too expensive not only due to the intrinsic maintenance costs but also due to the time that the equipment is stalled.

Hydraulic tubing in a typical equipment can be either flexible or rigid. The former is normally much more expensive than the last one, normally made in high strength or stainless steel. No matter of what type of tubing is used, some debris and contamination particles are accumulated over time into the tubing, normally in the geometric transitions. These particles, once liberated can damage or impose malfunctions in critical and sensitive components, especially in hydraulic valves. The inherent costs can be very limiting.

One solution is the development of a flushing hydraulic unit capable of cleaning the hydraulic circuit reducing the contamination of the circuit. For this, the unit must provide a turbulent flow in order to increase the shearing stresses in the fluid near the walls capable of removing the referred particles.

The main purpose of this work is the development of such a unit, by designing, building, testing its normal functionality. After validation, the unit must be in a state allowing to be commercialized both in the national and international markets.

- Keywords

Flushing, hydraulic circuit cleanliness, project, cleanliness hydraulic machines

Índice de matérias

Agradecimentos	VII
Resumo.....	IX
Abstract.....	XI
Índice de matérias.....	XIII
Índice de figuras.....	XV
Índice de tabelas	XIX
Lista de abreviaturas, símbolos e siglas	XXI
1 Introdução.....	1
1.1 Objetivos a alcançar	1
1.2 Motivações e relevância.....	2
1.3 Apresentação do documento	3
2 Estado da Arte	5
2.1 Tecnologias existentes	5
2.2 Contaminação do óleo hidráulico.....	6
2.3 Componentes	8
2.3.1 Bombas hidráulicas	9
2.3.1.1 Bombas de engrenagens/carretos.....	9
2.3.1.2 Bombas de palhetas	12
2.3.1.3 Bombas de pistão	17
2.3.2 Válvulas	20
2.3.3 Filtros	21
2.3.4 Contador de partículas.....	23
3 Desenvolvimento do Projeto	25
3.1 Introdução	25
3.2 Método escolhido	26
3.3 Turbulência.....	26
3.4 Apresentação dos resultados teóricos.....	31
3.5 Projeto.....	37

3.6	Componentes e justificações	45
3.7	Montagem	52
4	Metodologia de Testes	59
4.1	Metodologia de teste	59
4.2	Resultados	82
5	Conclusões.....	87
6	Desenvolvimentos Futuros.....	89
	Referências Bibliográficas.....	91

Índice de figuras

Figura 1.1.1 – escoamento laminar. [1]	2
Figura 2.3.1 - Bomba de carretos/engrenagens em vista explodida. [14].....	10
Figura 2.3.2 - Tipos de dentes de engrenagens. [15].....	10
Figura 2.3.3 - Esquema de funcionamento de uma bomba de engrenagens. [15]	11
Figura 2.3.4 – Gráfico característico de bomba de carretos. [16]	12
Figura 2.3.5 – Bomba palhetas com vista explodida. [17]	13
Figura 2.3.6 – Esquema de funcionamento de uma bomba de palhetas. [15]	13
Figura 2.3.7 – Bomba de palhetas com dupla entrada e dupla saída. [15]	14
Figura 2.3.8 – Carga sofrida pelo veio no caso de uma bomba não balanceada e numa balanceada. [15].....	15
Figura 2.3.9 – Bomba de palhetas de débito variável. [15]	15
Figura 2.3.10 – Diagrama de bombas de palhetas. [18]	16
Figura 2.3.11 – Bomba de pistões em vista explodida. [15]	17
Figura 2.3.12 – Movimento realizado pelo pistão na aspiração (azul) e pressão (vermelho). [15]	18
Figura 2.3.13 – Método de variação da placa de deslizamento. [15]	19
Figura 2.3.14 – Diagramas de bomba de pistões. [19]	19
Figura 2.3.15 – Válvula limitadora de pressão totalmente fechada. [15].....	20
Figura 3.3.1 – Perfis de escoamentos, o traçado representa a média da velocidade. Escoamento laminar (a), escoamento turbulento (b). [1]	27
Figura 3.3.2 – Resposta a perturbações. (a): Regime laminar; (b): Regime transitório; (c): Regime turbulento. [20].....	28
Figura 3.3.3 – Variação da tensão de corte ao longo da camada limite. [1].....	30
Figura 3.3.4 – Influência da rugosidade relativa, ϵ/d , no fator de atrito, f . [1].....	30
Figura 3.3.5 – Diagrama de Moody. [21].....	31
Figura 3.4.1 Variação da viscosidade em função da temperatura. [23].....	32
Figura 3.5.1 – Esquema hidráulico.....	39
Figura 3.5.2 – Esquema de potência.....	41
Figura 3.5.3 – Esquema de comando e monitorização.....	41
Figura 3.5.4 – Unidade de <i>flushing</i>	42
Figura 3.5.5 – Painel de controlo.....	43
Figura 3.5.6 – Tanque de óleo.....	43
Figura 3.5.7 – Gaveta.	44

Figura 3.5.8 – Quadro elétrico.....	44
Figura 3.5.9 – Elevador a gás	45
Figura 3.6.1 – Bomba de carretos <i>Casappa</i>	47
Figura 3.6.2 – Motor elétrico BF31 – Universal Motors. [27]	48
Figura 3.6.3 – Variador de velocidade Parker, AC10. [29].....	49
Figura 3.6.4 – Filtro UFI-FRD. [31].....	50
Figura 3.6.5 – Contador de partículas Parker, Icount PD.....	51
Figura 3.6.6 – Limitadora de pressão Oil Control.....	51
Figura 3.6.7 – Sonda de temperatura.	52
Figura 3.7.1 – Acoplamento de bomba hidráulica com motor elétrico.	53
Figura 3.7.2 – Tela de absorção de vibração.	53
Figura 3.7.3 – Linha de pressão.....	54
Figura 3.7.4 – Tubagem flexível, linha pressão.	55
Figura 3.7.5 – Linha de retorno.	55
Figura 3.7.6 – Suporte com contador de partículas.	56
Figura 3.7.7 – Elevador de gás.	57
Figura 3.7.8 – Interior do tanque, após limpeza.	57
Figura 3.7.9 – Unidade concluída.....	58
Figura 4.1.1 – Esquema do circuito de testes.	60
Figura 4.1.2 – Circuito de testes.....	60
Figura 4.1.3 – Software Hydac 3000.....	61
Figura 4.1.4 – <i>Termopar tipo T</i>	62
Figura 4.1.5 – Gráfico pressão-tempo para o teste 1.....	63
Figura 4.1.6 – Zoom entre as amostras 4990 e 5010.	64
Figura 4.1.7 – Zoom entre as amostras 9990 e 10010.....	64
Figura 4.1.8 – Gráfico temperatura-tempo para o teste 1.....	65
Figura 4.1.9 – Gráfico pressão-tempo para o teste 2.....	66
Figura 4.1.10 - Gráfico temperatura-tempo para o teste 2.....	66
Figura 4.1.11 – Gráfico pressão-tempo para o teste 3.....	67
Figura 4.1.12 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 3.....	67
Figura 4.1.13 – Gráfico pressão-tempo para o teste 4.....	68
Figura 4.1.14 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 4.....	68
Figura 4.1.15 – Gráfico pressão-tempo para o teste 5.....	69
Figura 4.1.16 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 5.....	69
Figura 4.1.17 – Gráfico pressão-tempo para o teste 6.....	70
Figura 4.1.18 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 6.....	70

Figura 4.1.19 – Gráfico pressão-tempo para o teste 7.....	71
Figura 4.1.20 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 7.....	71
Figura 4.1.21 – Gráfico pressão-tempo para o teste 8.....	72
Figura 4.1.22 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 8.....	72
Figura 4.1.23 – Gráfico pressão-tempo para o teste 9.....	73
Figura 4.1.24 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 9.....	73
Figura 4.1.25 – Ponte de Wheatstone utilizada.....	74
Figura 4.1.26 – Montagem da segunda análise.....	75
Figura 4.1.27 – Extensómetro 4 e 1.....	75
Figura 4.1.28 – Gráfico pressão-tempo do ensaio 1.....	76
Figura 4.1.29 – Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 1.....	76
Figura 4.1.30 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 2.....	77
Figura 4.1.31 - Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 2.....	77
Figura 4.1.32 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 3.....	78
Figura 4.1.33 - Gráfico variação de secção-tempo do ensaio 3.....	78
Figura 4.1.34 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 4.....	79
Figura 4.1.35 – Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 4.....	79
Figura 4.1.36 – Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 1.	80
Figura 4.1.37 - Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 2.	81
Figura 4.1.38 - Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 3.	81
Figura 4.1.39 – Gráfico pressão-tempo para obtenção da perda de carga no final da instalação.	82
Figura 4.1.40 - Gráfico pressão-tempo para obtenção da perda de carga no final da instalação.	82
Figura 4.2.1 – Evolução da contaminação do óleo.....	86

Índice de tabelas

Tabela 2.2.1 – Tabela normalizada <i>ISO 4406</i> . [11][12]	7
Tabela 2.2.2 – Contaminação aceitável em função do tipo de componente. [12][13].....	8
Tabela 3.3.1 – Valores de comprimento de entrada para diferentes N° de Reynolds. [1]	29
Tabela 3.4.1- Variedade de tubagens abrangidas pela unidade de <i>flushing</i>	32
Tabela 3.4.2 -Viscosidade a temperaturas padrão	33
Tabela 3.4.3 – N° de Reynolds para VG15 e VG22	33
Tabela 3.4.4 – N° de Reynolds para VG 15 a 50°C.....	34
Tabela 3.4.5 – Dimensão da rugosidade interna das tubagens em ordem à rugosidade relativa.	35
Tabela 3.4.6 – Perdas de carga e potências absorvidas.	37
Tabela 3.6.1 – Caudais otimizados para atingir velocidades de 10 m/s.....	46
Tabela 3.7.1 – Desenho do suporte para o quadro elétrico.....	56
Tabela 4.1.1 - Caraterísticas dos ensaios.....	62
Tabela 4.2.1 – Resultados da primeira análise.	83
Tabela 4.2.2 – Resultados obtidos dos ensaios de dilatação.....	84
Tabela 4.2.3 – Perdas de carga na curva.....	85
Tabela 4.2.4 – Perdas de pressão nas últimas duas picagens.....	85

Lista de abreviaturas, símbolos e siglas

p	Pressão [Pa, bar]
Q	Caudal [$m^3/s, l/min$]
V	Velocidade Linear [m/s]
d	Diâmetro interno [mm]
$\Delta\emptyset$	Varição do Diâmetro Interno [mm]
Δz	Varição de cota [m]
ν	Viscosidade Cinemática [mm^2/s]
ρ	Massa Específica [kg/m^3]
P	Potência elétrica [W]
Re	Número de Reynolds
Re_{crit}	Número de Reynolds Crítico
L	Comprimento da tubagem [mm]
Le	Comprimento de entrada (região de desenvolvimento do perfil) [mm]
τ_{lam}	Tensão de Corte Laminar [Pa]
τ_{turb}	Tensão de Corte Turbulento [Pa]
ϵ	Rugosidade Superficial [mm]
f	Fator de Atrito
h	Perda de carga [m]
g	Aceleração Gravítica [m/s^2]
ANSI	American National Standard
ISO	International Organization for Standardization
NA	Normalmente Aberto
NAS	National Aerospace Standard
NF	Normalmente Fechado
NFRA	National Fluid Power Association
P.Absov	Potência Elétrica Absorvida
P.C.	Perda de Carga
SI	Sistema Internacional
VG	“Vegetable glycerin” Glicerina Vegetal

1 Introdução

1.1 Objetivos a alcançar

A hidráulica está presente nos dias de hoje em quase todos os tipos de indústrias por ser uma das formas mais fáceis e eficientes de transmitir energia, utilizando por base de funcionamento um fluido hidráulico incompressível, comumente tratado por “óleo hidráulico”.

O fluido hidráulico, como qualquer outro componente, tem desgaste com o passar dos ciclos de funcionamento, o que diminui as suas propriedades. Desta forma é necessário trocar o fluido, respeitando os intervalos de tempo que variam, dependendo do tipo de trabalho, e do esforço de desgaste, bem como do nível de contaminação a que o fluido foi sujeito.

Quando se faz uma manutenção, analisam-se as tubagens do circuito e constatam-se que estas, depois de serem submetidas a algumas horas de trabalho, contêm uma pequena película interna de impurezas que se depositaram ao longo das paredes da tubagem.

Estas pequenas partículas surgem devido ao desgaste dos componentes do circuito, por possíveis contaminações externas que possam ocorrer, ou ainda nos processos de manutenção do sistema, em que não se conseguiu garantir uma perfeita estanquicidade, podendo desta forma incorporar algum tipo de poeiras ou limalhas no circuito. Os sistemas hidráulicos funcionam por norma, em regime laminar. Um escoamento laminar é descrito por ser um perfil de velocidades, idêntico a uma parábola, como se pode observar na imagem abaixo.

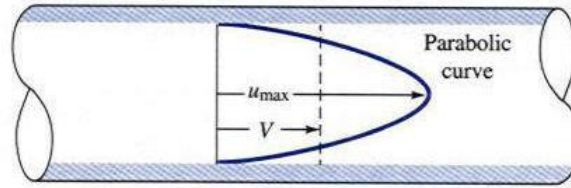


Figura 1.1.1 – Escoamento laminar. [1]

Como se pode observar na imagem 1.1.1, a velocidade máxima do escoamento, u_{max} , encontra-se no eixo central do escoamento, a velocidade média está representada por V , e junto às paredes da tubagem a velocidade é muito reduzida, tendendo mesmo para próximo zero, sendo esta a razão da deposição das impurezas, contribuindo por consequência para a criação de uma película interna. O funcionamento de um circuito contaminado de impurezas causa graves avarias em válvulas e sensores, podendo mesmo chegar a danificar elementos mais robustos como as bombas e/ou motores hidráulicos, se as impurezas tiverem uma dimensão considerável.

Como forma de manutenção preventiva, dever-se-ia realizar uma limpeza das tubagens em intervalos de tempo aconselhados para cada tipo de instalação. Essa manutenção não ocorre na maioria das empresas existentes em Portugal, devido a diversos fatores, que vão desde o custo associado à limpeza em questão até à dificuldade em encontrar uma solução viável e que dê garantias.

Não existe atualmente nenhum método expedito no mercado e de simples resolução do problema mencionado. Uma solução possível, porém muito conservadora, passa pela substituição de todas as tubagens aquando das mudanças de óleo, ou em alturas de manutenção na instalação. Após a contabilização dos custos inerentes a esta solução, observa-se que estes são demasiado elevados e que o tempo necessário para a realização de uma intervenção dessa natureza é incomportável para a grande maioria das Pequenas/Médias Empresas onde estão presentes circuitos hidráulicos. [2]

Desta forma espera-se responder a esta necessidade premente e obter-se no final desta dissertação uma unidade de limpeza de circuitos hidráulicos, capaz de ir ao encontro das necessidades da indústria.

1.2 Motivações e relevância

Com a identificação da problemática que consiste na dificuldade de limpeza dos circuitos fechados, temos como objetivo desta dissertação a concepção de uma unidade de limpeza, direcionada para o mercado português ou, se assim se quiser chamar, para uma

indústria com equipamentos de dimensões reduzidas, geralmente com tubagens até 19 milímetros de diâmetro interno e comprimentos inferiores a 50 metros.

A unidade tem como particularidades, além de ser projetada para equipamentos reduzidos, ter uma mobilidade versátil de forma a possibilitar que qualquer operador a possa movimentar no espaço de fábrica ou no seu exterior, bem como ter uma interface simples e intuitiva para a sua fácil utilização, e ao mesmo tempo ser produzida a um baixo preço relativo de forma a ser comercializada em Portugal e exportada para países da união europeia, entre outros.

Desta forma podemos dividir a dissertação em 4 etapas distintas, compostas da seguinte forma:

- ✓ Estudo de escoamentos turbulentos;
- ✓ Projeto da unidade a desenvolver de forma a atingir todas as características pretendidas, assim como a escolha dos melhores componentes existentes no mercado;
- ✓ Montagem da unidade;
- ✓ Realização de testes com o intuito de garantir o bom funcionamento da unidade projetada e a sua validação.

É necessário também, um estudo aprofundado sobre a dinâmica de fluidos de forma a assegurar-se a melhor escolha do fluido hidráulico, as velocidades ótimas necessárias para o fluido permanecer sempre em turbulência, tendo em conta as rugosidades internas para todas as gamas de tubagens que se definam como requisitos da unidade.

Ter a oportunidade de desenvolver uma tecnologia capaz de inovar na área de limpeza presente atualmente na indústria faz com que este projeto, em parceria com uma das maiores empresas portuguesas do ramo da hidráulica, Movicontrol S.A., nos dê ainda mais força anímica de querer mostrar resultados e de chegarmos ao fim da dissertação com uma unidade totalmente funcional, validada e capaz de ser introduzida no mercado.

1.3 Apresentação do documento

A presente dissertação, está dividida em seis capítulos e estes por sua vez subdividem-se abordando todas as áreas e temáticas necessárias para a realização do estudo.

O primeiro capítulo aborda a introdução onde são apresentados os objetivos a alcançar ao longo deste trabalho, as motivações e a relevância que este projeto poderá ter para a indústria em geral, no qual é feita uma abordagem simplista da temática a apresentar.

O segundo capítulo debruça-se sobre o estado da arte, e está dividido em dois subcapítulos. O primeiro expõe toda a tecnologia existente no mercado mundial, para que possa ser idêntico à unidade, que se desenvolverá posteriormente na dissertação, enquanto que o segundo subcapítulo mostra o leque de componentes existentes no mercado que virão a ser úteis para a realização do presente projeto.

No terceiro capítulo aborda-se todo o projeto que suporta a construção da unidade, começando com uma pequena introdução; a explicação sobre o método de limpeza escolhido; a teoria sobre a turbulência; a apresentação de resultados teóricos calculados; o projeto da unidade de limpeza; a escolha dos componentes e as suas justificações; e por fim algumas considerações relevantes sobre a montagem da unidade.

No quarto capítulo, são apresentados os testes a que a unidade foi sujeita, começando pelas metodologias utilizadas, e passando para os resultados que se obtiveram.

No quinto capítulo apresenta-se a discussão dos resultados obtidos.

No sexto capítulo, evidenciam-se as conclusões obtidas, as questões que ficaram em aberto e sobre as quais os resultados não foram conclusivos, bem como aquelas, que apesar de pertinentes, estão fora do âmbito do objeto desta dissertação.

2 Estado da Arte

2.1 Tecnologias existentes

Como tentativa de solução do problema da contaminação de circuitos hidráulicos, surgiram técnicas ao longo dos anos que se baseiam em diversos princípios e/ou conceitos. De seguida apresenta-se as técnicas mais utilizadas atualmente.

A limpeza mecânica foi a primeira que se começou a utilizar e consiste na limpeza de cada parte da tubagem, com o auxílio de raspadores, escovas e material abrasivo a fim de remover a camada de impurezas. Como desvantagem acarreta o facto de ser um processo muito moroso, apesar de se obter bons resultados.

A limpeza química é outro método utilizado em que este obriga a que o circuito esteja sem óleo. Após a limpeza é necessário remover na totalidade todo o detergente, tipicamente com componentes cáusticos e ácidos, de forma a não se combinar com o óleo.

Alguns fornecedores, têm demonstrado resultados na remoção das impurezas através da utilização de partículas carregadas electrostaticamente. Este é um método recente e com poucas provas de sucesso.

Além desses métodos encontra-se em países como o Brasil [3][4][5], Holanda [2], Dinamarca [6] ou Inglaterra [7], uma solução para o problema da contaminação, que passa pela utilização de uma unidade de limpeza de circuitos hidráulicos que tem por base o método denominado de *flushing*. Esse método consiste na injeção de um fluido hidráulico nos

circuitos a alta velocidade, obrigando a que o fluido atinja um escoamento turbulento totalmente desenvolvido. Desta forma consegue-se uma força de corte superior junto das paredes das tubagens, comparativamente com a que se obtém com um escoamento laminar, removendo-se a camada de impurezas. [8]

Constata-se, também, que as unidades de *flushing* comercializadas nesses países estão sobredimensionadas quando comparadas com a necessidade da indústria existente em Portugal e em países menos desenvolvidos industrialmente.

2.2 Contaminação do óleo hidráulico

O óleo hidráulico, ao invés dos restantes fluidos, é o mais utilizado em circuitos hidráulicos, pois imprime quatro características fundamentais para o escoamento:

- ✓ Transmissão de energia;
- ✓ Lubrificação interna dos componentes em movimento;
- ✓ Transmissor de calor;
- ✓ Vedador de componentes em movimento.

A contaminação do óleo hidráulico é um fenómeno que ocorre naturalmente com o passar do tempo e esforço de utilização do mesmo, em circuitos hidráulicos, e é uma das maiores causas de avarias. [9][10]

Esta afeta três das quatro principais características do óleo:

- ✓ Na transmissão de energia as impurezas vedam alguns pequenos orifícios nos componentes hidráulicos, como é o caso das válvulas que adquirem um comportamento imprevisível, improdutivo e mesmo inseguro;
- ✓ Devido ao atrito, à viscosidade e a mudanças de direção o fluido gera calor que é transferido às paredes do reservatório, quando este termina o ciclo. As impurezas interferem no arrefecimento do fluido, pois formam um sedimento junto das paredes do reservatório interferindo na dissipação do calor.
- ✓ A lubrificação dos componentes, na presença de impurezas, fica comprometida causando desgaste excessivo, resposta lenta, operações não sequenciadas, queimas de bobines dos solenoides e falhas prematuras dos componentes.

Essa contaminação está quantificada e tabelada pela norma *ISO 4406*, estando disponível equivalência para as normas *SAE* e *NAS*. A norma *ISO 4406* analisa, para uma determinada quantidade de óleo presente no circuito, normalmente em porções de 1 ml, a quantidade de partículas/impurezas existentes no mesmo, dividindo-as em três categorias:

- ✓ partículas superiores a 4 μm ;
- ✓ superiores a 6 μm ;
- ✓ e partículas superiores a 14 μm .

Com uma amostragem de óleo, faz-se a contagem do número de partículas. A cada uma das três categorias, corresponde-se um valor da norma *ISO*, obtido através do enquadramento do número de partículas adquiridas numa gama de valores normalizada. Na tabela 2.2.1 estão presentes as diversas gamas de números de partículas normalizadas e os respetivos valores da norma *ISO*. [11]

Tabela 2.2.1 – Tabela normalizada *ISO 4406*. [11][12]

Nº de partículas por ml		Norma ISO	Nº de partículas por ml		Norma ISO
Mais de	Até (inclusive)		Mais de	Até (inclusive)	
2.500.00	-	>28	80	160	14
1.300.00	2.500.00	28	40	80	13
640.000	1.300.00	27	20	40	12
320.000	640.000	26	10	20	11
160.000	320.000	25	5	10	10
80.000	160.000	24	2,5	5	9
40.000	80.000	23	1,3	2,5	8
20.000	40.000	22	0,64	1,3	7
10.000	20.000	21	0,32	0,64	6
5.000	10.000	20	0,16	0,32	5
2.500	5.000	19	0,08	0,16	4
1.300	2.500	18	0,04	0,08	3
640	1.300	17	0,02	0,04	2
320	640	16	0,01	0,02	1
160	320	15	0	0,01	0

Combinando-se os três valores da norma *ISO* obtêm-se o grau de contaminação de um óleo, por exemplo uma contaminação 20/15/12 exprime a presença de um número de partículas entre 5000-10000 com dimensões iguais ou superiores a 4 μm , um número entre 160-320 de partículas superiores a 6 μm e um valor entre 20-40 de partículas superiores a 14 μm .

Se um circuito hidráulico estiver em funcionamento com óleo contaminado acima dos níveis normalizados, este aumenta a probabilidade de avarias dos componentes existentes no circuito começando pelos mais sensíveis, como as válvulas de servo controlo, as válvulas proporcionais, as bombas/motores de palhetas ou pistões e as válvulas de controlo direcional.

Como forma de salvaguardar os componentes sensíveis presentes nos circuitos hidráulicos estão normalizados valores de contaminações máximas aconselhadas para cada um dos componentes, tal como é expresso na tabela abaixo. Caso haja alguma exceção à tabela sobre a contaminação de componentes, deverá ser indicada expressamente pelo próprio fabricante. [12]

Tabela 2.2.2 – Contaminação aceitável em função do tipo de componente. [12][13]

Componentes	Norma ISO
Válvula de Servo Controlo	16/14/11
Válvulas Proporcionais	17/15/12
Bombas/Motores de Palhetas ou Pistões	18/16/13
Válvulas de Controlo Direcional	18/16/13
Reguladoras de Pressão	18/16/13
Bombas de Engrenagens/Carretos	19/17/14
Cilindros	20/18/15
Controlo de Fluxo	20/18/15

Um óleo novo (sem uso), possui uma contaminação de 20/18/15. [11][12]

Como se pode visualizar na tabela 2.2.2, a maioria dos componentes utilizados em circuitos hidráulicos tem uma baixa tolerância a contaminações, sendo esta mais reduzida que o próprio óleo novo. Por essa razão é necessário existir um sistema completo de filtragem em todas os circuitos. Este sistema de filtragem é geralmente composto por um filtro de sucção, um de pressão e outro de retorno no circuito principal. Paralelamente adota-se um circuito denominado de “off-line” que atua diretamente no tanque de óleo, filtrando-o continuamente. [11][12]

Outro aspeto que importa realçar, é a ausência de correlação direta entre a dimensão da malha do elemento filtrante e o grau de contaminação do fluido. Este facto ocorre porque ao trocar-se o local dos filtros, se altera a eficiência dos mesmos bem como o caudal e a sua influência na capacidade de limpeza. [11][12]

2.3 Componentes

Há necessidade de se efetuar uma pesquisa técnica e aprofundada sobre os diferentes tipos de componentes existentes no mercado, assim como as suas características, por forma a ser escolhido o melhor para se proceder à realização de um projecto otimizado tanto a nível de custos como capaz de garantir as funcionalidades pretendidas. Dentro dos componentes acima mencionados, destacam-se a bomba hidráulica, as válvulas, os filtros e o contador de partículas.

2.3.1 Bombas hidráulicas

Começando pela escolha da bomba hidráulica, constatamos que existem dois tipos de bombas hidráulicas: as *hidrodinâmicas* e as *hidrostáticas*.

As bombas *hidrodinâmicas* são usadas para transferir fluidos onde apenas é necessário vencer a resistência criada pelo peso dos mesmos, e pelo atrito que possa surgir durante o seu deslocamento na instalação. Desta forma estes tipos de bombas raramente são utilizados em sistemas hidráulicos porque não conseguem garantir um caudal constante durante o seu funcionamento, caudal esse que diminui gradualmente com o aumento da pressão.

As bombas *hidrostáticas* conseguem garantir um caudal constante de saída, independentemente da pressão atingida no circuito. No entanto estas são limitadas com as perdas internas que possam ocorrer no seu interior. Por norma os equipamentos industriais utilizam este tipo de bombas para fornecerem força hidráulica.

Dentro das bombas *hidrostáticas* existem as bombas de *engrenagens/carretos*, as bombas de *palhetas* e as de *pistões*. Cada tipo destas bombas tem um princípio de funcionamento distinto, conferindo desta forma vantagens e desvantagens consoante as aplicações para onde podem ser direcionadas, sendo que todas são volumétricas e funcionam através da rotação no qual um elemento rotativo transporta o fluido do orifício de entrada para o de saída, ou seja, debitam um caudal fixo por cada revolução igual ao volume que o elemento possua.

Caso se pretenda variar o caudal de saída das bombas, será necessário aumentar o número de revoluções por unidade de tempo, e quando não é possível aumentar o mesmo, há no mercado, bombas de débito variável disponíveis, bombas estas com uma configuração muito mais complexa e por consequência com um valor monetário mais elevado. De realçar que estas bombas de débito variável só existem para o tipo de pistões e palhetas, e o seu funcionamento irá ser abordado posteriormente.

2.3.1.1 Bombas de engrenagens/carretos

As bombas de engrenagens são possivelmente as mais utilizadas na indústria em geral, devido ao seu baixo custo, fácil montagem e fácil manutenção.

Estas são constituídas basicamente pelo corpo da bomba (onde encontra-se um orifício de entrada e outro de saída), um conjunto de engrenagens (em que uma é a motora e a outra a movida), um conjunto de elementos de vedação (geralmente composto por O-ring(s) e vedante(s)), um eixo de transmissão, um par de casquilhos por cada engrenagem (alguns

fabricantes utilizam engrenagens com veio, o que elimina a necessidade de casquilhos) e uma(s) placa(s) de vedação/lateral(is). Na figura abaixo, podemos observar a ilustração de uma bomba de engrenagens em vista explodida.

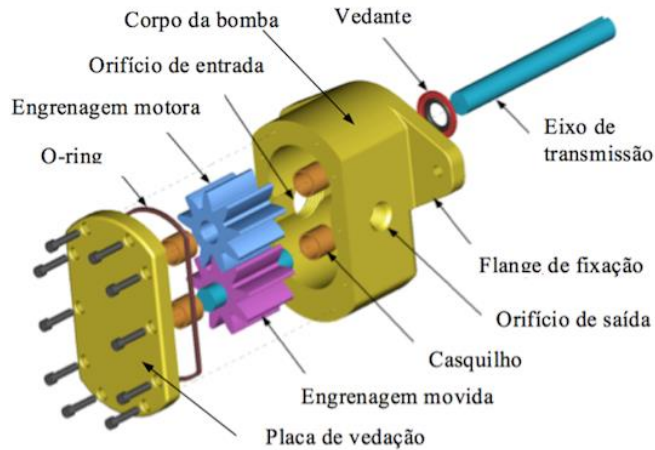


Figura 2.3.1 - Bomba de carretos/engrenagens em vista explodida. [14]

A figura ilustra uma bomba de carretos/engrenagens genérica. Os diversos fabricantes podem alterar a configuração em cima apresentada, sendo que os principais componentes estão exibidos.

É possível encontrarem-se no mercado três tipos de engrenagens: a de *dentes retos*, *dentes helicoidais* e *dentes em forma de “espinha de peixe”*. Dentro destes tipos, o mais utilizado são os de dentes retos, por ter uma fabricação mais fácil que as restantes. Os três tipos de dentes de engrenagens estão representados na figura 2.3.2.

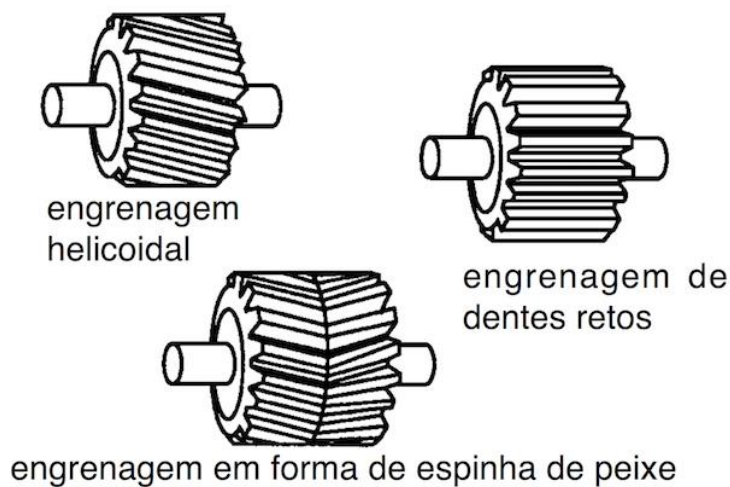


Figura 2.3.2 - Tipos de dentes de engrenagens. [15]

As bombas de engrenagens funcionam através da rotação de duas engrenagens que giram em sentidos opostos. A entrada do fluido é conduzido da câmara de aspiração para a câmara de compressão entre os espaços compreendidos entre os dentes das engrenagens e a parede interior do corpo da bomba. Desta forma o fluido é obrigado a girar em sintonia com as engrenagens, sendo pressionado contra as paredes do corpo. Ao chegar ao orifício de saída, o fluido é obrigado a sair da bomba com uma pressão superior à de entrada, devido ao engrenar das rodas dentadas. Esta representação está apresentada na figura 2.3.3. [15]

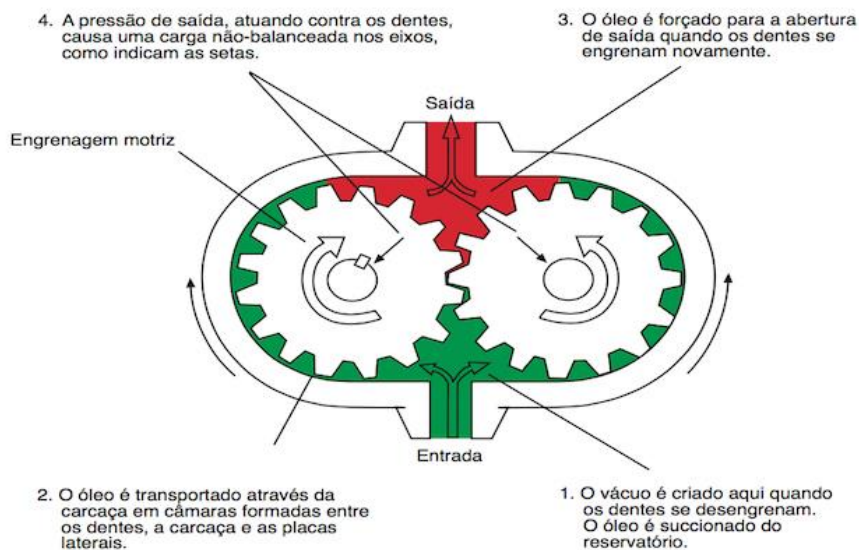


Figura 2.3.3 - Esquema de funcionamento de uma bomba de engrenagens. [15]

O caudal debitado por este tipo de bombas é calculado pelo volume de fluido existente entre cada dente da engrenagem e o corpo da bomba, multiplicando-o pelo número de revoluções que a bomba efetua por unidade de tempo. Caso se pretenda alterar o caudal de saída nestas bombas, só é possível alterando o número de revoluções por unidade de tempo ou mudando as engrenagens internas da bomba, colocando umas com dentes que proporcionem um volume superior ou menor entre os mesmos e o corpo da bomba, conforme se queira aumentar ou diminuir o caudal, respetivamente.

O gráfico que se segue representa as curvas genéricas de uma bomba de engrenagens/carretos com 1 cm^3 de cilindrada.

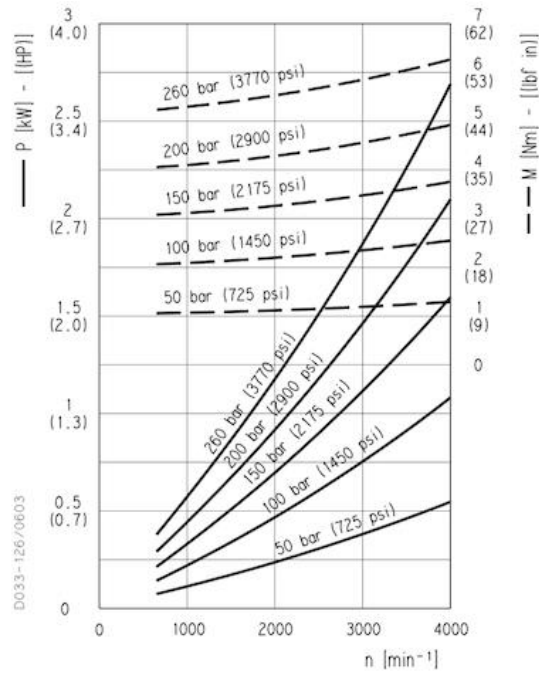


Figura 2.3.4 – Gráfico característico de bomba de carretos. [16]

As vantagens de se utilizar bombas de engrenagens em instalações hidráulicas são as seguintes:

- ✓ Eficiência;
- ✓ Simplicidade;
- ✓ Muito compacta e leve para a sua capacidade;
- ✓ Eficácia em alta pressão de operação;
- ✓ Resistente aos efeitos de cavitação;
- ✓ Tolerância à contaminação do sistema;
- ✓ Resistente sob baixas temperaturas;
- ✓ Compatibilidade de fluidos.

2.3.1.2 Bombas de palhetas

Estas bombas são compostas principalmente por um rotor com palhetas, um corpo anelar com um orifício de entrada, um veio rotativo, um conjunto de elementos de vedação e uma tampa com um orifício de saída. A figura abaixo representa uma vista explodida de uma bomba de palhetas.

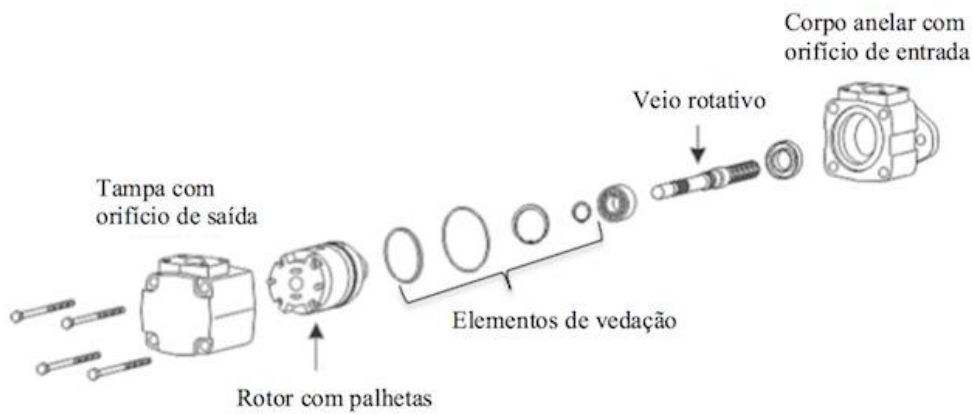


Figura 2.3.5 – Bomba palhetas com vista explodida. [17]

Para se entender o funcionamento deste tipo de bombas é necessário assegurar que o corpo anelar referido acima é fixo, e no seu interior roda o veio no qual está engrenado o rotor. No rotor existem umas ranhuras onde estão as palhetas. Estas são livres de se moverem desde a base das ranhuras até à superfície do corpo anelar. Salienta-se também que o rotor não está alinhado ao centro do corpo anelar e por consequência desta configuração criam-se duas zonas: uma zona de volume crescente, zona da aspiração, e uma zona de volume decrescente, zona de pressão, como está representado na figura 2.3.6.

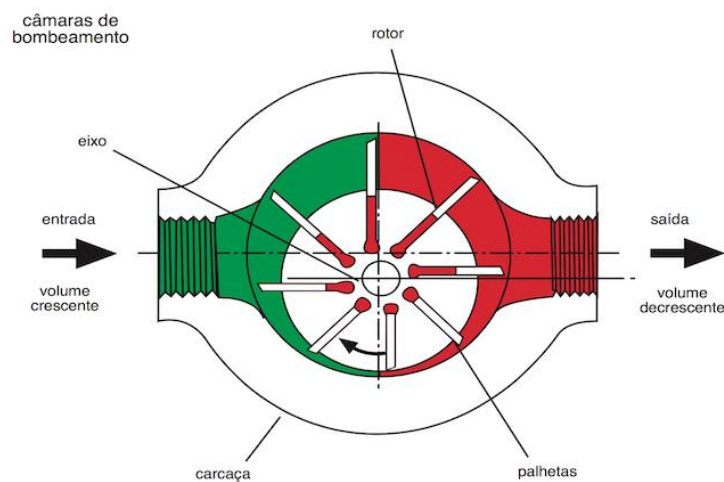


Figura 2.3.6 – Esquema de funcionamento de uma bomba de palhetas. [15]

Na figura acima apresentada apercebemo-nos que as palhetas têm na sua base uma pressão igual à do circuito. É desta forma que as mesmas são expelidas contra o corpo anelar e se garante a vedação.

Recorrendo ainda à figura 2.3.6 conclui-se que a pressão do sistema está apenas num dos lados da bomba enquanto o outro encontra-se em depressão, o que resulta numa carga elevada no veio.

Como forma de combater o problema da carga no veio encontra-se no mercado uma configuração específica para este tipo de bombas, que consiste em ramificar a entrada do fluido em duas, contrapostas no esquema da bomba, e colocando duas saídas igualmente contrapostas entre si, que acabam por convergir antes de entrarem no circuito. Para que esta configuração seja possível o corpo das bombas é elítico, contrariamente à primeira versão que é cilíndrica, e o rotor gira centrado ao corpo. Esta configuração pode ser observado na figura abaixo.

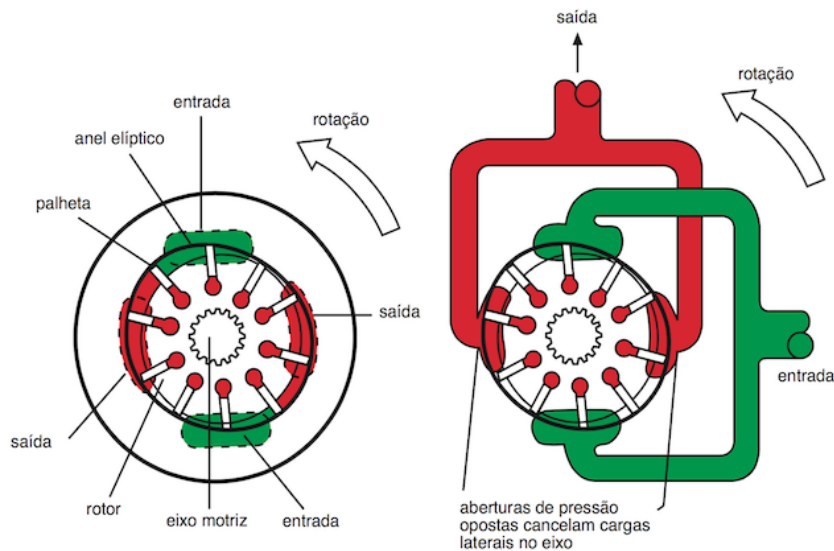


Figura 2.3.7 – Bomba de palhetas com dupla entrada e dupla saída. [15]

Assim o veio da bomba fica compensado, distribuindo a pressão em orifícios opostos, aumentando a vida útil do mesmo e dos componentes a ele agregados. O paralelo entre esta versão de bombas e a primeira está representado na figura 2.3.8.

Caso se queira alterar o caudal nestas bombas, utiliza-se um sistema em que se move o corpo da bomba sendo que o veio e o rotor têm que estar fixos, isto para o caso do corpo ser de forma anelar e não centrado. Com a alteração da posição do rotor, varia-se o volume de fluido movido entre as palhetas, ou seja, o caudal debitado pela bomba. Além disso podem-se alterar o número de revoluções por unidade de tempo.

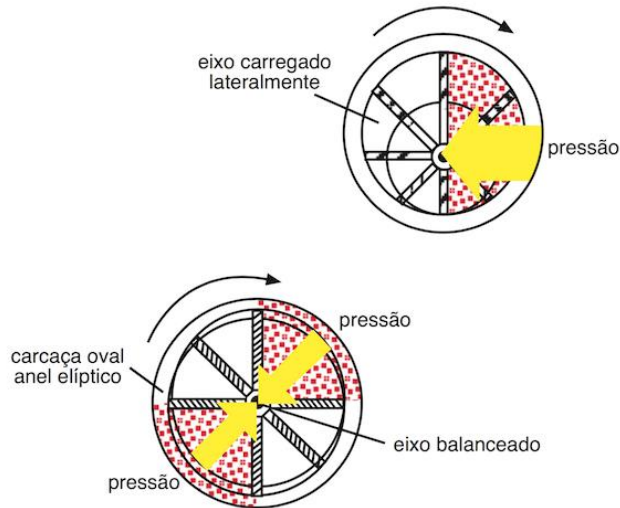


Figura 2.3.8 – Carga sofrida pelo veio no caso de uma bomba não balanceada e numa balanceada. [15]

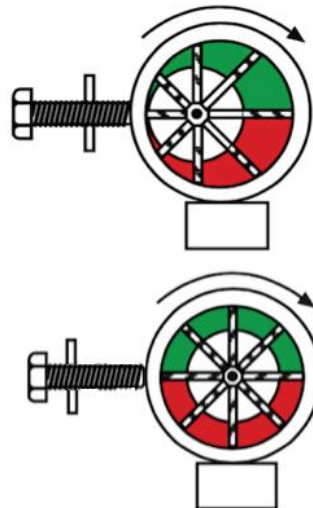


Figura 2.3.9 – Bomba de palhetas de débito variável. [15]

Através da figura 2.3.9, observa-se na imagem superior que com o parafuso regulado, o corpo da bomba fica fora do centro do rotor e portanto ocorre o bombeamento de um volume de fluido. Na imagem inferior, sem a regulação do parafuso, visualiza-se o caso extremo em que o corpo da bomba está centrado com o rotor, conseqüentemente não há bombeamento de fluido.

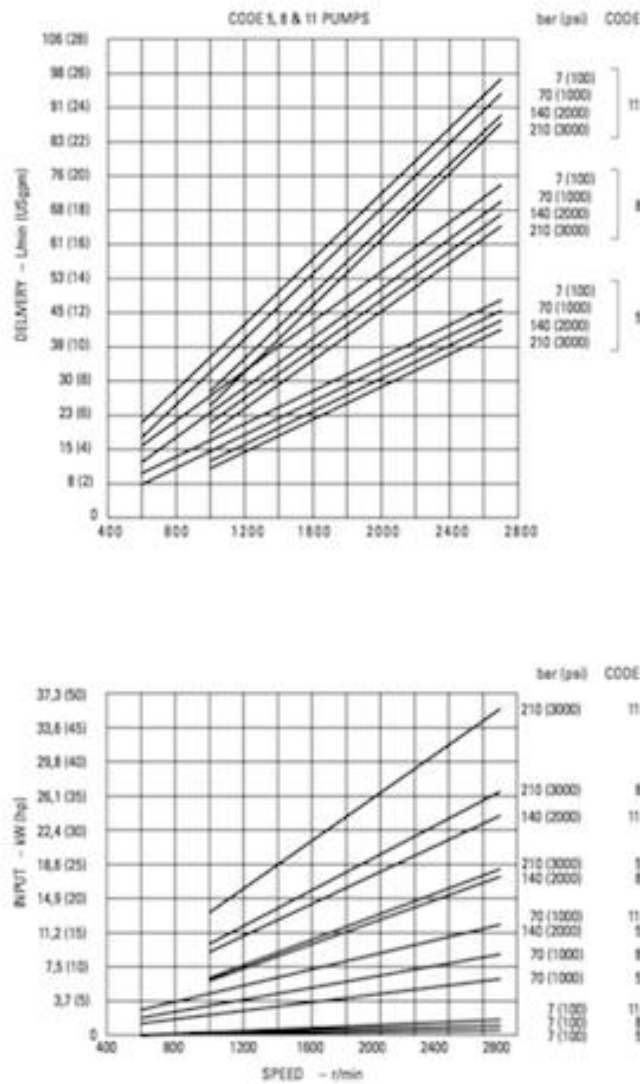


Figura 2.3.10 – Diagrama de bombas de palhetas. [18]

Na imagem 2.3.10 observa-se os diagramas de 3 bombas de palhetas, uma de 5 Gal (16,4 cm³), outra de 8 Gal (26,5 cm³) e por fim uma de 11 Gal (36,4 cm³).

São apresentadas, na imagem superior, as curvas de pressão em função do caudal e da velocidade de rotação. Analisando-se as curvas nota-se que, para uma certa rotação, com o aumento da pressão existe um decréscimo acentuado do caudal bombeado. Este facto surge devido a perdas internas que ocorrem na bomba o que provoca uma redução do rendimento.

A imagem inferior ilustra, para as mesmas curvas de pressão, a potência necessária em função da velocidade de rotação.

Estas bombas têm como vantagem o facto de:

- ✓ Serem silenciosas em comparação aos restantes tipos;
- ✓ Fácil manutenção.

2.3.1.3 Bombas de pistão

Este tipo de bombas é constituído essencialmente por um veio transmissor de rotação (1), uma placa de pressão (com uma zona de aspiração e outra de pressão) (2), um grupo rotativo (3), uma mola central (4), um pistão central (5), uma grelha de pistões (6), pistões com sapatas (7), um prato de inclinação (8).

A figura abaixo representa uma vista explodida de uma bomba de pistão.

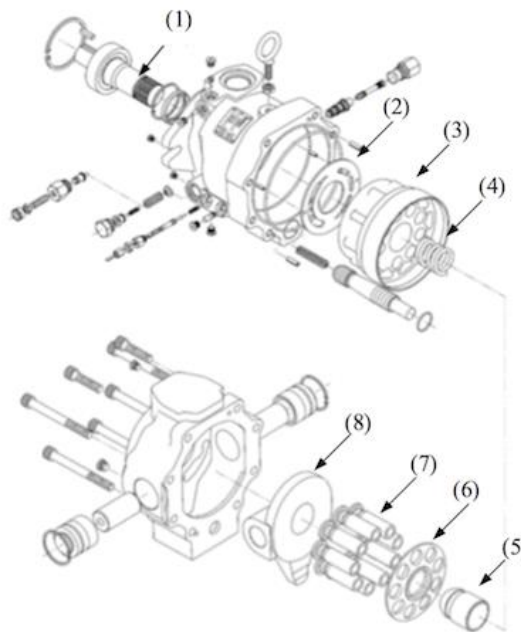


Figura 2.3.11 – Bomba de pistões em vista explodida. [15]

Numa bomba de pistões tem-se uma parte fixa e outra rotativa. A parte fixa é o prato de inclinação, acoplada ao corpo da bomba, onde na sua superfície rodam as sapatas dos pistões que, por sua vez, são mantidas em contato com a placa deslizante pela sapata. Consegue-se manter a posição pretendida do conjunto atrás referido porque o pistão central pressiona a sapata através da mola que se encontra em compressão contínua fornecendo uma força que comprime a sapata contra a cabeça dos pistões e, por consequência, a sapata dos pistões com o prato de inclinação.

Como se mencionou no início do parágrafo anterior, existe uma parte rotativa que é impulsionada por um veio estriado. Este veio é acoplado ao grupo rotativo conferindo um movimento rotativo ao mesmo e, por consequência, a todos os elementos que se encontrem em contacto com grupo rotativo, que são a mola central e os pistões. Ainda unido aos pistões está a grelha de pistões que obtém um movimento rotativo.

O prato de inclinação (representado como placa de deslizamento na figura 2.3.12) é mantida com um determinado ângulo em relação à base do grupo rotativo. Com a rotação, juntamente com a inclinação do prato, observamos que em metade das câmaras dos cilindros o volume vai aumentando contrapondo com a outra metade em que o volume vai diminuindo.

Através do aumento do volume nas câmaras cria-se a sucção do fluido que advém da placa de pressão na zona de aspiração para o interior das câmaras dos cilindros. Na outra metade do grupo rotativo, com a diminuição do volume nas câmaras, cria-se uma compressão que faz com que o fluido ganhe pressão e passe pela placa de pressão no lado da pressão.

Na imagem abaixo visualiza-se o movimento efetuado por um pistão numa revolução. Com a área azul encontra-se na zona da aspiração enquanto que na área vermelha está na zona da compressão.

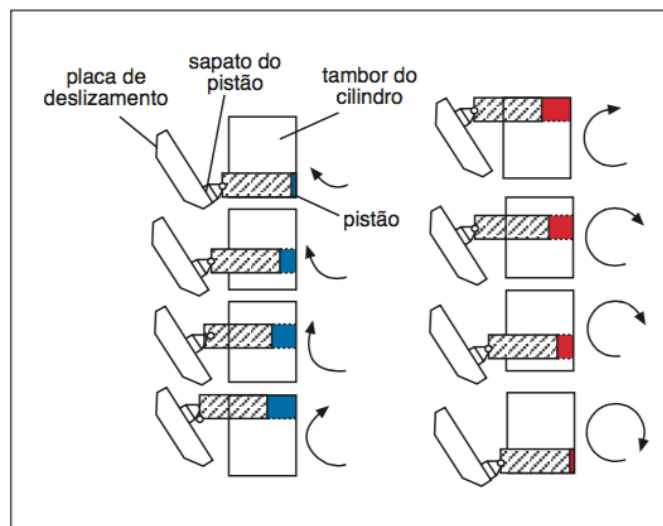


Figura 2.3.12 – Movimento realizado pelo pistão na aspiração (azul) e pressão (vermelho). [15]

Caso se varie o ângulo da placa de deslizamento, altera-se o percurso varrido dos pistões e dessa forma varia o caudal que a bomba debita. Com base nesta característica conseguem-se debitar caudais dentro de uma ampla gama de valores.

Cada fabricante de bombas de pistões, adotou um método para a variação do prato de inclinação. Estes métodos podem diversificar-se desde uma manivela manual até complexas válvulas de servo controlo. [15]

Na figura 2.3.13 ilustra-se um método para a variação do prato de deslizamento. Este consiste na utilização de um servo pistão, em permanente contato com a placa de deslizamento, que é regulado manualmente de forma a estabelecer um certo ângulo. No lado oposto ao servo pistão encontra-se uma mola para garantir que não existem oscilações.

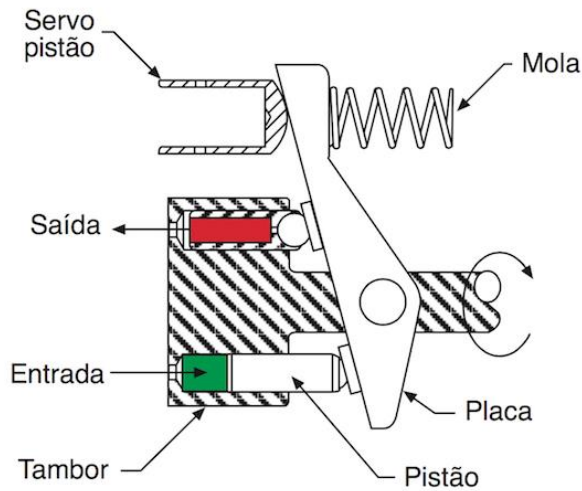


Figura 2.3.13 – Método de variação da placa de deslizamento. [15]

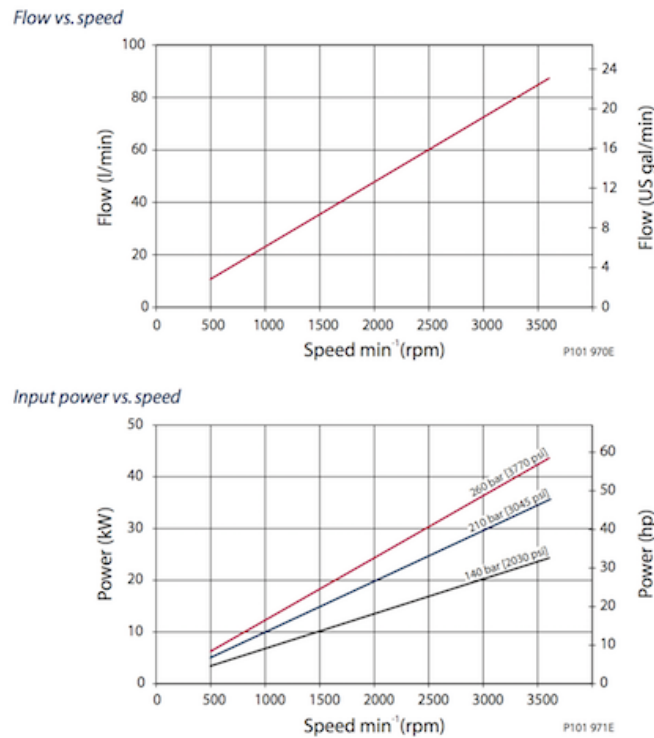


Figura 2.3.14 – Diagramas de bomba de pistões. [19]

Na figura 2.3.14 encontram-se representados os diagramas genéricos para uma bomba de pistões. Nesses pode ser observada a influência da velocidade de rotação na: evolução do caudal, na imagem superior; e na potência necessária para vencer uma dada pressão, presente na imagem inferior.

Como vantagens este tipo de bomba possui:

- ✓ Corpo de alta resistência;

- ✓ Capacidade de funcionamento a altas pressões;
- ✓ Elevado rendimento;
- ✓ Baixo ruído;
- ✓ Boa adaptabilidade (localizações opcionais para os orifícios de entrada e saída).

2.3.2 Válvulas

A pressão atingida num circuito hidráulica, é na maioria das vezes elevada pelo que a segurança é um requisito que tem de ser atendido em qualquer circuito hidráulico. Assim os circuitos têm que conter diversos sistemas que garantam a segurança de todos os operadores que circulem em seu redor, bem como formas de se precaverem contra eventuais avarias que possam ser causados pelos aumentos exponenciais de pressão. Como forma de controlar a pressão máxima num circuito hidráulico utilizam-se normalmente, entre outras soluções existentes no mercado, *válvulas limitadoras de pressão*.

As *válvulas limitadoras de pressão* são compostas, na sua generalidade, por um sistema constituído por uma esfera ou cunho metálico e uma mola, e são normalmente do tipo fechado. A mola é comprimida pela pressão oriunda do circuito e, caso esta seja superior à força da mola, abre-se um, ou mais orifícios que permitam a passagem do óleo, consentindo desta forma uma descarga para o tanque. Como forma de regulação da pressão máxima do circuito, pode-se alterar o comprimento da mola. Caso a mola não seja a mais indicada para a gama de pressões que se queira regular, é necessário fazer-se a alteração da mesma. Na ilustração, observa-se um esquema genérico de uma *válvula limitadora de pressão*. [15]

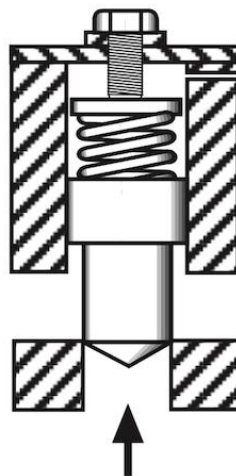


Figura 2.3.15 – Válvula limitadora de pressão totalmente fechada. [15]

Quando se pretende alterar a passagem do fluxo utiliza-se uma *válvula direcional*. Estas são constituídas por um conjunto de posições, representantes das diferentes direções que a válvula fornece ao fluido, e cada posição é composta por um combinado de vias, as quais mostram o número de troços presentes no circuito onde a válvula vai ser utilizada. Estas válvulas são representadas, simbolicamente, por um número de quadrados igual ao de posições e no seu interior são representadas as vias e podem ter uma configuração *normalmente aberta*, NA, ou *normalmente fechada*, NF. O acionamento destas válvulas pode ser executado de diversos modos, como é o caso do elétrico, manual (pedal, alavanca, botão) e pneumático.

Se for requerido uma descarga direta do circuito para o tanque encontra-se, como solução no mercado, as *válvulas de descarga* ou *válvulas “by-pass”*. Estas possuem uma configuração *normalmente fechada* e quando se requer a descarga são acionadas remotamente. [15]

2.3.3 Filtros

A função de filtração num sistema hidráulico é uma das mais importantes. Cada componente, numa montagem ideal, deveria ser equipado com o seu próprio filtro, no entanto esta situação não é viável economicamente. Como solução adotada coloca-se filtros em lugares estratégicos que se podem dividir em três tipos: de *sucção*, de *pressão* e de *retorno*, para se assegurar uma filtragem eficiente do circuito. [10]

Dentro dos filtros de sucção pode-se distinguir em *interno* e *externo*. O filtro de *sucção interno* é o mais simples, o mais utilizado na indústria em geral, tem uma forma cilíndrica, é composto por uma tela metálica com malha de $75\ \mu\text{m}$ a $250\ \mu\text{m}$, não possui carcaça e é instalado no interior do depósito a um nível inferior ao fluido. Apesar de serem denominados de filtros protegem apenas da passagem de grandes partículas (na língua inglesa são denominados de “*stainer*” o que, traduzido, significa peneira).

Vantagens:

- ✓ Protegem a bomba da contaminação do reservatório;
- ✓ Por não ter carcaça, são filtros económicos.

Desvantagens:

- ✓ São de difícil manutenção, principalmente se o fluido estiver quente;
- ✓ Não protegem os componentes de partículas geradas pela bomba;

- ✓ Podem bloquear o fluxo de fluido antes deste chegar à bomba, caso não seja bem dimensionado.

Os filtros de *sucção externa* têm carcaça, contrariamente aos filtros de *sucção interna*. São instalados no exterior do reservatório, antes da bomba, e possuem uma malha filtrante que varia entre 10 μm e 250 μm .

Vantagens:

- ✓ Protegem a bomba da contaminação do reservatório;
- ✓ Podem ser trocados sem que se tenha que desmontar a linha de sucção;
- ✓ Têm mostrador do nível de sujidade.

Desvantagens:

- ✓ Não protegem os componentes de partículas geradas pela bomba;
- ✓ Podem bloquear o fluxo de fluido antes deste chegar à bomba, caso não seja bem dimensionado ou caso não se substitua quando colmata.

Na linha de pressão colocam-se *filtros de pressão* entre a bomba e os componentes ou, caso se queira, entre dois componentes. As malhas de filtragem usadas atualmente variam entre 3 μm e 40 μm .

Vantagens:

- ✓ Filtram partículas de dimensões muito reduzidas;
- ✓ Podem proteger um componente em específico contra a contaminação de partículas;

Desvantagens:

- ✓ Têm que ter uma carcaça projetada para alta pressão;
- ✓ O seu valor monetário é elevado devido à elevada capacidade de suportar altas pressões.

Possivelmente o mais importante é o filtro de *retorno* pois é o último elemento que o fluido atravessa antes de regressar ao reservatório. A dimensão que, habitualmente, se encontra para a malha destes filtros varia entre 4 μm e 40 μm .

Vantagens:

- ✓ A carcaça do filtro não opera sob a pressão plena do sistema e por esta razão é economicamente mais baixa que nos filtros de pressão;

- ✓ Retém a contaminação do fluido antes que este regresse ao reservatório;
- ✓ Pode-se utilizar um elemento filtrante fino pois a própria pressão do sistema impulsiona o fluido a passar no elemento.

Desvantagens:

- ✓ Pode danificar alguns componentes existentes no circuito caso a contrapressão gerada seja elevada.

Nos tipos de filtros apresentados, com exceção do filtro de *sucção interno*, pode-se incluir um indicador de colmatagem geralmente visual ou elétrico, onde é visualizado a zona de colmatagem (vermelho) ou emitido um sinal caso o elemento filtrante esteja colmatado e em condições de ser substituído. [10][13][15]

2.3.4 Contador de partículas

A análise do fluido, aquando da realização de uma manutenção, é um processo fundamental para se averiguar a sua contaminação e a conformidade com o aconselhado pelos fabricantes.

Atualmente utiliza-se três técnicas para a contagem das partículas:

- ✓ Teste da membrana – Consiste numa análise visual de uma porção de fluido. O fluido é obrigado a passar por uma membrana filtrante, sendo esta analisada ao microscópio. Conforme as cores e conteúdo presentes compara-se com padrões ISO obtendo-se uma estimativa da pureza do sistema. Outro teste, menos utilizado, passa pela contagem de impurezas observadas pelo microscópio, em que esses números teriam que ser extrapolados para um nível de pureza ISO. A esta técnica está associado uma margem de erro elevada devido ao fator humano.
- ✓ Análise laboratorial – É uma visão completa sobre o fluido do sistema, normalmente fornece informação sobre: viscosidade, número de neutralização, conteúdo de água, gráfico de tendências, foto micrográfica, e contagem do número de partículas. Na recolha da amostra tem que se proceder sobre as normas da “National Fluid Power Association (NFPA)” ou da “American National Standard (ANSI)”.
- ✓ Contador de partículas portátil – Este tipo de aparelho apresenta grandes vantagens em relação às restantes opções, desde logo, por serem portáteis,

precisos, viáveis e rápidos na análise. Como desvantagem há o facto de apenas fornecer a contaminação do óleo através da contagem do número de partículas, ou seja, caso se queira mais alguma informação sobre o fluido não a poderemos obter. Dentro dos aparelhos contadores de partículas pode-se destacar dois tipos: um que é independente ao circuito hidráulico, coloca-se uma amostra de fluido e o aparelho faz a análise; e um outro tipo que é incorporado no circuito hidráulico fornecendo a tempo real a contaminação do óleo que nele flui. [15]

3 Desenvolvimento do Projeto

3.1 Introdução

Neste capítulo irá ser apresentado o projeto, com as respectivas simplificações e justificações, realizadas para a concepção da unidade de *flushing*, bem como um estudo efetuado com a finalidade de se obter uma gama de valores de velocidades admissíveis para os escoamentos, de forma a garantir que estes atingem a turbulência. Serão também explicadas as razões por detrás da escolha dos componentes.

Consideraremos como variáveis de projeto a viscosidade do óleo utilizado, a temperatura do mesmo, o diâmetro das tubagens a utilizar, a velocidade de rotação e potência disponíveis do motor elétrico (componente que impõe energia e movimento no fluido), a rugosidade relativa (entre a rugosidade interna das tubagens e o seu diâmetro nominal) e por consequência o fator de atrito.

Como requisitos do projeto, assumimos os seguintes objetivos:

- ✓ Unidade compacta e móvel;
- ✓ Capaz de aplicar o método a escolher;
- ✓ Interface intuitiva;

- ✓ Gama de tubagens entre 11-19 mm de diâmetro interno (intervalo de valores mais comercializado atualmente);
- ✓ Preço competitivo.

Juntar todos estes requisitos de forma a articularem-se faz com que o projeto seja muito ambicioso.

3.2 Método escolhido

Dos métodos mencionados no capítulo 2.1, foi escolhido como base para o desenvolvimento da unidade, o *flushing*. A escolha recaiu sobre este método porque, apesar de pouco implementado na indústria, tem por base um princípio de funcionamento fundamentado e com bons indícios de sucesso.

Devido à escolha que realizámos, todo o projeto foi pensado de forma a garantir as condições essenciais do princípio eleito. A condição principal assenta na utilização de um escoamento turbulento em todo o percurso que o óleo hidráulico terá que percorrer. Este princípio terá em linha de conta o intuito de aumentar a força de corte junto das paredes das tubagens e por consequência efetuar uma remoção das impurezas incrustadas.

Além do mais, os custos associados para garantir as condições necessárias numa primeira abordagem, parecem ser compatíveis com os estipulados de antemão pela empresa Movicontrol, S.A.

De forma a garantir-se a sustentabilidade do projeto foi necessário realizar-se um estudo aprofundado sobre a turbulência para se confirmar se a mesma irá atingir qualquer ponto do circuito alvo de limpeza, assim como servirá de fundamento para as escolhas e especificidades dos diversos componentes.

3.3 Turbulência

Na indústria em geral, encontra-se uma grande variedade de máquinas que têm como base de funcionamento o princípio da hidráulica-óleo. Para se transportar o fluido ao longo da instalação da máquina, são utilizadas tubagens que deverão ter as seguintes características:

- ✓ Rígidas - feitas de aço inoxidável ou de aço carbono (St 37,4), com capacidade de suportar elevadas pressões;
- ✓ Flexíveis - com a capacidade de absorver vibrações e dar liberdade de movimento.

As flexíveis são construídas em 3 camadas: um tubo interno ou alma da mangueira que é constituído por um material flexível, de baixa porosidade e compatível com o fluido que nele circule; o tubo interno por sua vez é revestido por um elemento de reforço que acaba por determinar a capacidade da tubagem a suportar pressões, reforço este normalmente de aço; e um revestimento exterior com a finalidade de proteger a tubagem de agentes externos que provoquem abrasão ou danos à mangueira.

Sempre que possível utilizam-se tubagens rígidas nas instalações hidráulicas porque estas têm uma longevidade de utilização superior às tubagens flexíveis. Como consequência estas tubagens têm que ser feitas à medida para cada situação, o que leva a um tempo de preparação superior, e por efeito, a um acréscimo do seu custo.

É nestas tubagens que ocorre a deposição de impurezas nas paredes, problema ao qual se procura solução.

Ao observarmos um escoamento, constatamos que este pode ter dois comportamentos distintos:

- quando o escoamento tem um perfil do estilo parabólico com uma curva de velocidade crescente até ao centro do escoamento é denominado de *laminar*;
- por outro lado quando o escoamento adota um comportamento flutuante e agitado, as trajetórias individuais de elemento de fluido cruzam-se ou intersejam-se de forma aparentemente aleatória, denominado por regime *turbulento*.

O processo de passagem de um escoamento para o outro é designado como *transição para turbulência* ou se for em sentido oposto *transição para laminar*. Os dois perfis de escoamento estão representados na figura abaixo. [20][1]

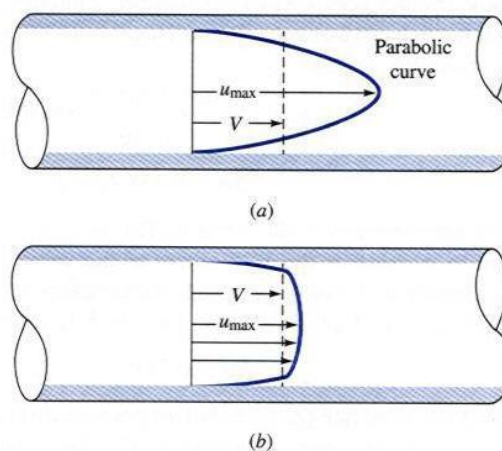


Figura 3.3.1 – Perfis de escoamentos, o traçado representa a média da velocidade. Escoamento laminar (a), escoamento turbulento (b). [1]

A forma de se diferenciarem os dois comportamentos abordados no parágrafo anterior é feita através de um parâmetro adimensional que relaciona as forças de inércia e as de viscosidade conhecido como número de *Reynolds*, parâmetro esse que será tratado oportunamente por *Re* e define-se por:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad \text{Equação 3.3-1}$$

Onde *V* e *d* designam, respetivamente, a velocidade linear e uma dimensão característica do escoamento, diâmetro no caso de tubagens ou comprimento no caso de placas, enquanto o ν assinala a viscosidade cinemática do fluido em causa. [20][1]

Em regime *laminar* as grandezas que caracterizam o escoamento (velocidade, pressão e temperatura) representam dependência desprezável ao longo do tempo num determinado ponto do domínio do escoamento. Esta situação acontece para valores baixos de *Re* e qualquer perturbação que ocorra no sistema é de imediato amortecida pela ação viscosa. Quando se encontra em regime *transitório*, o escoamento tem um comportamento que incute o início de oscilações, tipicamente sinusoidais, causadas pelo aumento progressivo do *Re*. Com o aumento da amplitude das oscilações, estas passam a ser do tipo aleatório representando um regime de turbulência desenvolvido. Pode-se visualizar a título de exemplo na figura 3.3.1 este tipo de mudança de regime. [1][20]

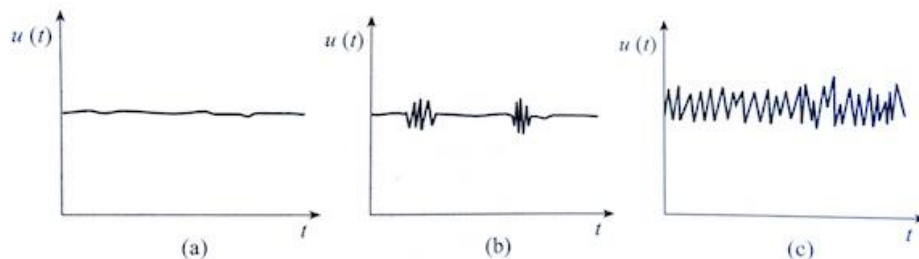


Figura 3.3.2 – Resposta a perturbações. (a): Regime laminar; (b): Regime transitório; (c): Regime turbulento. [20]

Como valores padrão de *Re* para diferenciar os vários regimes de escoamento definiu-se [20][1]:

$0 < Re < 1$:	Escoamento viscoso laminar (inércia desprezável);
$1 < Re < 100$:	Escoamento laminar, fortemente dependente de <i>Re</i> ;
$100 < Re < 10^3$:	Escoamento laminar, estrutura da camada limite;
$10^3 < Re < 10^4$:	Transição de regime laminar a turbulento;
$10^4 < Re < 10^6$:	Escoamento turbulento, dependência moderada de <i>Re</i> ;
$10^6 < Re < \infty$:	Escoamento turbulento, praticamente independente de <i>Re</i> .

Este projeto tem como principal objetivo a utilização de um escoamento *turbulento* com o intuito de remover as impurezas incrustadas nas tubagens metálicas. Como tal a partir deste momento vamos centralizar o estudo nos escoamentos *turbulentos*.

O comprimento de entrada, L_e , é um conceito importante para a compreensão de escoamentos em tubagens, pois este representa o ponto a partir do qual o escoamento se encontra totalmente desenvolvido. O L_e é díspar, caso se esteja a estudar escoamentos em regime *laminar* ou *turbulentos*. No caso de se tratar de escoamentos laminares é descrito por: [20][1]

$$\frac{L_e}{d} \approx 0,06Re \quad \text{Equação 3.3-2}$$

O valor crítico máximo de entrada laminar dá-se para $Re_{crit} = 2300$, substituindo-se na equação 3.3-2 obtém-se um $L_e = 138d$ o que representa o maior valor de desenvolvimento possível.

Para escoamentos turbulentos o L_e é descrito como:

$$\frac{L_e}{d} \approx 4,4Re^{\frac{1}{6}} \quad \text{Equação 3.3-3}$$

Com o auxílio da tabela seguinte, pode-se verificar alguns valores de L_e/d para diferentes Re .

Tabela 3.3.1 – Valores de comprimento de entrada para diferentes N° de Reynolds. [1]

Re	4000	10^4	10^5	10^6	10^7
L_e/d	18	20	30	44	65

Conclui-se assim que para escoamentos *turbulentos* o L_e é muito menor que para escoamentos *laminares*.

Outra característica que se encontra entre os escoamentos *laminares* e *turbulentos* reside na tensão de corte junto das paredes das tubagens, τ . Esta tensão é um dos fatores mais relevantes na unidade a desenvolver porque quanto maior for o seu valor, maior será a eficiência de limpeza da unidade. Na figura 3.3.3 comparamos as tensões de corte laminar e turbulenta junto de uma parede. Ilustram-se também as três camadas do escoamento junto da parede, que são respetivamente a *subcamada viscosa*, *camada intermédia ou de superposição* e a *camada turbulenta externa*.

Como podemos observar na imagem 3.3.3 a tensão de corte laminar, τ_{lam} , tem a sua maior influência sobre a *subcamada viscosa* baixando o seu valor à medida que se vai subindo na camada limite até que deixa de existir no final da *camada intermédia ou de superposição*. Ao contrário da tensão de corte laminar a tensão de corte turbulenta, τ_{turb} , mantém o seu valor máximo até perto do final da *camada intermédia ou de superposição*

começando posteriormente a diminuir a sua intensidade até que tenda para zero, já na *camada turbulenta externa*. Posteriormente à *subcamada viscosa*, a tensão de corte turbulenta tem duas a três ordens de magnitudes superiores à tensão de corte laminar. [1]

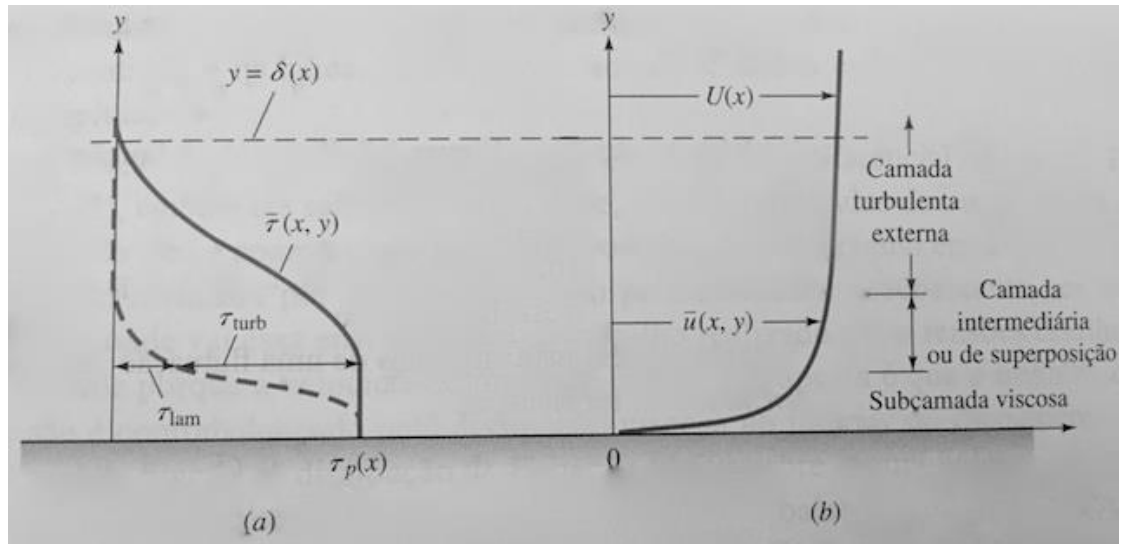


Figura 3.3.3 – Variação da tensão de corte ao longo da camada limite. [1]

A *rugosidade superficial*, ϵ , das paredes das tubagens é um fator influenciador da resistência ao atrito do óleo. Hoje em dia, é um dado adquirido que o efeito da *rugosidade superficial* em escoamentos laminares é desprezável, no entanto os *escoamentos turbulentos* são fortemente afetados. Estas demonstrações estão presentes na figura 3.3.4 onde também se conclui que um aumento da *rugosidade relativa*, ϵ/d , para o mesmo valor de Re , leva a um incremento do *fator de atrito*, f . [1][20]

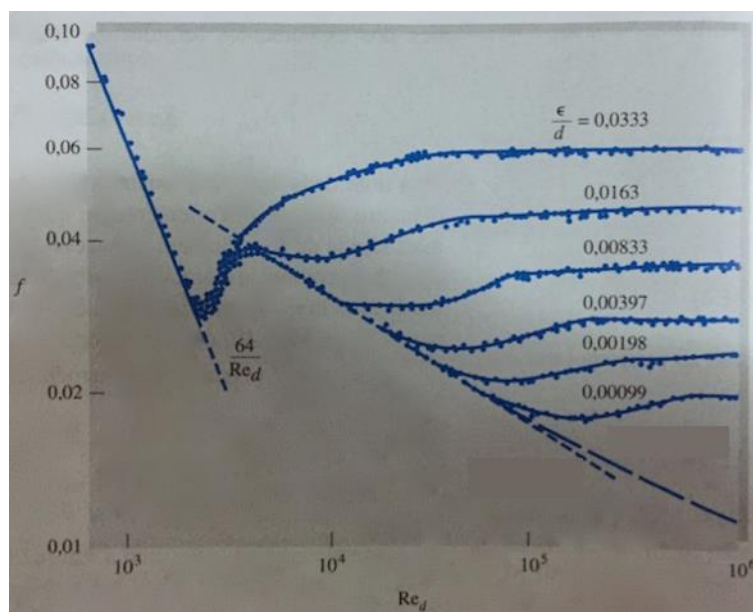


Figura 3.3.4 – Influência da rugosidade relativa, ϵ/d , no fator de atrito, f . [1]

O *fator de atrito*, também denominado de coeficiente de resistência de *Darcy-Weisbach*, f , pode ser observado na equação de *Darcy-Weisbach*:

$$f = \frac{h}{\left(\frac{LV^2}{d2g}\right)} \quad \text{Equação 3.3-4}$$

A partir da equação 3.3-4 observa-se que o *fator de atrito* é influenciado diretamente pela perda de carga, h , existente na tubagem, a constante gravítica, g , e indiretamente proporcional às características do tubo onde esteja a fluir o escoamento, ou seja, o diâmetro interno, d , e o seu comprimento, L , a velocidade do escoamento, V .

De forma a sistematizar toda a informação relevante exposta até ao momento, houve necessidade de se criar um diagrama que foi desenhado em 1944 por *Lewis Ferry Moody*. Este diagrama ficou conhecido pelo nome do seu autor sendo atualmente uma referência na área de mecânica dos fluidos. O *Diagrama de Moody* é utilizado para cálculos de projeto e tem associado uma precisão de $\pm 15\%$. Na figura 3.3.5 podemos visualizar o referido diagrama.

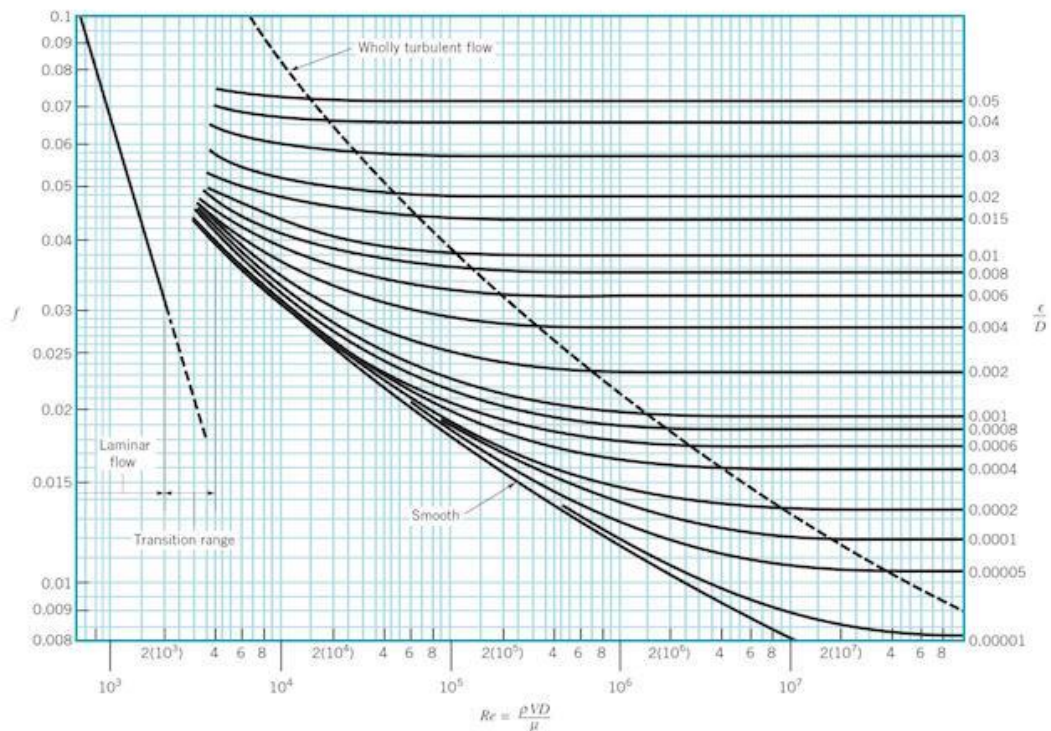


Figura 3.3.5 – Diagrama de Moody. [21]

3.4 Apresentação dos resultados teóricos

Para a obtenção destes resultados teóricos, utilizámos a teoria adjacente ao escoamentos turbulentos e ao *diagrama de Moody*. Pela norma ISO/CD 28521 atinge-se o

flushing quando o Re é superior a 3000 [11]. Nos cálculos que se efetuaram, procurou-se encontrar um valor de Re acima dos 10000 para se terem valores apenas de dependência moderada. A justificação para este valor foi abordada no subcapítulo 3.3.

Na tabela abaixo apresentamos algumas informações necessárias para os cálculos posteriores. Na coluna da descrição, são apresentadas as medidas das tubagens externas e a espessura das mesmas. Nas colunas seguintes são apresentados os diâmetros internos e as áreas que são comercializadas atualmente dentro da gama de valores admissíveis para a unidade.

Tabela 3.4.1- Variedade de tubagens abrangidas pela unidade de *flushing*

Descrição	Diâmetro interno (mm)	Área (m ²)
14X1,5//15X2//16X2,5	11	9,5033E-05
15X1,5//16X2//18X3//20X4	12	1,1310E-04
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5	13	1,3273E-04
18X2//20X3	14	1,5394E-04
18X1,5//20X2,5	15	1,7671E-04
18X1//20X2//22X3//25X4,5	16	2,0106E-04
20X1,5//22X2,5//25X4	17	2,2698E-04
22X2	18	2,5447E-04
22X1,5//25X3	19	2,8353E-04

Outro aspeto que se teve em consideração é o óleo a utilizar de acordo com os objetivos pretendidos, devido a ter a viscosidade cinemática como propriedade intrínseca, uma das variáveis no cálculo do Re como foi abordado no subcapítulo 3.3, altera as características do óleo com a temperatura.

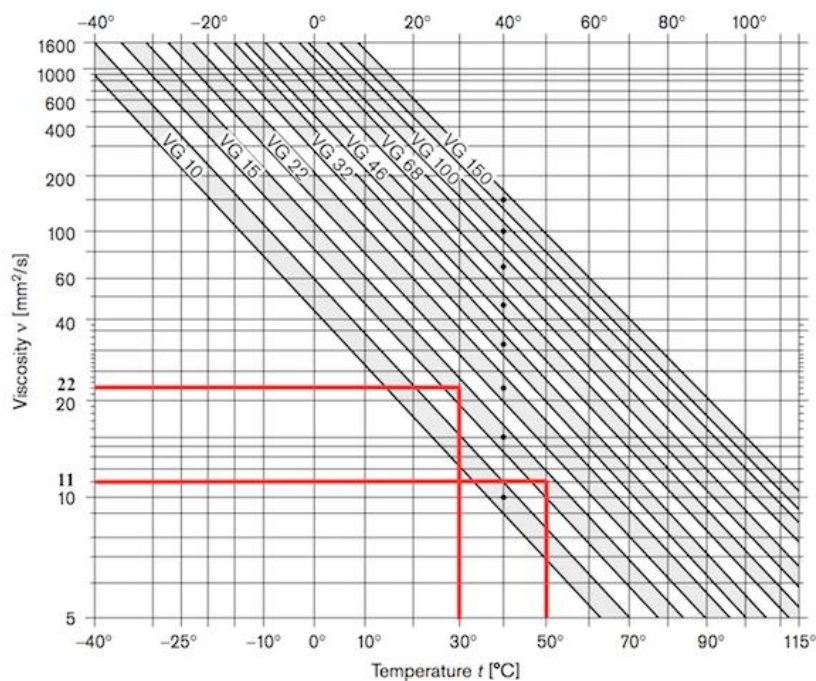


Figura 3.4.1 Variação da viscosidade em função da temperatura. [23]

Os fabricantes fornecem dados sobre a viscosidade do óleo para duas temperaturas distintas, 40 °C e 100 °C, sendo que para se obter a viscosidade do óleo numa temperatura diferente da fornecida é necessário recorrer a gráficos fornecidos pelos fabricantes de óleos por forma a retirar uma nova viscosidade. Na imagem acima podemos observar um destes gráficos do qual se retiram valores para o óleo VG 15 utilizados posteriormente. As categorias e viscosidades dos óleos estão normalizados pela norma ISO 3448. [22]

Apresentam-se na tabela abaixo os valores de viscosidade padrões fornecidos pelos fabricantes para os diferentes tipos de óleos comercializados.

Tabela 3.4.2 -Viscosidade a temperaturas padrão

	VG 15	VG 22	VG 32	VG 46	VG 68
Viscosidade a 40°C (mm^2/s)	14,3	21,5	30	45	68
Viscosidade a 100°C (mm^2/s)	3,3	4,2	5,3	6,8	8,67

Na tabela 3.2 é visível de imediato que os valores de viscosidade a 40°C estão relacionados com a designação comercial dos óleos. Analisando-se a mesma tabela, concluímos que os óleos mais indicados para a unidade que pretendemos construir são o VG 15 e o VG 22, pois o objetivo é aumentar o Re e para tal é mais vantajoso ter-se uma viscosidade o mais baixo possível.

Através das tabelas 3.4.1 e 3.4.2 temos os dados necessários para calcular o Re nas diferentes tubagens selecionadas, realçando que é necessário admitir uma velocidade de escoamento suficientemente alta para atingir o *flushing*. As velocidades reais atingidas nas tubagens só poderão ser calculadas posteriormente, aquando da escolha da bomba hidráulica, porque dependem do caudal que as mesmas debitam e que passará pela secção das tubagens.

Tabela 3.4.3 – N° de Reynolds para VG15 e VG22

Descrição (d_{int})	Velocidade 8 (m/s)		Velocidade 10 (m/s)		Velocidade 12 (m/s)	
	N° Reynolds					
	VG15	VG22	VG15	VG22	VG15	VG22
14X1,5//15X2//16X2,5 (11mm)	6154	4093	7692	5116	9231	6140
15X1,5//16X2//18X3//20X4 (12mm)	6713	4465	8392	5581	10070	6698
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5 (13mm)	7273	4837	9091	6047	10909	7256
18X2//20X3 (14mm)	7832	5209	9790	6512	11748	7814
18X1,5//20X2,5 (15mm)	8392	5581	10490	6977	12587	8372
18X1//20X2//22X3//25X4,5 (16mm)	8951	5953	11189	7442	13427	8930
20X1,5//22X2,5//25X4 (17mm)	9510	6326	11888	7907	14266	9488
22X2 (18mm)	10070	6698	12587	8372	15105	10047
22X1,5//25X3 (19mm)	10629	7070	13287	8837	15944	10605

Considerámos como objetivo, e para efeitos de cálculo, velocidades de escoamento de 8, 10 e 12 m/s. As temperaturas dos óleos na tabela 3.4.3 foram consideradas a 40°C.

Numa primeira análise à tabela 3.4.3 confirmamos o que seria espectável, para uma temperatura de óleo constante é-nos favorável aumentar a velocidade de escoamento e diminuir a viscosidade do fluido, afim de se obter um Re mais elevado. Visualiza-se igualmente, que há uma diferença considerável em termos de Re entre o óleo VG 15 e VG 22 e como tal o óleo considerado para efeitos de cálculo passará a ser, apenas, o VG 15.

Outra análise que se apresenta na tabela abaixo é a variação do Re com o aumento da temperatura do VG 15 de 40 °C para 50 °C.

Tabela 3.4.4 – N° de Reynolds para VG 15 a 50°C.

Descrição (d_{int})	Velocidade 8 (m/s)	Velocidade 10 (m/s)	Velocidade 12 (m/s)
	N° Reynolds		
	VG15	VG15	VG15
14X1,5//15X2//16X2,5 (11mm)	8000	10000	12000
15X1,5//16X2//18X3//20X4 (12mm)	8727	10909	13091
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5 (13mm)	9455	11818	14182
18X2//20X3 (14mm)	10182	12727	15273
18X1,5//20X2,5 (15mm)	10909	13636	16364
18X1//20X2//22X3//25X4,5 (16mm)	11636	14545	17455
20X1,5//22X2,5//25X4 (17mm)	12364	15455	18545
22X2 (18mm)	13091	16364	19636
22X1,5//25X3 (19mm)	13818	17273	20727

Os valores obtidos demonstram que o processo mais fácil para se alterar o Re num escoamento é variando a sua viscosidade, o que inclui variar a temperatura do escoamento. A temperatura do óleo em funcionamento não deve ser superior aos 50 °C devido a implicações que podem ocorrer nas bombas hidráulicas, como se explica no subcapítulo 3.6.

Outra vertente de estudo passa pela dimensão das impurezas incrustadas nas paredes das tubagens. Essa dimensão denomina-se por *rugosidade superficial* e ao ser relacionada com o diâmetro interno de uma tubagem produz a *rugosidade relativa*. Atendendo à gama de tubagens que se está a trabalhar, e supondo alguns valores de rugosidades relativas que se queiram alcançar, podemos calcular as dimensões que as impurezas apresentarão. Para tal considerou-se, como valores de rugosidade relativa adequados, 0,01; 0,008 e 0,006. Estes valores foram tidos em conta para tubagens novas conforme se pode encontrar na literatura.

[1]

Considerando que se obteve um Re de 10000 e interceptando as curvas de rugosidade relativa atrás referidas, constatamos que se está, utilizando como ferramenta o *Diagrama de*

Moody, em zona de transição onde as tubagens não são totalmente rugosas nem o escoamento se encontra totalmente desenvolvido. Esta acaba por ser uma contradição visto que a norma ISO/CD 28521 não indica valores de rugosidade relativa necessárias para se atingir o estado de *flushing*, apenas que o escoamento alcance um $Re > 3000$.

Tabela 3.4.5 – Dimensão da rugosidade interna das tubagens em ordem à rugosidade relativa.

Descrição (d_{int})	Rugosidade Relativa, ϵ/d		
	0,01	0,008	0,006
14X1,5//15X2//16X2,5 (11mm)	0,11	0,088	0,066
15X1,5//16X2//18X3//20X4 (12mm)	0,12	0,096	0,072
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5 (13mm)	0,13	0,104	0,078
18X2//20X3 (14mm)	0,14	0,112	0,084
18X1,5//20X2,5 (15mm)	0,15	0,120	0,090
18X1//20X2//22X3//25X4,5 (16mm)	0,16	0,128	0,096
20X1,5//22X2,5//25X4 (17mm)	0,17	0,136	0,102
22X2 (18mm)	0,18	0,144	0,108
22X1,5//25X3 (19mm)	0,19	0,152	0,114

Como a rugosidade relativa é um parâmetro adimensional e os valores de diâmetro interno utilizados estavam em *mm* os resultados da rugosidade superficial obtidos estão igualmente em *mm*. As estimativas obtidas são plausíveis de se obterem em instalações industriais pelo que se conclui que as escolhas efetuadas para as rugosidades relativas foram acertadas.

Caso, num equipamento, não se encontrem rugosidades superficiais como as calculadas na tabela 3.4.5, fará com que sigamos outra linha de rugosidade relativa no *Diagrama de Moody*. Por conseguinte, a interseção dessa mesma linha com o Re do circuito fornece um fator de atrito, f , onde nos é permitido calcular a perda de carga na instalação.

Na tabela 3.4-6 visualizam-se as perdas de carga que, teoricamente, existem nas diferentes tubagens com variações de velocidades. Para a obtenção desta tabela admitiu-se um comprimento de tubagem fixo de 25 *m*, um Re de 10000, uma rugosidade relativa de 0,008 e como implicação destes dois valores, um fator de atrito de 0,042. A sigla “P.C.” representa perda de carga enquanto que a sigla “P. Absorv.” significa potência absorvida.

Paralelamente à perda de carga obtida calculou-se a potência elétrica necessária para vencer a mesma. Assumiu-se um motor elétrico de 11 *kW* de potência, ou seja 15 *cv*, com um rendimento de 88%. Desta forma a potência disponível do motor é de $15 \times 0,88 = 13,2$ *cv*. Como a velocidade do motor elétrico vai ser alterada tem que se incluir uma perda adicional de binário. Esta perda, geralmente, é da ordem dos 20% – 25% quando se duplica a velocidade de rotação. Para efeitos de cálculo, considerou-se que o aumento da velocidade de rotação numa bomba hidráulica pode ser no máximo metade da sua velocidade inicial e

portanto a perda de binário e de potência causada pelo aumento de rotação considerou-se de 10%. Desta forma temos, $13,2 \times 0,9 = 11,88 \text{ cv}$, de potência disponível.

A perda de carga foi calculada tendo por base a equação 3.3-4. Após termos a perda de carga, h , calcula-se a pressão perdida na tubagem através da simplificação da *Equação de Bernoulli* apresentada por: [1][20]

$$p = \frac{\rho gh}{10^5} \text{ (bar)} \quad \text{Equação 3.4-1}$$

Na equação acima ρ representa a massa específica enquanto g representa a aceleração gravítica.

A diferença de cotas foi tida como desprezável pois a perda de carga que incute num sistema hidráulico é muito reduzida em comparação com as perdas causadas por componentes hidráulicos. O valor da perda de carga, que uma diferença de cota, Δz , de 1 m insere no sistema, está representada no próximo cálculo. Admitiu-se um óleo hidráulico VG 15 de massa volúmica 860 kg/m^3 .

$$p = \rho g \Delta z = 860 \times 9,81 \times 1 = 8436,6 \text{ Pascal} = 0,084366 \text{ bar}$$

Como se pode constatar, para haver uma influência considerável incutida através da diferença de cotas, era necessário que esta fosse demasiado elevada, o que na grande maioria dos casos não ocorre.

A fórmula utilizada para o cálculo da potência elétrica é expressa por: [24,25]

$$P = pQ \text{ (w)} \quad \text{Equação 3.4-2}$$

Onde P representa a potência elétrica, p a pressão e Q o caudal. O rendimento do motor elétrico não entra na equação pois já foi contabilizado quando se considera a potência máxima disponível de $11,88 \text{ cv}$ ao invés dos 15 cv .

Tanto a equação 3.4-1, como a 3.4-2 não se encontram em unidades SI por questões de utilidade prática na leitura de catálogos técnicos.

Analisando a tabela 3.4.6, observa-se que ao aumentarmos a velocidade de escoamento tem como implicação o aumento de perdas de carga e por consequência da potência necessária para as ultrapassar. Além do mais para a mesma velocidade com o aumento do diâmetro interno diminui-se as perdas de carga e, em sentido oposto, aumenta-se a potência disponível necessária.

Tabela 3.4.6 – Perdas de carga e potências absorvidas.

Descrição (d_{int})	Velocidade 8 m/s		Velocidade 10 m/s		Velocidade 12 m/s	
	P.C. (bar)	P. Absor. (cv)	P.C. (bar)	P. Absor. (cv)	P.C. (bar)	P. Absor. (cv)
14X1,5//15X2//16X2,5 (11mm)	26,27	2,66	41,05	5,20	59,11	8,99
15X1,5//16X2//18X3//20X4 (12mm)	24,08	2,91	37,63	5,67	54,18	9,80
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5 (13mm)	22,23	3,15	34,73	6,15	50,01	10,62
18X2//20X3 (14mm)	20,64	3,39	32,25	6,62	46,44	11,44
18X1,5//20X2,5 (15mm)	19,26	3,63	30,10	7,09	43,34	12,25
18X1//20X2//22X3//25X4,5 (16mm)	18,06	3,87	28,22	7,56	40,64	13,07
20X1,5//22X2,5//25X4 (17mm)	17,00	4,12	26,56	8,04	38,24	13,89
22X2 (18mm)	16,05	4,36	25,08	8,51	36,12	14,71
22X1,5//25X3 (19mm)	15,21	4,60	23,76	8,98	34,22	15,52

Observa-se, de igual forma, que para a velocidade de escoamento de 12 m/s a potência requerida para vencer as perdas de carga, desde os 14 mm, é superior à disponível pelo motor elétrico.

Conclusões a retirar deste subcapítulo:

- ✓ O óleo a utilizar será o VG 15;
- ✓ A temperatura de funcionamento 50 °C;
- ✓ A velocidade de escoamento 10 m/s;

3.5 Projeto

Como já foi mencionado, este trabalho tem como objetivo a criação de uma unidade capaz de realizar a tarefa de limpeza de circuitos hidráulicos com as características mencionadas no início do capítulo. Após o estudo das velocidades necessárias, para se atingir o regime turbulento e da escolha dos componentes, começou-se por desenvolver o esquema hidráulico e elétrico passando-se posteriormente para a criação do desenho da unidade e para a sua montagem.

O projeto em desenvolvimento tem de inserir fluido hidráulico, com uma velocidade previamente calculada no circuito, o que se pode designar como troço de pressão. Ao receber o fluido, após efetuar a limpeza, pode-se denominar um segundo troço por troço de retorno.

Para conter o fluido hidráulico, antes e após a passagem no circuito, é necessário incluir um tanque com capacidade suficiente para garantir que a bomba esteja sempre a funcionar com uma quantidade mínima de óleo.

- Esquema do circuito hidráulico

O esquema hidráulico foi idealizado e projetado tendo em conta os dois troços necessários da forma o mais simples possível e compacta, salvaguardando sempre os objetivos a que nos propusemos resolver.

Os dois troços contemplam:

- Pressão – uma fonte de potência (motor elétrico e bomba hidráulica), uma válvula limitadora de pressão, uma válvula de passagem “*by-pass*” e um manómetro;
- Retorno – uma válvula 3×2, dois filtros de retorno com indicador de colmatagem, um contador de partículas e um manómetro.

A função da fonte de potência na unidade, como a própria designação sugere, é o fornecimento de potência ao fluido hidráulico criando uma certa velocidade escoamento escolhida pelo operador.

A limitadora de pressão, como foi explicado no capítulo 2.3.2, serve como elemento de segurança do circuito impondo um limite máximo de pressão que o mesmo possa atingir.

A inclusão de uma válvula de “*by-pass*”, tem como finalidade, a criação de um circuito direto da bomba até ao tanque o que dá a possibilidade de se ter a unidade em funcionamento sem que o fluido esteja a ser injetado no circuito a limpar. Desta forma o arranque da unidade pode ser feito de forma suave, sem a criação de uma pressão inicial para a bomba.

O conjunto de manómetros, tanto na linha de pressão como na de retorno, servem para que se tenha a percepção, a qualquer instante, das pressões de saída da bomba e de retorno do fluido à unidade.

A inclusão de dois filtros de retorno, ao invés de um, faz com que a unidade não tenha tempos de “*setup*”. Quando um dos filtros ficar colmatado de impurezas, o indicador de colmatagem, desse mesmo filtro, envia um sinal elétrico que acende uma luz no painel de controlo, indicando ao operador que o fluido tem que ser encaminhado para o outro filtro. Com a passagem do fluido de um filtro para o outro, concede ao operador tempo para substituir o elemento filtrante do filtro colmatado. Além do mais, os filtros tem incorporadas válvulas anti-retorno, garantindo que caso haja alguma anomalia o fluido não retorna ao circuito.

Para a passagem do fluido de um filtro para o outro, é necessário a utilização de uma válvula macho esférico de 3 vias e duas posições estáveis acionadas manualmente. Com este modelo de válvula garante-se que o fluido é direcionado para um filtro de cada vez.

O contador de partículas indica a contaminação real do óleo, acabando por ser o indicador do término da limpeza. Este tem que ser instalado no início do troço de retorno, antes dos filtros, para que a leitura da contaminação seja realizada sobre o óleo que acabou de escoar no interior do circuito e não no óleo já filtrado.

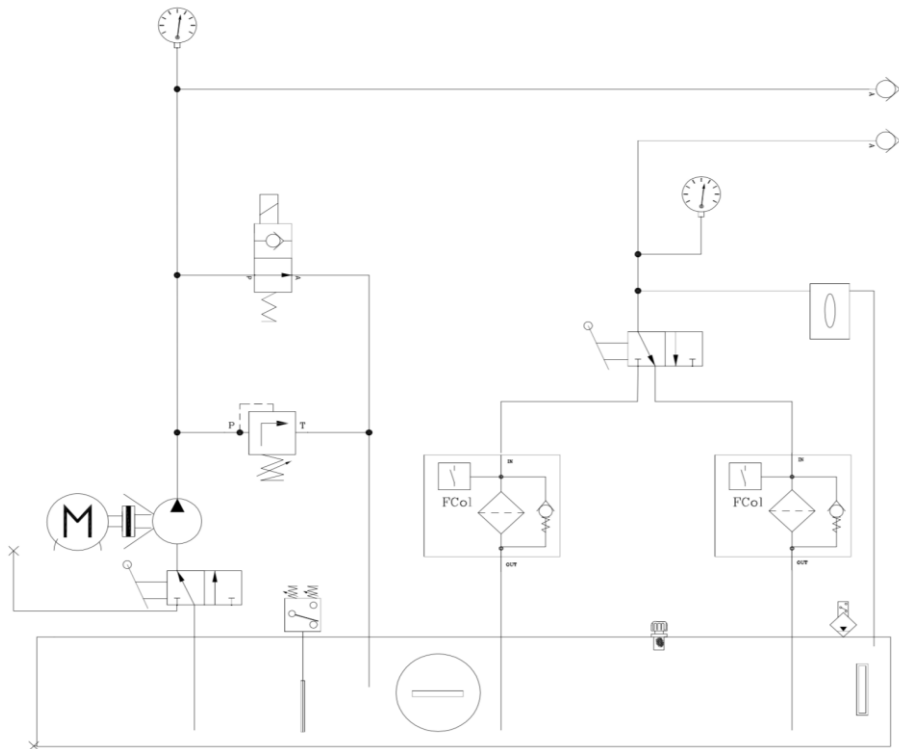


Figura 3.5.1 – Esquema do circuito hidráulico.

À saída do troço de pressão encontra-se um “engate rápido” onde se acopla de forma fácil e universal uma mangueira que liga o troço de pressão e o início do circuito que será limpo. Dependendo dos circuitos onde se vai efetuar a limpeza altera-se o acessório que se encontra no lado oposto do “engate rápido”. No troço de retorno o funcionamento é, em tudo, idêntico ao de pressão.

Como se pode visualizar no esquema hidráulico, é necessário a inclusão de componentes funcionais. Estes componentes são:

- ✓ A purga do tanque, para se vaziar o óleo aquando da sua substituição;
- ✓ O visualizador de nível de óleo, que permite ter um controlo do visual do nível do óleo, e neste caso escolheu-se um visualizador com indicação

eletrónica para que, caso o nível desça abaixo do limite, uma luz *LED* é acesa alertando o operador que a unidade não pode funcionar nessas condições;

- ✓ Um sensor de temperatura, que indica continuamente a temperatura do óleo no tanque;
- ✓ Janela para tanque, servindo este para se ter acesso ao interior do tanque caso seja preciso fazer algum tipo de limpeza;
- ✓ Filtro de enchimento, este serve para quando se enche o tanque de óleo não ocorra a inclusão de partículas de grandes dimensões.

A dimensão da malha dos elementos filtrantes, expressa em micrómetros, dependem do circuito onde se realiza a limpeza. Apesar de não haver uma relação direta entre as porosidades do elemento filtrante e a contaminação do óleo, como já foi explicado, começa-se a limpeza com elementos com grão menos refinado e à medida que os filtros colmatam vão sendo substituídos por elementos de grão mais refinado.

Na linha de aspiração colocou-se, antes da entrada na bomba, uma válvula de 3 vias para que no futuro, caso se queira, incluir uma função de filtragem. Esta tem como objetivo a sucção do óleo do tanque do cliente, este percorre a linha de pressão da unidade e na saída do troço de pressão acopla-se um filtro ao engate rápido. Este faz a filtragem do óleo antes da sua inclusão no tanque. Desta forma cria-se um circuito fechado.

- Esquemas dos circuitos elétricos

Quanto à vertente elétrica divide-se em circuito de potência, e de comando e monitorização.

O circuito de potência é composto por: órgãos de proteção (relé térmico, relé de sequência de fases e fusíveis), variador de velocidade, contactor do motor, motor elétrico e fonte de alimentação.

O circuito de comando e monitorização é composto por: sensores diversos, leds de sinalização, botoneiras de comando, sonda de temperatura e respetivo “*display*”, alimentação ao contador de partículas e válvula de “*by-pass*”.

Por motivos de proteção do operador, todo o circuito de comando funciona com uma tensão única de 24V contínuos.

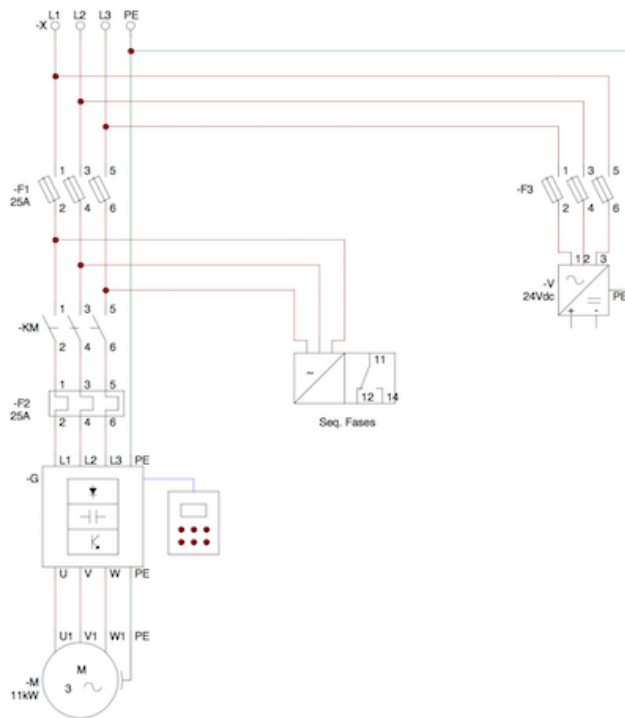


Figura 3.5.2 – Esquema de potência.

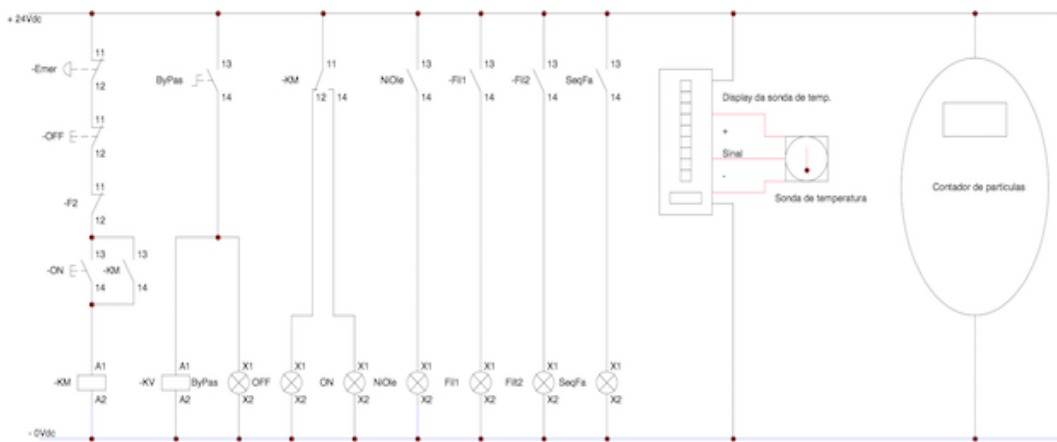


Figura 3.5.3 – Esquema de comando e monitorização.

Ao ligar a unidade à corrente, estamos a alimentar a fonte de alimentação e todo o circuito de comando, pelo que o sequenciador de fases informa automaticamente se a sequência de fases é a correta. Caso acenda o LED deverão ser invertidas duas fases, através do comutador existente na própria ficha da máquina.

Após esta confirmação pode-se dar início ao arranque da unidade. Para tal, aciona-se o botão ON que ligará a alimentação ao variador de velocidade, acendendo a sinalização verde.

Para arranque do motor deverá ser iniciada a sua rotação através do acionamento do comando do variador existente no painel de comando.

Todos os órgãos de sinalização e monitorização, permitem que se tenha controlo das diferentes fases do processo.

- Desenho projeto

A unidade foi desenhada de forma a ser esteticamente apelativa e fundamentalmente funcional. Apesar de transportável a estrutura foi projetada de forma a ser muito robusta.

Na imagem seguinte apresenta-se o desenho da unidade de *flushing*.

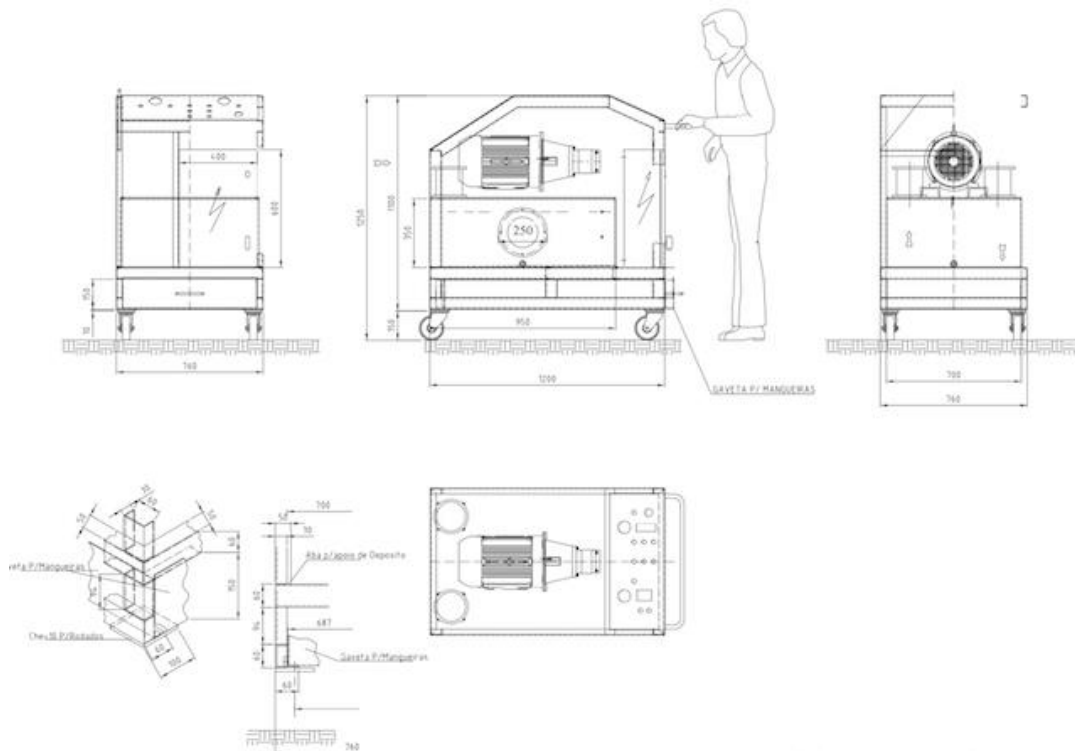


Figura 3.5.4 – Unidade de *flushing*.

A altura foi projetada de forma a que o operador esteja em pé, ao nível do painel de controlo, onde estão presentes todos os controlos necessários para se manipular a unidade.

A unidade encontra-se tapada de forma a proteger os seus componentes. Houve a precaução de colocar reentrâncias laterais, garantindo um arrefecimento contínuo da unidade.

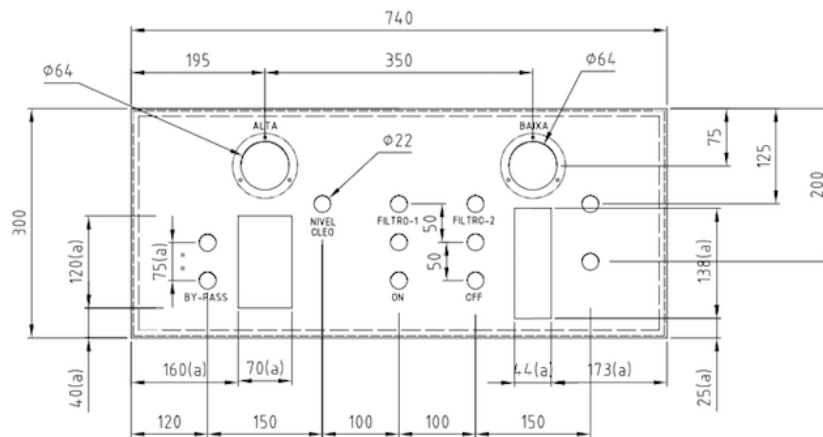


Figura 3.5.5 – Painel de controlo.

O tanque de óleo foi projetado para ter a capacidade de transportar, aproximadamente, 230 l. Como já foi mencionado, terá uma janela aparafusada e a sua tampa ficará, igualmente, aparafusada pois pode haver a necessidade de se ter acesso à totalidade interior do tanque. Na tampa é o local onde se coloca os componentes hidráulicos da unidade.

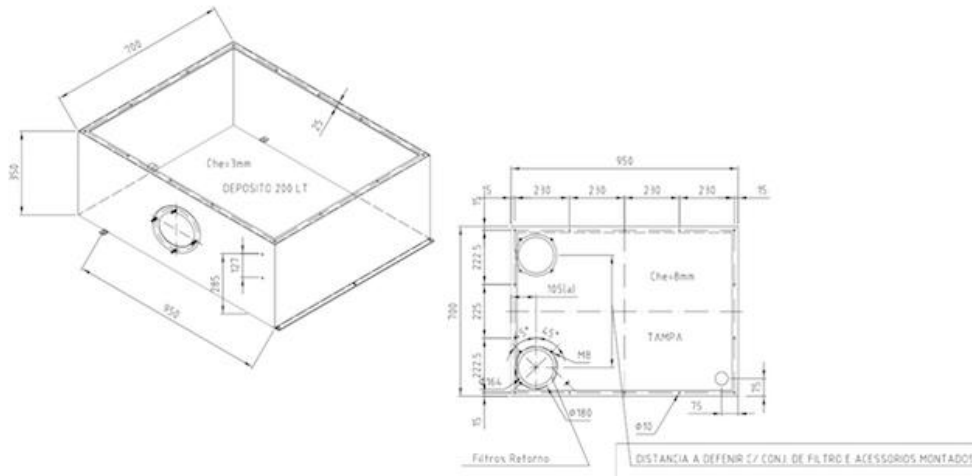


Figura 3.5.6 – Tanque de óleo.

Para uma melhor otimização do espaço, criou-se uma gaveta por debaixo do tanque com a finalidade de guardar as mangueiras necessárias para ligar a unidade ao circuito, assim como acessórios que possam ser necessários e os elementos filtrantes que substituirão os presentes na unidade aquando da sua colmatação.

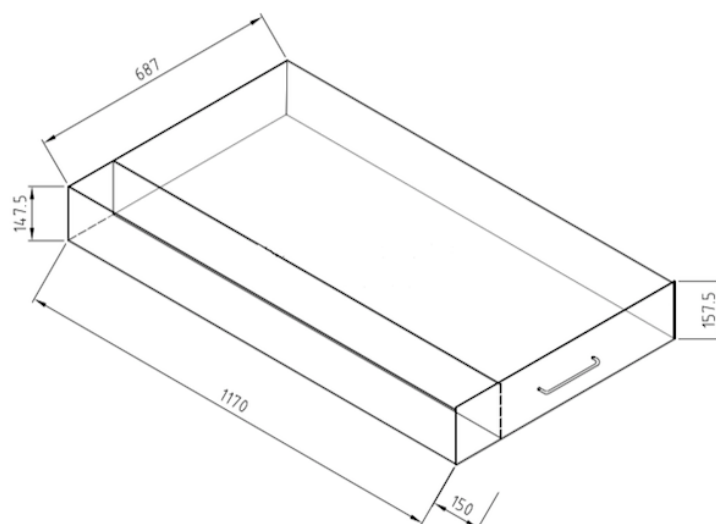


Figura 3.5.7 – Gaveta.

O quadro elétrico ficará por baixo do painel de controlo do lado direito. Ao seu lado fica um espaço para a colocação do variador de velocidade e do contador de partículas.

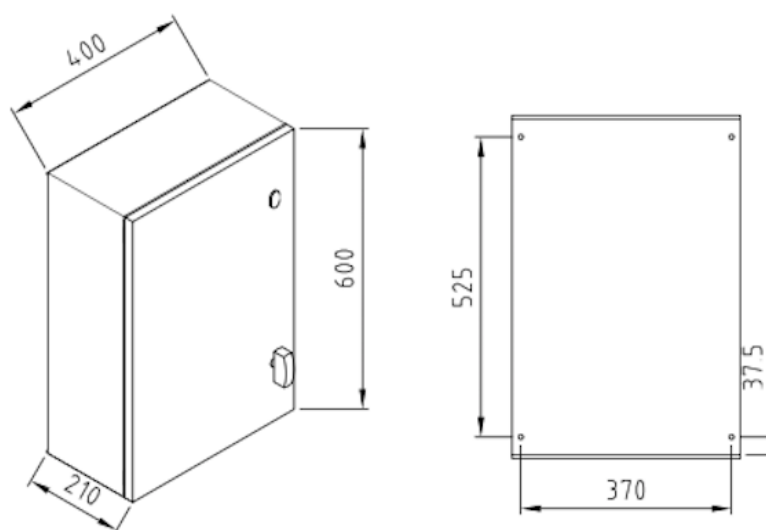


Figura 3.5.8 – Quadro elétrico.

Os componentes estão tapados por uma tampa que os protege de qualquer impacto que possa ocorrer vindos de cima. Este mesmo tampo tem uma mola de gás acoplado que ajuda na sua abertura e fecho. Foi efetuado uma simulação de forma a garantir-se uma abertura de cerca de 870 mm, como é visível na figura 3.5.9.

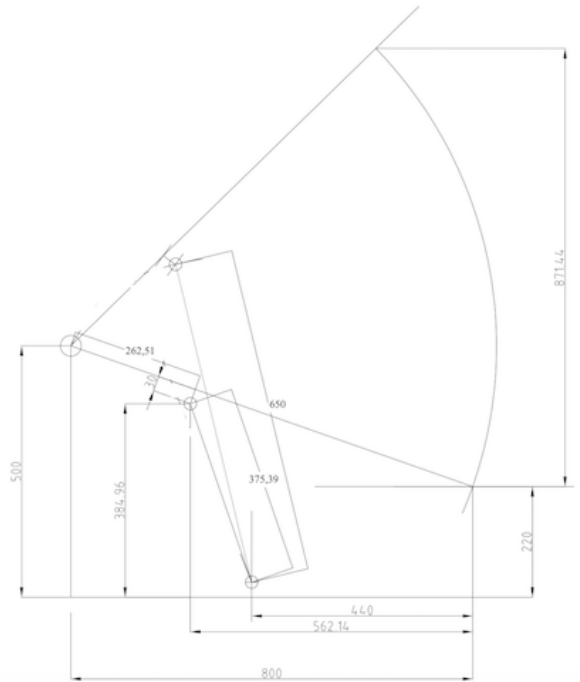


Figura 3.5.9 – Elevador a gás

Apesar de se estar a trabalhar num protótipo foi tido em conta no desenho do projeto, quer na montagem da unidade, assim como em alturas de manutenção, que todos os componentes sejam de fácil substituição tendo o espaço necessário para a movimentação das ferramentas.

3.6 Componentes selecionados e justificações

Através do leque de componentes existentes no mercado, alguns discriminados no capítulo 2.2, e dos resultados teóricos obtidos no subcapítulo 3.4 efetuaram-se as escolhas que considerámos mais adequadas para a realização da unidade de *flushing*. As escolhas foram também determinadas, tendo por base os requisitos mencionados no subcapítulo 3.1.

- Bomba hidráulica

Optámos por escolher uma bomba de engrenagens/carretos porque tem uma alta tolerância a circuitos contaminados, que serão a maioria dos circuitos onde se irá realizar a limpeza. É o tipo de bomba mais compacta existente no mercado e a mais simples caso seja necessário fazer alguma intervenção de manutenção, tendo um valor de mercado baixo em comparação com os restantes tipos de bombas e tem uma vasta gama disponível capaz de abranger os valores de caudais pretendidos. As restantes vantagens e propriedades estão presentes no subcapítulo 2.3.1.1.

A marca de bombas escolhida foi a *Casappa* e o modelo da mesma teve por base o estudo apresentado no subcapítulo 3.4 onde constatamos que se o escoamento tiver uma velocidade média de 10 m/s os resultados que se alcançam, a nível de *Re*, são satisfatórios e como tal, através da velocidade, *V*, e com as áreas, *A*, presentes na tabela 3.4.1, calculámos a gama de caudais, *Q*, que a bomba necessitará atingir.

$$Q = VA \quad \text{Equação 3.6-1}$$

Tabela 3.6.1 – Caudais otimizados para atingir velocidades de 10 m/s

Descrição (d_{int})	Caudal (m^3/s)	Caudal (l/min)
14X1,5//15X2//16X2,5 (11mm)	9,5033E-04	57,02
15X1,5//16X2//18X3//20X4 (12mm)	1,1310E-03	67,86
15X1//16X1,5//18X2,5//20X3,5 (13mm)	1,3273E-03	79,64
18X2//20X3 (14mm)	1,5394E-03	92,36
18X1,5//20X2,5 (15mm)	1,7671E-03	106,03
18X1//20X2//22X3//25X4,5 (16mm)	2,0106E-03	120,64
20X1,5//22X2,5//25X4 (17mm)	2,2698E-03	136,19
22X2 (18mm)	2,5447E-03	152,68
22X1,5//25X3 (19mm)	2,8353E-03	170,12

Nos resultados apresentados, foi considerado o rendimento volumétrico e mecânico da bomba. As unidades do Sistema Internacional, SI, para o caudal são m^3/s mas em leituras e catálogos técnicos, utilizam-se como unidades padrão o l/min pelo que a partir deste momento, por questões de coerência e facilidade de análise, utilizaremos como unidade de referência os l/min .

Como se visualiza facilmente na tabela acima, para se ter uma velocidade média de escoamento de 10 m/s, é necessário uma bomba com um débito entre 57 – 170 l/min , aproximadamente. Após uma análise das gamas de bombas existentes no mercado concluímos que a melhor opção é uma de $73cm^3$ com uma gama de rotação admissível entre 350-2500 rpm, produzindo um débito entre 25,5 – 182,5 l/min respetivamente. Com esta escolha sobredimensionada não seria necessário atingir o limite máximo ou mínimo de rotação para se alcançar o caudal pretendido. [16]

Por questões adversas a esta dissertação, não foi possível a aquisição do modelo de $73cm^3$ pelo que utilizámos o modelo de $61cm^3$, o modelo de cilindrada mais próximo à escolha inicialmente feita. Com esta bomba hidráulica o débito que se conseguiu encontra-se entre 21,35 – 152,5 l/min . Com esta escolha não se consegue garantir o caudal necessário para se atingir a velocidade de 10 m/s nas duas tubagens de maior diâmetro interno, sendo que para o caso da tubagem de 18 mm de diâmetro interno a diferença é de 0,18 l/min pelo que se considerou desprezável. Por consequência, na última tubagem utilizou-se a rotação máxima que a bomba admitia havendo um decréscimo na velocidade média de 10 m/s para 8,96 m/s e por sua vez um decréscimo do *Re*, passando de 13.287 para 11.911 (estes valores

de Re foram obtidos calculando numa temperatura constante de 40°C para o óleo VG15 mencionado no subcapítulo 3.4). A variação verificada é pequena e o Re tem um valor que está dentro da gama de regime turbulento e por essa razão a utilização da bomba de 61cm³, ao invés da bomba de 73cm³, não terá influência significativa na limpeza dos circuitos hidráulicos. Como a viscosidade mínima a que a bomba pode funcionar é de cerca de 10 cSt, não foi possível aumentar a temperatura do óleo VG 15 acima dos 50 °C.

Nos cálculos apresentados no subcapítulo anterior será necessário incluir a eficiência volumétrica da bomba escolhida, que tem o valor de $\eta_v \approx 0,97$, Com esta alteração os valores irão oscilar o equivalente a 3% o que não alterará nenhuma das conclusões ou escolhas efetuadas até ao momento.

Ainda um aspeto importante a ter em conta num circuito fechado é a pressão de vapor, que se define como a pressão à qual corresponde o equilíbrio entre o líquido e o seu próprio vapor. Caso a pressão do fluido desça mais que a pressão de vapor, o líquido vaporiza o que criará cavitação, que é uma das causas mais recorrentes de falhas nas bombas hidráulicas. Por isso este aspeto foi tido em consideração na escolha da bomba hidráulica. [20]



Figura 3.6.1 – Bomba de carretos *Casappa*.

- Motor elétrico

Como elemento de potência optou-se por um motor elétrico que fornece a rotação à bomba hidráulica. Este motor elétrico tinha que ter uma potência disponível capaz de vencer as perdas internas inerentes à eficiência mecânica da bomba e às perdas de carga que os circuitos hidráulicos pudessem oferecer. A perda de carga nos circuitos é um valor hipotético

que considerámos porque varia em todas os circuitos devido à sua configuração, diâmetro e diferenças de quotas.

Tendo por base os resultados obtidos na tabela 3.4.6 escolhemos um motor eléctrico de referência “BF13-132L2-4” com 11 kw (15 cv), da marca *Universal Motors* com carcaça de alumínio compacta, devido ao requisito de minimizar as dimensões da unidade a construir. O motor tem uma frequência de trabalho nominal de 50 Hz o que equivale a uma velocidade de 1.460 rpm. [26]



Figura 3.6.2 – Motor eléctrico trifásico BF31 – Universal Motors. [27]

- Variador de velocidade

Com a necessidade de se variar a rotação da bomba hidráulica, e visto que a mesma se encontra acoplada ao motor eléctrico, optámos por colocar um variador de velocidade que tem como princípio de funcionamento a variação da frequência do motor eléctrico. Desta forma conseguimos colocar uma frequência diferente da fornecida pela corrente portuguesa, 50 Hz, fazendo-o rodar a uma velocidade diferente da habitual em que o operador consegue controlar.

Após uma longa pesquisa das soluções existentes no mercado, a mais vantajosa recaiu num variador da marca *Parker*, apesar de ser uma das melhores marcas a nível mundial foi a que forneceu melhor orçamento e garantias no equipamento. O modelo seleccionado foi o 10G-44-0230-BN por ser o mais indicado para operar com um motor da potência escolhida. A gama de frequência de saída que o variador abrange é de 0,5 – 590 Hz. Estes dados assim como as restantes informações sobre o equipamento poderão ser revistas no seu catálogo. [28]



Figura 3.6.3 – Variador de velocidade Parker, AC10. [29]

- Seleção do Óleo Hidráulico

Na escolha do óleo, a principal propriedade que se tem que ter em conta é a sua viscosidade visto que afeta diretamente o Re . Através da tabela 3.4.3 concluímos que o óleo existente no mercado que seria o mais adequado para se atingir os objetivos a que nos propusemos seria um VG15. Este tem como principais propriedades uma viscosidade, ν , de $14,3 \text{ mm}^2/\text{s}$ a uma temperatura de 40°C , uma viscosidade de $3,3 \text{ mm}^2/\text{s}$ para 100°C , uma densidade de $860 \text{ kg}/\text{m}^3$ e um ponto de inflamação e fluidez de 190°C e -30°C , respetivamente. [30]

O seu elevado índice de viscosidade, 98, minimizará as alterações na viscosidade que possam vir a ocorrer ao longo do intervalo de temperaturas de funcionamento normais, assegurando um fluxo constante, baixa atrito e boa eficiência hidráulica enquanto o protege contra a possibilidade de cavitação. [30]

Estes óleos apresentam uma boa capacidade em impedir uma emulsão com a água que por sua vez possa entrar no sistema devido a condensação. Por conseguinte, os óleos mantêm o seu desempenho no poder de lubrificação e anti-corrosão, mesmo na presença de alguma condensação.[30]

As propriedades anticorrosivas e a facilidade para libertar o ar, evitam dificuldades nas bombas e válvulas onde se podem apresentar irregularidades de funcionamento originadas pela compressibilidade das bolhas de ar. A elevada capacidade de ser filtrado é outra particularidade deste óleo que permite, inclusive, ser utilizado um filtro com porosidade muito fina, 3 microns. [30]

- Filtros

A inclusão de filtros na unidade de *flushing* foi restringida à utilização de dois filtros de retorno de alto desempenho. O modelo escolhido foi o “FRD 41B12DNCD 03X” da marca *UFI-Filters*. A escolha recaiu sobre este modelo de filtro, pois garantia todas as funcionalidades operacionais que se pretendia. O tampo de proteção do elemento filtrante é de fácil remoção facilitando o processo de troca, aquando da colmatagem dos filtros durante o processo de limpeza e contém indicador de colmatagem, como opcional. O elemento filtrante que se instalou para o início da limpeza tem uma dimensão de malha de $25\ \mu\text{m}$. [31] Na figura 3.6.4 pode-se visualizar o filtro escolhido.



Figura 3.6.4 – Filtro UFI-FRD. [31]

- Contador de partículas

A contaminação do óleo oriunda do circuito a que se submete a limpeza é o indicador que nos permite concluir se o objetivo foi atingido ou não. Como forma de se obter essa mesma contaminação foi necessário encontrar um equipamento capaz de indicar, dentro das normas *ISO* (e de fácil extrapolação para a norma *NAS 1638*, caso seja útil para algum cliente específico), em tempo real, a contaminação presente no óleo de retorno à unidade de *flushing*.

O equipamento encontrado foi o *Icount PD – Parker*. Este aparelho funciona através da leitura de um pequeno caudal que entra num dos orifícios do *Icount* enquanto na extremidade oposta há a saída livre do óleo para o tanque. O caudal é proveniente do retorno do circuito onde através de um feixe laser consegue detetar qual a quantidade de impurezas que o atravessa, assim como a dimensão das mesmas. Desta forma, apresenta automaticamente, e em tempo real num mostrador, o grau de contaminação do circuito com base na norma *ISO 4406 – 1999*. A explicação da norma está presente no subcapítulo 2.2. [32]

Para o funcionamento eficaz do aparelho, tem que se garantir um diferencial de pressão mínimo de $0,4 \text{ bar}$ entre a pressão proveniente do retorno, ponto de picagem, e a zona de descarga do *Icount*. [32]



Figura 3.6.5 – Contador de partículas Parker, Icount PD.

- Válvula limitadora de pressão

Escolheu-se uma válvula limitadora de pressão capaz de escoar o caudal máximo para tanque , caso haja necessidade, impedindo sobrecargas do sistema. A válvula escolhida foi a “*VSDC-150*” da marca *Oil Control*. Foi modificado a mola interna da válvula para que possa abranger a gama de pressões entre $40 - 100 \text{ bar}$, e para se regular um valor dentro da gama admissível aperta-se ou desaperta-se o perno superior conforme se queira aumentar ou diminuir a pressão máxima que o sistema possa atingir.



Figura 3.6.6 – Limitadora de pressão Oil Control.

Na figura 3.6.6 pode-se visualizar a válvula descrita.

- Sonda temperatura

Como já foi mencionado, a temperatura do óleo é uma das variáveis a ter em consideração durante o processo de limpeza. Desta forma escolheu-se uma sonda de temperatura da marca *LimaTherm*, e de modelo “*Prosistav PT100*”. Esta contém um espigão que está mergulhado no óleo do tanque, com capacidade de abranger temperaturas entre -40 a 100 °C . Esta emite um sinal que, após convertido, reproduz no painel de instrumentação a temperatura a que se encontra o óleo.

A sonda está representada na imagem que se segue. O seu espigão está inserido no tanque pelo que apenas é ilustrado o corpo superior da sonda.



Figura 3.6.7 – Sonda de temperatura.

3.7 Montagem

A parte estrutural, da unidade de *flushing*, foi construída externamente à empresa, tendo sido necessário toda a montagem da parte hidráulica e elétrica. A montagem iniciou-se com a fixação dos dois filtros de retorno e do motor elétrico ao qual foi acoplado uma bomba hidráulica, que se representa na imagem que se segue.

Na imagem superior esquerda, da figura 3.7.1, visualiza-se a união do motor elétrico com a primeira parte do veio de acoplamento. Na extremidade do veio encontra-se uma união estriada, a preto, onde vai emparelhar a segunda parte do veio de acoplamento que se encontra na bomba hidráulica. Na imagem inferior esquerda, observa-se a bomba hidráulica com a

flange, no seu interior já se encontra montada a segunda parte do veio de acoplamento. Na imagem da direita vê-se a bomba hidráulica já acoplada ao motor elétrico.



Figura 3.7.1 – Acoplamento de bomba hidráulica com motor elétrico.

Como forma de reduzir a vibração, causada pelo motor elétrico, colocou-se uma base de tela entre o mesmo e o suporte metálico, o que levou a uma diminuição considerável da vibração final da unidade. Esta explicação é visível na figura 3.7.2.

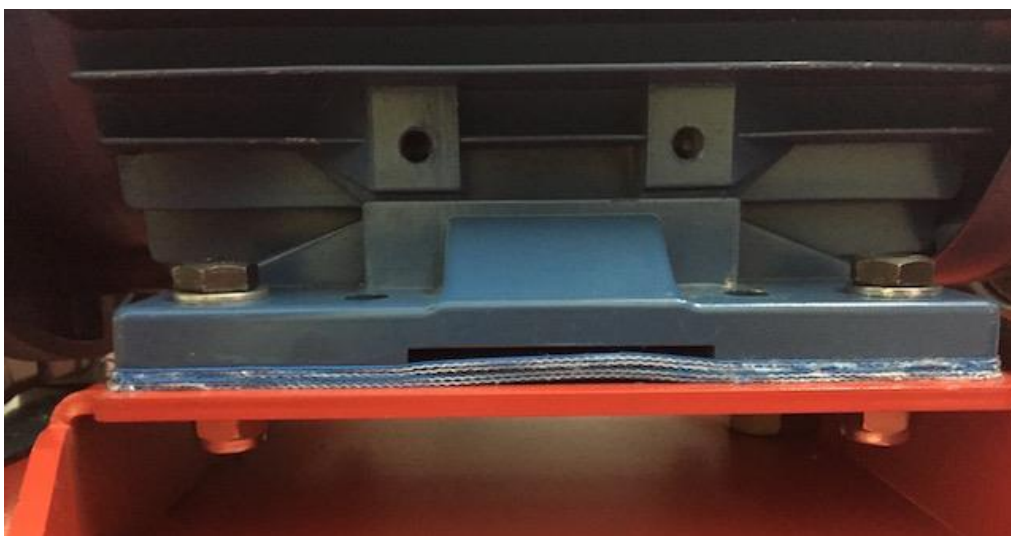


Figura 3.7.2 – Tela de absorção de vibração.

De seguida montou-se a linha de pressão. Os componentes foram ligados por acessórios de forma a facilitar alguma substituição de troço, ou para facilitar alguma avaria que ocorra.

Na figura 3.7.3 observa-se, na imagem superior esquerda, o início da linha de pressão que começa na saída da bomba, passando paralelamente à válvula limitadora de pressão e válvula “*by-pass*”, e segue para a tubagem.

Na imagem inferior esquerda, está ilustrado um pequeno troço de tubagem rígida, ao invés de acessórios, que liga as duas válvulas, sendo este um pormenor de construção causado pela falta de um acessório no mercado com comprimento igual ao pretendido. Foi necessário furar a tampa do tanque de forma a passar um acessório para o seu interior.

Na imagem da direita vê-se o troço da pressão completo.

Entre os dois “*tês*”, que fazem ligação entre a linha de pressão e as válvulas há um acessório (pouco perceptível nas imagens) que contém um ponto de picagem de pressão. Essa saída de pressão está voltada para baixo e é ligada diretamente ao manómetro de alta pressão, que se encontra no painel de controlo.

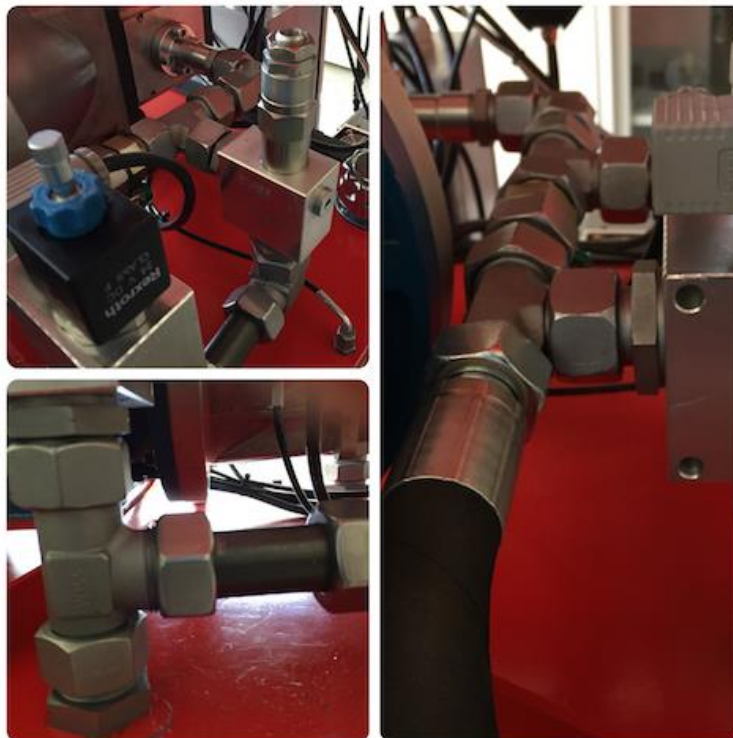


Figura 3.7.3 – Linha de pressão.

Como forma de atenuar a vibração existente depois dos acessórios, colocou-se uma pequena tubagem flexível que liga os mesmos ao engate rápido de saída de pressão. Esta explicação está presente na figura 3.7.4.



Figura 3.7.4 – Tubagem flexível, linha pressão.

A linha de aspiração da bomba foi feita diretamente do tanque.

Após a conclusão da linha de aspiração passou-se para a montagem do troço de retorno composto pela válvula de três vias, um engate rápido e alguns acessórios de ligação.

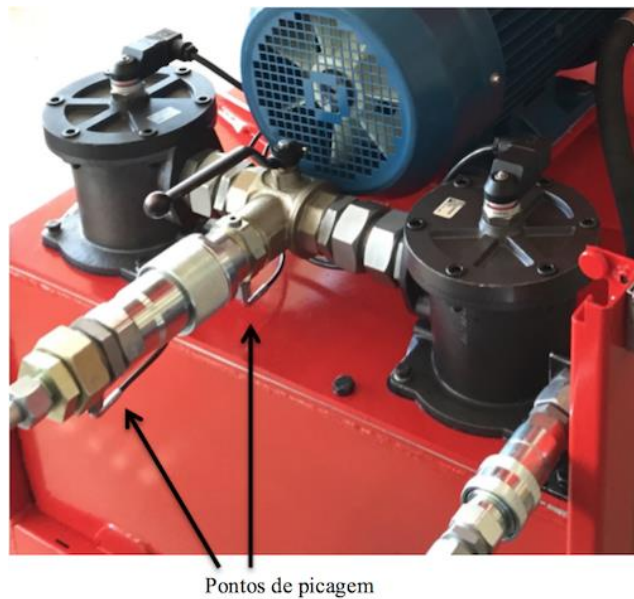


Figura 3.7.5 – Linha de retorno.

No figura 3.7.5, observa-se que há dois pontos de picagem na linha de retorno, aparafusados por debaixo dos acessórios. O primeiro transporta fluido proveniente do circuito até ao contador de partículas enquanto que o segundo é ligado diretamente ao manómetro de baixa pressão.

O amortecedor de gás, presente na figura 3.7.7, foi montado de forma a obter-se uma altura de abertura de cerca de 870 *mm*.



Figura 3.7.7 – Elevador de gás.

Após a conclusão da montagem, e antes de se encher o tanque de óleo, abriu-se o mesmo para se efetuar uma limpeza completa do seu interior, visto que continha diversas aparas provenientes das furações que se executou.

Com a abertura da tampa colocou-se uma junta nova como é visível na figura 3.7.8.



Figura 3.7.8 – Interior do tanque, após limpeza.



Figura 3.7.9 – Unidade concluída.

Na figura 3.7.9, visualiza-se a unidade totalmente construída, assim como o painel de controlo.

Inicialmente foi idealizado a automatização completa da unidade, o que não se pôde realizar devido à incompatibilidade de colocar uma válvula direcional a encaminhar o fluido entre os filtros, devido ao elevado nível de contaminação que nesta iria atravessar.

4 Metodologia de Testes

Neste capítulo são apresentadas as duas metodologias adotadas para testar a unidade de *flushing*, assim como a explicação subjacente a cada. Posteriormente, apresenta-se os dados obtidos.

4.1 Metodologia de teste

De forma a validar-se a unidade construída, utilizaram-se duas análises distintas de forma a se confirmar os cálculos efetuados no capítulo 3, realizando-se diversos testes.

Para a realização dos testes, foi necessária a montagem de um circuito composto por 4 tubagens de aço carbono (St 37,4) onde cada uma tinha as seguintes características: 18 mm de diâmetro externo, 1,5 mm de espessura de parede e 1,5 m de comprimento.

Em 3 das tubagens, foram soldados dois acessórios com ligação fêmea de forma a enroscar os sensores de pressão, distantes entre si por 0,5 m, para a obtenção da pressão. Optou-se pela colocação de apenas uma tomada de pressão na zona central da tubagem restante, por impossibilidade de aquisição dos 2 acessórios.

Na figura 4.1.1, observa-se o esquema do circuito de testes. A cada número corresponde um ponto de medição de pressão e, igualmente, de recolha da temperatura. O restritor também está representado no esquema, assim como um acessório de união que liga as tubagens opostas ao restritor.

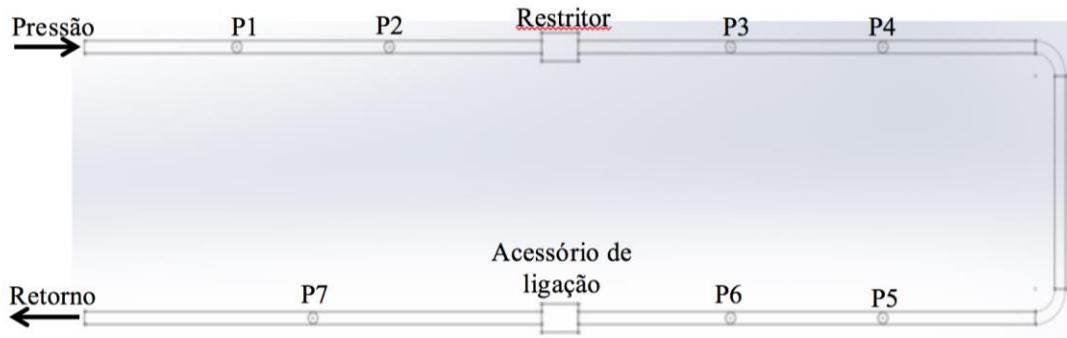


Figura 4.1.1 – Esquema do circuito de testes.



Figura 4.1.2 – Circuito de testes.

Na figura 4.1.2 visualiza-se a instalação completa, onde na imagem superior direita está representada os sensores de pressão nos pontos 1, 2 e 3 necessários para a análise de pressões e temperaturas. Na imagem inferior apresenta-se os sensores nos pontos 5 e 6 que se utilizou para a obtenção de valores de perda de carga na tubagem.

Através da tabela 3.3.1, calcula-se que para a tubagem utilizada, e admitindo um Re em torno dos 10000, o comprimento necessário para se atingir um regime totalmente desenvolvido é de:

$$\frac{L_e}{d} = 20 \Leftrightarrow L_e = 15 \times 20 = 300 \text{ mm}$$

Desta forma garante-se que, desde o primeiro ponto de picagem que se situa a 500 mm, o regime encontra-se totalmente desenvolvido.

Utilizou-se um restritor de caudal na união da primeira com a segunda tubagem de forma a se poder introduzir perdas de pressão no circuito caso fosse necessário, este restritor causa uma perda de pressão no circuito, que varia conforme o caudal do escoamento. [33]

- Análise de pressões e temperaturas

A primeira análise baseia-se na recolha de pressões a fim de se confirmar se estas são constantes ao longo do tempo, indicando um *regime laminar*, ou se adquirem um comportamento pulsado e/ou aleatório representativo do *regime turbulento*. Para tal realizaram-se 9 testes com base nesta análise onde se utilizaram três sensores de pressão que forneciam os dados da pressão continuamente, com uma frequência de amostragem de 2 ms. Os sensores foram mantidos na mesma posição durante os 9 testes de forma a fazer-se uma comparação viável.

Utilizou-se um equipamento de medição de pressões que transferia os dados diretamente para o computador onde são interpretados por um programa do aparelho e posteriormente transformados num documento ".txt". O aparelho que se utilizou é da marca *Hydac*, modelo "HMG 3000" e o seu software é apresentado, através de uma imagem genérica, na figura 4.1.3.



Figura 4.1.3 – Software Hydac 3000.

Durante os ensaios, de forma a simular diversas situações a que a unidade possa vir a estar sujeita, alterou-se duas variáveis:

- A velocidade de rotação do motor elétrico, e por consequência, o caudal e a velocidade do escoamento;

- A temperatura.

Na primeira variável consegue-se ter o seu controlo total através do variador de velocidades descrito no capítulo 3, já na segunda variável, a temperatura durante o ensaio não é constante pois esta está continuamente a variar devido ao atrito existente em toda a instalação.

Como tal, foi necessária a utilização de *termopares do tipo T* para a recolha da temperatura dos ensaios. Este é composto por Cobre/Constantan e abrange uma gama de temperaturas entre $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na figura 4.1.4 observa-se um termopar instalado junto de um ponto de picagem de pressão. [34]



Figura 4.1.4 – *Termopar tipo T*.

A média da temperatura recolhida do gráfico de cada ensaio, é a temperatura utilizada para se obter a viscosidade cinemática através do diagrama da figura 3.4.1.

Tendo em consideração a tubagem utilizada escolheu-se para a primeira variável três velocidades de rotação. Estas estão presentes na tabela 4.1.1 juntamente com a velocidade que o escoamento irá atingir e a frequência a que o motor elétrico tem que funcionar.

Tabela 4.1.1 - Características dos ensaios.

Frequência do motor (Hz)	Velocidade de rotação (rpm)	Velocidade de escoamento (m/s)	Caudal (l/min)
35	1022	6	64
50	1461	8,58	91
68,5	2002	11,75	125

Todos os ensaios tiveram uma duração de 30 segundos, com uma frequência de amostragem de 500 *Hz*, o que levou à recolha de 15000 amostras. Nestas amostragens estão presentes as temperaturas e as pressões.

Utilizou-se o programa de análise de dados *Matlab* para trabalhar os dados que se recolheu e para conceber os gráficos que serão apresentados no decorrer deste subcapítulo.

Nos gráficos de pressão versus tempo, apresentados nos testes, a cor vermelha, representa a pressão medida no ponto 1, a verde a pressão medida no ponto 2 e a azul representa a pressão no ponto 3.

Nos gráficos das temperaturas, a cor roxa exhibe a temperatura medida num termopar colocado no ponto 1 da instalação, a cor amarela representa um termopar colocado no ponto 2 da instalação e a cor preta corresponde a temperatura de um termopar no ponto 7 da instalação.

As cores representativas de pressões e temperaturas são as mesmas em todos os testes que se apresente de seguida. Os locais de retirada de pressão e de temperatura, também, mantém-se inalterados durante a realização dos 9 testes.

Na apresentação dos testes não será divulgado os valores de pressões e temperaturas médias, pois estes serão compilados no final por meio de uma tabela no subcapítulo 4.2.

○ Teste 1

Neste primeiro teste foi utilizada uma frequência de 35 *Hz* no motor elétrico e a temperatura do ensaio foi programada para ser em torno dos 30 °C.

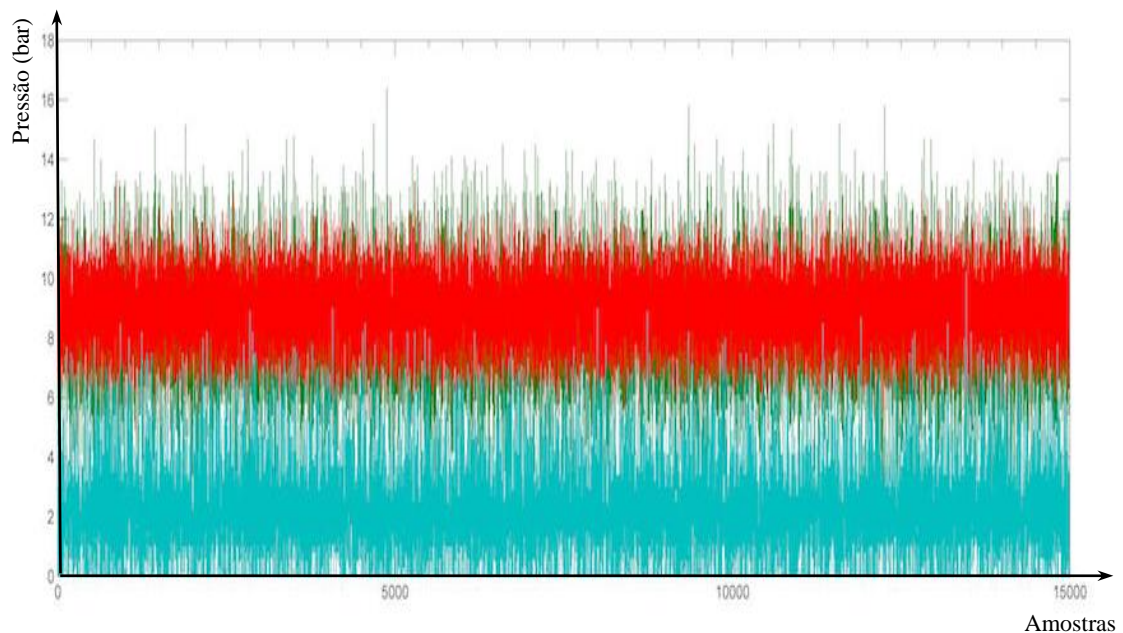


Figura 4.1.5 – Gráfico pressão-tempo para o teste 1.

Através da figura acima apresentada visualiza-se que as pressões no ponto 1 e no ponto 2 são muito idênticas não sendo, de todo, possível determinar visualmente qual das duas, em média, é superior. A pressão do ponto 3 é inferior às restantes como era previsto.

Conclui-se pelo gráfico da figura 4.1.5, que as pressões nos 3 pontos de picagem variam de uma forma descoordenada e, numa primeira análise, de forma aleatória ao longo do ensaio. Por esta razão analisaram-se, pormenorizadamente, os resultados procurando algum padrão que se possa repetir ao longo do ensaio.

Através da figura 4.1.6, observa-se que as nesta análise não se encontra nenhum padrão que predomine, à semelhança do que ocorre na figura 4.1.5. Ao analisar-se esta gama de 20 amostras, constata-se que a curva representativa da pressão 1 interseta a curva da pressão 2 por 11 vezes.

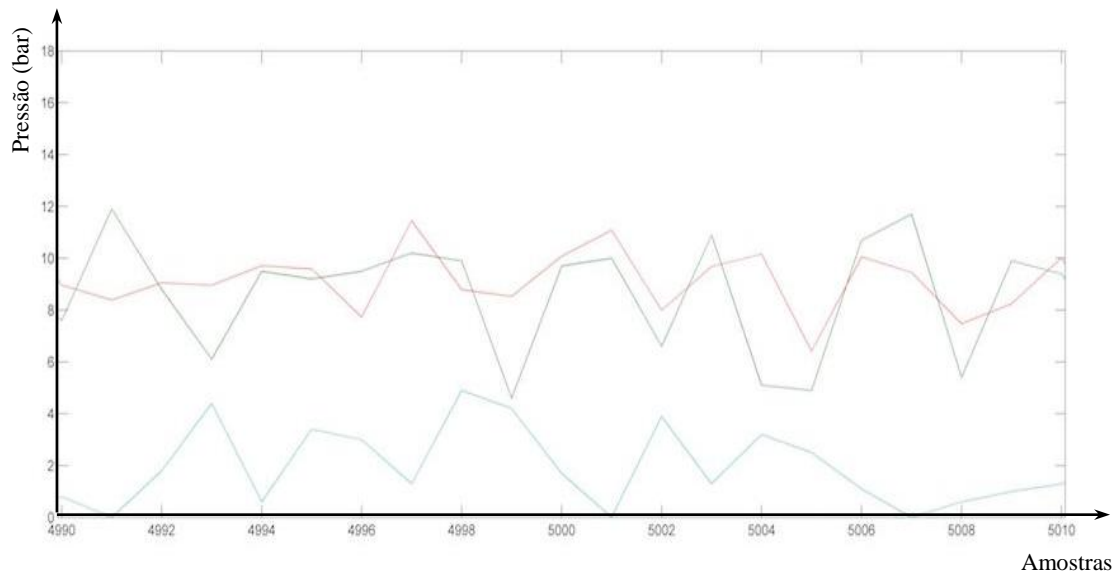


Figura 4.1.6 – Zoom entre as amostras 4990 e 5010.

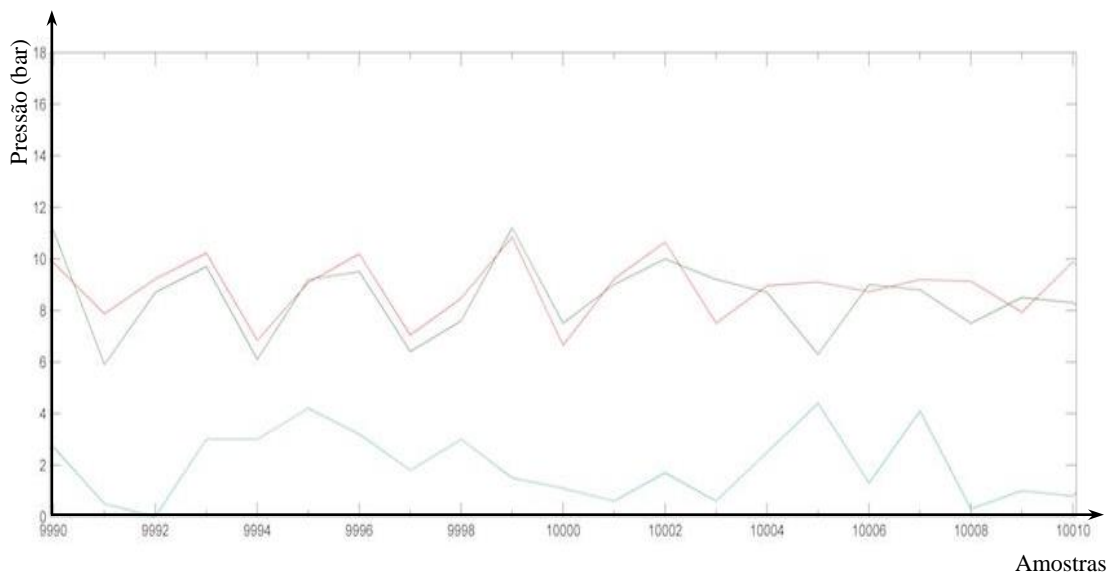


Figura 4.1.7 – Zoom entre as amostras 9990 e 10010.

Através da imagem 4.1.7 visualiza-se, novamente, que não existe correlação entre as pressões ao longo do teste. Ao observar-se a gama de valores entre a amostra 9990 e 10003, nas linhas a vermelho e verde, constata-se que as duas curvas têm uma evolução idêntica, isto é, quando uma pressão diminui a outra idênticamente diminui, apesar de ser com intensidades distintas levando mesmo a que as curvas se intersetem por 5 vezes neste intervalo. A partir da amostra 10003 e até ao 10010, as pressões adotam evoluções díspares, quando uma aumenta a outra diminui.

A linha a azul, não se relaciona com nenhuma das outras como se pode observar nas figuras 4.1.6 e 4.1.7. O seu valor é sempre inferior ao recolhido nas duas outras picagens, este facto era esperado devido à inclusão do restritor, como explicado no início do capítulo.

Na figura que se segue são apresentadas as variações das temperaturas ao longo do teste.

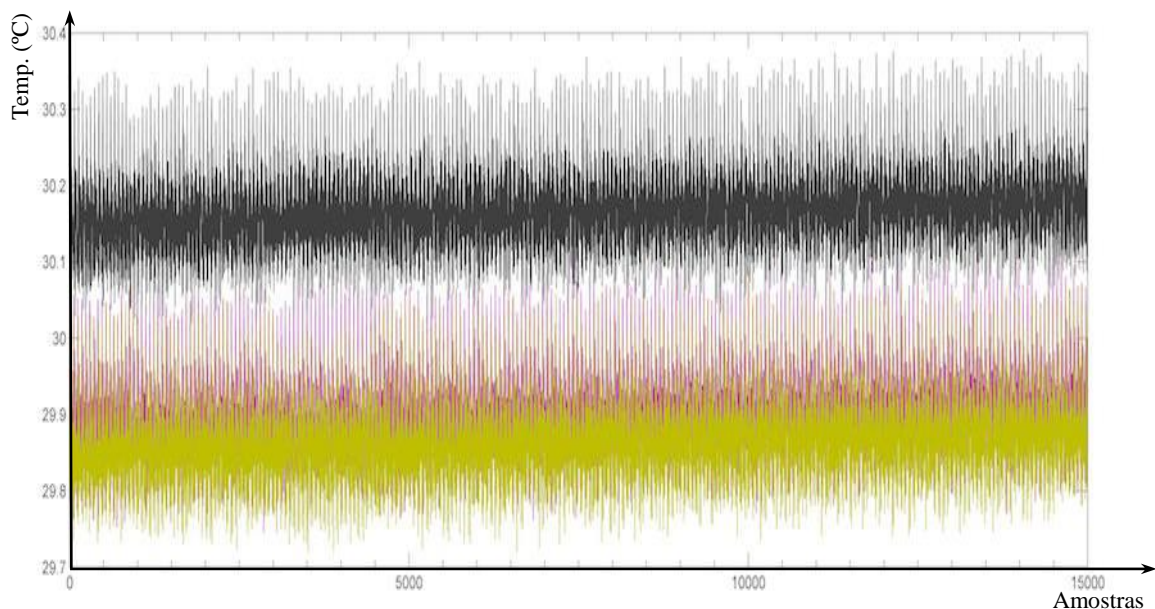


Figura 4.1.8 – Gráfico temperatura-tempo para o teste 1.

Consegue-se distinguir, igualmente, que houve uma pequena descida da temperatura entre o ponto 1 e o ponto 2, no entanto a temperatura do ponto 7 é mais elevada que as restantes.

○ Teste 2

No segundo teste foi utilizada uma frequência de 50 *Hz* e uma temperatura de ensaio por volta dos 30 °C.

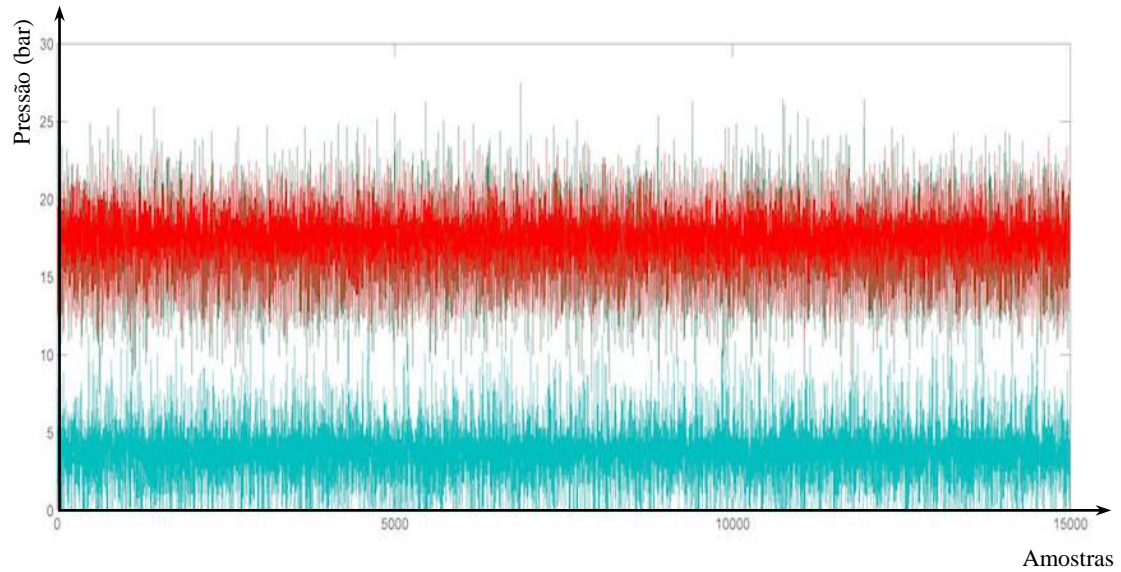


Figura 4.1.9 – Gráfico pressão-tempo para o teste 2.

Observa-se na figura 4.1.9 que neste teste, as pressões dos primeiros dois pontos, foram muito próximas, de tal forma que a pressão do ponto 2, verde, está quase sempre sobreposta pela pressão do ponto 1, vermelha. Além do mais constata-se que as pressões médias aumentaram em relação ao primeiro teste.

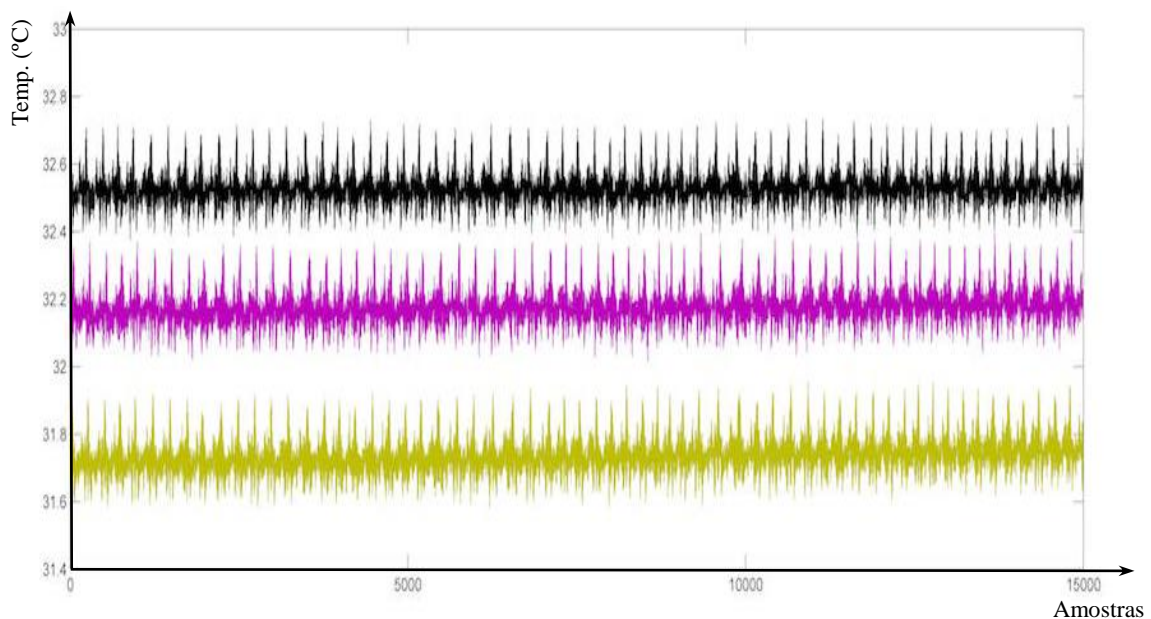


Figura 4.1.10 - Gráfico temperatura-tempo para o teste 2.

Estranhamente neste segundo teste houve um decréscimo considerável, em comparação ao primeiro teste, entre a primeira e a segunda temperatura. A temperatura do ponto 7 é a superior.

Outra conclusão que se pode retirar é que as três temperaturas aumentaram, em média, em relação ao primeiro teste. Este facto surge pois o segundo teste ocorreu após a

realização do primeiro, ou seja, com a utilização contínua da unidade de *flushing* a temperatura tende a aumentar.

- Teste 3

Neste terceiro teste, utilizou-se uma frequência de 68,5 Hz e tentou-se manter a temperatura do ensaio pelos 30 °C.

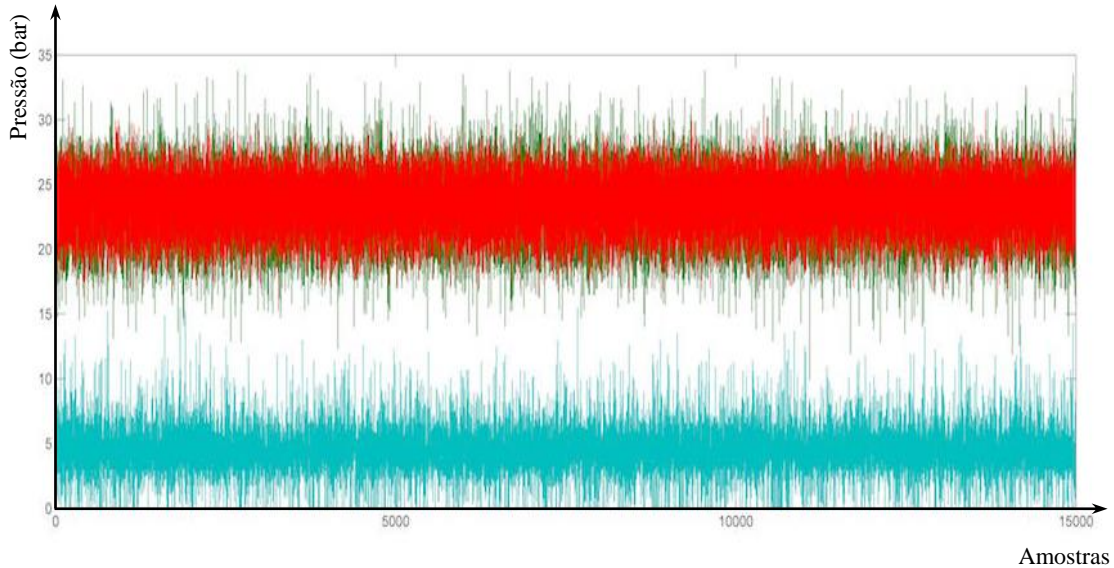


Figura 4.1.11 – Gráfico pressão-tempo para o teste 3.

A figura 4.1.11 demonstra as pressões obtidas durante a realização do teste. No seguimento dos anteriores testes, as primeiras duas pressões médias são próximas, enquanto que a terceira continua inferior. Observa-se ainda que a diferença entre as duas primeiras pressões e a terceira é um pouco superior ao segundo teste, aumentando esta diferença se se comparar com o primeiro teste. Esta ocorrência surge devido às características do restritor, que com o aumento do caudal incute no circuito uma perda de carga uniformemente crescente.

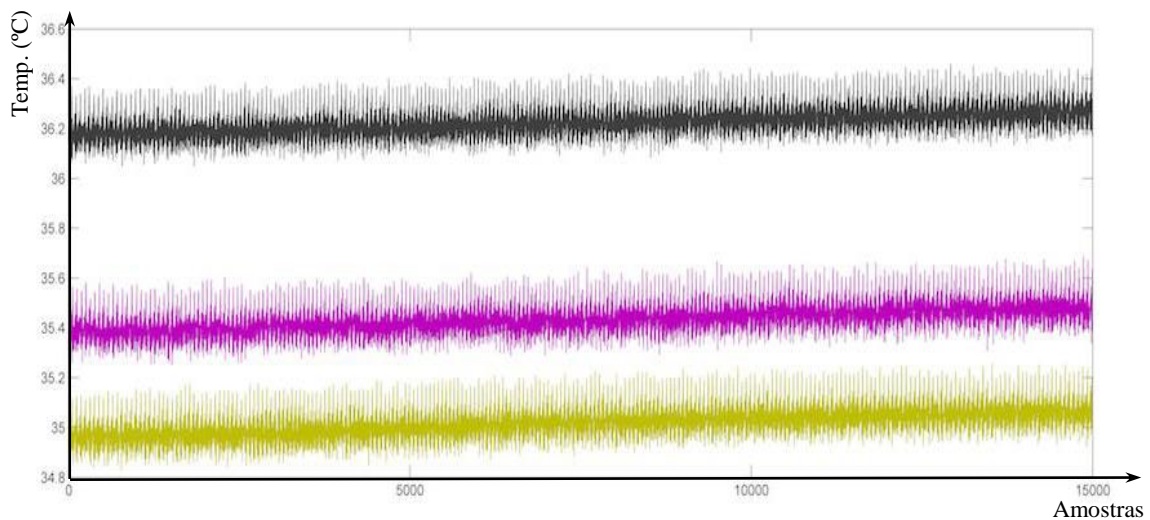


Figura 4.1.12 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 3.

Neste teste não se conseguiu manter as temperaturas em torno dos 30 °C. Como está presente na figura 4.1.12, houve um decréscimo entre as primeiras duas temperaturas e, novamente, um aumento significativo para a última picagem.

- Teste 4

Para o quarto teste voltou-se à frequência de 30 Hz, mas aumentou-se a temperatura do ensaio para valores em torno dos 40 °C.

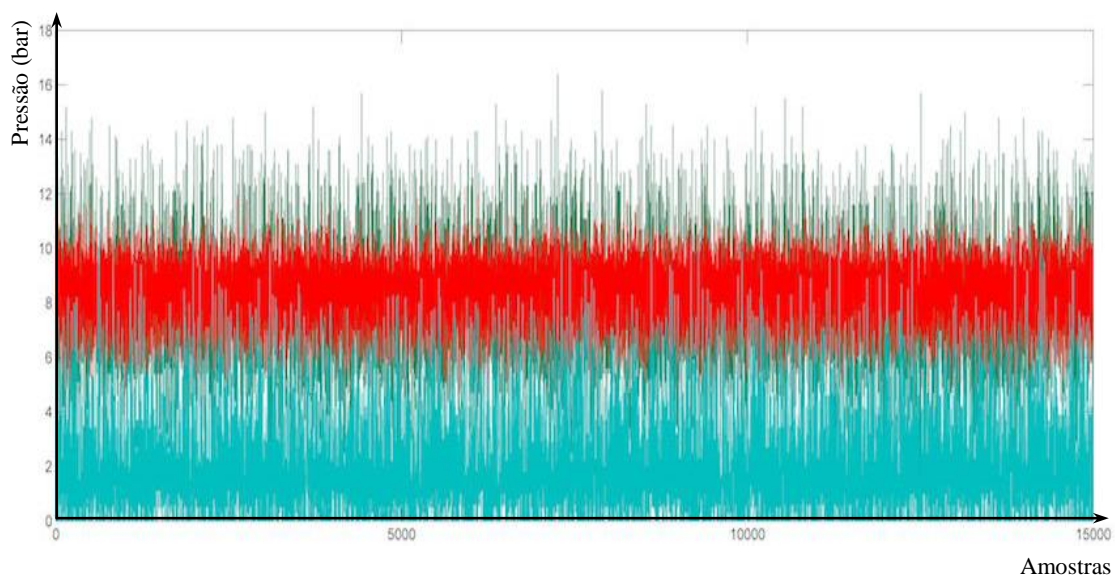


Figura 4.1.13 – Gráfico pressão-tempo para o teste 4.

Neste teste, os valores das pressões voltam a decrescer devido à diminuição do caudal. Não se consegue detetar grandes diferenças entre o teste 1 e o teste 4. As diferenças entre estes dois testes só poderão ser analisadas com o auxílio de programas de análise de dados.

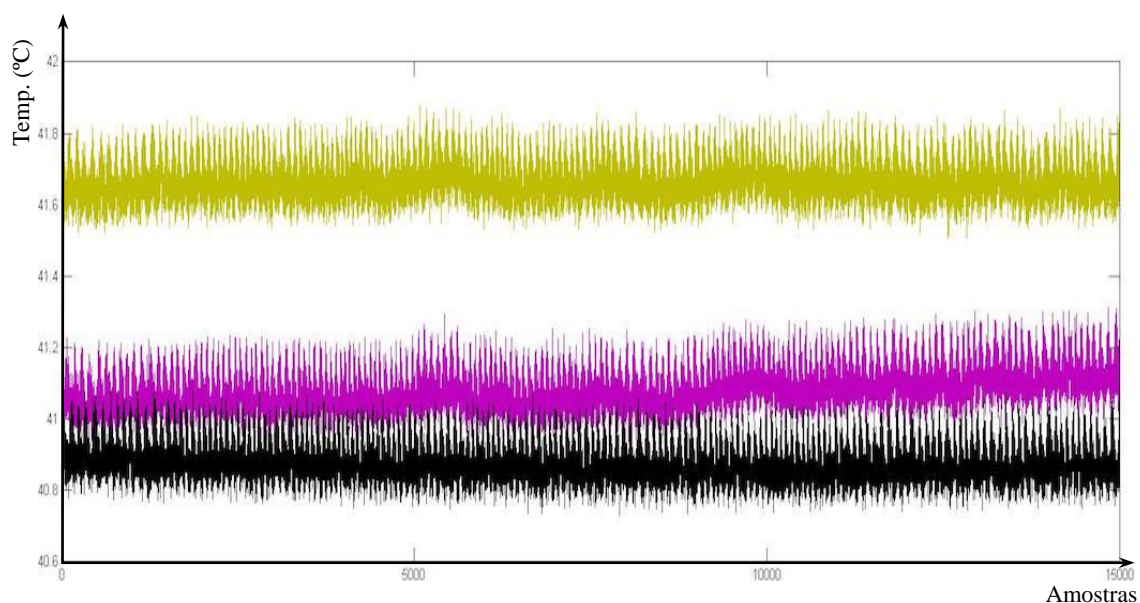


Figura 4.1.14 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 4.

Na realização do teste 4 alterou-se o termopar que se encontrava na posição 7 com o que se encontrava na posição 2. O que se pôde observar foi que a temperatura retirada no ponto 2, que até ao momento foi sempre inferior à do ponto 1, passou a ser consideravelmente superior. Em sentido contrário, a temperatura do ponto 7 que, até ao momento tinha sido sempre a mais elevada, passou a ser a menor.

○ Teste 5

No quinto teste, usou-se uma frequência de 50 Hz mantendo-se o objetivo de manter a temperatura nos 40 °C.

Como mencionado no teste 4, pela análise do gráfico ilustrado na figura 4.1.15, não se encontra diferenças numa primeira instância em comparação ao teste 2. Apesar desta observação, no subcapítulo 4.2 apresentar-se-á mais detalhadamente os valores retirados destes gráficos.

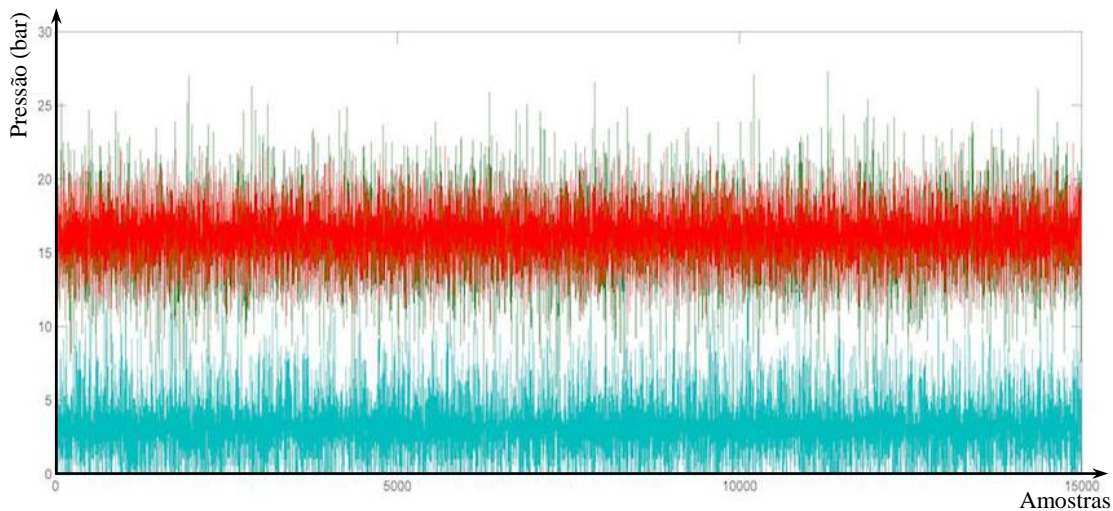


Figura 4.1.15 – Gráfico pressão-tempo para o teste 5.

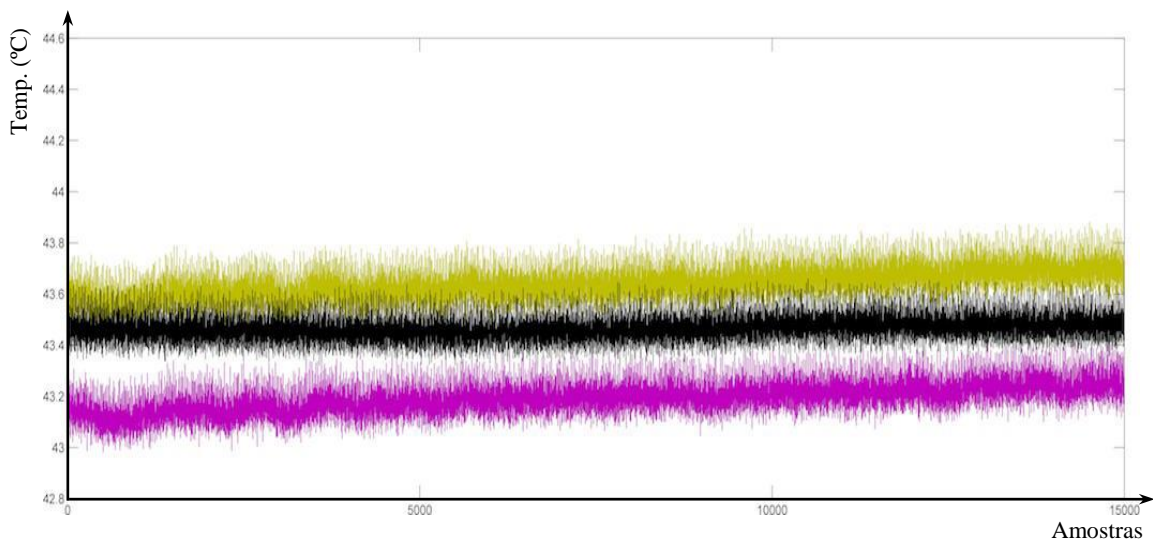


Figura 4.1.16 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 5.

À semelhança do teste 5, a temperatura mais elevada é a referente ao ponto 2 mas neste caso a temperatura do ponto 7 é a que se segue, sendo superior à do ponto 1.

○ Teste 6

Neste sexto teste aumentou-se a frequência para 68,5 Hz e tentou-se manter a temperatura pelos 40 °C, apesar deste valor não corresponder completamente pois iniciou-se o teste imediatamente ao anterior cujo valor estaria, em média, um pouco superior a 43 °C.

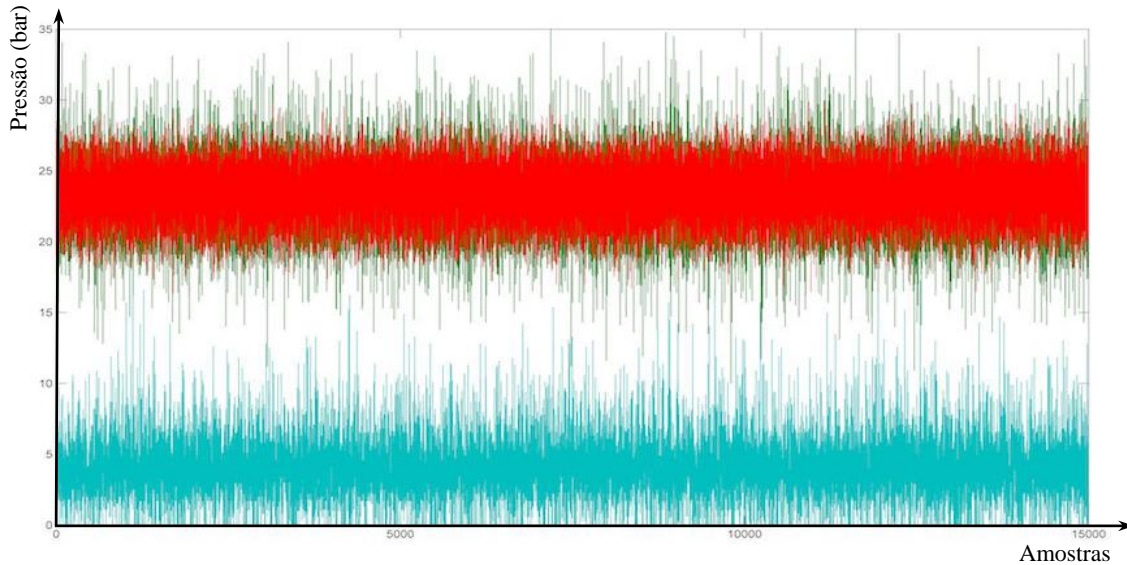


Figura 4.1.17 – Gráfico pressão-tempo para o teste 6.

A análise do gráfico ilustrado na figura 4.1.17 é, em tudo, idêntica à efetuada no teste

5.

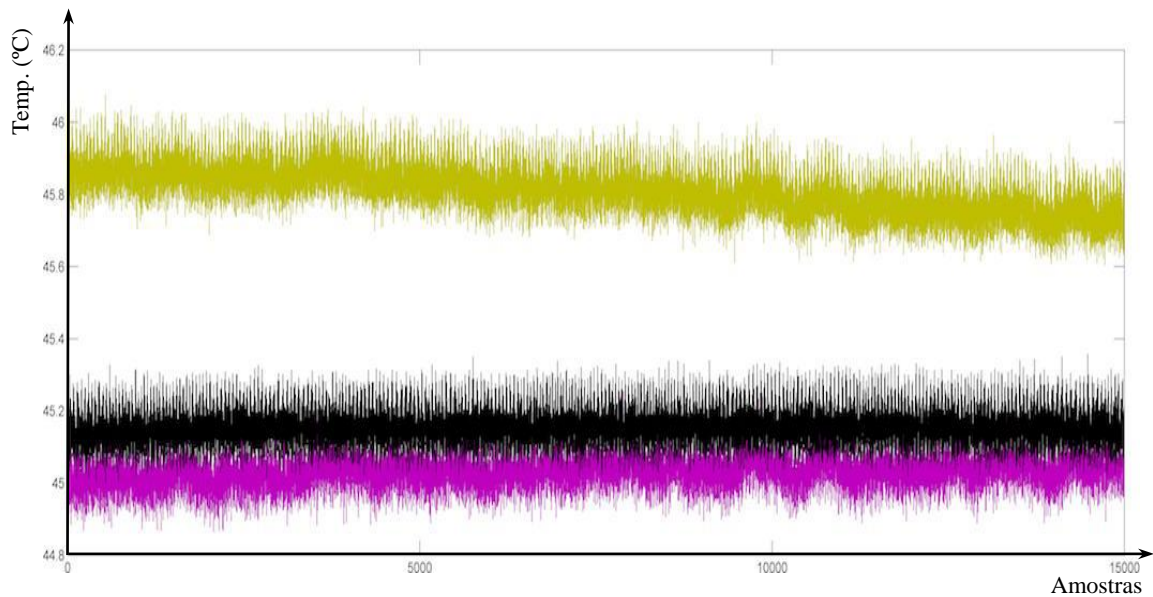


Figura 4.1.18 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 6.

A evolução das temperaturas, segue o comportamento apresentado durante o teste 5. Realça-se a grande diferença entre a temperatura registada pelo termopar colocado no ponto 2 e os restantes.

Com a quantidade de testes já realizados, começa-se a ponderar que exista algum erro no termopar presente no ponto 2. A análise e a conclusão sobre este termopar será apresentada no subcapítulo 4.2.

- Teste 7

Baixou-se, de novo, a frequência para 30 Hz e aumentou-se a temperatura do ensaio para 50 °C, assim obteve-se os seguintes resultados.

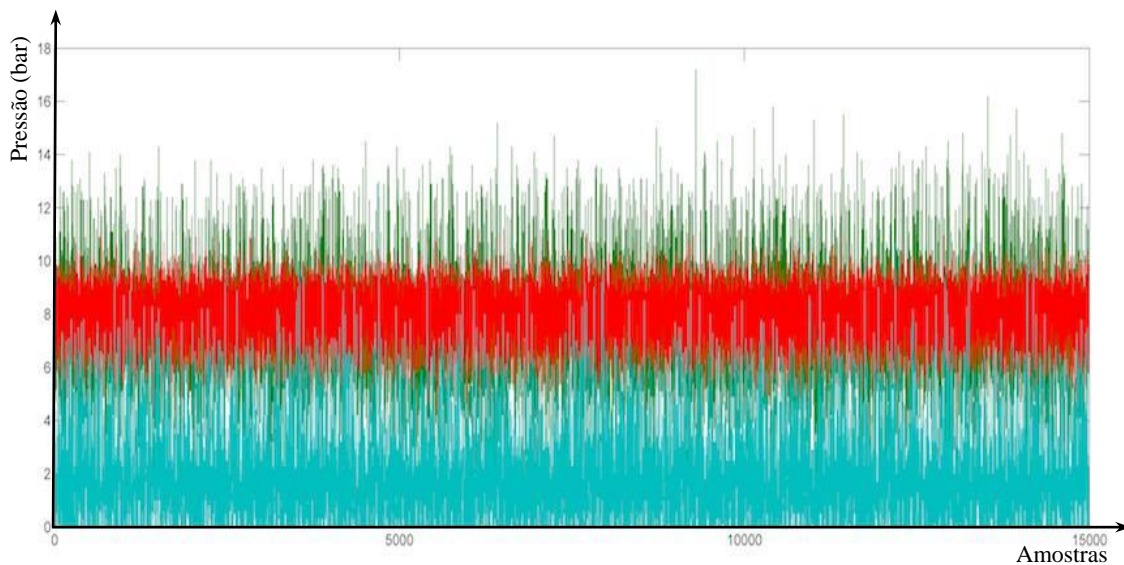


Figura 4.1.19 – Gráfico pressão-tempo para o teste 7.

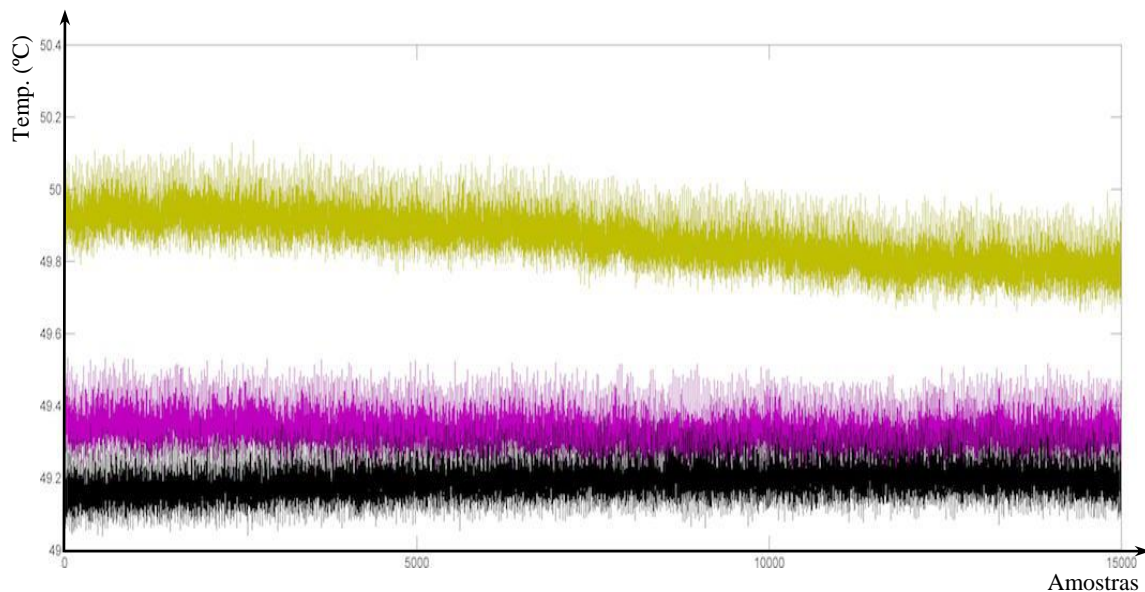


Figura 4.1.20 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 7.

Em comparação com o teste 1 e o teste 4, realizados com a mesma frequência, apercebemo-nos que, apesar dos gráficos serem muito análogos, a pressão média dos sensores do ponto 1 e 2 tendem a diminuir com o aumento da temperatura.

A análise que se retira deste gráfico é semelhante à formada no teste anterior, com exceção que a temperatura do ponto 7 é inferior à do ponto 1, o que não ocorreu no último ensaio.

○ Teste 8

Para o oitavo teste manteve-se uma frequência de 50 Hz no motor elétrico a uma temperatura em torno dos 50 °C.

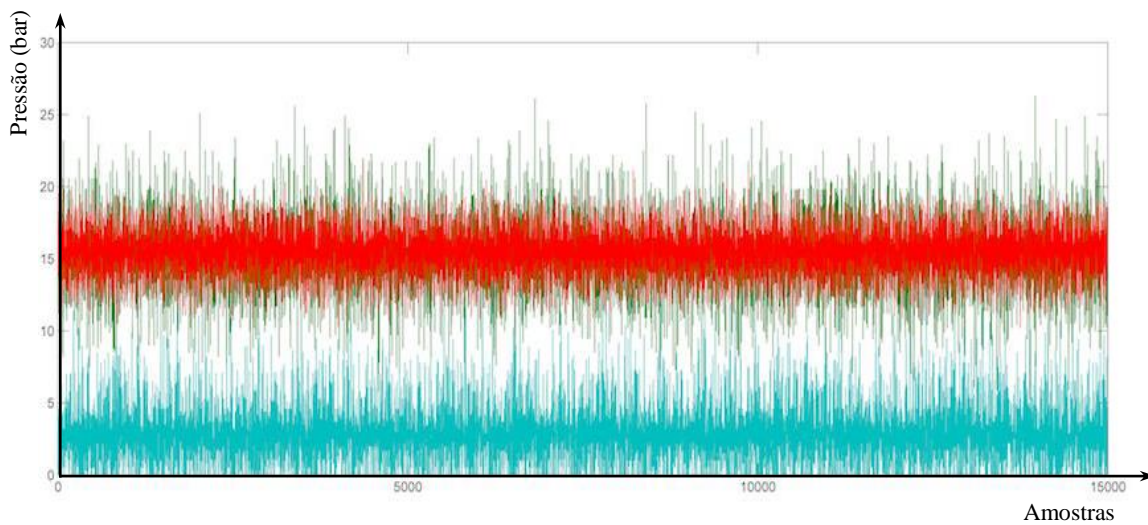


Figura 4.1.21 – Gráfico pressão-tempo para o teste 8.

Através da figura 4.1.21, observa-se a evolução das pressões decorrentes do teste 8.

Sem exceção, desde o primeiro teste, temo-nos deparado com gráficos de pressões pulsadas, ilustrando regimes turbulentos.

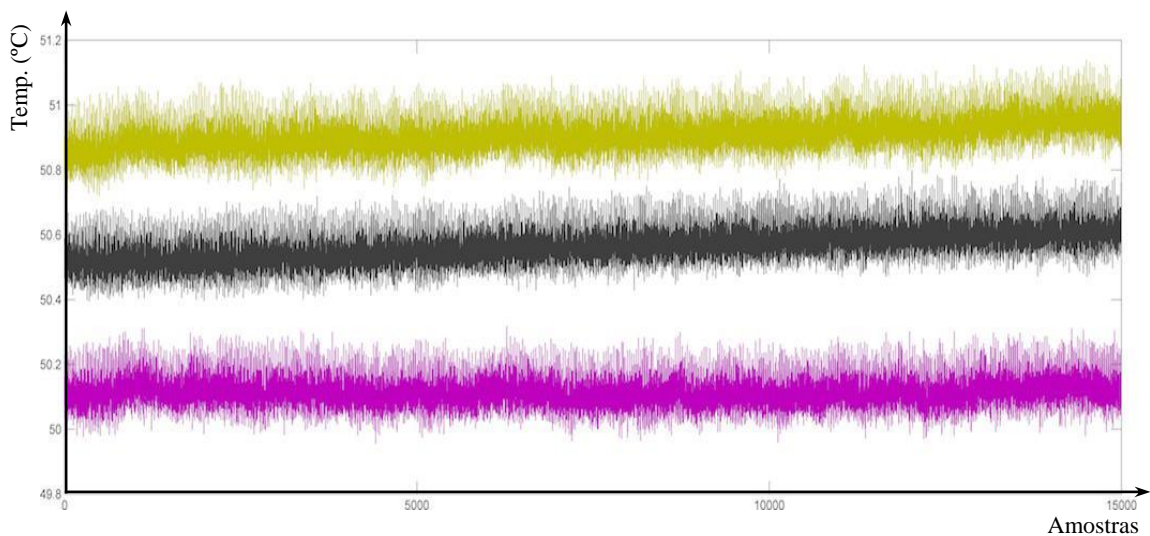


Figura 4.1.22 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 8.

Neste teste a temperatura do ponto 7 afastou-se da temperatura do ponto 1. O ponto 2 continua a ser o mais elevado, desde a mudança do termopar no teste 4.

Como forma de confirmar se o erro está no termopar no próximo ensaio voltaremos a trocar o termopar que está no ponto 7 com o termopar do ponto 2.

○ Teste 9

Por fim no teste 9 foi utilizada uma frequência de 68,5 Hz e a temperatura por volta dos 50 °C.

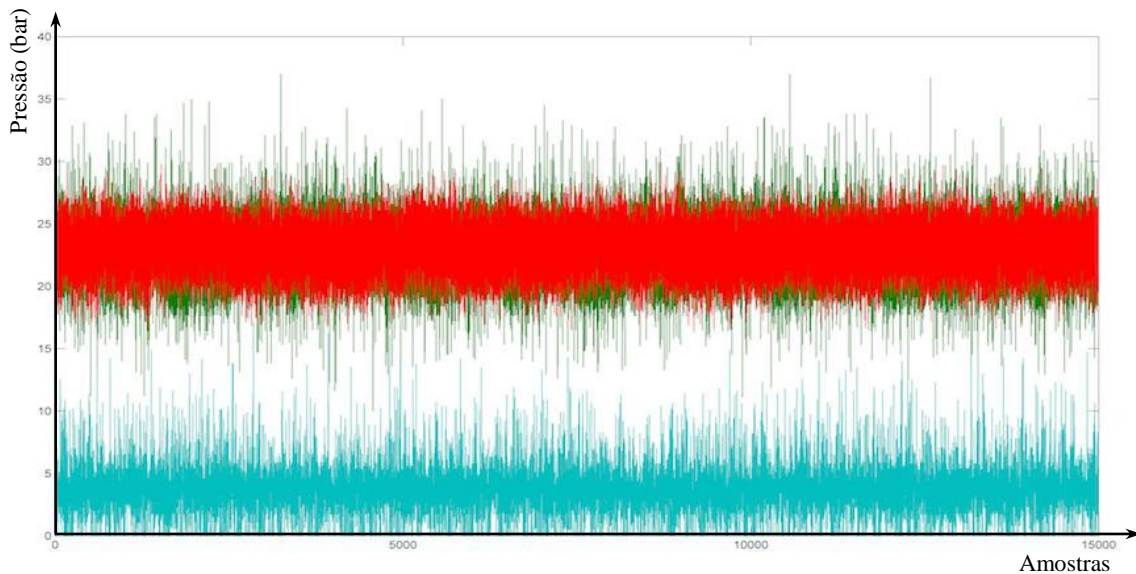


Figura 4.1.23 – Gráfico pressão-tempo para o teste 9.

Com o aumento do caudal, subiu a pressão acompanhando o desenvolvimento encontrado nos testes 3 e 6.

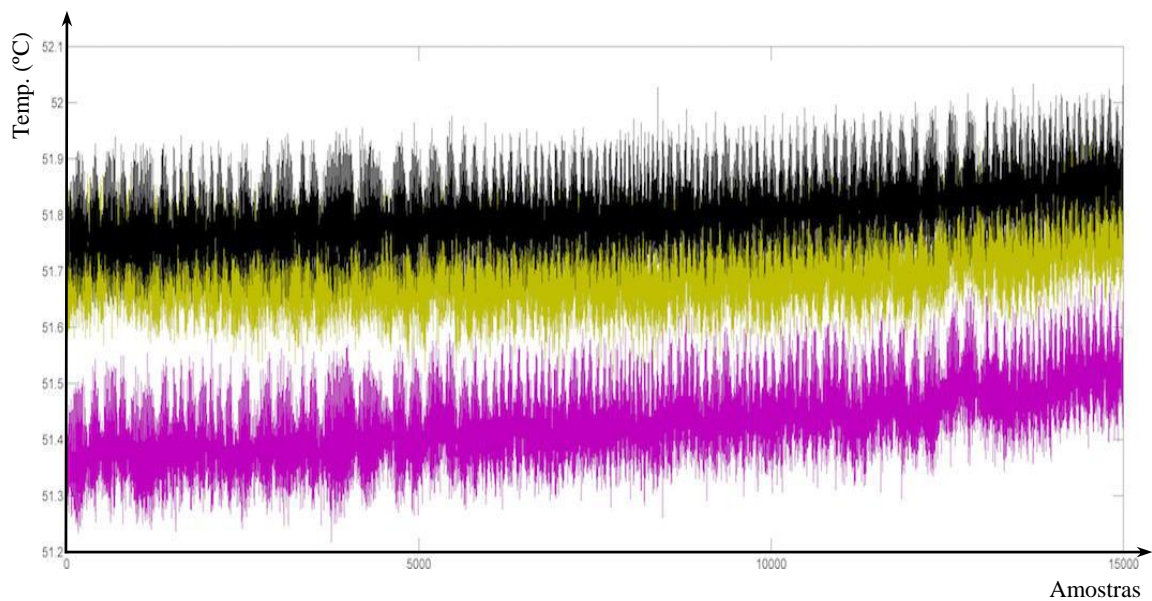


Figura 4.1.24 – Gráfico pressão-temperatura para o teste 9.

Curiosamente o termopar presente no ponto 7 voltou a ser o mais elevado, apesar da temperatura do termopar colocado no ponto 2 não se encontrar muito distante.

Observa-se uma maior instabilidade nos valores, causada pelas temperaturas serem mais elevadas que nos testes anteriores. Visualiza-se, igualmente, que durante o tempo do teste as temperaturas aumentaram de forma contínua, esta conclusão é retirada através da inclinação presente em todas as curvas de temperaturas presentes neste teste.

- Análise de dilatação das tubagens

A segunda análise, consiste na medição da variação da secção da tubagem entre os pontos de picagem nº 1 e nº 2. Ao variar a pressão, altera-se a dimensão da secção e é possível calcular as diferenças de velocidade linear do escoamento, porque o caudal se mantém constante. Assim, o regime do escoamento é também alterado.

Como tal, utilizaram-se quatro extensómetros ligados em Ponte de *Wheatstone*, sendo que os dois ativos estavam soldados à tubagem de teste, enquanto que os outros dois passivos estavam soldados a uma outra tubagem. Esta última tem as mesmas características da primeira, embora não haja escoamento interno, portanto os extensómetros estão em repouso (denominado por “*dummy*”). Pode ser visualizado nas figuras 4.1.25 e 4.1.26 a ilustração e a montagem, respetivamente, do que foi descrito no texto acima.

Para a recolha das variações de secção foi desenvolvido uma interface gráfica recorrendo ao programa *LabView*. Na imagem 4.1.27 vê-se em pormenor a soldadura de dois dos quatro extensómetros.

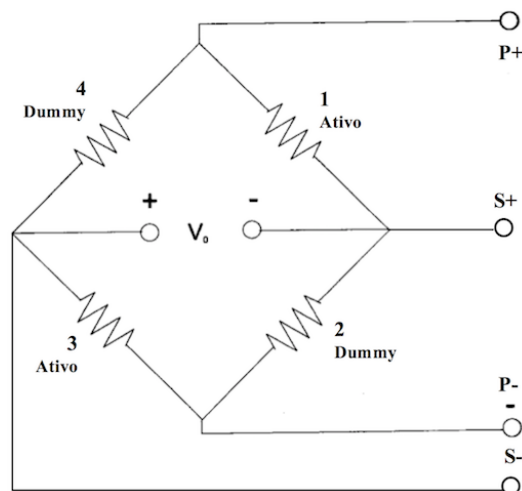


Figura 4.1.25 – Ponte de Wheatstone utilizada.

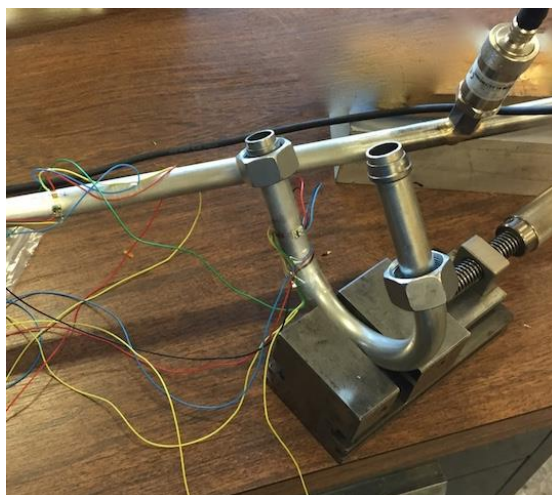


Figura 4.1.26 – Montagem da segunda análise.

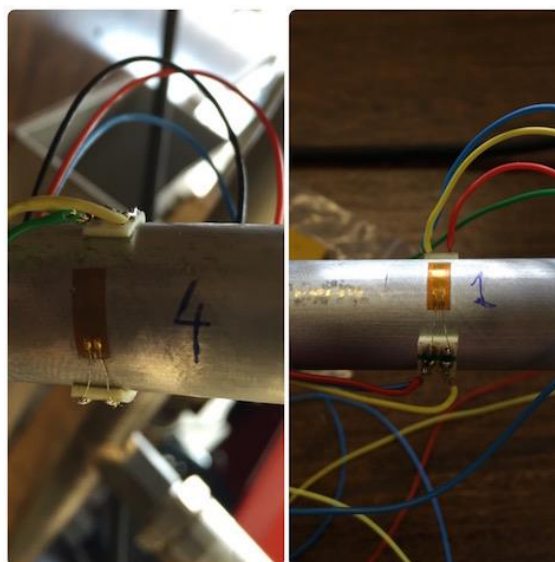


Figura 4.1.27 – Extensómetro 4 e 1.

Realizaram-se quatro ensaios onde se foi alterando a velocidade de rotação do motor, nos primeiros três de forma análoga à análise de pressões e temperaturas, e no quarto ensaio aumentou-se a pressão do sistema mantendo uma velocidade constante, por meio do restritor.

Os gráficos de pressão apresentam uma recolha total de 30 s com uma frequência de amostragem de 500 Hz, enquanto que os gráficos da variação de secção apresentam tanto o instante imediatamente antes do fluido entrar na instalação como os 30 s posteriores, momento este em que são retirados os valores de pressão.

Os ensaios realizados a partir deste momento foram executados com dois sensores de pressão, enquanto que na análise de pressões e temperaturas foram usados três. Este facto surgiu devido à impossibilidade de se recorrer ao terceiro sensor, pois este havia sido requerido pela empresa no momento das leituras.

Os sensores de pressão foram mantidos nos mesmos pontos de picagem, 1 e 2, durante os quatro ensaios. Nos gráficos de pressão-tempo a cor azul representa o sensor do ponto 1 e a cor verde corresponde ao sensor do ponto 2.

Os resultados provenientes dos ensaios serão apresentados no subcapítulo 4.2 com o auxílio de tabelas, assim como comentários aos mesmos.

○ Ensaio 1

Neste primeiro ensaio utilizou-se uma frequência de 35 Hz.

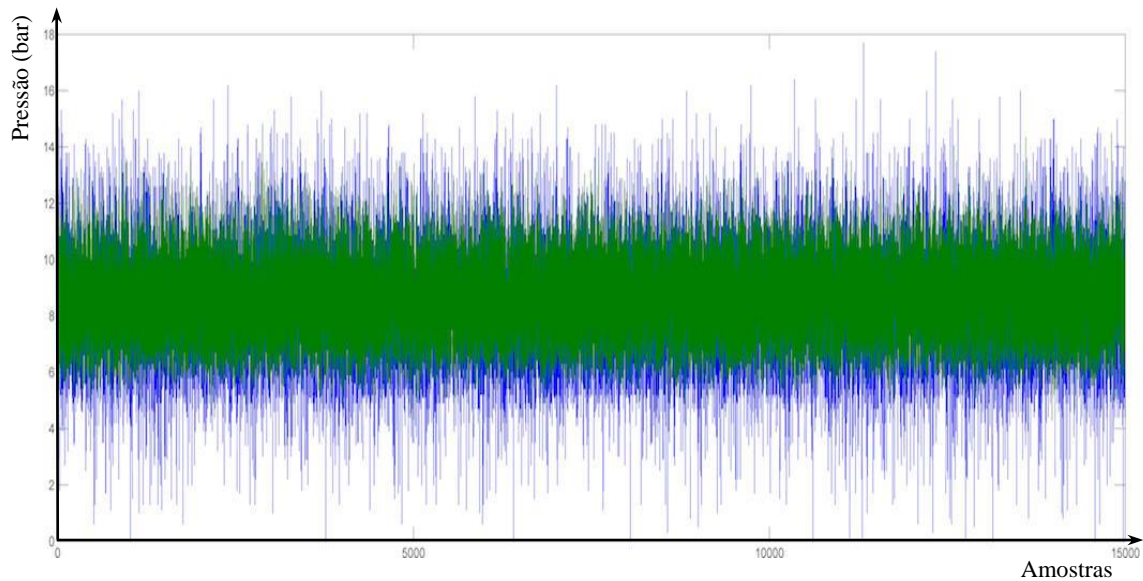


Figura 4.1.28 – Gráfico pressão-tempo do ensaio 1.

Ao analisar-se o gráfico da figura 4.1.28 constata-se que é muito idêntico ao gráfico da figura 4.1.5. Esta situação já era prevista porque as variáveis dos dois testes foram iguais.

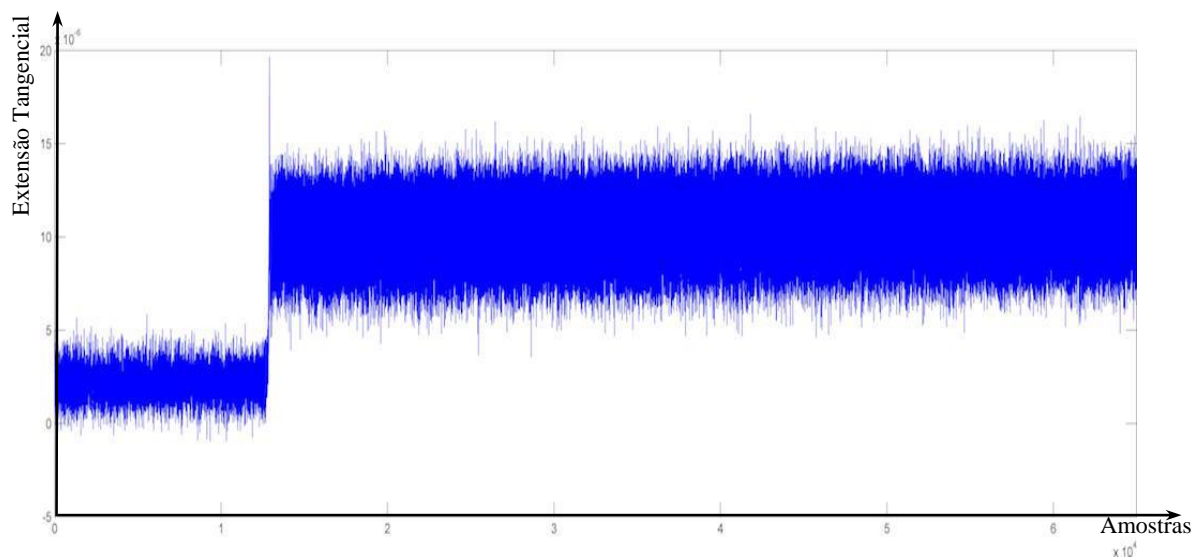


Figura 4.1.29 – Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 1.

Ao analisar-se este primeiro gráfico verifica-se que entre a amostra 10000 e 20000 foi introduzido o escoamento. Numa análise visual observa-se que a variação da secção tem um valor médio em torno de 12×10^{-6} , sendo este um valor reduzido.

○ Ensaio 2

O segundo ensaio foi realizado com uma frequência de 50 Hz. Através da figura 4.1.30 observa-se que as pressões no ponto 1 e no ponto 2 são muito idênticas como se tinha constatado no teste 4.

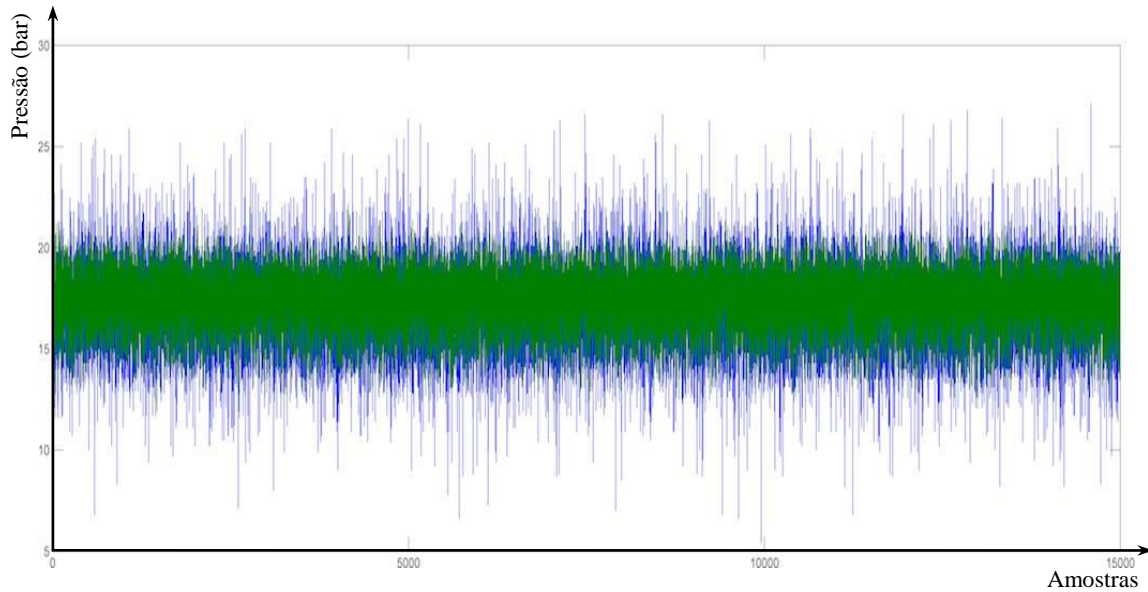


Figura 4.1.30 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 2.

O gráfico da figura 4.1.31 evolui de forma idêntica ao da figura 4.1.29, no entanto o seu valor médio, analisado visualmente, é mais elevado.

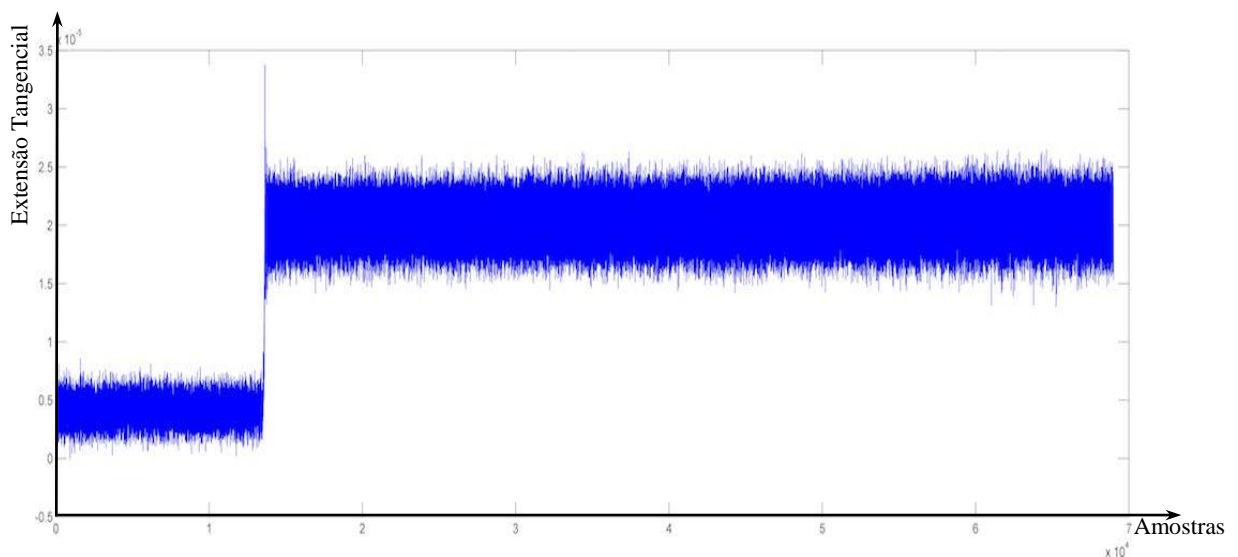


Figura 4.1.31 - Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 2.

○ Ensaio 3

No terceiro ensaio utilizou-se uma frequência de rotação de 68,5 Hz. Como tal, obteve-se uns valores de pressão análogos aos alcançados nos testes de pressões e temperaturas com a mesma frequência de rotação.

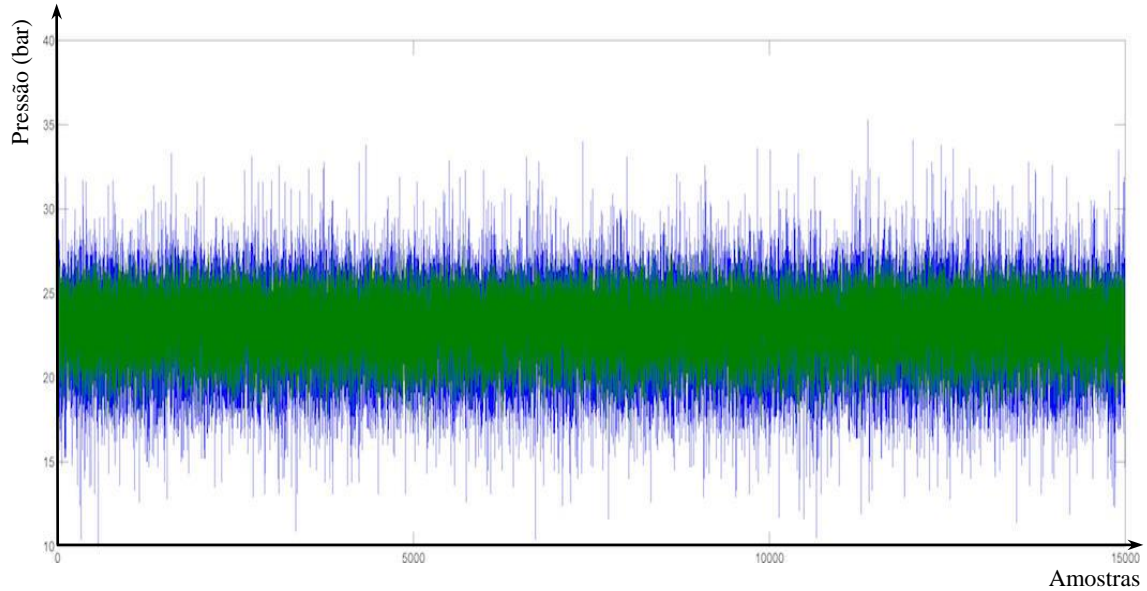


Figura 4.1.32 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 3.

O gráfico da figura 4.1.33, exhibe um comportamento como o recolhido até ao momento na aquisição da variação de secção.

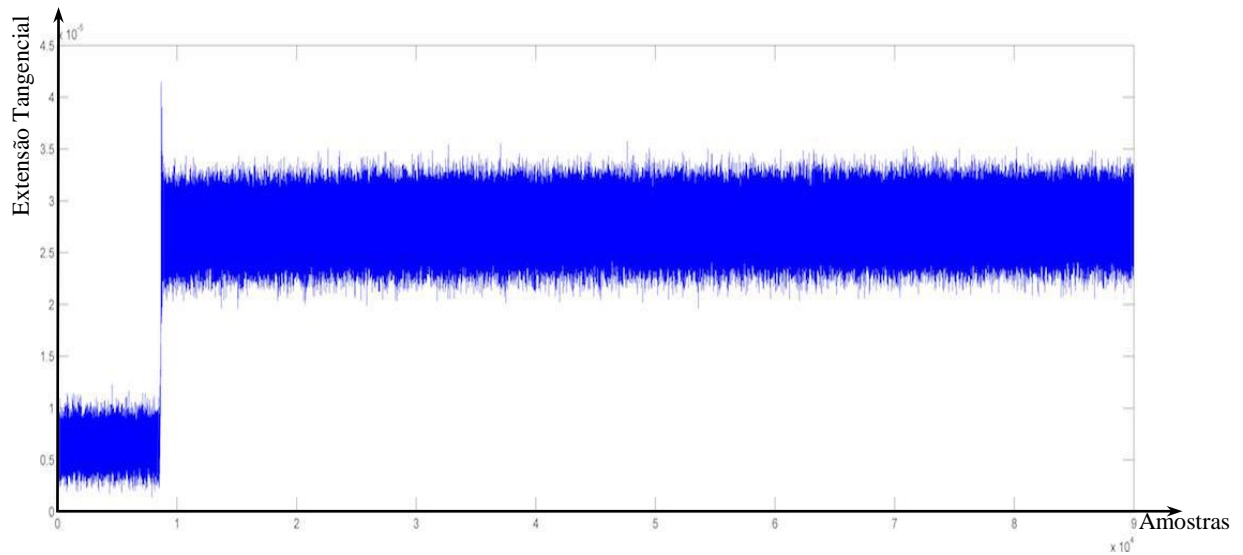


Figura 4.1.33 - Gráfico variação de secção-tempo do ensaio 3.

○ Ensaio 4

Este último ensaio, foi realizado a uma frequência de 68,5 Hz, diferenciando-se do ensaio número três por se ter aplicado uma pressão de cerca de 32,5 bar através do restritor. Com esta regulação do restritor obteve-se o gráfico da figura 4.1.34.

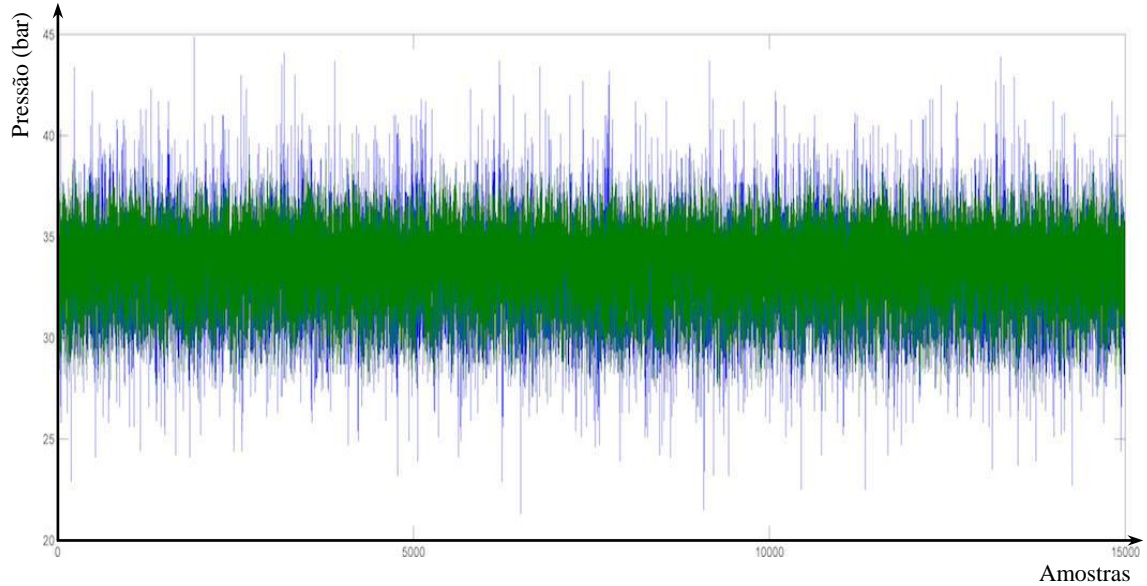


Figura 4.1.34 - Gráfico pressão-tempo do ensaio 4.

A figura 4.1.35 mostra uma variação de secção superior às restantes obtidas, no entanto essa variação continua a incidir em valores pequenos.

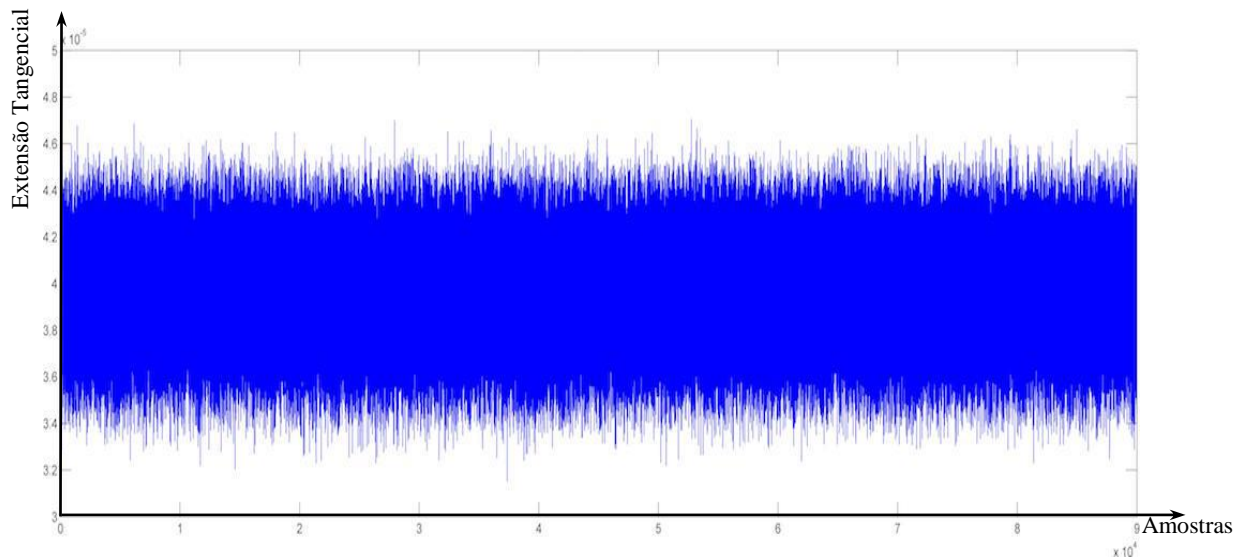


Figura 4.1.35 – Gráfico variação da secção-tempo do ensaio 4.

- Testes suplementares

Além das duas análises, que buscam a confirmação da existência de um escoamento em regime turbulento na instalação, realizou-se mais cinco testes repartidos em dois propósitos:

- ✓ No primeiro a monitorização da perda de carga inculida pela curva, existente entre o ponto 4 e o ponto 5 da instalação, na qual testou-se para as três frequências de rotação utilizadas anteriormente. Nos gráficos apresentados para este fim a cor castanha representa a pressão no ponto 4 e a cor azul o ponto 5.
 - ✓ O segundo propósito passa pela recolha das pressões nos últimos dois pontos de picagem da instalação, ponto 6 e ponto 7 respetivamente. Neste caso testou-se apenas para uma frequência de 35 Hz e 68,5 Hz. Para os gráficos que se apresentará, a cor azul corresponde à pressão p6 enquanto que a verde corresponde à p7.
- Perda de carga na curva 35 Hz

Neste teste, realizado a 35 Hz, observa-se a partir do gráfico que a pressão do ponto 4 é superior à do ponto 5 ilustrando, deste modo, a perda de pressão existente na curva.

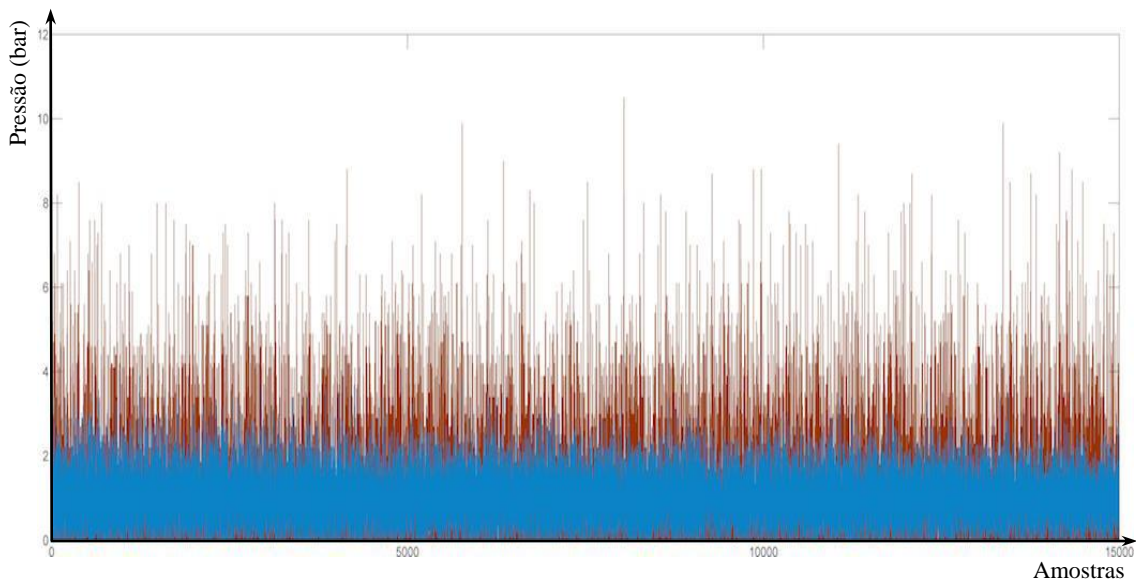


Figura 4.1.36 – Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 1.

- Perda de carga na curva 50 Hz

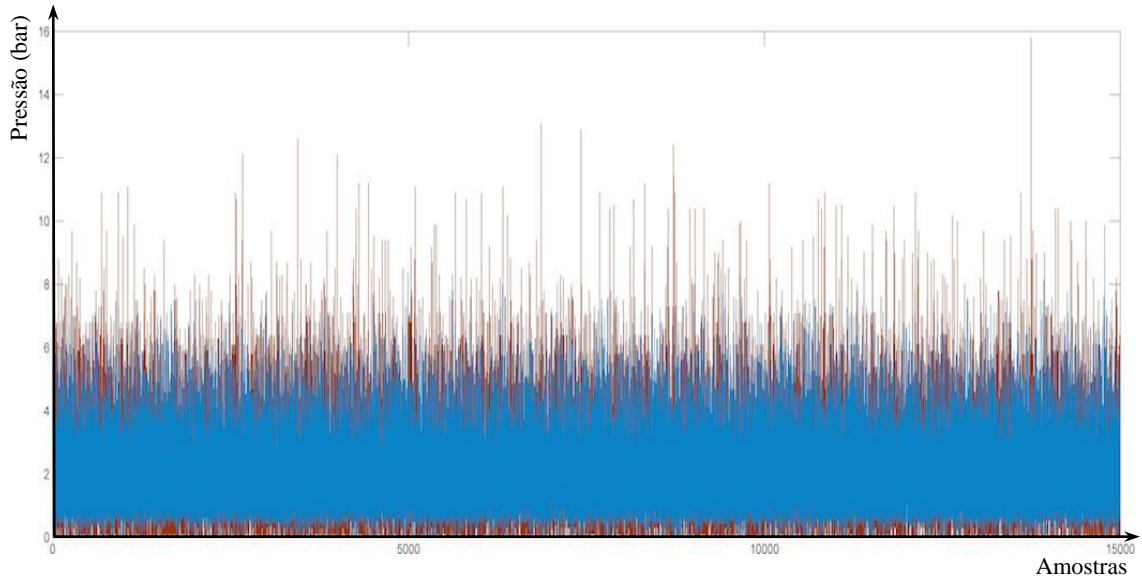


Figura 4.1.37 - Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 2.

Neste teste, realizado a uma frequência de 50 Hz, verifica-se um pequeno aumento das pressões em relação ao anterior.

- Perda de carga na curva 68,5 Hz

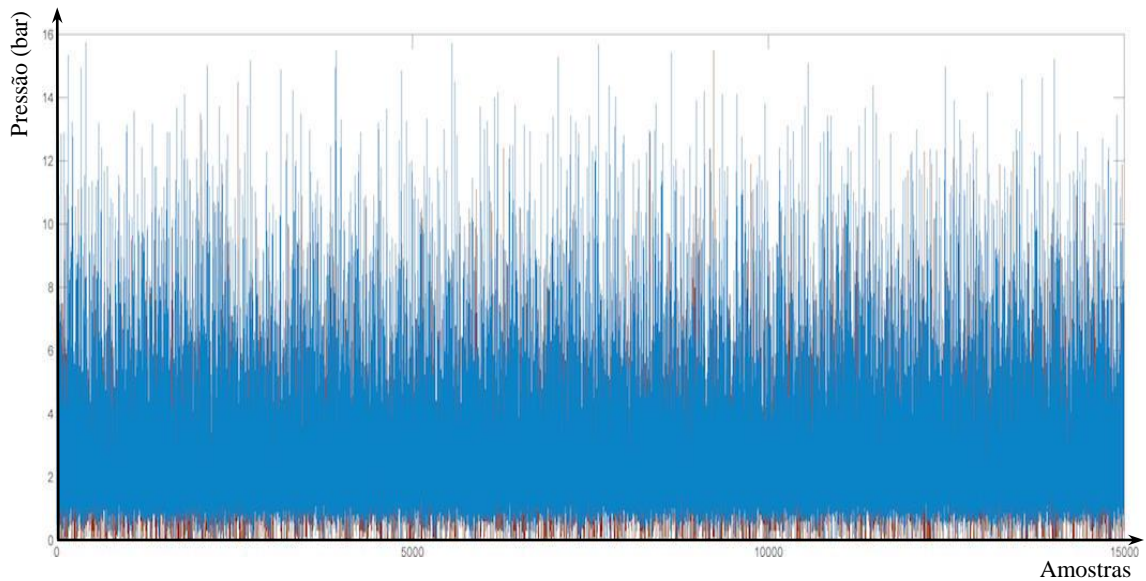


Figura 4.1.38 - Gráfico pressão-tempo para verificação de perda de carga na curva, teste 3.

- Perda de pressão entre os últimos dois pontos 35 Hz.

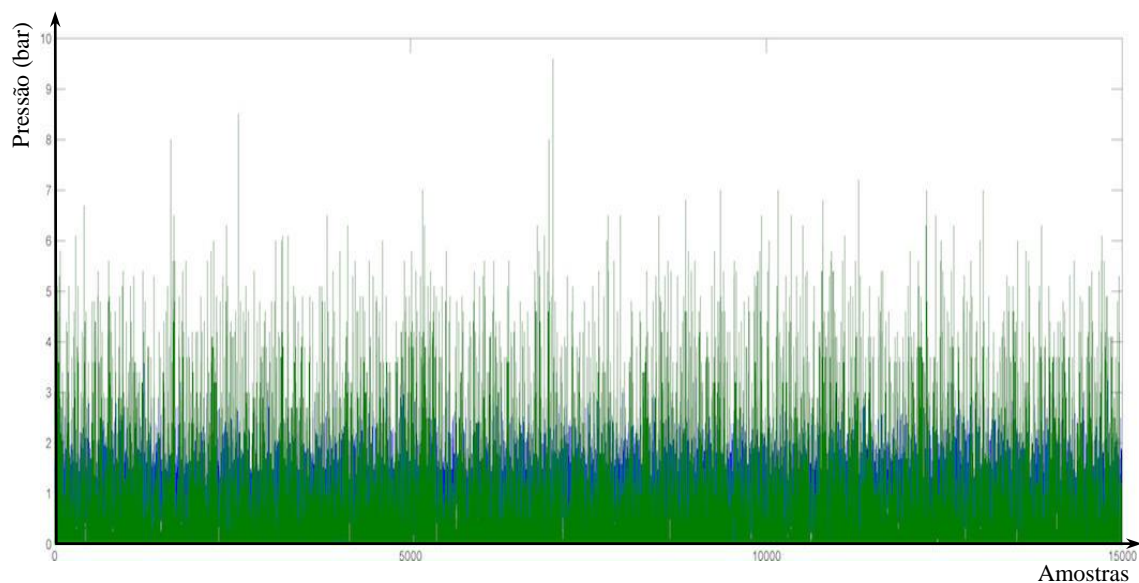


Figura 4.1.39 – Gráfico pressão-tempo para obtenção da perda de carga no final da instalação.

- Perda de pressão entre os últimos dois pontos 68,5 Hz.

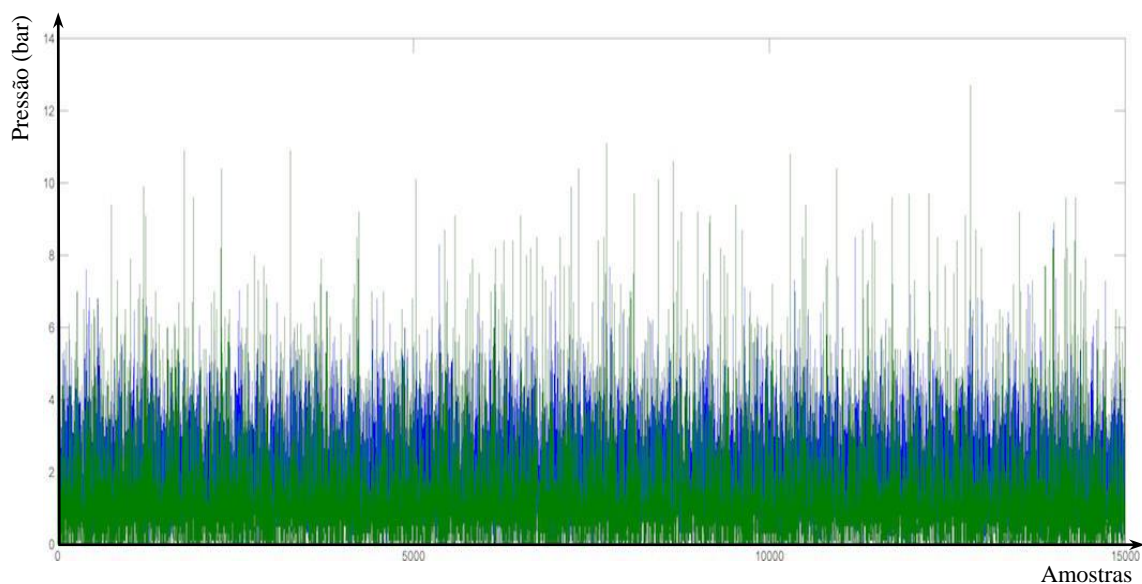


Figura 4.1.40 - Gráfico pressão-tempo para obtenção da perda de carga no final da instalação.

4.2 Resultados

Como mencionado no início do capítulo, através do programa *Matlab* trabalhou-se os resultados obtidos dos testes. Estes como se encontram em forma matricial a sua utilização revelou-se mais fácil do que era esperado.

- Análise de pressões e temperaturas

Na tabela 4.3.1, apresenta-se a compilação das pressões e temperaturas médias dos testes realizados.

Tabela 4.2.1 – Resultados da primeira análise.

	Média as pressões (bar)			Média das temperaturas (°C)		
	p1	p2	p7	t1	t2	t7
Teste 1	8,52	9,06	2,23	30,30	30,11	30,40
Teste 2	16,94	17,31	3,56	32,67	32,30	33,10
Teste 3	23,52	23,78	4,43	36,40	35,86	37,13
Teste 4	8,06	8,40	1,90	41,05	41,62	40,93
Teste 5	16,02	16,23	3,02	43,32	43,87	43,50
Teste 6	23,52	23,56	4,03	45,46	46,17	45,60
Teste 7	7,70	7,94	1,73	49,17	49,87	49,28
Teste 8	15,36	15,53	2,73	50,28	51,14	50,67
Teste 9	23,08	23,08	3,72	51,56	51,81	51,92

Pela a análise das pressões conclui-se que:

- ✓ Com o aumento da velocidade de rotação observa-se um aumento de pressão, através da equação 3.4-2 explica-se este fenómeno, pois ao aumentar-se o caudal e a potência despendida, automaticamente aumenta-se a pressão do sistema;
- ✓ Com o aumento de temperatura, para a mesma velocidade de rotação, há um decréscimo de pressão devido à diminuição da viscosidade do fluido;
- ✓ Verifica-se um aumento do p1 para o p2. A razão para este fenómeno advém da presença do restritor próximo ao ponto de picagem p2, criando uma pequena oposição à passagem do fluido podendo criar o equivalente a um “golpe de ariete” resultando numa zona de escoamentos dinâmicos aumentando, ligeiramente, a pressão no p2;
- ✓ Do p2 para o p7 há a perda de pressão associada ao restritor. Em média, nos testes realizados obteve-se perdas de pressão de 6,5 bar , 13,5 bar e 19,5 bar, para os testes do mesmo caudal, 64 l/min, 91 l/min e 125 l/min respetivamente.

Com os resultados recolhidos da análise de pressões e temperaturas, apresentados no capítulo 4, não se consegue provar imperativamente que se alcançou o regime turbulento. No entanto, a evolução das pressões transparecem características que, idealmente, se encontra num regime turbulento, como é o caso do comportamento flutuante e agitado.

Com os resultados obtidos da temperatura verifica-se que nos primeiros três testes houve um pequeno decréscimo de temperatura do ponto 1 para o ponto 2 e posteriormente um aumento até ao ponto 7. Do teste quatro até ao oito, com a substituição do termopar do ponto 2 com o do ponto 7, a tendência até ao momento encontrada alterou-se, e passou a haver um aumento da temperatura do ponto 1 para o ponto 2, e um decréscimo do ponto 2 para o ponto 7. No teste número nove voltou-se à colocação inicial dos termopares e o resultado foi o aumento progressivo entre os três pontos da instalação.

Desta forma conclui-se que existe um erro experimental associado à leitura das temperaturas, por parte dos termopares. No entanto as diferenças que se verificam são inferiores a 1 °C, o que representa um erro que varia entre 2% – 3,3%, conforme a temperatura média seja de 50 °C ou 30 °C, respetivamente.

Após a deteção dos erros experimentais na temperatura, fez-se uma verificação a cada termopar individualmente e confirmou-se que estes não estavam totalmente calibrados.

- Análise de dilatação das tubagens

Através da tabela 4.3.2, apresenta-se a compilação dos valores obtidos nos quatro ensaios realizados para a observação da extensão tangencial da tubagem.

Tabela 4.2.2 – Resultados obtidos dos ensaios de dilatação.

	Pressão (bar)		Extensão tangencial
	p1	p2	$\Delta d/d$
Ensaio 1	8.53	9.11	9.31e-006
Ensaio 2	17.13	17.50	1.75e-005
Ensaio 3	22.93	23.17	2.59e-005
Ensaio 4	33.66	34.02	3.61e-005

Com os resultados obtidos conclui-se que:

- ✓ Com o aumento da pressão verifica-se um aumento na variação da secção. Esta situação era espectável, pois ao aumentar-se a pressão aumenta-se a força exercida nas paredes da tubagem.
- ✓ Em todos os ensaios a pressão p1 foi ligeiramente inferior à p2. A explicação para este fenómeno foi comentada no subcapítulo 4.2, nos resultados obtidos da análise de pressões e temperaturas.

Sendo as tubagens de aço inoxidável, projetadas para suportar pressões elevadas, os resultados obtidos, através da análise da dilatação da tubagem, demonstraram que existe uma extensão tangencial das tubagens muito reduzida pelo que se revelaram inconclusivos,

levando a que não tivesse sido possível obter conclusões sobre a presença clara de um regime turbulento.

O sinal recolhido pelos extensómetros, inicialmente pensado que fosse causado pela pressão, foi submetido a uma análise espectral onde não se encontrou nenhuma frequência tipo e portanto conclui-se que é causada pelo ruído elétrico.

- Testes suplementares

Com os testes realizados para a obtenção da perda de carga na curva retirou-se os resultados apresentados na tabela 4.2.3.

Tabela 4.2.3 – Perdas de carga na curva.

	Pressão (bar)		Diferença de pressão (bar)
	p4	p5	Δp (p5- p4)
Teste 1	1.15	1.00	- 0,15
Teste 2	2.30	2.02	- 0,28
Teste 3	3.00	2.50	- 0,5

Conclui-se, portanto, que a perda de pressão originada pela curva aumenta progressivamente com o aumento da frequência de rotação.

Tabela 4.2.4 – Perdas de pressão nas últimas duas picagens.

	Pressão (bar)	
	p6	p7
Teste 1	1.15	1.00
Teste 2	2.30	2.02

Estes resultados servem como confirmação da existência do fluxo com pressão na fase final da tubagem, este facto é relevante para se atestar que a limpeza do circuito é efetuada na sua totalidade. Conclui-se que, apesar da pressão ser reduzida, subsiste uma pressão suficiente para realizar a limpeza da tubagem, mesmo que esta seja mais demorada.

Outra acontecimento que sucedeu, durante todos os testes, foi a extração da contaminação do óleo, através do contador de partículas. Na figura 4.2.1 visualiza-se a evolução que houve, desde o primeiro ao último ensaio da unidade.

Tratando-se de um óleo novo é natural que a contaminação seja baixa, inferior à apresentada como máxima pelo fabricante, como observa-se na figura 4.2.1. Houve um decréscimo quanto à contaminação do óleo durante os ensaios, pelo que se conclui que a filtração está a ser feita de forma correta.



Figura 4.2.1 – Evolução da contaminação do óleo.

5 Conclusões

Foi atingido o objetivo do desenvolvimento de uma unidade de *flushing* para limpeza de circuitos hidráulicos.

Demonstrou-se que a capacidade de filtração da unidade funciona corretamente através das sucessivas análises da contaminação do fluido que indicaram uma diminuição da mesma.

Os estudos de caracterização permitiram conhecer as condições de funcionamento para uma eficaz limpeza dos circuitos.

O trabalho realizado, consubstancia uma efetiva transferência de conhecimento para a empresa, demonstrando ser possível a concepção de uma unidade de *flushing* de pequenas dimensões.

6 Desenvolvimentos Futuros

Para desenvolvimentos futuros seria interessante incluir na unidade de *flushing* uma nova funcionalidade de filtragem capaz de oferecer ao cliente a limpeza do óleo presente no reservatório da máquina para além da já existente nas tubagens, visto que este está contaminado, não sendo aconselhável que regresse ao circuito sem ser intervencionado.

Tendo sido esta unidade projetada para uma gama de tubagens entre 11-19 mm, seria oportuno desenvolver-se unidades capazes de abranger outras gamas diversificadas, tanto para dimensões de diâmetro interno inferiores, como superiores, aumentando dessa forma a oferta deste tipo de equipamento.

A utilização de outros fluidos no processo de limpeza seria um tema alargado de estudo que poderia ser desenvolvido e revisto como trabalho futuro.

Atentando à utilidade prática do equipamento desenvolvido, teria sido estimulante o acompanhamento e monitorização de um processo de limpeza real.

Referências Bibliográficas

- [1] F. M. White, *Mecânica dos fluidos*, 6 ed. McGraw-Hill Education, 2011.
- [2] IHC, “Flushing Units.” [Online]. Available: <http://www.ihchytop.com/rental-equipment/flushing-units/>. [Accessed: 11-Apr-2015].
- [3] “Hydraulics.” [Online]. Available: <http://www.hydraulics.com.br/flushing.html>. [Accessed: 22-Mar-2015].
- [4] REMA, “REMA.” [Online]. Available: <http://www.rema.com.br/flushing.html>. [Accessed: 15-Mar-2015].
- [5] Flutrol, “Sistemas para Flushing,” São Paulo, 2008.
- [6] CJC, “Mobile Flushing Unit.” [Online]. Available: <http://www.cjc.dk/products/mobile-flushing-unit-mfu/>. [Accessed: 22-Apr-2015].
- [7] Hydratron, “Hydraulic Flushing Systems.” [Online]. Available: <http://www.hydratron.com/products/engineered-systems/hydraulic-flushing-systems>. [Accessed: 21-Apr-2015].
- [8] F. Q. Energy, “Fluid Pumping,” 2015. [Online]. Available: <http://www.fourquest.com/services/fluid-pumping/>. [Accessed: 24-Mar-2015].
- [9] U. Pressure, “Flushing Sistemas Hidráulicos e Lubrificação.” [Online]. Available: <http://underpressure.pt/flushing-sistemas-hidraulicos-e-lubrificacao.html>. [Accessed: 24-Mar-2015].
- [10] Hydac, “Fluid Filters.” Catálogo técnico.
- [11] I. S. O. Tc, “Ships and marine technology — Hydraulic oil systems — Guidance for grades of cleanliness and flushing,” ISO/CD 28521, 1998.
- [12] N. Iso, “Entendendo a Norma ISO 4406 - Contaminação do óleo hidráulico.”
- [13] H. F. D. Europe, “Parker Filtration’s - Handbook of Hydraulic Filtration,” 2006.
- [14] “Explodr view gear pump.” [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Exploded-view_drawing#/media/File:Gear_pump_exploded.png. [Accessed: 10-Aug-2015].
- [15] H. Parker, “Tecnologia Hidráulica Industrial,” Jacareí, 1999.
- [16] Casappa, “Hydraulic gear pumps and motors.” Catálogo técnico.
- [17] “Explode pump vanes.” [Online]. Available: https://www.google.pt/search?q=explode+pump+vanes&client=safari&rls=en&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0CAcQ_AUoAWoVChMIurFy7q3xwIVwIUaCh11F

- wHS&biw=1435&bih=742#imgsrc=DGSxjVNL8i8djM%3A. [Accessed: 20-Aug-2015].
- [18] Eaton, “Vickers® Vane Pump & Motor Design Guide,” 2011.
- [19] S. Danfoss, “Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps Technical Information,” 2009.
- [20] L. A. Oliveira and A. G. Lopes, *Mecânica dos fluidos*, 2º ed. Lisboa: ETEP, 2007.
- [21] “Moody Chart.” [Online]. Available: <http://users.metu.edu.tr/bertug/CVE372/MoodyChart.JPG>. [Accessed: 20-May-2015].
- [22] “ISO Viscosity Classification.” [Online]. Available: <http://www.viscopedia.com/viscosity-tables/substances/iso-viscosity-classification/>. [Accessed: 20-Mar-2015].
- [23] T. Hydraulic, S. Din, C. Hl, H. L. P. Hlpd, H. Hlpd, H. Hees, H. Hetg, H. Hfdu, H. F. C. Hfb, and H. Hfas, “Hydraulic fluids based on mineral oils and related hydrocarbons,” Lohr am Main.
- [24] Cudell, “Formulário Cudell,” 2011. Documento técnico.
- [25] J.Alemão, “Óleo-Hidráulica,” 2012. Documento técnico.
- [26] U. Motors, “Catálogo de Motores Elétricos,” 2009.
- [27] U. Motors, “Imagem Motor Elétrico.” [Online]. Available: http://universalmotors.pt/site/index.php?pag=product_details&id=11. [Accessed: 20-Aug-2015].
- [28] P. H. Corporation, “Variable Speed Drive - AC10 Series,” 2014.
- [29] Parker Hannifin Corporation, “AC10 variable frequency.” [Online]. Available: <http://ph.parker.com/us/17611/en/ac-variable-frequency-drives-kW-rated-ac10-series>. [Accessed: 05-Aug-2015].
- [30] P. D, “Óleos AGIP,” Rome. Catálogo técnico.
- [31] U. Filters, “RD - Return Filters,” 2011. Catálogo técnico.
- [32] Parker Hannifin Corporation, “Particle Detector,” Metamora, OH, 2300-425-2, 2011.
- [33] Hydac, “Flow Control Valves and Flow Control Valves with reverse flow check.”
- [34] N. H.Cook and E. Rabinowicz, *Physical Measurement and Analysis*. Massachusetts: Addison-Wesley, 1963.