Atualização tecnológica de uma máquina de ensaios com capacidade até 1MN

Domingos Tiago da Silva Pinheiro

Dissertação de Mestrado

Orientador: Prof. Francisco Jorge Teixeira de Freitas

U.PORTO
FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Especialização de Automação

Porto, 2021

Aos meus pais e à minha irmã e aos meus amigos

Resumo

Esta dissertação tem por objetivo contribuir para o desenvolvimento de um novo sistema de atuação e de comando para uma máquina que se destina a realizar ensaios de fadiga, de fluência, e de rutura de cabos sintéticos. Este desenvolvimento visa melhorar as capacidades limite de funcionamento da máquina dotando-a de ferramentas e capacidades que o desenvolvimento tecnológico existente nos dias de hoje proporciona. Os ensaios a realizar podem ser definidos por apenas um movimento de tração até à rutura do cabo, ou por movimentos cíclicos de tração seguidos de relaxação, com uma carga máxima até 1MN e velocidade máxima até 3m/min. São, portanto, ensaios que podem ter envolvidas potências significativas. Os ensaios que representam um maior desafio no desenvolvimento desta máquina, são os de fadiga, no qual, num movimento se fornece energia ao cabo para o tracionar e no outro, a energia é dissipada do cabo para que este relaxe. Esta característica dos ensaios traz a possibilidade de, em vez dissipar, armazenar energia e, desta forma, realizar ciclos de tração e de relaxação dos cabos a custos de energia utilizada reduzidos.
A atualização tecnológica desta máquina visa, então, melhorar as capacidades de velocidade e carga, mas, ao mesmo tempo, tentando diminuir o gasto de energia da máquina.

Dentro destas características, neste projeto, foi desenvolvido o sistema hidráulico que tem como elemento de atuação, um cilindro hidráulico. Este sistema apresenta características bastantes particulares que tornam possível a realização da recuperação de energia do cabo no movimento de relaxação. A implementação desta capacidade gerou um circuito bastante complexo e de difícil compreensão do sistema como um todo. Desta forma, recorreu-se ao uso de uma ferramenta de simulação para modelar o sistema desenvolvido e testar a sua viabilidade funcional. A simulação demonstrou ser bastante útil, permitindo o aumento da sensibilidade para alguns dos problemas que poderão surgir na construção e colocação em funcionamento do sistema real.

Neste projeto é, ainda, desenvolvida uma proposta para a solução constritiva do sistema hidráulico, na qual são definidos os tipos de válvulas hidráulicas utilizadas. É projetado o atuador hidráulico que realizará a tração e relaxação dos cabos e são, ainda, concebidos dois blocos hidráulicos que servem de alojamento para parte das válvulas do circuito hidráulico.

Por último, como nenhum sistema funciona sem o seu cérebro, é apresentada uma proposta de solução de automação do sistema, que permitirá que todos os componentes selecionados operem em conjunto. Nesta solução são selecionados os componentes elétricos utilizados e é apresentada uma proposta de disposição dos quadros elétricos no *layout* total da máquina de ensaios.

Technological updating of a 1 MN load capacity testing machine

Abstract

This project work aims at the development of a power drive and control solution for an existing fatigue, creep and tension break 1MN testing machine de dictated to perform tests on high performance cables. The technological updating intends to bring new capabilities to the machine with the application of the tools that the technological developments nowadays make possible. The testing types to be performed on cables can be defined by only one singe tensioning movement of the cable until it breaks, or by life testing of cables through cyclic movements of tensioning and releasing over a long period of time, with maximum load capacity of 1MN and maximum velocity of 3m/min. Thereby the power involved to perform these tests is high. The most challenging tests to the development of this machine are fatigue tests, in which, in one movement energy is applied to the cable to increase its tension and in the other movement the energy stored in the cable must be released to a lower state of tension. This specify highly elastic characteristic of test specimens brings the possibility of, instead of dissipating the energy stored in the cable, study a solution for the adequate conversion of this mechanical energy into hydraulic accumulated energy which, in consequence, may be used for a following testing cycle reducing the overall net energy and power required for testing.

This project required the design of a new hydraulic system including the hydraulic cylinder to perform the cable tensioning. The hydraulic system presents some exclusive characteristics that turn the recovering of energy of the cable during the relaxing movement of the cable possible. The implementation of this capability produced a rather complex hydraulic circuit whose performance had to be properly validated. Thereby, a numerical simulation was built to describe the overall functioning of the system and hence test its viability. The simulation of the system has shown to be very helpful for the understanding of some of the technical details of the drive and control elements applied, increasing the sensibility to some problems that may appear during the implementation of the real system.

In this project was, also, developed a proposal for the effective building solution of the hydraulic system, with complete selection of hydraulic components and design of specific blocks for the final solution to be compact and easy to build.

At the end, as the muscles of the hydraulic system require a brain to perform adequately, it was studied an automation solution for the control of the system, that will allow every selected component to operate as one. In this solution the electrical components were selected, and the electrical cabinets designed.

Agradecimentos

Sem a ajuda de toda a gente que esteve envolvida nesta aventura que é o curso de engenharia mecânica nada do que foi conseguido seria possível.

Primeiramente dou os mais sinceros agradecimentos ao Professor Francisco Freitas pela ajuda e paciência que demonstrou, não apenas no decorrer desta dissertação, mas também ao longo do curso.

Agradeço à Adriana Oliveira, ao Luís Freitas e aos meus colegas de laboratório pelo espírito de companheirismo e amizade que foram criados e fortalecidos durante todo o tempo que estivemos no laboratório.

Obrigado a todos os meus amigos que me alegraram nas dificuldades e me incentivaram a ser melhor.

À Inês Amorim que me apoiou em todos os momentos, a quem serei sempre grato por tudo.

Por fim, sou e serei eternamente grato aos meus pais e à minha irmã que me apoiaram em todas as circunstâncias e que da única forma que eu posso e, sempre, tentarei retribuir é em deixá-los orgulhosos.

Conteúdos

1 Introdução ao Projeto 1
1.1 Enquadramento do projeto e motivação 1
1.2 Objetivos do projeto 2
1.3 Estrutura da dissertação 3
2 Contextualização do problema 5
2.1 Análise dos Tipos de Ensaios 6
2.1.1 Ensaio de Rutura 6
2.1.2 Ensaio de Fluência 8
2.1.3 Ensaio de Fadiga 11
2.2 Requisitos da Máquina 18
2.3 Utilização da energia 22
2.4 Considerações finais 26
3 Proposta de atualização tecnológica 29
3.1 Solução de princípio 29
3.2 Solução de atuação 32
3.2.1 Solução 1 33
3.2.2 Solução 2 37
3.2.3 Solução 3 39
3.2.4 Solução 4 42
3.2.5 Solução 5 47
3.2.6 Solução do circuito final 51
3.3 Conclusões 72
4 Simulação Numérica 73
4.1 Modelação do sistema 73
4.1.1 Modelação do Cabo de rigidez constante e Atuador 74
4.1.2 Modelação do circuito hidráulico 75
4.1.3 Modelação da programação de controlo do sistema 84
4.2 Análise de Resultados 99
4.3 Conclusões 112
5 Solução construtiva do circuito hidráulico 115
5.1 Atuador hidráulico 115
5.2 Grupos energéticos 125
5.3 Blocos hidráulicos e Mangueiras 131
6 Solução de automação 141
Conclusões 147
Trabalhos futuros 149
Referências 151
Anexo A: Esquemas do circuito hidráulico 153
Anexo B: Dimensionamento dos componentes hidráulicos 157
Anexo C: Disposição dos quadros elétricos e cabos 169

Lista de figuras

Figura 1.1 Cabos de amarração de navios.[1] 1
Figura 1.2-Layout da máquina existente. 3
Figura 2.1- Gráfico de ensaio de rutura a dois cabos de aço [4] Artigo científico 6
Figura 2.2-Gráfico de ensaio de rutura a um cabo sintético (Azul-Polyester, Vermelho-Nylon).[5] 7
Figura 2.3- Espaços entre as cordas que constituem o cabo. 7
Figura 2.4- Gráfico típico de ensaio de fluência a cabo de aço [2]. 9
Figura 2.5- Gráfico típico de procedimento de ensaio de fluência a cabo sintético. [10] 10
Figura 2.6- Gráfico do perfil de força vs. extensão durante os ciclos de ajuste do cabo.[5] 10
Figura 2.7-Gráfico de ensaio de fluência a cabos sintéticos[5] 11
Figura 2.8-Perfil de força imposto em ensaios a cabos de aço. 12
Figura 2.9- Taxa de variação da força proveniente do perfil de força imposto em ensaios cíclicos a cabos de aço. 12
Figura 2.10-(a) Evolução da rigidez média dos cabos sintéticos. (b) Evolução da rigidez dos cabos sintéticos ao longo do ensaio. 13
Figura 2.11-(a) Perfil de extensão do cabo ao longo de um ciclo de ensaio. (b) Evolução da rigidez do cabo ao longo de um ciclo de ensaio. 14
Figura 2.12-Perfil de referência de força para ensaios a cabos sintéticos. 15
Figura 2.13- Taxa de variação da força proveniente do perfil de força definido para os cabos sintéticos. 17
Figura 2.14-Informações do catálogo de cabos da empresa Lankhosrt, cabo POLYPROPYLENE OCTOPLY. [1] 19
Figura 2.15- Representação do cabo sintético com as amarras.[6] 19
Figura 2.16-Informações do catálogo de cabos da empresa Lankhosrt, cabo TIPTO® EIGHT.[1]. 20
Figura 2.17-(a) Evolução da rigidez de um cabo de Nylon ao longo de um ciclo de fadiga. (b) Evolução extensão de um cabo de Nylon ao longo de um ciclo de fadiga. 21
Figura 2.18-Perfil de força obtido a um ensaio de um cabo de polyester. 21
Figura 2.19-Distruibuição dos ensaios em função da sua duração e potências envolvidas. 23
Figura 2.20-Divisão da Potência de alimentação dos motores elétricos. 24
Figura 2.21-Preço da energia reativa 25
Figura 2.22-Divisão dos escalões da energia reativa.[11] 25
Figura 2.23-Curva genérica de fator de potência dos motores elétricos de indução. 26
Figura 3.1-Solução típica de circuito hidráulico. 30
Figura 3.2-Diferentes configurações para o grupo energético. 31
Figura 3.3-Curvas de binário dos motores elétricos de indução trifásicos para diferentes frequências e tensão de alimentação. 32
Figura 3.4-Dimensões e medidas do atuador hidráulico de 1MN. 33
Figura 3.5- Solução 1 do circuito hidráulico. 34
Figura 3.6-(a) Pressão necessária, na câmara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo nula em função da pressão de ajuste da válvula (b) Pressão necessária, na câmara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo máxima 37
Figura 3.7-Circuito hidráulico - Solução 2 38
Figura 3.8-(a) Pressão necessária, na camara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo máxima em função da pressão de ajuste da válvula e da razão de pilotagem, (b) Pressão necessária, na camara principal do atuador, para abertura da válvula. 39
Figura 3.9-Circuito hidráulico-Solução 3 40
Figura 3.10-Circuito hidráulico-Solução 4. 42
Figura 3.11-Variação dos deslocamentos após rutura em função da posição do atuador para uma válvula com pilotagem 1:1 45

Figura 3.12-Valor do deslocamento do atuador, após a rutura, em função da pressão de rutura, para diferentes razões de pilotagem. 46
Figura 3.13-(a) - Pressão de ajuste da válvula 5V5 vs. Soma das pressões de pilotagem da mesma válvula na condição de abertura da válvula 6V4. (b) - Pressão de ajuste da válvula 6V4 vs. Soma das pressões de pilotagem da mesma válvula na condição de equilíbrio da válvula. 48
Figura 3.14-Circuito hidráulico-Solução 5. 49
Figura 3.15-Modelo do atuador no momento de interrupção forçada de um ensaio de rutura. 50
Figura 3.16-Circuito hidráulico final. 52
Figura 3.17- Distribuição dos volumes do acumulador. 56
Figura 3.18-Evolução das pressões camara secundária (laranja) vs pressão acumulador (preto) no movimento de avanço do atuador 59
Figura 3.19-Variação de λ em função do volume toral de acumulador para diferentes volumes de azoto. 60
Figura 3.20-Comutação de caudal entre os grupos 1 e 2(representado a azul) para o grupo 3(representado a laranja). 62
Figura 4.1-Blocos dos atuadores disponíveis na ferramenta Simulink. 74
Figura 4.2-Configuração do atuador hidráulico. 74
Figura 4.3-Modelo do atuador mais carga. 75
Figura 4.4-Configuração da rigidez do cabo. 75
Figura 4.5-(a) Bloco de válvula direcional 2/2 monoestável. (b) Configuração dos parâmetros 76
Figura 4.6- Configuração dos solenoides de atuação das válvulas. 76
Figura 4.7-Blocos de modelação das válvulas direcionais 4/3 e seus solenoides. 76
Figura 4.8-(a) Configuração das válvulas direcionais 4/3. (b) Configuração dos solenoides que atuam as válvulas direcionais 4/3 77
Figura 4.9-Bloco das válvulas de controlo de carga. 77
Figura 4.10-(a) Configuração da válvula 5V5. (b) Configuração da válvula 6V4. 77
Figura 4.11- (a) e (b) Configuração da válvula 5V5. (c) e (d) Configuração da válvula 6V4. 78
Figura 4.12-Bloco de modelo da válvula direcional 3/2. 78
Figura 4.13- Configuração da válvula direcional 3/2. 79
Figura 4.14-Configuração do solenoide da válvula direcional 3/2. 79
Figura 4.15-Bloco das válvulas limitadoras de pressão. 79
Figura 4.16- - (a) Configuração das válvulas limitadoras de pressão dos grupos 1 e 2. (b) Configuração da válvula limitadora de pressão do grupo 3. 80
Figura 4.17-(a) Modelo dos grupos 1 e 2. (b) Modelo do grupo3. 80
Figura 4.18-Informações tabeladas sobre bombas/motores de êmbolos axiais dos catálogos da Parker.[16] 81
Figura 4.19-Curvas dos rendimentos volumétricos, mecânicos e rendimentos totais das bombas e motores da série F1 do fabricante Parker. 81
Figura 4.20-Configuração dos grupos energéticos. 82
Figura 4.21-Bloco de modelação das válvulas reguladoras de caudal. 82
Figura 4.22-(a) Configuração da válvula 6V5 (b) Configuração da válvula 3V3. 83
Figura 4.23-(a) Bloco do modelo do óleo. (b) Configurações implementadas no óleo. 83
Figura 4.24-Bolco do modelo do acumulador. 84
Figura 4.25-Configurações do acumulador. 84
Figura 4.26-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 1 e os restantes. 85
Figura 4.27-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 2 e os restantes. 86
Figura 4.28-Perfil de abertura da válvula 6V5. 89
Figura 4.29-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 3 e os restantes 90
Figura 4.30-Posições das válvulas direcionais 4/3 91
Figura 4.31- Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 5 e os restantes. 94

Figura 4.32-Blocos de modelação de atuação dos grupos 1 e 2 para carregamento do acumulador. 95
Figura 4.33-Controlo de posição do atuador e estratégia de seleção dos grupos. 96
Figura 4.34-Controlo de posição do atuador e estratégia de seleção dos grupos durante a pós a comutação entre os grupos acima de 70% da carga máxima da máquina. 97
Figura 4.35-Blocos de modelação de atuação dos grupos 1 e 2 para controlo do movimento. 97
Figura 4.36-Configuração dos blocos utilizados para modelação da atuação dos grupos 1 e 2 para controlo do movimento. 98
Figura 4.37-Esquema de comunicações entre todos os subsistemas do controlo do sistema de atuação implementado no Simulink. 98
Figura 4.38-Perfil de posição de referência para primeiro ponto de funcionamento. 100
Figura 4.39- Perfil de posição obtido para primeiro ponto de funcionamento. 100
Figura 4.40-Atuação dos grupos energéticos na simulação do primeiro ponto de funcionamento. 101
Figura 4.41-Atuação dos grupos energéticos durante a comutação de caudal na simulação primeiro ponto de funcionamento. 101
Figura 4.42-Evolução das pressões nas camaras do atuador na simulação primeiro ponto de funcionamento. 102
Figura 4.43 Preto-Volume do acumulador utilizado na simulação primeiro ponto de funcionamento. Azul-Volume de óleo carregado para o acumulador pelos grupos 1 e 2 na simulação primeiro ponto de funcionamento. 102
Figura 4.44-Evolução da pressão no acumulador na simulação primeiro ponto de funcionamento. 103
Figura 4.45-Atuação dos grupos energéticos para carregar o acumulador na simulação primeiro ponto de funcionamento. 104
Figura 4.46- Volume de óleo recuperado na simulação primeiro ponto de funcionamento. . 105
Figura 4.47-Configuração dos litros de óleo do acumulador no tempo inicial de simulação do segundo ponto de funcionamento máximo 106
Figura 4.48-Perfil de posição de referência para segundo ponto de funcionamento. 106
Figura 4.49-Perfil de posição obtido para segundo ponto de funcionamento. 107
Figura 4.50-Atuação dos grupos energéticos na simulação do segundo ponto de funcionamento. 107
Figura 4.51-Evolução das pressões nas camaras do atuador na simulação segundo ponto de funcionamento. 108
Figura 4.52 -Volume utilizado do acumulador para realizar o movimento de recuo do atuador na simulação do segundo ponto de funcionamento da máquina. 108
Figura 4.53-Evolução da pressão no acumulador na simulação primeiro ponto de funcionamento. 109
Figura 4.54-Atuação dos grupos energéticos para carregar o acumulador na simulação do segundo ponto de funcionamento. 109
Figura 4.55-Ponto de início de fecho da válvula 6V5. 111
Figura 4.56- Volume de óleo carregado pelo grupo 1 e recuperado no movimento de avanço do atuador na simulação do segundo ponto de funcionamento. 111
Figura 4.57-Perturbações no perfil de posição do atuador obtido nas simulações. 112
Figura 4.58-Perfil do erro de posição do atuador obtido nas simulações. 113
Figura 5.1-Localização do atuador hidráulico no *layout* da solução construtiva. 116
Figura 5.2-Cabeça do atuador. 117
Figura 5.3- Solução de vedação proposta [17] 117
Figura 5.4- Medidas da caixa de alojamento dos vedantes da haste [17] 118
Figura 5.5-Perfil do vedante raspador.[17] 118
Figura 5.6- Cálculos de dimensionamento das cintas de guiamento [17] 119
Figura 5.7-Características mecânicas das sintas HiMod® HM062.[17] 119

Figura 5.8-O-ring com anel anti extrusão.[18] 120
Figura 5.9 Deformação do vedante *o-ring* por sobrepressão, com e sem anel anti-extrusão.[18] 120
Figura 5.10-Dimensões do chanfro para montagem dos componentes com o-rings.[18]..... 121
Figura 5.11-Fundo do atuador..... 121
Figura 5.12-Êmbolo do atuador. 122
Figura 5.13- Recomendação da disposição das cintas de guiamento e vedante no êmbolo do atuador [17]. 122
Figura 5.14-Ferramenta de montagem dos vedantes do êmbolo. [17]..... 123
Figura 5.15-Haste do atuador com célula de carga e êmbolo. 123
Figura 5.16- Dimensões da célula de carga. 124
Figura 5.17-Corpo do atuador..... 124
Figura 5.18-Medidas dos chanfros no corpo do atuador para montagem do êmbolo..... 125
Figura 5.19-Esquema hidráulico dos grupos energéticos. 125
Figura 5.20-Sub-base com válvula limitadora de pressão para válvula de base 3/2..... 126
Figura 5.21- Conjunto válvula cartucho roscada em bloco. 128
Figura 5.22-Estação disponível nos catálogos da HYDAC.[19] 129
Figura 5.23-Dimensões do acumulador de 50 litros selecionado.[20]..... 130
Figura 5.24-*Layout* dos grupos energéticos da aplicação. 131
Figura 5.25-Disposição dos blocos hidráulicos no *layout* do sistema. 131
Figura 5.26-Circuito hidráulico parcial dos grupos energéticos. 132
Figura 5.27- Representação dos orifícios da válvula 3/2, 5V4. 134
Figura 5.28-Representação das válvulas de controlo de carga 5V5 e 6V4. [22] 135
Figura 5.29-Simbologia da válvula reguladora de caudal 6V5.[23] 137
Figura 5.30-Blocos hidráulicos utilizados na aplicação..... 138
Figura 5.31-Vista de corte do bloco da camara secundária e válvulas 6V5 e 6V3 e 6V2. 138
Figura 5.32- Vista de corte do bloco da câmara principal e válvulas 5V5 e 5V2..... 139
Figura 5.33-Vista de corte do bloco da câmara principal e válvulas 5V5 e 5V4..... 139
Figura 5.34-Vista de cima do atuador onde estão localizados os orifícios A1, A2 e A3, A4 dos blocos respetivos. 139
Figura 6.1- Localização dos quadros de potência e comando no layout do sistema..... 144
Figura 6.2-Localização da caixa concentradora de sinal Q3 no layout do sistema. 145
Figura 6.3-Localização da caixa concentradora de sinal Q4 no layout do sistema. 145
Figura 6.4-Localização da caixa concentradora de sinal Q5 no *layout* do sistema. 146

Índice de Tabelas

Tabela 2.1- Parâmetros definidos pelas normas dos ensaios de rutura a cabos sintéticos [6] [7] [9]. 8
Tabela 2.2-Parâmetros definidos pelas normas de ensaios de fadiga a cabos sintéticos. [6] [7] [10] [11] 18
Tabela 2.3-Especificações da máquina de ensaio. 22
Tabela 3.1-Medidas das áreas das câmaras do cilindro 33
Tabela 3.2-Funções das válvulas utilizadas na solução 1 34
Tabela 3.3-Funções das válvulas utilizadas na solução 3. 41
Tabela 3.4-Pressões mínimas de ajuste do acumulador, para um limite de pressão máxima de 200 bar. 62
Tabela 3.5-Valores de volume utilizado para as diferentes combinações de razão de cilindrada do grupo 3 e pressão de comutação. 64
Tabela 3.6-Tempos de comutação em função da pressão de comutação. 65
Tabela 3.7-Volume de óleo carregado pelos grupos 1 e 2 após comutação para o grupo 3. 67
Tabela 3.8-Pressões do acumulador no final do movimento em que se procedeu à comutação dos grupos. 68
Tabela 3.9-Diferença entre volume utilizado do acumulador no recuo e volume carregado pelos grupos 1 ou 2 no avanço a uma velocidade de 2m/min. 70
Tabela 4.1-Tabela de parâmetros definidos na simulação dos ensaios. 99
Tabela 4.2-Pressões de ajuste do acumulador para as diferentes simulações do primeiro ponto de funcionamento máximo do sistema. 100
Tabela 4.3-Tabela de parâmetros definidos na simulação dos ensaios do segundo ponto de funcionamento máximo do sistema. 105
Tabela 4.4-Pressões de ajuste do acumulador para as diferentes simulações do segundo ponto de funcionamento máximo do sistema. 106
Tabela 4.5-Pressão do acumulador quando a condição de fecho da válvula 6V5 se verifica. 110
Tabela 5.1-Dimensões do atuador hidráulico da solução construtiva do sistema. 115
Tabela 5.2-Caudais máximos das válvulas associadas aos grupos energéticos. 1 e 2. 126
Tabela 5.3-Válvulas dos grupos 1 e 2 e sub-bases selecionadas para a proposta de solução. 127
Tabela 5.4-Caudais máximos das válvulas associadas ao grupo 3. 128
Tabela 5.5- Válvulas do grupo 3 selecionadas para a proposta de solução. 129
Tabela 5.6- Caudais máximos e disposição das válvulas alojadas nos blocos hidráulicos. ... 132
Tabela 5.7- Caudais máximos de recuperação nos diferentes pontos de funcionamento respeitando as condições máximas. 133
Tabela 5.8-Válvulas selecionadas alojadas nos blocos hidráulicos. 134
Tabela 5.9-Caracteristicas da válvula de frenagem 6V4. 135
Tabela 5.10-Caracteristicas de controlo de rutura 5V5. 137
Tabela 5.11-Características da válvula reguladora de caudal 6V5. 137
Tabela 6.1-Sinais dos componentes que comunicam com o autómato. 142
Tabela 6.2-Componentes elétricos selecionados. 143

Siglas e Acrónimos

$x_{abertura}^{máx}$	Abertura máxima da válvula reguladora de caudal
$x_{abertura}$	Abertura momentânea da válvula reguladora de caudal
$x_{abertura}^{3V3}$	Abertura momentânea da válvula 3V3
$x_{abertura}^{5V5}$	Abertura momentânea da válvula 5V5
Y	Amplitude da componente trigonométrica do perfil de força de referência
A_1	Área da câmara principal do atuador
A_2	Área da câmara secundária do atuador
A_{haste}	Área da haste
$A_{abertura}^{máx}$	Área máxima de abertura da válvula reguladora de caudal
$A_{abertura}$	Área de abertura da válvula de reguladora de caudal proporcional
$B_{disponível}^{motor}$	Binário disponível no motor hidráulico
$B_{necessário}^{bomba}$	Binário necessário na bomba hidráulica
$Q_{grupo1}^{máx}$	Capacidade de caudal máximo do grupo 1 (incluí rendimentos volumétricos)
$Q_{grupo2}^{máx}$	Capacidade de caudal máximo do grupo 2 (incluí rendimentos volumétricos)
$Qideal_{recuo}^{máx}$	Caudal ideal máximo requerido no movimento de recuo
$Qideal_{avanço}^{máx}$	Caudal ideal máximo requerido no movimento de avanço
$Q_{acumulador}$	Caudal do acumulador a passar pela válvula 3V3
Q_{grupo3}	Caudal gerado pelo grupo 3
Q_{recup}	Caudal a ser recuperado da câmara secundária do atuador
$Q_{camara2}$	Caudal que sai da câmara secundária do atuador
$Q_{avanço}$	Caudal necessário para a realização do avanço do atuador
Q_{6V2}	Caudal máximo da válvula 6V2
Q_{5V1}	Caudal máximo da válvula 5V1

Q	Caudal
Q_{recuo}	Caudal necessário para realização do recuo do atuador
$Qideal_{máx}$	Caudal ideal máximo do sistema
$C_{bombas}^{grupos\ 1+2}$	Cilindrada total dos grupos 1 e 2 contabilizando rendimentos volumétricos e perdas por compressibilidade
C_{bombas}	Cilindrada real das bombas hidráulicas
C_{motor}	Cilindrada real do motor hidráulico
$Cteórico_{bombas}$	Cilindrada teórica das bombas
$Cteórico_{bombas}$	Cilindrada teórica das bombas
G	Coeficiente politrópico
C_{b1}	Coeficiente de multiplicação da capacidade máxima de caudal da bomba 1
C_{b2}	Coeficiente de multiplicação da capacidade máxima de caudal da bomba 2
L_{cabo}	Comprimento do cabo sintético
γ	Componente do rendimento d válvula 3V3
λ	Componente do rendimento d válvula 3V3
L	Curso do atuador
$\rho_{óleo}$	Densidade do óleo
$x_{movimento}^{TOTAL}$	Deslocamento total do atuador num movimento
$\Delta x_{final}^{mov}(t)$	Deslocamento do êmbolo até que o movimento em questão chegue ao final
Δx	Deslocamento do êmbolo do atuador
Δx_2	Deslocamento do êmbolo do atuador em relação ao do atuador
D_{cabo}	Diâmetro do cabo sintético
$\varnothing_{embolo}$	Diâmetro do êmbolo
$\varnothing_{haste}$	Diâmetro da haste
μ	Fator multiplicativo da velocidade média do ensaio

F_{max}	Força máxima de um ensaio
F_{min}	Força mínima de um ensaio
$F^*(t)$	Força do perfil de referência em função do tempo no ensaio de fadiga a cabos sintéticos
θ	Frequência da componente trigonométrica do perfil de força de referência
$\%V_{óleo}^{recup}$	Percentagem da câmara secundária que foi recuperado num movimento
x_1	Posição do êmbolo do atuador em relação à cabeça do atuador
x_2	Posição do êmbolo do atuador em relação ao do atuador
x	Posição
x_1^{eq}	Posição do êmbolo relativamente ao topo do atuador na qual o deslocamento necessário para a descompressão do óleo é igual para as duas câmaras
x_1^{min}	Posição mínima do êmbolo na qual se pode chegar à rutura
x_2^{min}	Posição mínima do êmbolo em relação à cabeça do atuador, à qual se pode iniciar o movimento do atuador
$x_{movimento}^{comutação}$	Posição do êmbolo relativamente à cabeça do atuador na qual se inicia a comutação do caudal dos grupos 1 e 2 com o grupo 3
$x_{movimento}^{min}$	Posição mínima de um ensaio do êmbolo relativamente à cabeça do atuador
$x_{movimento,p=200bar}$	Posição do êmbolo em relação à cabeça do atuador quando a pressão no circuito de atuação é de 200 bar
$x_{movimento}^{inicio_{carreg}}$	Posição do êmbolo relativamente à cabeça do atuador no início do carregamento do acumulador por parte dos grupos 1 e 2
$x_{movimento}^{final_{carreg}}$	Posição do êmbolo relativamente à cabeça do atuador no final do carregamento do acumulador por parte dos grupos 1 e 2
x_{acel}	Posição do êmbolo relativamente à cabeça do atuador após realização da aceleração
x_{real}	Posição real do êmbolo relativa à cabeça do atuador
$p_0^{acumulador}$	Pressão do acumulador no estado 0.

$p_1^{acumulador}$	Pressão do acumulador no estado 1.
$p_{máx}^{funcionamento}$	Pressão máxima de funcionamento dos grupos 1 e 2
p_{inicio}^{recuo}	Pressão no circuito de atuação no início do movimento do recuo
p_{final}^{recuo}	Pressão no circuito de atuação no final do movimento do recuo
p_{fecho}^{6V5}	Pressão da câmara secundária para a qual se inicia o fecho da válvula 6V5
p_1	Pressão na câmara principal do atuador num dado instante
p_2	Pressão na câmara secundária do atuador num dado instante
p_{ajuste}	Pressão de ajuste da válvula de controlo de carga
p_{carga}	Pressão no circuito devido à carga exercida no cabo
$p_{máx}$	Pressão máxima do circuito hidráulico
p_f	Pressão final
p_i	Pressão inicial
$p_{saída}^{bomba}$	Pressão no orifício de saída da bomba hidráulica
$p_{entrada}^{bomba}$	Pressão no orifício da bomba hidráulica (reservatório)
$p_{entrada}^{motor}$	Pressão à entada do motor hidráulico
$p_{saída}^{motor}$	Pressão à saída do motor hidráulico (reservatório)
$p_{acumulador}$	Pressão momentânea do acumulador
$p_{acumulador}^{disp.}$	Pressão disponível no acumulador
$p^{movimento}$	Pressão momentânea no circuito do atuador hidráulico
p	Pressão
$p_{min}^{acumulador}$	Pressão mínima no acumulador (definida para um ensaio)
$p_{máx}^{movimento}$	Pressão máxima no circuito de atuação de um movimento do atuador
$p_{carga}^{máx}$	Pressão máxima da carga num ensaio

p_{carga}^{min}	Pressão mínima da carga num ensaio
$p_{comutação}$	Pressão circuito de atuação quando acontece a comutação dos grupos 1 e 2 com o grupo 3
$p_{funcionamento}$	Pressão de funcionamento no circuito de atuação do acumulador
$p_{final_{carreg}}^{atuador}$	Pressão no circuito de atuação no final do seu carregamento do acumulador
$p_{inicio_{carreg}}^{atuador}$	Pressão no circuito de atuação no início do seu carregamento do acumulador
p_{f2}	Pressão final na câmara secundária após descompressão
p_{i2}	Pressão inicial na câmara secundária antes da descompressão
p_{i1}	Pressão inicial na câmara principal antes da descompressão
p_{f1}	Pressão final na câmara principal depois da descompressão
p_1^{5V5}	Pressão na câmara secundária devido à influência da válvula 5V5 no movimento de recuo do atuador
p_{ajuste}^{5V5}	Pressão de ajuste da válvula 5V5
p_{ajuste}^{6V4}	Pressão de ajuste da válvula 6V4
$p_{ajuste}^{máx}$	Pressão máxima de ajuste.
$p_{100tons}^{camara\ 2}$	Pressão presente na camara secundária do atuador devido à carga de 1MN exercida no cabo.
P_{motor}	Potência nominal do motor elétrico
$P_{acumulador}$	Potência a ser debitada pelo acumulador
$\Delta p_{válvula}$	Queda de pressão mínima na válvula reguladora de caudal proporcional
α	Razão entre a área da câmara principal e área da câmara secundária do atuador
pt	Razão de pilotagem de uma válvula de controlo de carga
pt^{6V4}	Razão de pilotagem da válvula 6V4
pt^{5V5}	Razão de pilotagem da válvula 5V5

$\frac{C_{motor}}{C_{bomba}}$	Razão de cilindradas do conjunto hidráulico motor/bomba
η_{vol}^{bomba}	Rendimento volumétrico de uma bomba hidráulica
η_{mec}^{motor}	Rendimento mecânico do motor hidráulico
$\eta_{vol}^{\frac{motor}{bomba}}$	Rendimento volumétrico do conjunto hidráulico motor/bomba
η_{vol}^{motor}	Rendimento volumétrico do motor hidráulico
η_{mec}^{bomba}	Rendimento mecânico da bomba hidráulica
$\eta_{válvula}^{3V3}$	Rendimento da válvula 3V3
η_{global}^{grupo3}	Rendimento global do grupo 3
$\eta_{vol}^{bomba\ 2}$	Rendimento volumétrico da bomba 2
$\eta_{vol}^{bomba\ 1}$	Rendimento volumétrico da bomba 1
k_{cabo}	Rigidez do cabo
$\frac{dF}{dt}$	Taxa de variação da força
$\frac{d\varepsilon}{dt}$	Taxa de deformação
t_{fecho}	Tempo de fecho de uma válvula
t_{acel}	Tempo de aceleração
t_{ensaio}	Tempo de ensaio
$t_{desacel}$	Tempo de desaceleração
Δp	Variação da pressão
ΔV	Variação do volume
$\Delta p_{movimento}^{camara2}$	Variação da pressão na câmara secundária do atuador durante um movimento de avanço do atuador
$u_{bomba\ 1}$	Variável que apresenta o valor1 se o grupo 1 não estiver a fornecer caudal ao atuador
$u_{bomba\ 2}$	Variável que apresenta o valor1 se o grupo 2 não estiver a fornecer caudal ao atuador

$n_{máx}$	Velocidade de rotação máxima dos motores elétricos dos grupos.
$n_{máx}^{pmáx}$	Velocidade de rotação dos motores elétricos à pressão máxima do movimento
$v_{máx}$	Velocidade máxima da máquina
n_{motor}^{carreg}	Velocidade dos grupos 1 e 2 no momento de carregamento do acumulador
$n_{máx}^{>200bar}$	Velocidade de rotação máxima dos grupos 1 e 2 para uma pressão de funcionamento acima dos 200bar
V	Volume
V_0	Volume de azoto no acumulador no estado zero
V_1	Volume de azoto no acumulado no estado um
$V_{utilizado}$	Volume utilizado do acumulador para a realização de um movimento
$V_{acumulador}^{TOTAl}$	Volume de capacidade de óleo do acumulador
$V_{óleo}$	Volume do nível de óleo momentâneo no acumulador
$V_{óleo}^{utilizado.mov}$	Volume de óleo utilizado do acumulador que passou efetivamente pela válvula 3V3 para realização do movimento
$V_{óleo}^{utilizado}$	Volume de óleo do acumulador utilizado num movimento
$V_{óleo}^{recup}$	Volume de óleo recuperado, no movimento de avanço do atuador, para o acumulador
$v_{máx}^{objetivo}$	Velocidade máxima objetivo do movimento
$V_{disponível}$	Volume de óleo disponível no acumulador
$V_{consumido}$	Volume de óleo gasto do acumulador no movimento de recuo do atuador
$V_{paragem}^{acumulador}$	Volume de óleo do acumulador a partir do qual se pára de carregar
$V_{capaz}^{grupos\ 1+2}$	Volume de óleo que os grupos disponíveis têm capacidade de carregar o acumulador até um determinado tempo antes da inversão de movimento

1 Introdução ao Projeto

1.1 Enquadramento do projeto e motivação

O projeto apresentado nesta dissertação tem como objetivo a atualização tecnológica de uma máquina de ensaios de cabos sintéticos existente na empresa Lankhorst Euronete Portugal, situada na Maia.

Com esta máquina pretendem-se realizar diversos tipos de ensaios de natureza mecânica que têm como objetivo obter informações para a garantia da qualidade e do desempenho dos cabos sintéticos para que estes cumpram as exigentes normas de segurança a que estão sujeitos nas diversas aplicações, nomeadamente marítimas e na indústria de exploração petrolífera, bem como em aplicações de movimentação vertical de cargas.

Os cabos sintéticos apresentam algumas particularidades que os tornam cada vez mais interessantes para as aplicações marítimas, que são caraterizadas por um ambiente extremamente corrosivo. Neste ambiente, estes cabos são ideais, uma vez que não oxidam, ao contrário dos cabos de aço.

Por vezes, em certas aplicações, devido aos esforços suportados, são necessários cabos com elevado diâmetro e com elevados comprimentos, tal como nas amarrações dos navios, nomeadamente petroleiros, ver Figura 1.1. Estas características trazem, como consequência, inviabilidade de utilização de cabos metálicos com extremas massas, que dificultam o manuseio e aplicação dos mesmos.

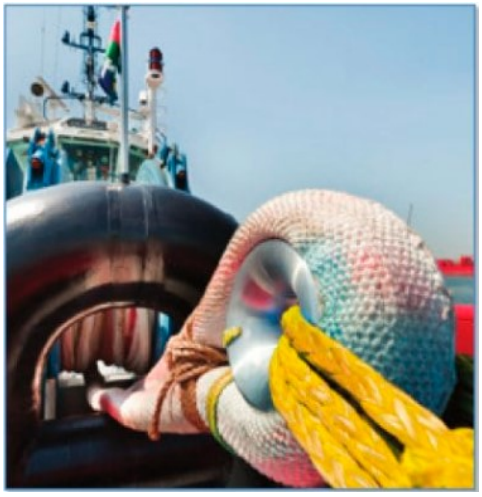


Figura 1.1 Cabos de amarração de navios.[1]

Nestas circunstâncias, a flutuabilidade também é uma característica importante. A capacidade de flutuação destes cabos é quase sempre assegurada devido à baixa densidade dos materiais

envolvidos e, mesmo sem contar com esta característica, estes cabos, são naturalmente mais leves do que os cabos de aço. Desta forma, verifica-se numa crescente utilização dos cabos sintéticos para diferentes aplicações que não só as marítimas, substituindo cada vez mais o uso dos cabos metálicos ou correntes.

O crescente recurso ao uso dos cabos sintéticos, numa gama de aplicações cada vez mais variada, traz desafios cada vez maiores para os seus fabricantes. Desta forma, existe uma necessidade crescente de melhoria das características dos cabos. Esta melhoria tem que ser permanentemente garantida para cumprir requisitos de segurança cada vez mais exigentes, do que resulta uma maior necessidade de capacidades das máquinas de ensaio para comprovarem as evoluções das caraterísticas mecânicas dos cabos. O uso destes cabos em aplicações onde nunca foram utilizados traz como consequência a necessidade de teste de certos comportamentos que no passado não existiam, o que significa que as máquinas de ensaio apresentam uma necessidade de constante evolução, com uma maior flexibilidade de funcionalidades e cada vez mais capacidade de força e de velocidade de ensaio, o que acarreta maiores requisitos de potência disponível para realizar testes.

Devido às preocupações relativas à utilização racional da energia, a melhoria das capacidades das máquinas nunca vem só. Cada vez surge mais a necessidade de fazer mais com menos, o que torna o projeto ainda mais desafiante e interessante.

O aumento do interesse em máquinas de ensaio específicas para estas aplicações, devido aos pedidos do mercado deste tipo de cabos, traz um acréscimo na motivação no desenvolvimento desta dissertação, mas não só. O potencial de aprendizagem dentro da área da automação e o estudo e desenvolvimento dos sistemas hidráulicos e elétricos na conceção de uma máquina, e o próprio desenvolvimento desta máquina, mostram-se fatores extremamente cativantes, que abrem um leque de conhecimento extremamente abrangente dentro de uma indústria, não só de conceção de máquinas de ensaio, mas sim de desenvolvimento de sistemas automáticos com tecnologia atual e complexa na sua essência.

1.2 Objetivos do projeto

Atualmente existe uma máquina de ensaios nas instalações da empresa Lankhorst-Euronete Portugal que realiza os ensaios que são propostos neste projeto. No entanto, as crescentes exigências nos valores de carga e de taxas de variação de carga a aplicar a um cabo, bem como as correspondentes velocidades de deformação a que um cabo tem que ser sujeito, determinam novas e melhores soluções em termos de propostas de alteração de funcionamento da atual máquina.

No sentido de limitar o âmbito das alterações, a capacidade de carga máxima da máquina existente, que é de 100 toneladas, não será alvo de alteração no projeto a desenvolver.

O gasto de energia da máquina, no entanto, não deve acompanhar o aumento das características de desempenho pretendidas, justificando assim um claro objetivo de otimização energética na proposta de alterações a empreender.

Na realidade, o objetivo deste projeto é proceder à alteração da máquina de ensaios existente numa perspetiva de sustentabilidade e ecologia, reaproveitando ao máximo as partes mecânicas estruturais da presente máquina, mas melhorando a automação e a eficiência de realização dos ensaios e aumentando, ao mesmo tempo, a capacidade de velocidade máxima da máquina. Na Figura 1.2 está presente o layout corrente da máquina de ensaios presente nas instalações da empresa.

Figura 1.2-Layout da máquina existente.

A estrutura metálica a azul será completamente reaproveitada, mas os restantes elementos, como os atuadores hidráulicos, central hidráulica e quadros elétricos serão substituidos durante o desenvolvimento deste novo sistema de comando.

Esta dissertação tem, assim, como objetivo conceber uma nova solução de atuação e de comando para uma máquina existente que possa representar o estado da arte nas necessidades de automação de um equipamento deste tipo de modo a cumprir as necessidades produtivas a que se destina.

1.3 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em 6 capítulos, e 3 anexos, que visam ajudar a melhor compreensão das decisões tomadas no desenvolvimento deste projeto.

O primeiro capítulo tem como objetivo o enquadramento do leitor no projeto a realizar e explicar a sua relevância na indústria à qual se aplica.

No segundo capítulo são levantados os problemas que têm que ser enquadrados na fase de estudo e conceção de uma proposta de alteração, demonstrando as peculiaridades das características dos cabos sintéticos e o quanto estas características poderão afetar as especificações e soluções a incluir na máquina de ensaios. Este capítulo tem em vista trazer uma maior sensibilidade ao leitor quanto aos problemas energéticos e funcionais que poderão potencialmente existir, e que serão tidos em conta no desenvolvimento do projeto.

No terceiro capítulo é explicado o desenvolvimento da ideia do mecanismo e são, também, expostas as decisões tomadas para resolver os problemas abordados no segundo capítulo. Neste capítulo são apresentados os cálculos que fundamentaram as decisões tomadas para se chegar a uma proposta de solução final. Deste capítulo são retirados parâmetros de referência dos componentes e próprios componentes a utilizar para que se faça uma seleção posterior de componentes para a conceção física da máquina.

No quarto capítulo é apresentada a modelação numérica do sistema proposto no terceiro capítulo, com os parâmetros aí definidos, através da ferramenta de simulação *Simulink* da aplicação MATLAB. Neste capítulo procura-se averiguar a capacidade de funcionamento do sistema desenvolvido antes de se realizar a sua implementação. Os resultados obtidos nas

diferentes simulações realizadas são, também, analisados e comparados de forma a averiguar qual a melhor solução a adotar. É, também, feita uma análise dos problemas que poderão existir na implementação real do sistema através dos resultados obtidos.

No quinto capítulo são expostas as decisões de conceção e seleção dos componentes a utilizar para o mecanismo de atuação.

No sexto capítulo é apresentada a solução de automação proposta para o sistema, que passa pela seleção dos componentes elétricos e de informática industrial que permitem a atuação dos componentes que constituem a solução do layout do mecanismo proposto. Neste capítulo, face às decisões de *layout* do sistema, é, também, exposta a distribuição dos componentes de automação em diferentes quadros elétricos.

No capítulo de Conclusões é realizada uma análise do conseguido no desenvolvimento do sistema em termos de funcionalidade e eficiência do sistema. É, também, feito um balanço da relevância da simulação do sistema em termos de valor acrescentado ao desenvolvimento realizado até ao momento e ao desenvolvimento futuro da máquina.

Por fim, em Trabalhos Futuros é feita uma perspetiva do restante desenvolvimento do projeto e possíveis melhorias à proposta desenvolvida nesta dissertação. Neste capítulo são, também, abordadas melhorias na simulação do sistema que possam permitir uma maior otimização da solução proposta.

2 Contextualização do problema

O projeto desenvolvido no decorrer desta dissertação baseia-se na conceção de uma solução de atualização tecnológica de uma máquina de ensaios para testar cabos de fibras sintéticas à fadiga, à rutura e à fluência. Estes diferentes tipos de ensaios têm requisitos funcionais bastante diferentes que colocam desafios importantes à conceção de uma solução única otimizada.

Os ensaios de fluência e de rutura são ensaios tipicamente mais lentos, sendo que os de fluência são realizados a velocidades particularmente baixas, uma vez que o objetivo é sujeitar um provete a uma força constante e avaliar a sua deformação ao longo de um tempo alargado. Os ensaios de rutura são ensaios monotónicos em deformação lenta progressiva até à condição de rutura que, em geral, se pode considerar frágil e de grande libertação de energia dada a elasticidade de um cabo sintético.

Os ensaios de fadiga são ensaios cíclicos, nos quais se faz sucessivamente uma tração e uma relaxação de um cabo no sentido de se poder estimar o seu comportamento ao longo da vida. São ensaios que têm como objetivo serem acelerados para se poderem obter resultados em tempo útil. Por isso, são ensaios que se têm que realizar a maior velocidade, comparativamente com os ensaios anteriormente referidos. O tempo de duração dos ensaios de fadiga pode ser relativamente elevado, desde dias, semanas até meses de modo a permitir estimar, tal como foi referido, o comportamento de um cabo ao longo da sua vida.

Atualmente os cabos sintéticos podem apresentar quer características mecânicas de baixa ou de elevada rigidez e suportar cargas de rutura que, igualmente, podem ser particularmente elevadas. A baixa rigidez pode significar a necessidade de elevados cursos de ensaio e velocidades também relativamente elevadas.

Um comportamento dotado de histerese é uma característica típica da deformação deste tipo de cabos. Devido a esta característica a tração e a relaxação destes cabos entre valores constantes de força apresenta deslocamentos diferentes. Os cabos sintéticos, quando solicitados a cargas cíclicas, não deixam de evidenciar também deformações típicas de fluência ao longo do tempo.

Neste capítulo analisar-se-ão as características de cada tipo de ensaio e de que forma as particularidades dos cabos sintéticos afetam os requisitos associados a cada ensaio. Irão ser abordados procedimentos necessários para que um ensaio seja válido de forma a cumprir as normas aplicáveis.

Será, ainda, feita uma comparação entre os ensaios do mesmo tipo realizados a cabos de aço e a cabos sintéticos, com a intenção de estabelecimento de uma ponte de comparação de forma a tornar a análise dos ensaios e das dificuldades acrescidas no desenvolvimento desta máquina face às máquinas construídas para ensaio de cabos de aço.

Incluído neste capítulo, são abordadas as especificações gerais dos requisitos de velocidade e de cursos máximos da máquina para que esta cumpra as exigências de cada ensaio.

Após a análise funcional dos ensaios são abordados os problemas de consumo e de eficiência de energia que podem estar presentes no funcionamento do mecanismo e que, como consequência, influenciarão as decisões de conceção deste projeto.

2.1 Análise dos Tipos de Ensaios

Existe um conjunto de normas que necessitam ser respeitadas para que os ensaios a cabos sintéticos sejam aprovados como válidos. Estas normas indicam os procedimentos a realizar para que cada tipo de ensaio seja válido e os métodos de extração de resultados dos ensaios. As cargas de cada ensaio e as velocidades a que este será realizado são geralmente em função da percentagem da carga mínima de rutura (MBL- *Minimum Break Load*) a que um cabo é solicitado.

2.1.1 Ensaio de Rutura

Os ensaios de rutura a cabos de aço são caracterizados pela realização de um único movimento de tração até que o fenómeno de rutura aconteça. É, portanto, um ensaio monotónico, no qual os cabos são solicitados com um perfil de deslocamento a velocidade constante ao longo do tempo, ou seja, a uma taxa de variação da deformação constante, até que a rutura suceda. Um gráfico típico de um ensaio de rutura em cabos de aço pode ser observado na Figura 2.1. Este gráfico compara 2 tipos de cabo de aço com a mesma composição, mas geometrias diferentes. Verifica-se que as extensões dos cabos até à tensão de cedência são muito pequenas, menores do que 1%, e mesmo até à rutura os valores das extensões não chegam a 7%. [2, 3]

Na sua essência não existem diferenças entre ensaios de rutura realizados a cabos sintéticos ou a cabos de aço, com a exceção do procedimento antes do início do ensaio propriamente dito. Algumas normas, em vez de definirem taxas de deslocamento, definem taxas de variação da carga para um ensaio de rutura a um cabo sintético.

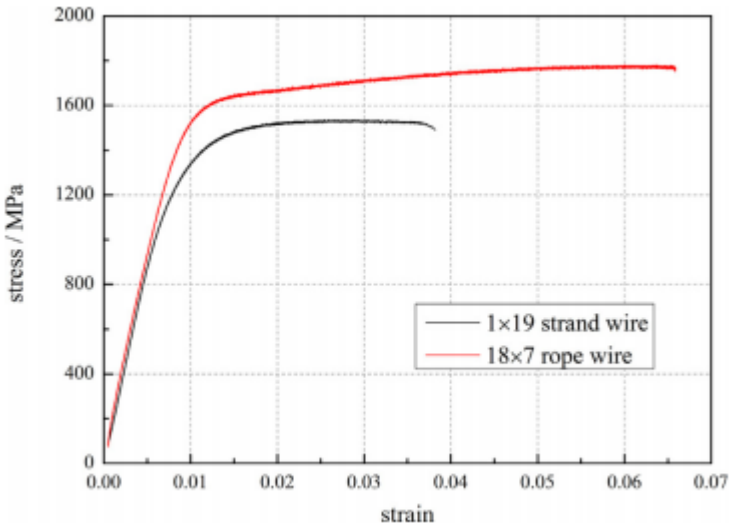


Figura 2.1- Gráfico de ensaio de rutura a dois cabos de aço [4] Artigo científico

Um gráfico típico de resultados de um ensaio a um cabo sintético pode ser observado na Figura 2.2. Existem várias normas que descrevem o procedimento dos ensaios de rutura a cabos

sintéticos. Estes ensaios são, sempre, antecedidos por um procedimento de ajuste, ou acomodação, do cabo que pode corresponder a 10 ciclos de tração e de relaxação desde uma força mínima até 50 % da carga mínima de rutura do cabo (MBL), como pode ser visto pela zona marcada na Figura 2.2. Após a realização destes ciclos de acomodação, é feito o último movimento de tração do cabo, desta vez, até que a rutura suceda, correspondente à curva com a legenda "Continuation of 11th Loading" na Figura 2.2. [5] [6] [7]

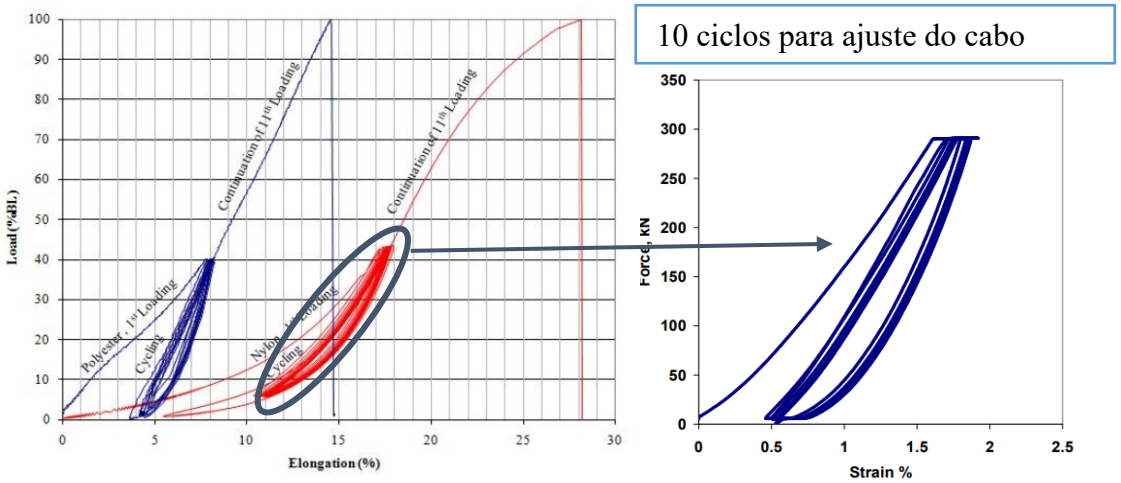


Figura 2.2-Gráfico de ensaio de rutura a um cabo sintético (Azul-Polyester, Vermelho-Nylon).[5]

Da observação do gráfico da Figura 2.2 verifica-se que as deformações, no primeiro ciclo, são muito elevadas mesmo para cargas muito baixas. Nos ciclos seguintes, para a mesma carga mínima, o cabo não relaxa para o comprimento inicial, apresentando valores de deformação superiores aos iniciais, correspondentes a deformações permanentes. Isto não representa, necessariamente, a presença de deformações plásticas das fibras do cabo, mas sim o ajuste ou acomodação entre as fibras que o compõem. Antes do cabo ser submetido a qualquer carga, existem espaços vazios entre os sub-cabos constituintes de um cabo, ver Figura 2.3. Este facto explica as diferenças entre as extensões do cabo ao longo dos ciclos do procedimento inicial do ensaio, sendo esta a razão pela qual se realiza este procedimento. Verifica-se, ainda, que estes cabos são caracterizados por elevadas extensões, atingindo valores de quase 30% no caso dos cabos de Nylon (curva a vermelho da Figura 2.2).

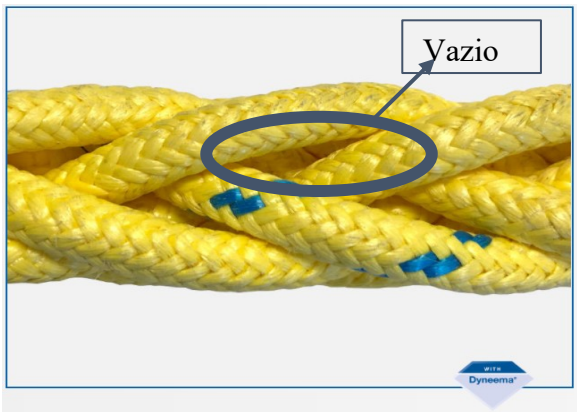


Figura 2.3- Espaços entre as cordas que constituem o cabo.

As normas definem um conjunto de fatores que estes ensaios devem cumprir de modo a serem aprovados e os seus resultados considerados válidos.

Para o procedimento inicial são definidas as cargas mínima e máxima e a taxa de variação da carga ou do deslocamento a que o cabo deverá ser solicitado. As normas também definem a taxa de variação da carga ou do deslocamento para o último movimento do ensaio que consiste na tração do cabo até à sua rutura. O valor do comprimento do provete a ser ensaiado também é definido, fator que não pode ser de todo ignorado. Este valor influenciará muito o valor do curso de ensaio uma vez que, tal como já foi aqui referido, os valores de extensão dos cabos no final destes ensaios são elevados.

Geralmente, estas normas impõem limites suficientemente flexíveis, não apresentando valores bem definidos para estes parâmetros, mas sim intervalos dentro dos quais os seus valores devem estar. Estes valores são, normalmente, dados em função do MBL ou em função do diâmetro do cabo a ensaiar.

Na Tabela 2.1 estão presentes os valores de carga e as taxas de variação da carga definidos por diferentes normas.

Tabela 2.1- Parâmetros definidos pelas normas dos ensaios de rutura a cabos sintéticos [6] [7] [9].

	OCIMF	ABS	SHELL
Carga mínima primeiros 10 ciclos	$\geq 10\%MBL$	$\geq 10\%MBL$	$\geq 2\%MBL$
Carga máxima primeiros 10 ciclos	$\leq 50\%MBL$	$\leq 50\%MBL$	$\leq 50\%MBL$
Carga máxima	$100\%MBL$	$100\%MBL$	$100\%MBL$
Taxa de variação do Deslocamento/ Carga	$\frac{2\% \text{ a } 10\%}{60s} L_{cabo}$	$\frac{20\%}{2s \; a \; 30s} MBL$	$\frac{20\%}{60s} MBL$
Comprimento do Cabo (L_{cabo})	$\approx 100 * D_{cabo}$	$\geq 100 * D_{cabo}$	$\geq 100 * D_{cabo}$

Os cabos sintéticos apresentam menor rigidez do que os cabos de aço, para o mesmo valor de MBL, e por isso apresentam uma ductilidade superior, facto que pode ser claramente verificado pelos elevados valores de deformação após rutura dos cabos sintéticos ensaiados no gráfico da Figura 2.2. Devido a esta baixa rigidez a deformação dos cabos sintéticos pode ser bastante superior à dos cabos de aço para ensaios em que a rutura seja atingida para o mesmo valor de carga. Com deformações superiores, para a mesma carga de rutura, os cabos sintéticos acumulam mais energia potencial elástica do que os cabos de aço. A maior energia potencial elástica armazenada pode traduzir-se em impactos mais violentos nos ensaios de rutura de cabos sintéticos.

2.1.2 Ensaio de Fluência

O ensaio de fluência de um cabo é marcado por uma deformação pequena causada por uma carga constante durante um longo tempo de duração do ensaio. Geralmente a carga à qual um cabo é solicitado, numa situação dita normal, provoca um estado de tensão dentro do domínio elástico para o cabo. O que na realidade acontece é que ao longo de um ensaio de fluência surgem uma série de fenómenos na estrutura dos cabos que provocam a sua deformação permanente. Como consequência da carga constante aplicada que provoca taxas de deformação $(\frac{d\varepsilon}{dt})$ muito baixas, a velocidade de ensaio é muito pequena.

A fluência, para cabos de aço, só acontece de uma forma mais percetível a partir de 40% da sua temperatura de fusão. À temperatura ambiente, os deslocamentos são muito pequenos levando a ensaios extremamente longos quando o objetivo é chegar à rutura por fluência, podendo chegar a milhares de horas só para um ensaio. Os pequenos deslocamentos conjugados com uma força constante limitam a velocidade a menos de uma décima de milímetro por minuto.[2] [3]

Observando o gráfico típico de um ensaio de fluência a cabos de aço, Figura 2.4, faz-se notar que um ensaio pode ser dividido em 4 fases:

- a primeira, que corresponde ao alongamento inicial provocado pela pré-carga à qual o cabo é sujeito;
- a segunda, que é caracterizada por um fenómeno denominado fluência primária, no qual o cabo sofre encruamento, o que explica a diminuição da taxa de deformação ao longo desta fase;
- na terceira fase, entra-se na zona de fluência secundária em que a taxa de deformação é constante;
- na quarta fase, denominada de fluência terciária, verifica-se que existe um aumento da taxa de deformação consequência da deformação acumulada ao longo do ensaio, que provoca um enfraquecimento do cabo. Esta última fase acaba com a rutura do cabo. [3]

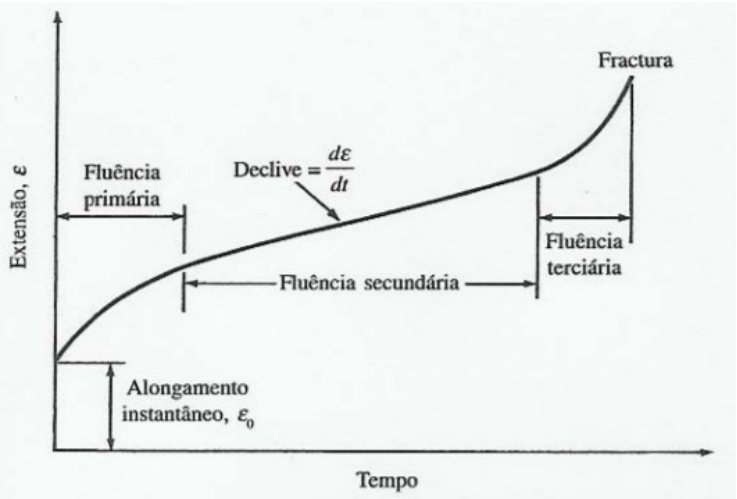


Figura 2.4- Gráfico típico de ensaio de fluência a cabo de aço [2].

Nos cabos sintéticos o fenómeno de fluência acontece a qualquer temperatura, mesmo à temperatura ambiente, de uma forma pronunciada. Este teste segue uma configuração apresentada na Figura 2.5. Nesta figura está presente o gráfico que representa a carga exercida no cabo, descrita em percentagem da tensão de rutura do cabo em função da extensão do cabo. Este teste segue a norma ABS para ensaios a cabos sintéticos. Ao contrário dos ensaios a cabos de aço estes ensaios não têm como objetivo a rutura do cabo. Segundo esta norma, o ensaio de fluência, é composto por várias fases nas quais o cabo é tracionado até um certo valor de carga e é mantido nesse valor durante um certo período de tempo. Após esse período o cabo é relaxado até outro estado de solicitação e procede-se à medição da extensão do cabo. Este ciclo repete-se por mais 3 fases, nas quais o tempo de estágio em tensão vai aumentando, até que se chega à última fase. Nesta fase traciona-se o cabo uma última vez até a uma carga igual à das fases anteriores e relaxa-se novamente até à carga nula após a carga ser atingida. Após este procedimento a extensão do cabo é registada.

Nas fases de transição, ou seja, nas fases em que se altera a carga no cabo, tracionando e relaxando para cumprir o perfil definido pela norma, a taxa de variação da carga no cabo não pode variar o equivalente a 20% do MBL do cabo em menos de 2 segundos nem pode variar esta mesma percentagem de força em mais de 30 segundos. O intervalo da taxa de variação da carga pode ser descrito pela equação (2.1).[10]

$$0{,}2\frac{\mathrm{MBL}}{30} < \frac{dF}{dt} < 0{,}2\frac{\mathrm{MBL}}{2} \tag{2.1}$$

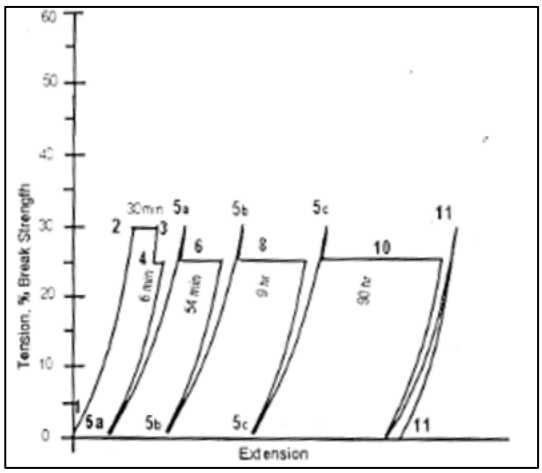


Figura 2.5- Gráfico típico de procedimento de ensaio de fluência a cabo sintético. [10]

Os ensaios de fluência a cabos sintéticos também podem apresentar um padrão de deformação, em função do tempo, muito próximo dos ensaios a cabos de aço quando o ensaio é obtido para o mesmo procedimento realizado para um ensaio a cabo de aço. Com a exceção da preparação do cabo, pois antes de realizar estes ensaios de fluência a este tipo de cabos, têm que se realizar ciclos de ajuste do cabo, que consistem em ciclos de tração e relaxação do cabo, tal como é realizado no caso dos ensaios de rutura. A Figura 2.6 apresenta um gráfico de solicitação de um cabo sintético nesta fase de ajuste do cabo.

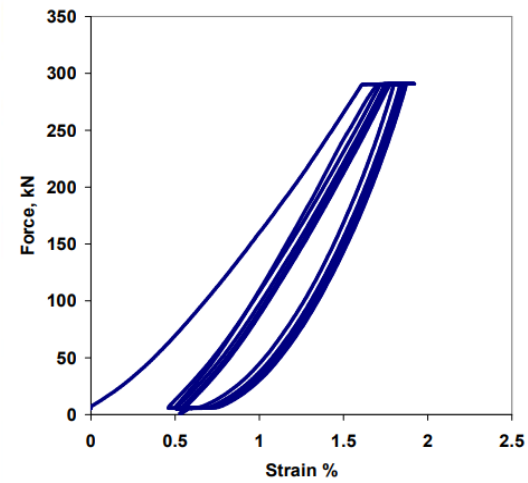


Figura 2.6- Gráfico do perfil de força vs. extensão durante os ciclos de ajuste do cabo.[5]

Após realizados os ciclos de ajuste do cabo, este é tracionado até ao valor da carga ao qual este irá ser submetido para realizar o ensaio de fluência. Quando atingida a carga do ensaio o cabo é mantido nesse estado por um longo período de tempo até que a rutura, eventualmente, aconteça. A Figura 2.7 tem presente um gráfico de um ensaio de fluência que seguiu este procedimento. Este teste apresentou uma duração de 10 dias e apresentou taxas de deformação muito pequenas.

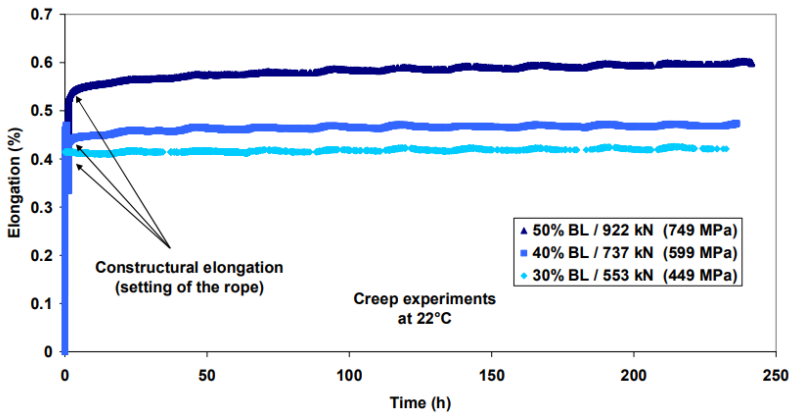


Figura 2.7-Gráfico de ensaio de fluência a cabos sintéticos[5]

É percetível uma certa semelhança entre as curvas características de extensão ao longo do tempo deste ensaio a um cabo sintético e a curva característica para ensaios a cabos de aço, Figura 2.4.

2.1.3 Ensaio de Fadiga

Os ensaios de fadiga a cabos de aço, são realizados dentro do seu domínio elástico, não existindo o fenómeno de encruamento do cabo, o que significa que não existem diferenças consideráveis de deslocamento de ciclo para ciclo. Nestes ensaios é imposto um perfil de carga ao longo do tempo. O objetivo é solicitar o cabo desde uma força mínima a uma força máxima e novamente a uma força mínima num determinado período de tempo, ou seja, com o objetivo de cumprir uma taxa de variação de força bem definida. Esta taxa pode ser calculada pela expressão (2.2). A esta taxa corresponde a curva a verde do perfil de força na Figura 2.8.

$$\frac{dF}{dt} = \frac{(F_{max} - F_{\min})}{\frac{t_{ensaio}}{2}} \tag{2.2}$$

Na realidade, de forma a evitar acelerações e desacelerações teoricamente infinitas nas inversões de movimento é possível utilizar um perfil sinusoidal de referência de força, presente na Figura 2.8 a azul, em vez do perfil em dente de serra.

Estes cabos apresentam valores de rigidez que podem ser considerados constantes. Este facto justifica o perfil de deslocamento de ensaio simétrico obtido neste tipo de ensaios a cabos de aço, tal como o perfil de força imposto. É de notar, ainda, que os cabos de aço apresentam uma rigidez particularmente elevada, o que se traduz em deslocamentos pequenos ao longo de cada ciclo.

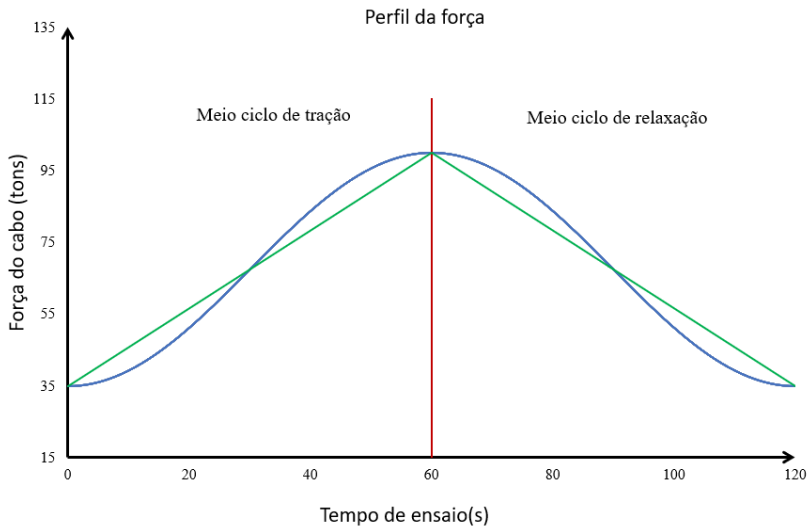


Figura 2.8-Perfil de força imposto em ensaios a cabos de aço.

O perfil da taxa de variação da força, obtido pela derivação do perfil de referência de força, nestes ensaios está presente na Figura 2.9. Esta figura compara o perfil da taxa de variação da força caso o perfil de referência da força fosse em dente de serra (a verde) com o caso em que o perfil da força apresenta uma característica sinusoidal (a azul). Da análise gráfica repara-se que a taxa de variação da força, no caso do perfil sinusoidal, chega a ser aproximadamente 1,57 vezes superior à taxa de variação do caso em que o perfil da carga é em dente de serra, ou triangular. Isto significa, em princípio, que é necessária uma velocidade de ensaio 57% superior em ensaios com perfil sinusoidal. Para os ensaios a cabos de aço, este facto não é de grande relevância, uma vez que, tal como já foi referido, a rigidez dos cabos de aço é elevada e, por isso, os deslocamentos são curtos traduzindo-se em velocidades pequenas.

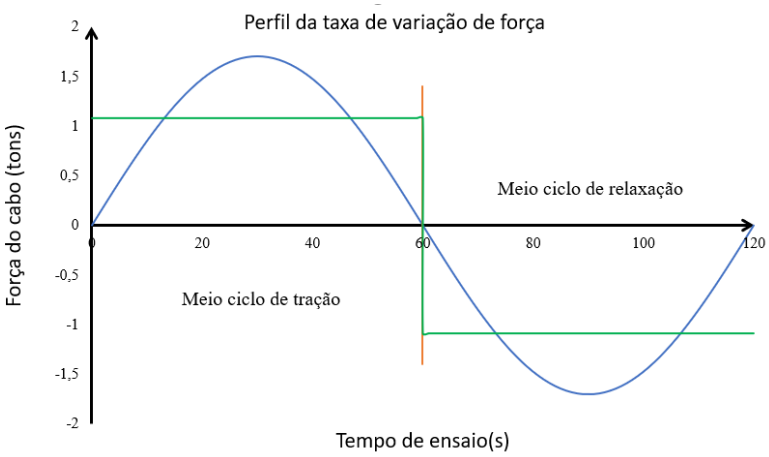


Figura 2.9- Taxa de variação da força proveniente do perfil de força imposto em ensaios cíclicos a cabos de aço.

Os ensaios de fadiga a cabos sintéticos são compostos por um procedimento inicial que consiste na pré-carga do cabo até à força mínima que será realizada no ensaio, para que o cabo se adapte e se permita o ajuste das diferentes fibras que compõem o cabo. Depois deste ajuste, é iniciado efetivamente o ensaio que, numa primeira fase, consiste na tração do cabo, que corresponde ao primeiro meio ciclo de ensaio. Logo que a força máxima do ensaio é atingida, procede-se à relaxação do cabo até à força mínima definida inicialmente para o ensaio. Neste movimento o

cabo realiza uma força tratora sobre o sistema, o que significa que o mecanismo terá que frenar o cabo de forma a controlar a taxa de relaxação da força.

Nos ensaios de fadiga a cabos sintéticos, estes são solicitados tanto no domínio elástico como plástico. Ciclo após ciclo os cabos ficam sujeitos a deformações permanentes crescentes, o que leva ao aumento da rigidez média do cabo. Este fenómeno pode gerar uma necessidade de velocidade, nos primeiros ciclos do ensaio, até 8 vezes superiores à necessidade de velocidade dos ciclos mais próximos do final do ensaio. Isto para que seja possível manter a mesma taxa de variação da carga.

Na Figura 2.10 (a) é mostrado o gráfico da evolução da rigidez média do cabo ao longo de dois ciclos e na Figura 2.10 (b) é possível ser observada a variação da rigidez instantânea de um cabo ao longo também dos mesmos dois ciclos de ensaio. Estes gráficos foram obtidos após um ensaio de fadiga realizado a um cabo sintético de Nylon. Com estes gráficos fica patente o aumento progressivo da rigidez média de ciclo para ciclo, nos movimentos de tração e de relaxação. Fica também percetível, pela observação da Figura 2.10 (b), que no movimento de tração a rigidez do cabo aumenta ao longo do tempo e no de relaxação a rigidez tem uma certa recuperação, diminuindo de valor, o que significa que com o aumento da deformação do cabo e, portanto, com o aumento da carga, a rigidez aumenta e com a diminuição da carga a rigidez diminui. Fica nítido ainda que a rigidez não varia com o mesmo padrão ao tracionar ou ao relaxar o cabo. Na tração a taxa de variação da rigidez do cabo é substancialmente menor quando comparada com a mesma taxa no movimento de relaxação. Apesar da rigidez média ser superior no movimento de relaxação, neste movimento serão necessárias velocidades momentâneas superiores no final do movimento de relaxação, uma vez que os menores valores de rigidez são atingidos neste movimento.

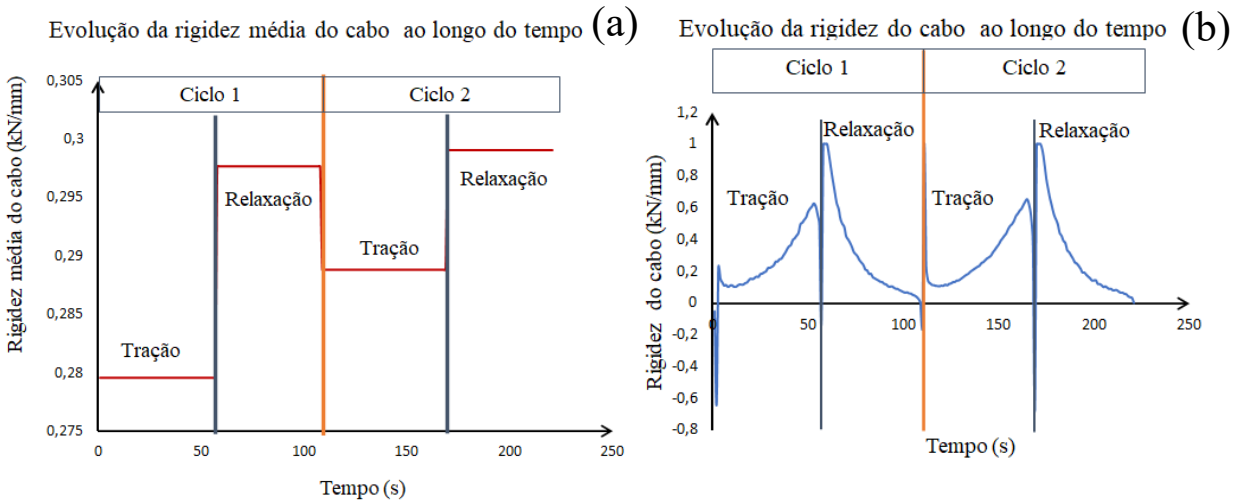


Figura 2.10-(a) Evolução da rigidez média dos cabos sintéticos. (b) Evolução da rigidez dos cabos sintéticos ao longo do ensaio.

Devido à característica de histerese deste tipo de cabos a assimetria da curva da deformação do cabo em função do tempo, entre o meio ciclo de tração e o de relaxação, não é de desprezar. Como consequência, as posições do início do movimento e do final do movimento de cada ciclo são diferentes de ciclo para ciclo.

A Figura 2.11 apresenta 2 gráficos de resultados de um ensaio de fadiga a um cabo quando solicitado com um perfil de força sinusoidal. O gráfico (a) representa a extensão em função do tempo e o gráfico (b) a evolução da rigidez do cabo ao longo do tempo. Observando o gráfico

(b), que mostra a evolução da rigidez instantânea do cabo ao longo de um ciclo deste mesmo ensaio, verifica-se que a rigidez do cabo permaneceu mais ou menos constante no movimento de tração, facto que se traduziu num perfil de extensão do cabo que lembra o perfil sinusoidal. No movimento de relaxação o perfil de rigidez apresentado foi mais próximo do linear. Devido a estas diferenças de comportamento de rigidez repara-se que o perfil de extensão do cabo não se mostra simétrico.

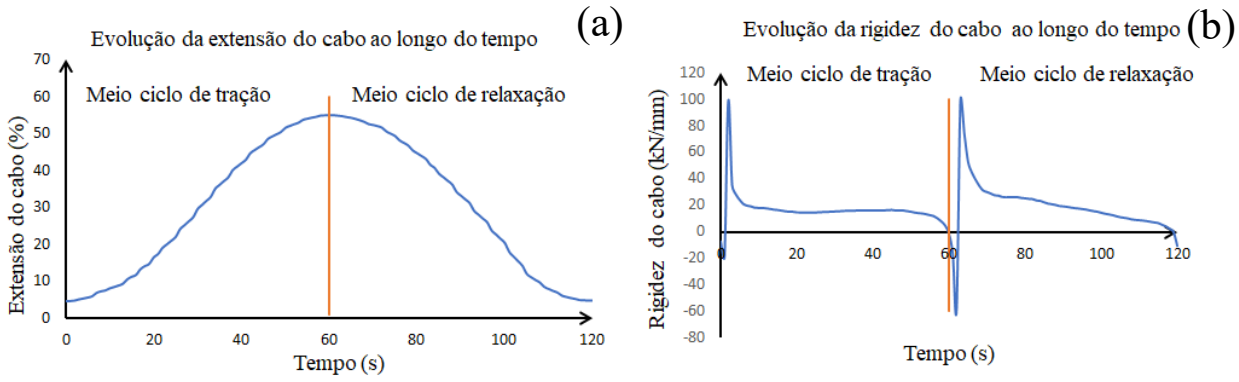


Figura 2.11-(a) Perfil de extensão do cabo ao longo de um ciclo de ensaio. (b) Evolução da rigidez do cabo ao longo de um ciclo de ensaio.

Na Figura 2.11 (b) é de notar que existe uma fase do movimento em que a rigidez do cabo se torna negativa. Esta rigidez negativa nada mais significa que a ocorrência do fenómeno de fluência. Este fenómeno ocorre devido ao uso de um perfil de referência de força sinusoidal. Neste perfil, sempre que se está na proximidade da inversão de movimento, a carga fica durante um tempo significativo num valor mais ou menos constante, embora com taxa de variação de força existente. Como se sabe, a cargas constantes os cabos sintéticos sofrem fluência.

A fluência, nos ensaios de fadiga, é tida como uma perturbação. De forma a evitar este fenómeno, ou pelo menos atenuá-lo, o perfil de força a realizar no decorrer da solicitação dos cabos sintéticos deverá ser algo diferente do perfil sinusoidal utilizado nos ensaios a cabos de aço de modo a evitar lapsos de tempo com força pouco variável no tempo.

Na Figura 2.12 está presente o gráfico genérico do perfil de força que deverá ser cumprido no ensaio de fadiga a estes cabos. Para que este gráfico possa ser utilizado para comparação com o gráfico da Figura 2.8**,** foi obtido para a mesma taxa de variação da força equivalente à curva de perfil em dente de serra e para as mesmas forças máxima e mínima

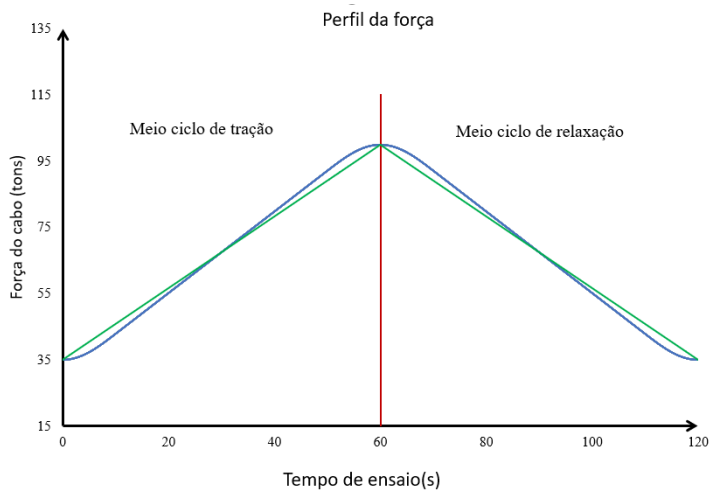


Figura 2.12-Perfil de referência de força para ensaios a cabos sintéticos.

O novo perfil de força, inicialmente, terá uma zona de aceleração que respeita uma equação trigonométrica, do tipo cosseno. Depois da aceleração, este perfil será linear até ao início da desaceleração. Esta última fase do perfil, tal como na aceleração, rege-se novamente por uma curva trigonométrica. Isto tanto para o primeiro meio ciclo de tração como para o segundo meio ciclo de relaxação.

Na fase de aceleração, para tempos ($0 \leq t < t_{acel}$), o perfil de variação respeita a equação (2.3).

$$F^*(t) = Y * \left(1 - \cos\left(\theta * (t)\right)\right) + F_{min} \tag{2.3}$$

Na fase de taxa de variação constante, para tempos de ensaio ($t_{acel} \leq t < (t_{ensaio}/2 - t_{desacel})$), o perfil segue a equação (2.4).

$$F^*(t) = Y * \left(1 - \cos\left(\theta * (t_{acel})\right)\right) + F_{min} + \mu * \frac{dF}{dt} * (t - t_{acel}) \tag{2.4}$$

Na fase de desaceleração, para tempos ($(t_{ensaio}/2 - t_{desacel})) \leq t < t_{ensaio}/2$), a equação (2.5) é a que descreve o perfil da força.

$$F^*(t) = Y * \left(1 - \cos\left(\theta * (t_{acel})\right)\right) + F_{min} + \mu * \frac{dF}{dt} * (t - t_{acel}) + Y * \sin\left(\theta * \left(t - \left(\frac{t_{ensaio}}{2} - t_{desacel}\right)\right)\right) \tag{2.5}$$

Após o primeiro meio ciclo de tração inicia-se o segundo meio ciclo de relaxação que começa por uma aceleração do perfil da força para os tempos entre ($t_{ensaio}/2 \leq t < (\frac{t_{ensaio}}{2} + t_{acel})$). Este perfil é descrito pela equação (2.6).

$$F^*(t) = F_{max} - Y * (1 + \cos(\theta * (t - t_{ensaio}/2) - \pi)) \tag{2.6}$$

Na fase de taxa de variação da carga constante, para tempos $((\frac{t_{ensaio}}{2} + t_{acel}) \leq t < (t_{ensaio} - t_{desacel}))$, o perfil da força segue a equação (2.7).

$$F^*(t) = F_{max} - Y * (1 + \cos(\theta * (t_{acel}) - \pi)) - \\ -\mu * \frac{d_{força}}{dt} * (t - (\frac{t_{ensaio}}{2} + t_{acel})) \tag{2.7}$$

Na última fase do ciclo, que é a desaceleração, entre os tempos $((t_{ensaio} - t_{desacel}) \leq t < (t_{ensaio}))$, o perfil de força pode ser representado pela equação (2.8).

$$F^*(t) = F_{max} - Y * (1 + \cos(\theta * (t_{acel}) - \pi)) - \\ -\mu * \frac{dF}{dt} * \left(\frac{t_{ensaio}}{2} - t_{desacel} - t_{acel}\right) - \\ -Y * \cos\left(\theta * \left(t - (t_{ensaio} - t_{desacel})\right) - \pi/2\right) \tag{2.8}$$

Os valores de Y, μ e θ são obtidos resolvendo um sistema de 3 equações. A equação (2.9) diz respeito ao ponto de interseção da curva a verde (perfil da força em dente de serra) com a curva a azul (perfil da força com perfil de aceleração e de desaceleração). A equação (2.10) define a igualdade de derivada no ponto de transição da aceleração para o perfil linear. A equação (2.11) é a condição que garante que não haja descontinuidades na taxa de variação da força.
Para a obtenção do perfil, considera-se sempre que o tempo de aceleração é igual ao tempo de desaceleração, ($t_{deacel} = t_{acel}$).

$$F(t)\rfloor_{t=\frac{t_{ensaio}}{4}} = F^*(t)\rfloor_{t=\frac{t_{ensaio}}{4}} \\ \frac{dF}{dt} * \frac{t_{ensaio}}{4} = Y * (1 + \cos(\theta * t_{acel})) + \mu * \frac{dF}{dt} * \left(\frac{t_{ensaio}}{4} - t_{acel}\right) \tag{2.9}$$

$$(F^*(t)\rfloor_{t=t^-{}_{acel}})' = (F^*(t)\rfloor_{t=t^+{}_{acel}})' \\ Y * \theta * \sin(\theta * t_{acel}) = \mu * \frac{dF}{dt} \tag{2.10}$$

$$\left(F^*(t)\rfloor_{t=t^-{}_{acel}}\right)'' = 0 \\ Y * \theta^2 * \cos(\theta * t_{acel}) = 0 \tag{2.11}$$

Desenvolvendo este sistema de equações obtemos as expressões (2.12), (2.13) e (2.14), que definem os valores das constantes em função da taxa de variação da força e do tempo de aceleração.

$$Y = \frac{\mu}{\theta} * \frac{dF}{dt} \tag{2.12}$$

$$\mu = \frac{t_{ensaio * \frac{\pi}{8 * t_{acel}}}}{t_{ensaio * \frac{\pi}{8 * t_{acel}} - \frac{\pi}{2} + 1}} \tag{2.13}$$

$$\theta = \frac{\pi}{2 * t_{acel}} \tag{2.14}$$

O perfil de força utilizado nos cabos sintéticos parte de uma curva sinusoidal, tal como para os cabos de aço, só que em vez de apresentar um tempo de aceleração igual a um quarto do tempo total de ensaio, $t_{acel} = \frac{t_{ensaio}}{4}$, apresenta tempos de aceleração percentualmente menores relativamente ao tempo de ensaio. Estes tempos, embora percentualmente menores, correspondem a tempos ainda significativamente grandes, dado que os tempos de ciclo são elevados. Os tempos de aceleração podem ser definidos consoante o tempo de ensaio, mas não podem ser demasiado pequenos, caso contrário iriam surgir vibrações no sistema, uma vez que o perfil se aproximaria demasiado do perfil em dente de serra. Por outro lado, os tempos de aceleração não podem ser demasiado grandes sob pena de se verificar o fenómeno perturbador da fluência.

É apresentado na Figura 2.13, o gráfico que surge da derivação do perfil da força presente na Figura 2.12. Este perfil foi obtido para um tempo de aceleração igual a $t_{acel} = \frac{t_{ensaio}}{24}$.

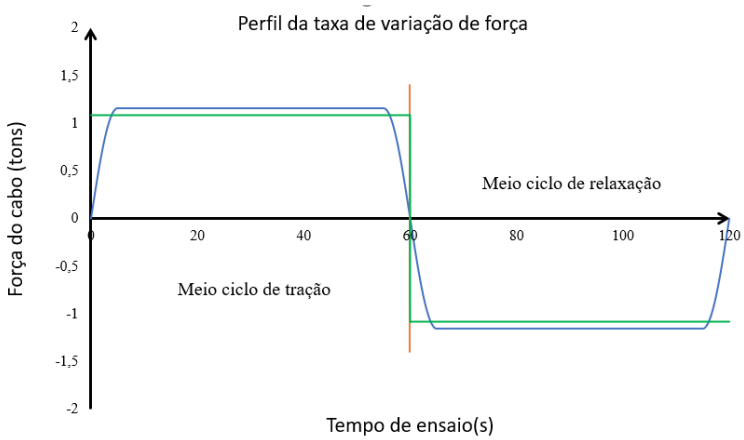


Figura 2.13- Taxa de variação da força proveniente do perfil de força definido para os cabos sintéticos.

Comparando o perfil deste gráfico com o perfil sinusoidal para cabos de aço da Figura 2.9, vê-se que a diferença entre as curvas a verde e a azul é muito menos pronunciada neste último perfil definido para cabos sintéticos.

Agora a taxa de variação máxima da força é apenas 6% superior à do perfil de força em dente de serra, o que é uma diminuição significativa face ao fator de 57% do perfil sinusoidal. A utilização deste perfil permite a redução da velocidade máxima do ensaio em 32,5%, face ao ensaio com perfil sinusoidal.

Observando a equação (2.13), consegue-se verificar que o fator multiplicativo de velocidade, μ, pode ser, ainda, diminuído se se diminuir o tempo de aceleração. Este fator é muito importante para os ensaios a cabos sintéticos uma vez que, tal com já foi referido, estes ensaios são marcados por elevadas deformações. As elevadas deformações geram uma elevada necessidade de velocidade. Se a esta elevada velocidade se multiplicar por um valor μ elevado estar-se-ia a acrescentar necessidades que impactariam drasticamente no dimensionamento do mecanismo, ou no tempo do ensaio.

Nas inversões de movimento, com este perfil, a força permanece constante num intervalo de tempo bastante mais curto face ao perfil sinusoidal, facto que potencializa a diminuição do fenómeno de fluência do cabo sempre que a inversão de movimento se dá.

Existe um conjunto de normas que especificam os parâmetros de carga, taxa de variação da mesma e número de ciclos de solicitação aos quais os cabos deverão ser sujeitos para que um ensaio seja válido. Estas normas mostram-se bastante flexíveis quanto a taxas de variação da carga, sendo que não apresentam valores fixos para estas, mas sim intervalos dentro dos quais as taxas podem ser ajustadas, como por exemplo, em função das capacidades máximas das próprias máquinas de ensaio.

Na Tabela 2.2 estão presentes os valores das taxas de variação da carga dos ensaios, intervalos de cargas aos quais os ensaios devem ser realizados e o comprimento mínimo do cabo, para as diferentes normas existentes.

Tabela 2.2-Parâmetros definidos pelas normas de ensaios de fadiga a cabos sintéticos. [6] [7] [10] [11]

	ABS	OCIMF	PETROBRAS	ISO-18692
Intervalo de carga	$20\%MBL \leq F,$ $F \leq 40\%MBL$	$10\%MBL \leq F,$ $F \leq 50\%MBL$	$20\%MBL \leq F,$ $F \leq 40\%MBL$	$20\%MBL \leq F,$ $F \leq 40\%MBL$
Taxa de variação da Carga	$\frac{40\%}{20s}MBL \geq \frac{dF}{dt}$ $\frac{40\%}{60s}MBL \leq \frac{dF}{dt}$	$\frac{40\%}{60s}MBL \leq \frac{dF}{dt}$	$\frac{40\%}{10s}MBL \geq \frac{dF}{dt}$ $\frac{40\%}{33s}MBL \leq \frac{dF}{dt}$	$\frac{40\%}{10s}MBL \geq \frac{dF}{dt}$ $\frac{40\%}{100s}MBL \leq \frac{dF}{dt}$
Comprimento do Cabo (L_{cabo}) -	–	$\geq 100 * D_{cabo}$	$\geq 100 * D_{cabo}$	$\geq 100 * D_{cabo}$

2.2 Requisitos da Máquina

As especificações da máquina são totalmente dependentes das necessidades de velocidade e de carga definidas pelas normas que os ensaios têm que cumprir e das características dos cabos mais especificamente, a sua rigidez.

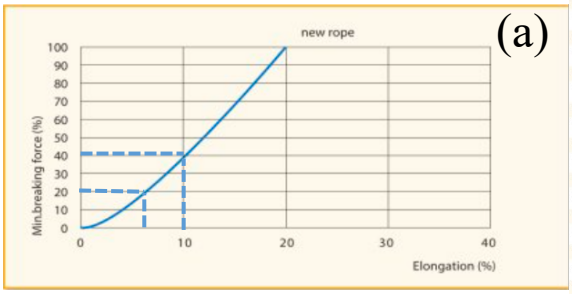
Como já foi referido neste capítulo, os valores de carga a que os ensaios devem ser realizados são bem definidos nas normas, mas as velocidades ou taxas de variação da carga que estes ensaios necessitam de satisfazer são bastante flexíveis. Desta forma podem-se adaptar os regimes de variação da carga e de velocidade consoante as capacidades da máquina de ensaio desde que estes valores estejam dentro dos intervalos definidos na norma. [6] [7] [10] [11]

Da análise dos ensaios feita anteriormente, sabe-se que as necessidades de velocidade são mínimas para os ensaios de fluência, mas os tempos são longos, ou muito longos. Comparando os valores das tabelas Tabela 2.1 e Tabela 2.2 consegue-se ver que as maiores taxas de variação de carga, e consequentemente maiores velocidades, são requeridas em ensaios de fadiga. É de se reparar que as velocidades máximas atingidas nos ensaios de rutura, mais especificamente na norma ABS, são sensivelmente metade das velocidades impostas para os ensaios de fadiga, em termos de taxa de variação da carga mínima. A taxa de variação máxima chega a ser superior à taxa de variação máxima dos ensaios de fadiga, com o valor de $\frac{dF}{dt} \leq \frac{40\%}{4s}MBL$, mas este valor máximo não é de extrema relevância. Desta forma, também porque o intervalo de taxas variação da carga permitido para um ensaio de rutura é superior ao intervalo definido pelas normas para

o ensaio de fadiga, a taxa de variação máxima dos ensaios de rutura será considerada metade dos ensaios de fadiga.

Da informação da Tabela 2.2 sabe-se que a norma que apresenta uma maior exigência quanto à taxa de variação da carga é a da PETROBRAS. Nesta norma, os valores de força máximos atingem 40% da MBL do cabo, o que significa que se a capacidade de força máxima da máquina for de 1MN, podem ser ensaiados cabos com valores de MBL até 2,5MN. Quanto à taxa de variação de carga, é prescrito um máximo, nesse caso, de 1MN em 10s e no mínimo 1MN em 33s.

Os catálogos de cabos da empresa Lankhorst apresentam algumas informações sobre os cabos que esta empresa comercializa. Observando os cabos constituídos por polipropileno e poliéster, são cabos que apresentam valores de rigidez relativamente baixos com valores de deformação na ordem de 20% do comprimento total do cabo no momento em que é atingida a carga de rutura, como se consegue observar na Figura 2.14 (a) retirada de um dos catálogos. O gráfico diz respeito aos valores de percentagem de carga de rutura em função da extensão para o cabo denominado POLYPROPYLENE OCTOPLY. Na Figura 2.14 (b) estão tabeladas as características dos cabos disponíveis deste tipo. [1]



(b)

Art. number	Circ. (inches)	Diameter (mm)	Weight (kg/100m)	MBF (kN)	Weight (lbs/100 ft)	MBF (lbs)
133.493	4	32	46	134	31	30.183
133.515	4 1/2	36	58,5	167	39	37.453
133.532	5	40	72	204	49	45.825
133.558	5 1/2	44	88	243	59	54.638
136.077	6	48	104	286	70	64.331
136.115	6 1/2	52	122	332	82	74.686
136.131	7	56	142	381	95	85.702
136.158	7 1/2	60	163	433	110	97.378
136.174	8	64	185	488	124	109.716
136.298	9	72	234	608	157	136.594
133.760	10	80	290	740	194	166.336
136.352	11	88	351	887	235	199.383
133.825	12	96	417	1.039	280	233.532
136.441	13	104	490	1.205	329	270.985
136.417	14	112	570	1.392	381	312.844
136.522	15	120	650	1.578	437	354.704
136.523	16	128	740	1.784	498	400.969
136.525	17	136	840	1.999	562	449.438
137.065	18	144	940	2.215	630	497.907

Diameter, weight and MBF (as well as other mechanical and physical properties) are determined according ISO 2307:2005. The MBF refers to the breaking strength in the rope/wire itself, without splices or any other form of termination that can be formed with or without the use of accessories/fittings.

Figura 2.14-Informações do catálogo de cabos da empresa Lankhosrt, cabo POLYPROPYLENE OCTOPLY. [1]

Para este tipo de cabo faz se notar que entre 20% e 40% do MBF, intervalo de cargas dos ensaios de fadiga, a variação da deformação é da ordem de 4,5%.

Caso se ensaie o cabo com o número de artigo 133.825, a carga máxima do ensaio é de 415,6kN. Para que respeite a norma PETROBRAS, o comprimento do provete a ensaiar terá que ser, no mínimo, de 9,6 metros segundo a Tabela 2.2. Considerando as alças de amarração, o comprimento total do cabo poderá chegar a 12m. Na zona das alças, a taxa de deformação pode ser considerada metade devido à existência das duas secções do cabo, ver Figura 2.15.

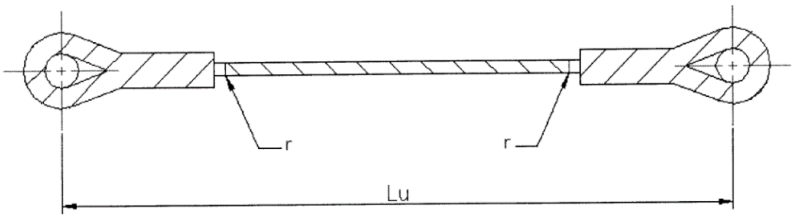
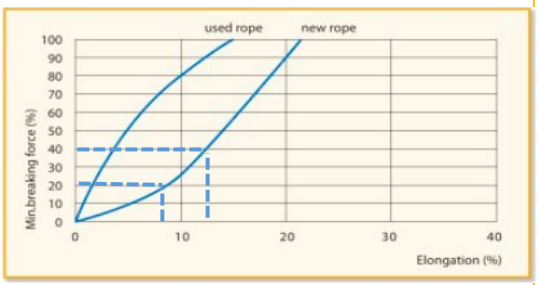


Figura 2.15- Representação do cabo sintético com as amarras.[6]

Desta forma, considera-se a variação de 4,5% para a secção de 9,6 metros e de 2,25% para a zona das alças, ou seja, num comprimento de 2,4 metros cada. O que significa que dentro das cargas do ensaio de fadiga, a deformação sofrida pelo cabo seria de 0,486m e que, por consequência, se verificaria um deslocamento do cabo por ciclo de 0,972m. Este deslocamento teria que ser cumprido no mínimo em 10s. Portanto, para cumprir a taxa de carga mínima desta norma, a máquina teria que dispor de uma velocidade no mínimo igual a 5,8m/min. Para cumprir a taxa de carga máxima imposta pela norma, com tempo de deslocamento de 33s, o valor da velocidade mínima necessária ser assegurada seria de 1,77m/min. A velocidade máxima da máquina de ensaio terá que se encontrar dentro destes valores. Deve ter-se em atenção que estes valores têm como pressuposto que um cabo tem rigidez constante, o que já foi analisado que é bastante diferente da realidade de um cabo sintético, justificando assim velocidades bem superiores às mencionadas.

Outro tipo de cabos, presente no catálogo da empresa Lankhosrt é o TIPTO®EIGHT, fabricado com fibras de Nylon. Este cabo apresenta menor rigidez, principalmente a baixas cargas, do que o cabo do tipo POLYPROPYLENE OCTOPLY e, consequentemente, maiores valores de deformação. As características para os cabos deste tipo estão presentes na Figura 2.16.
Caso se ensaie o cabo com o número de artigo 111.705, igualmente segundo as normas PETROBRAS, a carga máxima do ensaio será de 560kN, ou seja 56% da capacidade de força da máquina. A velocidade média de ensaio será a mesma do cabo analisado anteriormente, mas a velocidade no início do movimento de tração será superior e no final inferior.

(a)



(b)

Art.number	Circ. (inches)	Diameter (mm)	Weight (kg/100m)	MBF (kN)	Weight (lbs/100 ft)	MBF (lbs)
111.693	5	40	75,6	269	51	60.474
111.721	5 1/2	44	92,4	321	62	72.164
111.695	6	48	109	378	73	84.978
111.737	6 1/2	52	128	441	86	99.141
111.697	7	56	149	508	100	114.203
111.698	7 1/2	60	171	578	115	129.940
111.699	8	64	194	651	130	146.351
111.700	8 1/2	68	220	731	148	164.335
111.701	9	72	246	814	165	182.994
111.703	10	80	305	992	205	223.010
111.735	11	88	369	1.180	248	265.275
111.705	12	96	438	1.400	294	314.733
111.741	13	104	515	1.620	346	364.190
111.743	14	112	596	1.870	400	420.393
111.691	15	120	686	2.130	461	478.843
111.744	16	128	779	2.410	523	541.790
111.746	17	136	880	2.710	591	609.232
111.739	18	144	987	3.030	663	681.171

Diameter, weight and MBF (as well as other mechanical and physical properties) are determined according ISO 2307:2005. The MBF refers to the breaking strength in the rope/wire itself, without splices or any other form of termination that can be formed with or without the use of accessories/fittings.

Figura 2.16-Informações do catálogo de cabos da empresa Lankhosrt, cabo TIPTO® EIGHT.[1].

Analisando a evolução da rigidez do cabo durante um ciclo de ensaio de fadiga, através da Figura 2.17**,** que apresenta no gráfico (a) a variação da rigidez em função do tempo de ensaio de fadiga a um cabo composto por Nylon fabricado pela empresa Lankhorst e no gráfico (b) a extensão do cabo em função do tempo de ensaio, fica evidente que a rigidez dos cabos varia significativamente com a sua extensão.

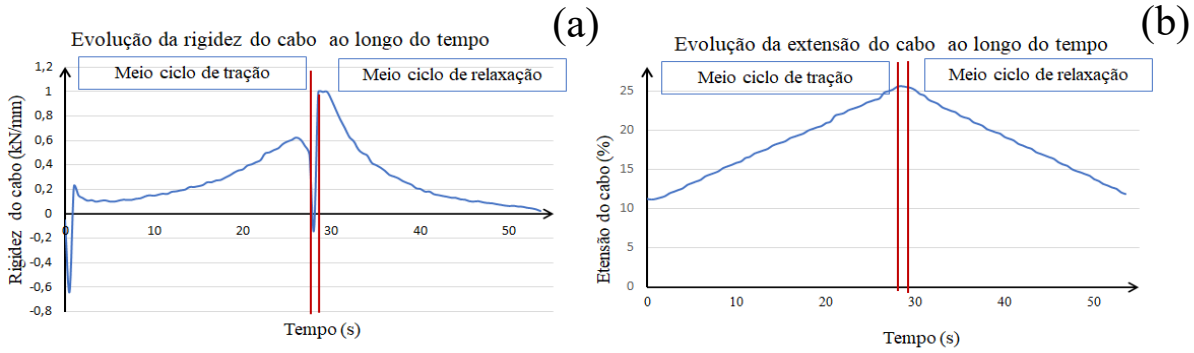


Figura 2.17-(a) Evolução da rigidez de um cabo de Nylon ao longo de um ciclo de fadiga. (b) Evolução extensão de um cabo de Nylon ao longo de um ciclo de fadiga.

Neste ensaio, o perfil de força sinusoidal não foi cumprido, porque a velocidade necessária supera as capacidades máximas atualmente disponíveis na máquina existente. O perfil de força obtido pode ser visto na Figura 2.18

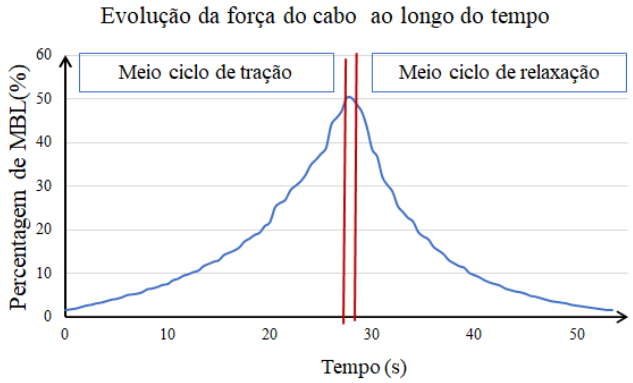


Figura 2.18-Perfil de força obtido a um ensaio de um cabo de polyester.

O provete utilizado neste ensaio apresentava 6m de comprimento entre amarrações. Através da análise gráfica da Figura 2.17 (b), verifica-se que a variação da extensão do cabo foi de 10% em mais ou menos 30 segundos, o que dá um deslocamento de 600mm nesse mesmo intervalo de tempo e, portanto, uma velocidade de ensaio de 300mm/min.
Fica percetível, observando o perfil de força resultante do ensaio, que a taxa de variação vai aumentando com a deformação, facto que se deve às velocidades constantes de ensaio e ao aumento da rigidez do cabo. Neste ensaio, no meio ciclo de tração, a rigidez à carga máxima de ensaio é 6 vezes superior à mínima nesse mesmo movimento o que, por consequência, traz necessidades de velocidade 6 vezes menores às do início do meio ciclo.

Como já foi referido, os cabos apresentam uma maior rigidez quando a deformação do cabo é superior, ou seja, quando a carga no cabo é mais elevada. A rigidez do cabo apresenta valores mínimos no início do movimento de tração e no final do movimento de relaxação o que indica que a necessidade de maior velocidade na máquina acontece nestes dois pontos do ensaio.

O novo perfil de taxa de variação da força a ser imposto neste tipo de ensaios, como o que se apresenta na Figura 2.12, varia de uma forma constante à exceção dos momentos de inversão do movimento, nos quais esta segue uma função sinusoidal.
Desta forma, tomando em consideração tudo o que foi abordado até agora nesta secção, faz sentido delimitar a velocidade máxima da máquina em dois intervalos de cargas. Para cargas até 70% da carga máxima da máquina a velocidade máxima seria 3m/min e para cargas acima

de 70%, somente de 2m/min, fazendo com que a potência máxima requerida seja 70% do máximo da combinação das duas grandezas força e velocidade.

Os ensaios de rutura são os ensaios que apresentam maiores deslocamentos totais, uma vez que a força do ensaio vai desde o valor nulo até 100% do MBL dos cabos a serem ensaiados. Se se realizar um ensaio ao cabo com o número de artigo 111.703, para satisfazer o valor do comprimento da amostra de cabo definido pelas normas, ver Tabela 2.1, o cabo terá que ter 8m, ao qual se acresce o comprimento das duas alças de amarração. Considerando as alças de amarração, o comprimento total do cabo poderá ultrapassar 12m. Na zona das alças, a taxa de deformação pode ser considerada metade devido à existência das duas secções do cabo, ver Figura 2.15.

Desta forma, considerando a extensão de 20% no momento da rutura para o troço de 8 metros e de 10% para a zona das alças, obtém-se um valor de curso total de ensaio de 2m.
Tendo isto em consideração e o facto de que existe uma deformação inicial de acomodação de um cabo significativa, a consideração de 4 metros de curso para a máquina é o mínimo a considerar.

Nestas condições conseguem-se definir as especificações da máquina de ensaios para que permita a realização de procedimentos de ensaio que respeitem as normas que os validam. As especificações de velocidades, curso máximo e carga máxima estão presentes na Tabela 2.3.

Desta forma, considerando a extensão de 20% no momento da rutura para a secção de 8 metros e de 10% para a soma das alças, obtém-se um valor de curso total de ensaio de 2m.
Tendo isto em consideração e o facto de que existe uma deformação inicial de acomodação de um cabo significativa, a consideração de 4 metros de curso para a máquina é o mínimo a considerar.

Nestas condições conseguem-se definir as especificações da máquina de ensaios para que permita a realização de procedimentos de ensaio que respeitem as normas que os validam. As especificações de velocidades, curso máximo e carga máxima estão presentes na Tabela 2.3.

Tabela 2.3-Especificações da máquina de ensaio.

Característica	
Capacidade de força máxima	1MN
Curso máximo (L^{TOTAL})	4m
Velocidade máxima @70% carga máxima ($v^{máx}_{@70\%Fmáx}$)	3m/min
Velocidade máxima @100% carga máxima ($v^{máx}_{@100\%Fmáx}$)	2m/min
Velocidade mínima (v_{min})	>=1mm/min

2.3 Utilização da energia

Nos últimos anos tem existido uma preocupação crescente relativamente à utilização da energia, principalmente por parte da indústria. O preço da energia tem vindo a aumentar e são aplicadas taxas crescentes de penalização às empresas que não demonstrem níveis de eficiência objetivo, tal como definidos pela União Europeia.[12]

O foco da utilização racional da energia está sempre mais assente nas máquinas que envolvem maiores potências consumidas para o seu funcionamento. Isto porque, se uma máquina que consome uma elevada potência apresenta uma elevada ineficiência, está em jogo um elevado desperdício de energia que, ao final de anos de utilização, traz desperdícios enormíssimos e

custos associados que, acrescentados às taxas impostas pela União Europeia, podem trazer prejuízos insuportáveis para as empresas e para o país em geral.

Na máquina de ensaios como a objeto desta dissertação, os seus requisitos de potência e energia são determinados pelos ensaios de fadiga, como se pode ver na Figura 2.19.

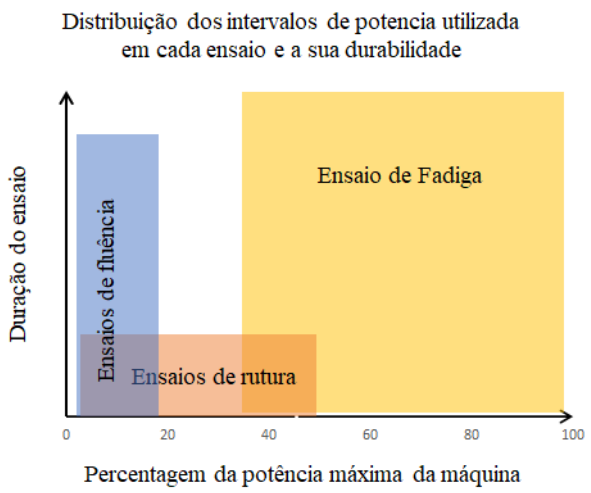


Figura 2.19-Distruibuição dos ensaios em função da sua duração e potências envolvidas.

Os ensaios de fadiga, tal como já foi referido neste capítulo, são compostos por duas fases, uma fase de tração do cabo e outra de relaxação do mesmo. Na fase de tração é fornecida energia ao cabo enquanto na fase de relaxação a energia anteriormente fornecida ao cabo é devolvida por este, mas tem que ser assegurado que essa devolução seja de forma controlada. Esta característica é repetida durante um número elevado de ciclos, podendo chegar a 10^5 ciclos num só ensaio.

Observando as características de um ensaio a um cabo do tipo TIPTO®EIGHT 111.705, no qual cada meio ciclo apresenta 0,486m de curso e no caso de se verificar uma velocidade máxima de 3 m/min, significa que um ensaio de fadiga pode durar 20 dias sem qualquer paragem. A força mínima do ensaio seria de 280kN e a força máxima de 560kN, sendo que a força média de cada meio ciclo seria, então, 420kN, o que causa um gasto de energia médio por ciclo de $5{,}7*10^{-2}$ kWh/ciclo apenas para a solicitação do cabo. Se o ensaio chegar efetivamente a 10^5 ciclos estima-se um gasto de 5,7MWh de energia apenas utilizada para a solicitação do cabo no decorrer do ensaio, fora ineficiências que sempre existem. Estes gastos de energia correspondem a aproximadamente a 400€ de custo de energia elétrica, admitindo que o custo da energia elétrica ronda os 0,065€/kWh.

O gasto de energia relativamente elevado deste tipo de ensaios fica assim evidente. Desta forma, a necessidade do desenvolvimento de um sistema o mais eficiente possível é uma óbvia necessidade.

O movimento de relaxação do cabo apresenta uma característica para a qual se deve ter a maior das atenções. Neste movimento, a energia que foi fornecida ao cabo na primeira fase do ciclo (tração do cabo), e que é devolvida na relaxação, terá que ser dissipada. Essa dissipação de energia significa entregar a energia armazenada no cabo ao fluído hidráulico, que o vai aquecer, a menos que exista alguma solução de utilização dessa energia. Caso esta dissipação efetivamente ocorra poderá provocar desgaste prematuro de diversos componentes do mecanismo, nomeadamente vedantes e a inevitável degradação do fluído hidráulico. Se for

possível guardar essa energia transitoriamente na máquina de modo a poder mais tarde reutilizá-la produtivamente, menor será a necessidade de energia a ser requerida pelo sistema à rede elétrica de energia. Assim, este movimento tornar-se-ia menos agressivo para os componentes da máquina, aumentando a durabilidade do mecanismo, diminuindo a sua necessidade de manutenção e conseguindo-se, ainda, uma melhoria de eficiência do sistema, uma vez que parte da energia, sendo armazenada, pode ser disponibilizada para o próximo meio ciclo de tração.

Na indústria, a energia disponível para os equipamentos vem, na sua maioria, através de energia elétrica que alimenta os motores elétricos e que, por sua vez, convertem energia elétrica em energia mecânica. Na alimentação dos motores elétricos trifásicos, a potência utilizada por estes divide-se em duas componentes: a potência ativa, P_{ativa}, que é a parte útil da energia gasta e que é disponibilizada no veio de saída em termos de energia mecânica, e a potência reativa, $P_{reativa}$, que retorna à rede de alimentação, tendo sida utilizada para a criação do campo magnético inerente ao próprio funcionamento do motor elétrico. Em conjunto estas duas formam a potência aparente, $P_{aparente}$, que é a potência que efetivamente tem que ser disponibilizada ao motor elétrico pela rede de energia elétrica e que é alvo de contrato com o fornecedor de energia. Na Figura 2.20 está presente um esquema de como estas potências se relacionam entre si.

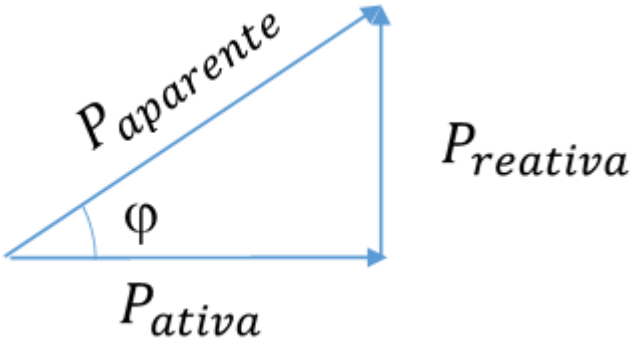


Figura 2.20-Divisão da Potência de alimentação dos motores elétricos.

Deste esquema consegue-se observar que a potência reativa diminui com a diminuição do ângulo φ, o que significa que diminui com o aumento do valor do cosseno deste ângulo, $\cos(\varphi)$, que é designado como fator de potência do motor elétrico, e que é uma das suas características nominais.

A potência reativa destes motores é um dos parâmetros de elevada importância no que toca à sua utilização de energia. O preço da energia associada a esta potência encontra-se divido em escalões de custo de energia. Na Figura 2.21, que tem presente um exemplo de fatura de energia elétrica a um consumidor industrial, conseguem-se verificar os preços da energia ativa em diferentes alturas do dia e o preço da energia reativa dividido nos 3 escalões definidos. Desta figura sabe-se que o escalão 3 é o mais caro e apresenta um preço unitário superior ao da própria energia ativa em qualquer altura do dia.

DETALHES DA FATURA

Eletricidade	Período a Faturar Data início	Data fim	Quantidades (kWh/kVArh/kW)	Preço Unit.
Energia Ativa				
Super Vazio (SV)	02/05/2019	31/05/2019	1.554,1937	0,053890 €
Super Vazio (SV)	01/06/2019	01/06/2019	51,8063	0,051722 €
Vazio Normal (VN)	02/05/2019	31/05/2019	2.017,7421	0,054326 €
Vazio Normal (VN)	01/06/2019	01/06/2019	67,2579	0,052140 €
Ponta (P)	02/05/2019	31/05/2019	442,2581	0,067182 €
Ponta (P)	01/06/2019	01/06/2019	14,7419	0,064479 €
Cheia (C)	02/05/2019	31/05/2019	2.823,8712	0,064442 €
Cheia (C)	01/06/2019	01/06/2019	94,1288	0,061849 €
Redes				
Escalão 1 de En.React.cons.FV	02/05/2019	01/06/2019	337,5500	0,008184 €
Escalão 2 de En.React.cons.FV	02/05/2019	01/06/2019	337,5500	0,024800 €
Escalão 3 de En.React.cons.FV	02/05/2019	01/06/2019	4.766,7500	0,074400 €

Figura 2.21-Preço da energia reativa

Os escalões de preços, nos quais a energia reativa se divide dependem dos valores do fator de potência efetivo de um utilizador de energia. Na Figura 2.22 estão representados os escalões de pagamento da energia reativa. Se o valor da energia reativa for mais de 50 % da energia ativa, o que corresponde a um valor de fator de potência menor ou igual a $\cos(\varphi) = 0.89$, o preço desta energia encontra-se dentro do escalão 3.

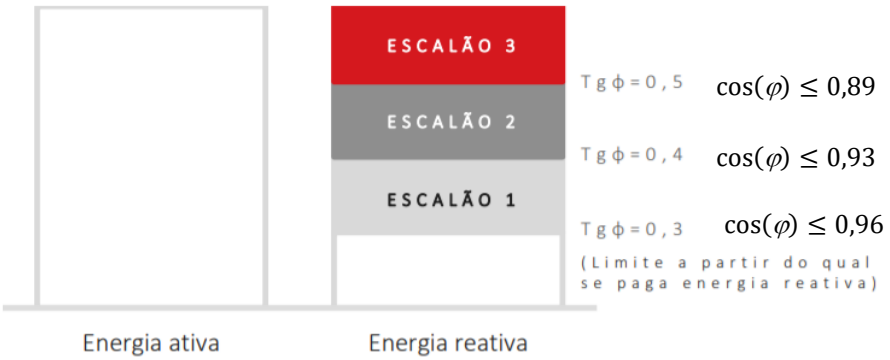


Figura 2.22-Divisão dos escalões da energia reativa.[11]

O fator de potência dos motores elétricos depende do seu fator de carga, $C(t)$, que é calculado através da razão entre a potência requerida pela carga e a potência nominal, no ponto de funcionamento em que o motor se encontra. Na Figura 2.23 está presente um gráfico que apresenta uma curva genérica do valor do fator de potência de um motor elétrico de indução trifásico que permite apreciar a relação entre estes dois fatores.

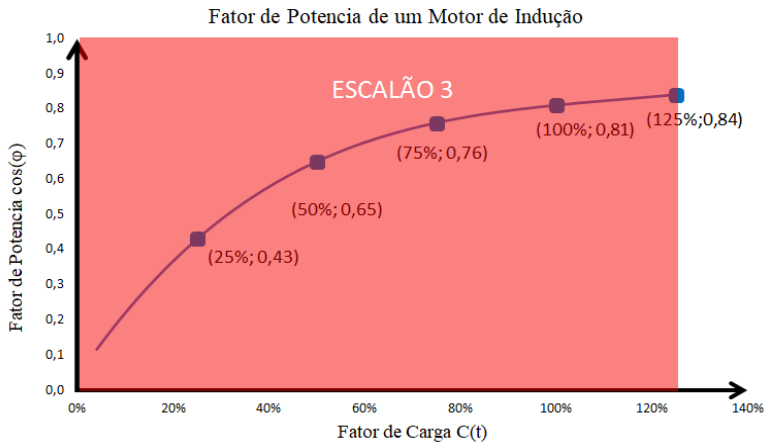


Figura 2.23-Curva genérica de fator de potência dos motores elétricos de indução.

Como se pode observar no gráfico da Figura 2.23, o fator de potência aumenta com o fator de carga o que significa que a potência reativa diminui com o fator de carga, relativamente à potência ativa. Quanto mais perto o binário a que o motor está sujeito estiver do binário nominal do motor, menor é a proporção de potência reativa e menor é a percentagem de energia desperdiçada. O valor da energia reativa, no caso desta figura e nos casos mais gerais dos motores elétricos de indução trifásicos, encontra-se inevitavelmente dentro do escalão 3. Este facto traz uma necessidade acrescida de manter o motor no ponto de funcionamento que permita manter a potência nominal, nesse ponto, próxima da potência requerida pela carga.[13].

Os motores elétricos utilizados neste sistema, sendo dimensionados para o valor máximo de potência a fornecer num ciclo de fadiga, estarão sempre sobredimensionados para os requisitos de ensaios de rutura ou de fluência. Isto significa que aos ensaios de rutura e de fluência corresponderão as condições menos eficientes de funcionamento desta máquina. Devido à alargada gama de velocidades e cargas a que a máquina poderá funcionar, é impossível evitar o sobredimensionamento dos motores elétricos, e da energia primária, relativamente às potências que podem ser envolvidas nestes dois ensaios. Este sobredimensionamento dos motores gera fatores de carga baixos e daí a elevada ineficiência típica das máquinas para a realização destes ensaios. O ponto de funcionamento dos motores afaste-se ainda mais do valor de 100% de fator de carga, aumentando o consumo percentual de energia reativa.

2.4 Considerações finais

Da análise realizada neste capítulo, é importante fixar os requisitos de velocidade mínima e máxima de funcionamento da máquina, a sua carga máxima e o seu curso máximo. É necessário frisar que a máquina terá que operar numa gama de velocidades extremamente grande, dentro da qual a velocidade mínima será menor do que 1mm/min e a máxima 3m/min, ou seja a velocidade mínima é 3000 vezes inferior à velocidade máxima.

Devido às características de rigidez do cabo e de modo a limitar a potência máxima da máquina, os limites máximos de funcionamento da máquina foram definidos para dois pontos de funcionamento. O primeiro ponto de funcionamento máximo correspondente a um movimento, no qual se supera 70% da capacidade de carga máxima de 1MN da máquina e a velocidade máxima atingível é de 2m/min. O segundo ponto de funcionamento máximo é definido para um movimento em que não são atingidas cargas superiores aos 70% da capacidade máxima da máquina e a velocidade máxima possível corresponde à velocidade máxima da máquina de 3m/min.

É importante ter em consideração as características dos ensaios de rutura e fadiga para assegurar a segurança da máquina. Surge, então, a necessidade de garantir que seja incluída, no desenvolvimento do sistema da máquina de ensaios, a capacidade de controlo do fenómeno de rutura do cabo. Devido à característica do movimento de relaxação do cabo, num ensaio de fadiga, é necessário encontrar uma forma de frenagem e dissipação da energia do cabo de forma controlada.

Como foi abordado neste capítulo, é de extrema importância ter em atenção a característica de utilização dos motores elétricos de forma a manter um valor máximo do fator de potência e assegurar o mínimo de gasto de energia reativa.

Para garantir uma maior durabilidade da máquina e menores custos em manutenção, seria interessante incluir a capacidade de recuperação da energia do cabo durante o movimento de relaxação num ensaio de fadiga.

3 Proposta de atualização tecnológica

O sistema a controlar apresenta alguns requisitos que estão, neste momento, bem claros. Está presente a necessidade de um sistema que realize o controlo de velocidade e de força tanto a baixas velocidades, como no caso de ensaios de fluência e de rutura, como a maiores velocidades, como para os ensaios de fadiga. É de extrema importância que este sistema tenha disponível, ao mesmo tempo, uma elevada capacidade de transmissão eficiente de energia, que é por si só elevada, em movimentos que impliquem a variação da sua velocidade. Está implícito também a necessidade de conceção de um sistema que apresente, ainda, a capacidade de contemplar duas situações de funcionamento muito distintas, sendo uma caraterizada por um movimento de tração do cabo sob uma carga resistente de valor crescente, e a outra por um movimento de relaxação, também de tração, mas com uma carga altamente motora a qual tem que ser controlada sob pena de ocorrência de um movimento desgovernado.

Os sistemas hidráulicos conseguem ser mais compactos do que os sistemas eletromecânicos para lidarem com as mesmas potências. São caracterizados pela sua grande facilidade e flexibilidade na operação de sistemas que requerem as características aqui abordadas. Estes sistemas são bastante utilizados na indústria, principalmente em indústria pesada, como em prensas de estampagem e tecnologia naval. Para aplicações de máquinas de ensaio onde o controlo de força, de posição e de velocidade são rigorosos, o uso dos sistemas hidráulicos também é bastante comum.[14]

Foi, então, considerado o desenvolvimento de uma nova solução de sistema hidráulico que permitisse satisfazer os requisitos impostos pelos ensaios que estão previstos realizar nesta aplicação.

Neste capítulo, ir-se-á proceder à apresentação e explicação do novo sistema de atuação hidráulica estudado e serão fundamentadas as decisões que permitiram chegar ao esquema de circuito final.

3.1 Solução de princípio

Um circuito tradicionalmente utilizado em máquinas de ensaio servo hidráulicas para a realização de ensaios mecânicos é apresentado na Figura 3.1. É geralmente composto por um atuador hidráulico linear comandado por uma válvula proporcional de elevado desempenho, ou servo válvula. Esta válvula é alimentada por uma fonte de energia hidráulica de caudal constante, composta por um conjunto bomba hidráulica/motor elétrico de indução trifásico. Neste circuito, o conjunto energético motor mais bomba funciona sempre à sua velocidade nominal e à pressão máxima. O controlo do movimento é feito pela válvula proporcional.

A válvula proporcional introduz um estrangulamento no caudal, o que faz com que à sua entrada, o sistema funcione à pressão máxima imposta pela válvula limitadora de pressão, 1V4. Nestas circunstâncias a fonte de energia do sistema está sempre a funcionar à sua potência máxima, qualquer que seja a condição de carga ou de velocidade de funcionamento do atuador.

Devido ao facto de a fonte de potência estar sempre a funcionar no seu regime máximo, estes tipos de circuitos são muito ineficientes, principalmente quando a carga aplicada ao atuador hidráulico e a velocidade a que este se encontra a funcionar são pequenas. Neste caso a potência entregue à carga é muito menor que a potência consumida pelo circuito, fazendo com que a maior parte do caudal gerado pela bomba hidráulica seja desperdiçado, à pressão máxima do circuito, pela válvula limitadora de pressão 1V4.

Com esta configuração também não é fácil assegurar com rigor uma gama de velocidades do atuador tão abrangente como as pretendidas para este sistema, com velocidade máxima 3000 vezes superior à velocidade mínima desejada. Sendo a válvula de elevado desempenho dimensionada para operar à velocidade máxima do atuador ela terá dimensão demasiado elevada para funcionar bem para controlar caudais 3000 vezes menores ao caudal para que ela foi dimensionada.

Esta configuração pretende realizar, em princípio, um controlo preciso de velocidade e de força de atuação, mas é muito ineficiente e não apresenta uma capacidade de atingir uma gama de velocidades muito elevada, sob carga. Por outro lado, devido à existência de uma carga de tração no movimento de avanço do atuador nos ensaios a realizar nesta máquina, podem surgir problemas de controlo e nomeadamente a possibilidade de se criarem condições para a ocorrência de cavitação na câmara primária do atuador

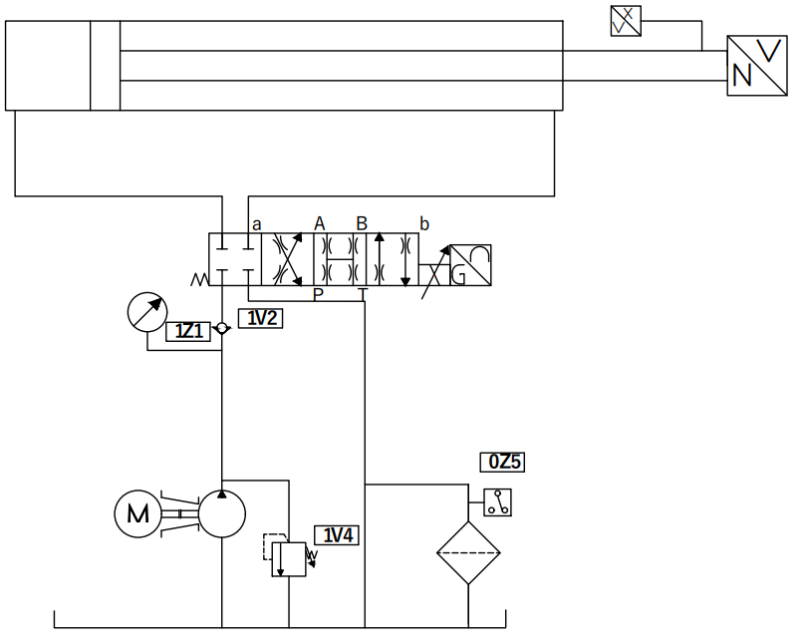


Figura 3.1-Solução típica de circuito hidráulico.

A utilização de uma solução de controlo de movimento baseada numa fonte de energia hidráulica de caudal variável pode permitir tornar o sistema particularmente mais eficiente. Com essa solução, a pressão a que a bomba está sujeita, normalmente, não é a pressão máxima do sistema, mas sim a pressão requerida pela carga mais perdas de carga que possam existir nas válvulas existentes entre a saída da bomba hidráulica e a entrada do atuador e, portanto, é pedido ao conjunto motor elétrico/bomba hidráulica que funcione a níveis de energia muito variáveis, quer em caudal quer em pressão. Cargas muito reduzidas causam pressões no circuito muito menores do que as pressões máximas para as quais o sistema foi dimensionado e velocidades muito reduzidas de ensaio requerem caudais muito inferiores ao caudal máximo disponível.

Nestes casos a potência requerida pela carga é muito inferior à potência nominal do motor elétrico, o que torna a energia reativa muito elevada, tal como já foi abordado no capítulo 2, no ponto 2.3.

Na Figura 3.2 estão presentes três configurações possíveis para a fonte de caudal variável.

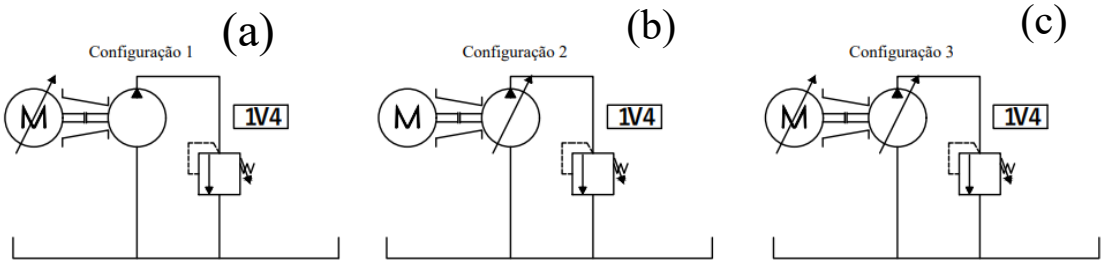


Figura 3.2-Diferentes configurações para o grupo energético.

A configuração (a) é composta por uma bomba de cilindrada fixa e um motor elétrico capaz de variar a sua velocidade de rotação, variação conseguida através do uso de um variador de frequência. Esta configuração é bastante interessante uma vez que o variador de frequência permite o ajuste do ponto de funcionamento do motor elétrico para o ponto de funcionamento ao qual ele está a ser solicitado e, assim, melhorar o fator de potência do motor. Esta solução, contudo, tem grande dificuldade de funcionamento a velocidade de rotação baixa e sob carga elevada, por motivo de possível sobreaquecimento do motor elétrico.

A configuração (b) é composta por uma bomba de cilindrada variável acionada por um motor elétrico de velocidade constante. Esta configuração permite a geração de caudais numa ampla gama de valores, desde quase nulo até caudal máximo, sem colocar o motor elétrico num ponto de funcionamento inconveniente, capacidade que a solução (a) não apresenta. Quanto ao fator de potência o problema que existe na primeira solução é ainda mais agravado, uma vez que o ponto de funcionamento nominal do motor elétrico é o mesmo para todas as situações. Agravando-se, ainda, quando a cilindrada da bomba for muito baixa e a pressão na carga for igualmente muito baixa. Estas circunstâncias trazem uma discrepância maior entre o ponto de funcionamento no qual o motor trabalha e o ponto de funcionamento nominal do motor elétrico correspondendo, assim, a um fator de potência mais reduzido.

A configuração (c) é uma combinação das duas primeiras apresentando um motor elétrico com comando de velocidade por variador de frequência e uma bomba de cilindrada variável, permitindo uma grande versatilidade de comando e um uso mais eficiente da potência fornecida ao motor elétrico e atingindo igualmente caudais máximos e ao mesmo tempo que caudais quase nulos sob qualquer condição de carga.

Quando a velocidade do movimento do atuador é muito lenta, inferior à qual o caudal que o grupo motor elétrico/bomba hidráulica terá que fornecer corresponda a uma velocidade do motor elétrico menor do que a sua velocidade mínima, a ineficiência do sistema é incontornavelmente baixa tanto para as configurações (b) como (c). Quanto menor a velocidade do atuador menor será o valor da cilindrada definida na bomba hidráulica de cilindrada variável e consequentemente mais distante se estará do ponto de funcionamento nominal do motor elétrico. No entanto, o valor da potência nominal efetiva será de valor claramente mais reduzido.

O uso de variadores de frequência, para além da vantagem de permitirem adaptar os fatores de carga dos motores elétricos, através da adaptação do ponto nominal de funcionamento do motor

às necessidades do sistema, também permitem atingir velocidades de rotação superiores às nominais e assim permitirem que uma bomba hidráulica forneça um caudal maior do que inicialmente estimado.

A Figura 3.3 apresenta vários gráficos que permitem apreciar o efeito dos variadores de frequência nas características de binário e de velocidade de rotação dos motores de indução.[15]

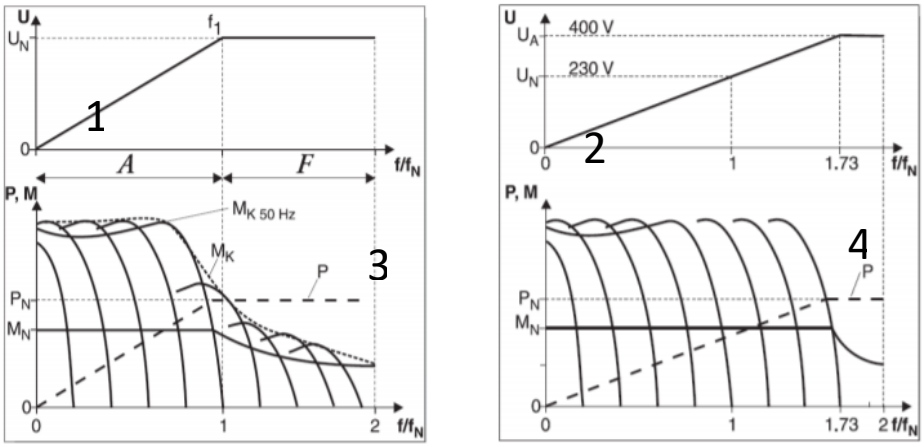


Figura 3.3-Curvas de binário dos motores elétricos de indução trifásicos para diferentes frequências e tensão de alimentação.

Os gráficos 1 e 2 mostram as características de tensão e de frequência de alimentação dos motores elétricos fornecidos pelos variadores de frequência. Nos gráficos 3 e 4 estão presentes as curvas características de binário/frequência em função das características de alimentação descritas nos gráficos 1 e 2. Como se observa na Figura 3.3, os gráficos 1 e 2 podem ser divididos em duas zonas (A e F). Na zona (A) a tensão de alimentação varia linearmente com a frequência. Nesta zona a potência nominal do motor, linha a traço interrompido da figura, aumenta com a frequência de alimentação e o seu binário máximo mantém-se constante. Na zona (F) a tensão de alimentação mantém-se constante com o aumento da frequência de alimentação e, como consequência, dá-se a inevitável diminuição do binário máximo admissível, mantendo-se a potência disponibilizada pelo motor essencialmente constante.

3.2 Solução de atuação

Nesta solução hidráulica a solicitação do cabo passa pelo uso de um atuador hidráulico linear de longo curso. Este atuador hidráulico é dimensionado, geralmente, para funcionar sempre de modo a que o único esforço a que seja sujeito é o de tração. Permitindo-se, assim, o uso de cilindros mais compactos, com menor secção de haste, e com maior durabilidade comparativamente com outros dimensionados para suportarem as mesmas forças à compressão e sendo potencialmente sujeitos a ocorrência de encurvadura. Esforços de compressão podem causar encurvadura da haste e desvios entre o conjunto êmbolo mais haste relativamente às paredes que fazem parte do corpo cilindro hidráulico.

O atuador terá que permitir o controlo de movimento nos dois sentidos, nomeadamente sem carga externa, por isso terá que ser um atuador de duplo efeito. A carga a que este atuador estará sujeito é unidirecional, por isso não existe a necessidade de uso de um cilindro hidráulico simétrico.

Do capítulo 2, sabe se que o atuador terá que ser dimensionado para suportar esforços até 1 MN. Como o atuador usado pode ser considerado de uso genérico, existem dimensões normalizadas para o seu curso, L, diâmetro de êmbolo, $\varnothing_{embolo}$, e diâmetro de haste, $\varnothing_{haste}$, em função da sua carga máxima. Das opções que existem no mercado foi selecionado um cilindro com as dimensões 260x140-4000 PN315. Na Figura 3.4 estão representadas as dimensões do atuador hidráulico

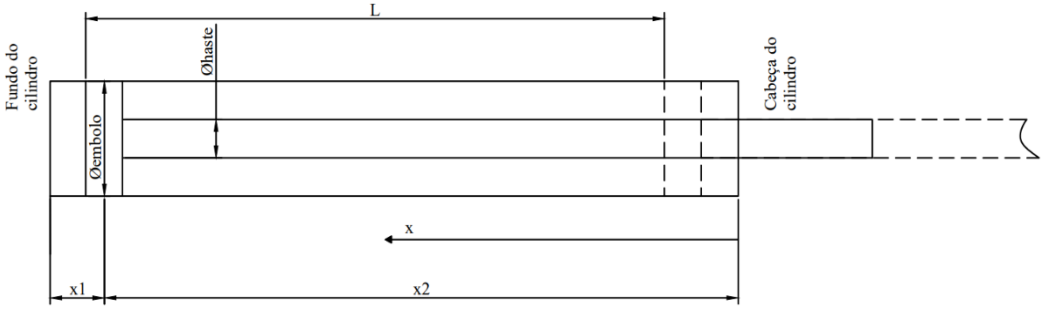


Figura 3.4-Dimensões e medidas do atuador hidráulico de 1MN.

Os valores das áreas das câmaras do atuador estão presentes na Tabela 3.1.

Tabela 3.1-Medidas das áreas das câmaras do cilindro

Nome da Câmara	Área (cm^2)
Câmara Principal	$A_1 = \pi * \frac{\varnothing^2_{embolo}}{4} = 530{,}93\ \text{cm2}$
Câmara Secundária	$A_2 = \pi * \frac{\varnothing^2_{embolo} - \varnothing^2_{haste}}{4} = 376{,}99cm2$

A pressão máxima teórica necessária para cumprir o requisito de força máxima pode ser calculada pela equação (3.1)

$$p_{máx} \geq \frac{F_{máx}}{A_2} = 265bar \tag{3.1}$$

A pressão máxima requerida para este atuador é então de 315 bar (19% superior à pressão teórica) para que se garanta a realização de movimentos até 1MN de carga máxima, caso exista alguma contrapressão na câmara principal e acautelar para perdas no circuito hidráulico entre o grupo energético e o atuador.

3.2.1 Solução 1

A solução para o circuito hidráulico desta aplicação seguirá a configuração que contempla a utilização de uma fonte de caudal variável permitindo aproveitar de forma inteligente a energia utilizada para o fornecimento de caudal. O circuito desta solução está presente na Figura 3.5. O controlo da velocidade do cilindro é efetivamente realizado pelo controlo da velocidade do conjunto motor elétrico/bomba hidráulica de cilindrada variável.
Nesta solução, são usadas válvulas direcionais 2/2 para definir o sentido do movimento do atuador beneficiando da flexibilidade que a utilização de 4 válvulas permite na configuração de comando do movimento.

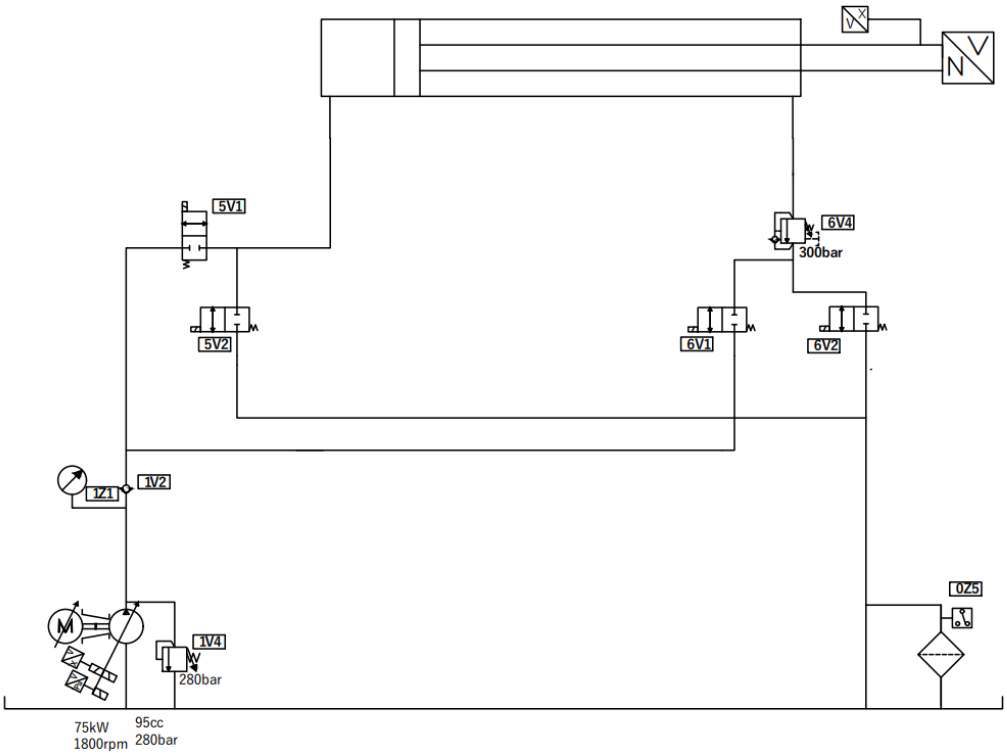


Figura 3.5- Solução 1 do circuito hidráulico.

Na Tabela 3.2 estão presentes as funções de cada válvula e uma explicação da sua atuação para os diferentes movimentos do cilindro.

Tabela 3.2-Funções das válvulas utilizadas na solução 1

Número da Válvula	Nome	Função	Atuação da Válvula (S/N)	
			Recuo	Avanço
1V2	Válvula de retenção unidirecional	Impede inversão do fluxo para a bomba	-	-
1V4	Válvula limitadora de pressão	Limita a pressão máxima do circuito	-	-
5V1	Válvula directional 2/2 monoestável normalmente fechada	Direcionam o fluxo para as câmaras do cilindro	N	S
5V2			S	N
6V1			S	N
6V2			N	S
6V4	Válvula de contrapressão	Controla o movimento de avanço do cilindro, frenando o movimento. O cilindro só avança se tiver pressão na câmara principal	-	-

Os caudais máximos ideais necessários para o movimento de tração do cabo, movimento de recuo, e para o movimento de relaxação, movimento de avanço, podem ser calculados pelas equações (3.2) e (3.3) , respetivamente.

$$Qideal_{recuo}^{máx} = v_{máx} * A_2 = 113{,}1\ \mathrm{lmin}^{-1} \tag{3.2}$$

$$Qideal_{avanço}^{máx} = v_{máx} * A_1 = 159{,}3\ \mathrm{lmin}^{-1} \tag{3.3}$$

Devido à assimetria do cilindro, verifica-se uma diferença entre o caudal necessário para o movimento de recuo e para o avanço para a mesma velocidade do movimento. A razão entre o

caudal no recuo, Q_{recuo}, e o caudal no avanço, $Q_{avanço}$, pode ser calculada através da equação (3.4).

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\varnothing^2_{embolo}}{(\varnothing^2_{embolo} - \varnothing^2_{haste})} = 1{,}41 \tag{3.4}$$

Tal como já foi referido neste capítulo e pode ser observado na Figura 3.2, os variadores de frequência permitem atingir uma velocidade até 2 vezes superior à velocidade de rotação nominal dos motores elétricos de indução. Para que não se atinja uma sobrecarga do conjunto variador de frequência/motor elétrico estabeleceu-se que o limite de rotação fosse de 1,25 vezes o valor de rotação nominal dos motores.[15]

Para este tipo de motores a velocidade de rotação se sincronismo é de $n_{motor} = 1500rpm$ o que significa que a sua velocidade máxima venha limitada a $n_{máx} = 1500 * 1{,}25 = 1875rpm$. Nos cálculos da dimensão da cilindrada das bombas hidráulicas, a velocidade de rotação máxima será definida para $n_{máx} = 1800rpm$.

O cálculo da cilindrada necessária para a bomba hidráulica segue a expressão (3.5). O valor do caudal é igual ao caudal máximo ideal na aplicação, que neste caso é igual ao caudal ideal máximo no avanço, ou seja, $Qideal_{máx} = Qideal^{máx}_{avanço}$.

$$C_{bombas} = \frac{Qideal_{máx}}{n_{máx}} * 10^3 * \eta^{bomba}_{vol} \tag{3.5}$$

O cálculo da cilindrada teórica $Cteórico_{bombas}$ pode ser realizado utilizando a expressão (3.6) no qual o valor do rendimento volumétrico apresenta o valor de 1, ou seja, $\eta^{bomba}_{vol} = 1$.

$$Cteórica_{bombas} = \frac{Qideal_{máx}}{n_{máx}} * 10^3 = 88{,}5cm^3/rot \tag{3.6}$$

Como primeira aproximação, considerou se que o rendimento volumétrico mais as perdas por compressibilidade, acrescido do escorregamento na velocidade do motor elétrico com a carga contabilizam uma perda global equivalente de cilindrada no valor de 10 %. O valor de cilindrada das bombas fica, então, $C_{bombas} \geq 98\ \mathrm{cm}^3/rot$.

A potência do motor elétrico pode ser calculada através da expressão (3.7). Nesta expressão, a velocidade de rotação máxima para o ponto de funcionamento à pressão máxima pode ser definida para $n^{pmáx}_{máx} = 1500\mathrm{rpm}$, que corresponde a 83% da velocidade máxima definida para as bombas de 1800rpm. Isto porque à pressão máxima da máquina, a velocidade máxima só poderá ser atingida para 70% da carga máxima e o movimento do atuador, a esta pressão, já se encontra a uma velocidade praticamente nula devido às características definidas para o perfil da carga apresentado no capítulo 2 na Figura 2.12. A potência nominal necessária estimada para o motor elétrico é de 68kW. No caso dos motores elétricos o rendimento mecânico não difere muito da unidade. Este rendimento ainda é menos relevante uma vez que se podem atingir potências ligeiramente superiores, por curtos períodos de tempo, com o uso dos variadores de frequência.

$$P_{motor} = \frac{C_{bombas} * n^{pmáx}_{máx} * p^{funcionamento}_{máx}}{\eta^{motor}_{mec} * 600} \tag{3.7}$$

Nos catálogos do fabricante WEG a potência nominal do motor a utilizar é de 75kW, já que o motor de dimensão inferior mais próxima apresenta 55kW.

Para assegurar a correta frenagem do atuador hidráulico no momento da relaxação do cabo foi necessária a adição da válvula 6V4 ao circuito. Para que esta frenagem do movimento de avanço do cilindro hidráulico seja realizada, deve-se garantir que a pressão de contrapressão, p_{cpr}, desta válvula seja tal que, só quando a pressão na câmara secundária for superior à carga máxima da máquina o atuador inicia o movimento de avanço.

Com o uso desta válvula o movimento de avanço do atuador apenas se iniciará quando a câmara principal estiver a uma pressão superior a um valor mínimo definido. Esta pressão não pode ser demasiado baixa porque, caso isto aconteça, uma qualquer pressão residual poderia causar a abertura da válvula e o movimento descontrolado do atuador. Deve-se, então, garantir que o atuador não inicie o movimento de avanço desde que a pressão na câmara principal do cilindro seja menor que 5 bar, o que significa que para que um movimento de avanço se inicie deve existir a condição: $p_1 \geq 5\ bar$.

A pressão necessária na câmara 1 para a abertura da válvula de contrapressão 6V4 apresenta o seu valor mínimo quando a força do cabo for equivalente à força máxima da máquina, ou seja, quando a pressão na câmara secundária do cilindro é de 280 bar. Para o caso de a força no cabo ser nula, ou seja, a pressão devida à carga ser 0 bar na câmara secundária do cilindro, então a pressão da câmara principal necessária para realizar o movimento de avanço terá o seu valor máximo.

A válvula de frenagem, constituída por uma válvula de contrapressão, permite o avanço do cilindro caso seja atingido o equilíbrio estabelecido pela equação (3.8).

$$p_2 = p_{ajuste} \tag{3.8}$$

As forças no êmbolo do atuador, compostas pelas forças hidráulicas entre as câmaras do atuador e a força no cabo, estão em constante equilíbrio. Este equilíbrio pode ser representado pela equação (3.9).

$$p_1 * A_1 = \left(p_2 - p_{carga}\right) * A_2 <=> p_2 = \alpha * p_1 + p_{carga} \tag{3.9}$$

Na equação (3.9), a componente $\alpha * p_1$ da pressão na câmara secundária pode ser definida como a pressão hidrostática que se opõem à pressão da câmara principal do atuador, p_2^{eq}, presente na expressão (3.10).

$$p_2^{eq} = \alpha * p_1 \tag{3.10}$$

Substituindo a equação (3.9), que descreve equação de equilíbrio das forças no êmbolo do atuador, na equação (3.8) consegue-se chegar a uma relação entre a pressão na câmara principal necessária para a abertura da válvula e a pressão de ajuste da válvula de contrapressão. Esta relação está presente na equação (3.11) .

$$p_1 = \frac{(p_{ajuste} - p_{carga})}{\alpha} \tag{3.11}$$

Na Figura 3.6**,** estão visíveis dois gráficos que mostram os valores de pressão na câmara principal para que a abertura da válvula 6V4 aconteça e permita o início do movimento de relaxação do cabo. Os valores de pressão no gráfico da Figura 3.6 (a) são obtidos para uma

força no cabo que corresponde à pressão máxima do sistema e os valores do gráfico da Figura 3.6 (b) foram obtidos para uma força nula no cabo.

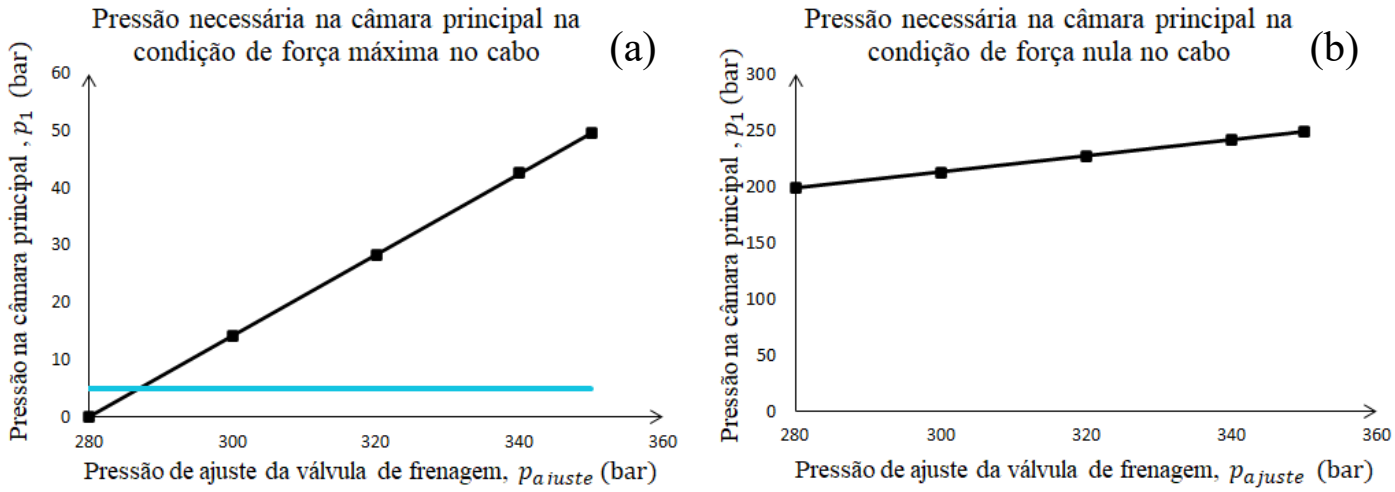


Figura 3.6-(a) Pressão necessária, na câmara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo nula em função da pressão de ajuste da válvula (b) Pressão necessária, na câmara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo máxima

A válvula de contrapressão, nesta configuração, introduz uma elevada ineficiência principalmente quando a força de tração do cabo é muito pequena. Quando os ensaios se realizam a cargas baixas é precisa uma pressão considerável na câmara principal do atuador para que o movimento de avanço se realize. Quando a carga no cabo é nula, a pressão necessária na câmara principal é, sempre, superior a 198 bar para qualquer valor de pressão de ajuste da válvula acima de 280bar.

3.2.2 Solução 2

A solução 2 visa resolver a ineficiência do movimento de avanço do atuador criada pela introdução da válvula de contrapressão. Propõe-se, assim, a substituição da válvula de contrapressão por uma válvula de controlo de carga definida como nova solução de válvula de frenagem, que é uma válvula semelhante à de contrapressão, mas que tem uma segunda pilotagem que é externa (válvula 6V4 da Figura 3.7).

Esta pilotagem faz com que a pressão na câmara principal do cilindro possa contribuir para a condição de abertura da válvula de frenagem, em conjunto com a pilotagem interna. O circuito que contempla esta alteração está presente na Figura 3.7.

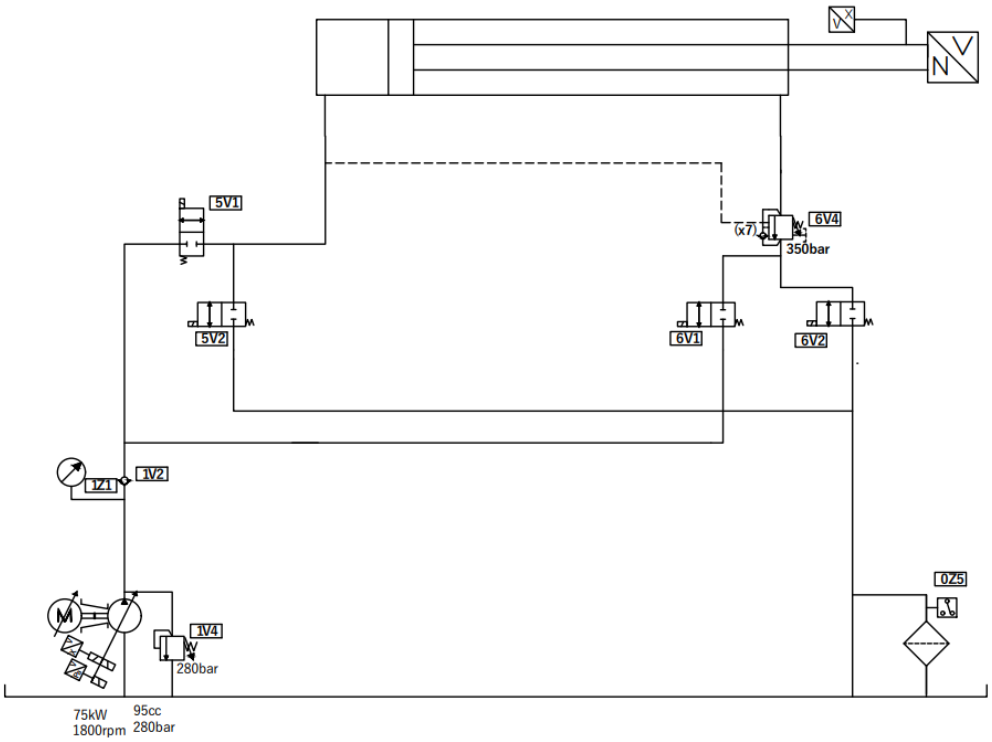


Figura 3.7-Circuito hidráulico - Solução 2

Nesta válvula há que ser considerada a relação de peso nas pilotagens da válvula. Este valor da razão de pilotagens, pt, pode ser escolhido dentro de um conjunto de valores existentes, e a pressão de ajuste da válvula deverá ser estabelecida de modo a que as condições definidas para esta válvula de contrapressão na solução anterior não deixem de ser cumpridas. Este dimensionamento deverá, também, permitir que haja um equilíbrio entre estas condições, que garantam a segurança da máquina e a eficiência do circuito.

A condição de abertura desta válvula pode ser definida pela expressão (3.12).

$$pt * p_1 + p_2^{eq} = p_{ajuste} - p_{carga} \tag{3.12}$$

Substituindo a equação (3.10) na equação (3.12) obtém-se a expressão (3.13) que permite o cálculo da pressão na câmara principal necessária para a abertura da válvula de controlo de carga 6V4.

$$p_1 = \frac{(p_{ajuste} - p_{carga})}{(\alpha + pt)} \tag{3.13}$$

Para que a válvula não permita a passagem de caudal na situação de pressão máxima na câmara secundária, é necessário definir a pressão de ajuste para um valor superior a 280 bar, $p_{VCC} \geq 280\ bar$, isto porque o segundo termo da equação (3.12) não pode ser menor que zero.

Na situação de carga máxima, a abertura indevida da válvula de contrapressão não pode ser permitida. Por isso os valores de razão de pilotagens, devem ser ajustados juntamente com a pressão de ajuste da válvula de controlo de carga de modo que uma pressão mínima de 5 bar na câmara principal do atuador seja necessária para permitir o avanço. Esta pressão mínima pode ser causada por perdas de carga no circuito devido ao escoamento do óleo. Caso esta condição não seja cumprida, a segurança do sistema poderá ficar comprometida.

Partindo da observação gráfica dos valores da pressão da câmara principal obtidos a partir da equação (3.13), gráfico presente na Figura 3.8 (a) obtido para pressão máxima da máquina devido à carga e da Figura 3.8 (b) para valores de pressão nula devido à carga, fica percetível que, na condição de carga nula, quanto maior o valor de razão de pilotagens menor é a variação da pressão da câmara primária necessária para o avanço em função da variação da pressão de ajuste da válvula de frenagem do atuador. Com uma maior razão de pilotagem também fica possível realizar o avanço do atuador com uma menor pressão na câmara principal

Uma razão de pilotagem demasiado pequena faz com que a pressão necessária para o avanço do cilindro seja muito elevada, implicando num desperdício de energia desnecessário, tal como já foi concluído anteriormente na análise da válvula de contrapressão. Na condição de carga máxima no sistema, uma razão de pilotagem demasiado elevada conjugada com uma pressão de ajuste demasiado próxima de 280 bar faz com que uma pressão inferior a 5 bar na câmara principal do cilindro permita a abertura da válvula de controlo de carga e como consequência o deslocamento intempestivo do cilindro.

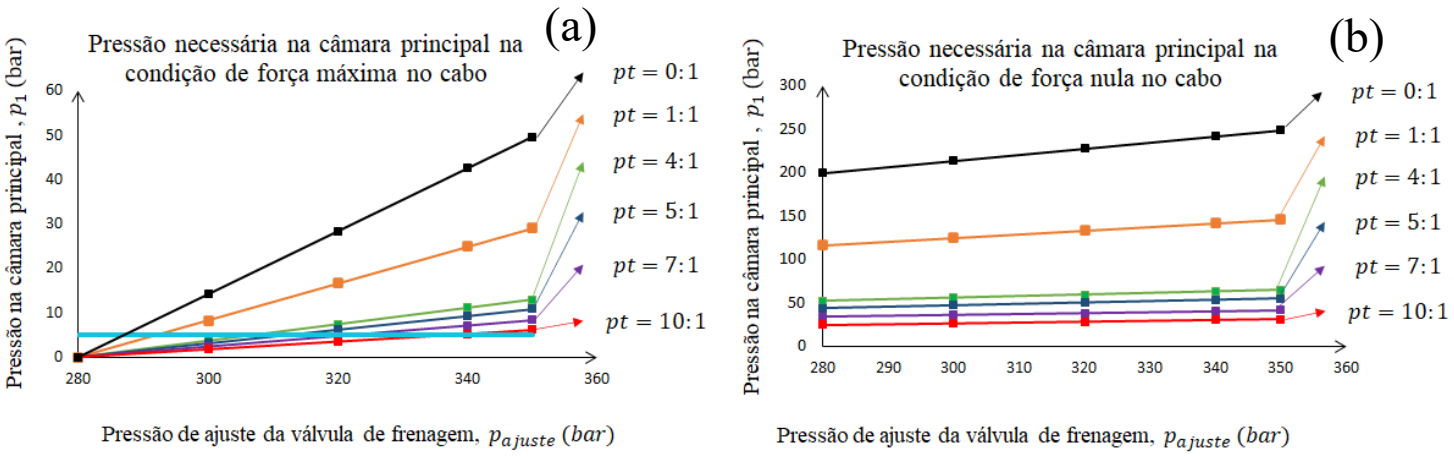


Figura 3.8-(a) Pressão necessária, na camara principal do atuador, para abertura da válvula 6V4 e força no cabo máxima em função da pressão de ajuste da válvula e da razão de pilotagem, (b) Pressão necessária, na camara principal do atuador, para abertura da válvula

A combinação de razão de pilotagens e de pressão de ajuste da válvula de controlo de carga que permite um melhor compromisso entre segurança e gasto de energia é a que apresenta uma razão de pilotagens, pt, igual a 7:1 e com pressão de ajuste, p_{ajuste} de cerca de 350 bar. Uma válvula com razão de pilotagens de 10:1 permitiria um gasto de energia menor, mas a pressão à qual o movimento de avanço do atuador se iniciaria na condição de carga máxima seria muito próxima de 5 bar.

Uma rápida comparação entre a solução 2 e a solução 1 mostra que a energia necessária para efetuar o movimento de avanço do atuador é cerca de 4 vezes inferior, para a condição de carga nula.

3.2.3 Solução 3

A solução 2 apresenta algumas deficiências que podem ser melhoradas de forma a aumentar a eficiência do grupo energético e ainda proporcionar a diminuição das dimensões deste grupo em termos de cilindrada total do conjunto. Na Figura 3.9 está presente a solução 3, que visa o melhoramento da utilização da energia do sistema, potenciando a redução máxima do consumo de energia reativa. Nesta solução, a diminuição das dimensões totais do grupo energético foi pensada através da introdução do circuito regenerativo. Esta funcionalidade só pode ser implementada no movimento do avanço e só foi possível devido à assimetria do cilindro.

O caudal ideal máximo no avanço passou, então, a ser calculado pela fórmula presente na equação (3.14). A diferença desta equação para a equação (3.2) está no valor da área. Este valor da área equivalente passa a ser igual à área da haste do atuador e pode ser obtido pela equação (3.15).

$$Qideal_{avanço}^{máx} = v_{máx} * A_{haste} = 46{,}8\ \mathrm{lmin}^{-1} \tag{3.14}$$

$$A_{haste} = A_1 - A_2 \tag{3.15}$$

A introdução do circuito regenerativo no movimento de avanço permitiu reduzir o caudal requerido à fonte de energia. O caudal máximo requerido à fonte de energia passou de ser definido pelo requisito do movimento de avanço para ser definido pelo movimento de recuo. Assim, para o avanço eram necessários no máximo $159{,}3\ \mathrm{lmin}^{-1}$, tendo sido reduzidos para 46,8 lmin^{-1} (redução de 60%). Para o movimento de recuo o caudal máximo necessário é de $113{,}1\ \mathrm{lmin}^{-1}$. Esta redução do caudal máximo diminuiu a necessidade de cilindrada total a ser implementada para $Cteórica_{bombas} = 62{,}8\ \mathrm{cm}^3/rot$. Contabilizando 10% de perdas volumétricas totais obtém-se, portanto, uma cilindrada mínima das bombas $C_{bombas} \geq 69\ \mathrm{cm}^3/rot$. Como consequência de diminuição do caudal, a necessidade de potência instalada diminui de 68kW para 48kW.

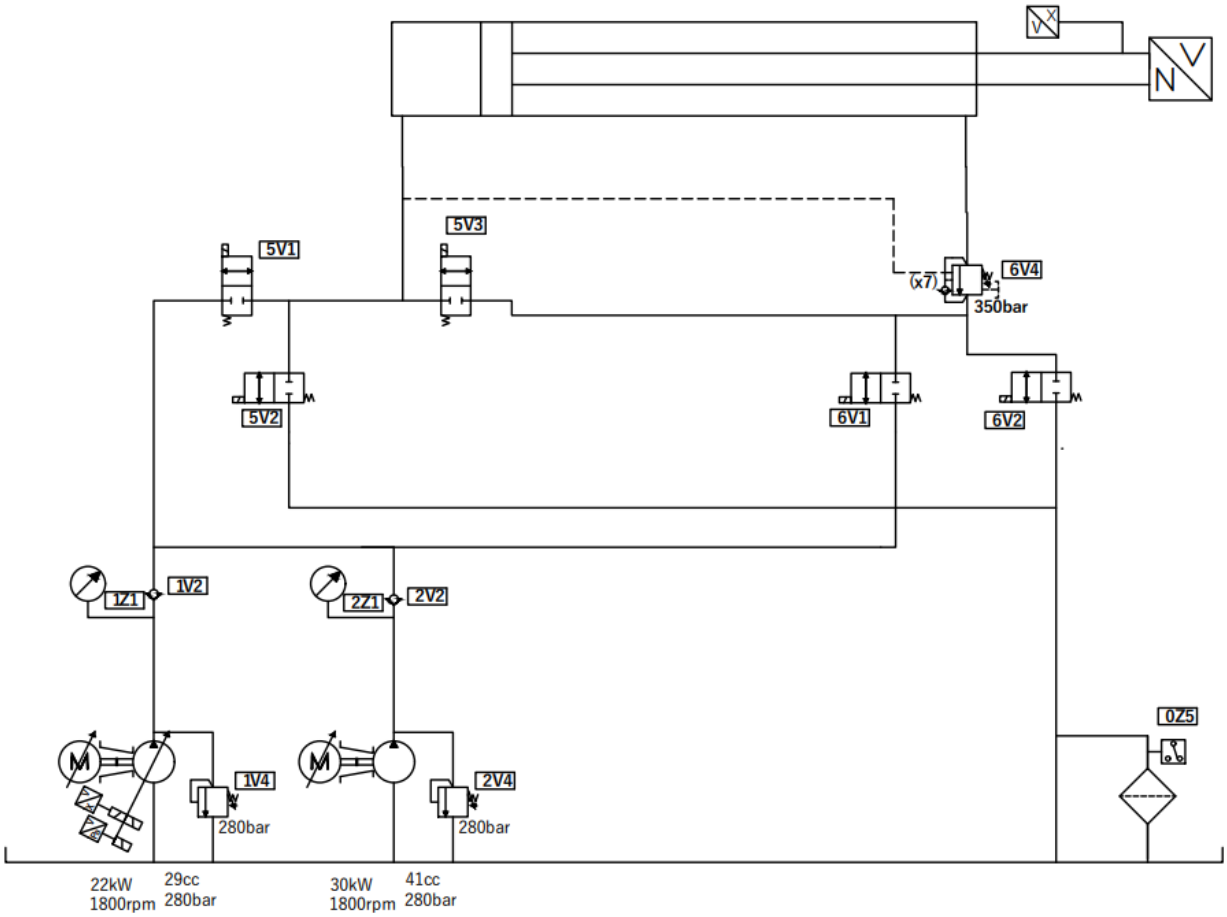


Figura 3.9-Circuito hidráulico-Solução 3

Nesta solução considerou-se a fonte de potência constituída por dois grupos energéticos mais pequenos face a um único grupo da solução anterior. Esta divisão foi feita de modo a dividir a potência máxima disponível na máquina em 3 níveis. Foram utilizados, então, dois grupos

distintos. O grupo 1, de aproximadamente 1/3 da cilindrada total necessária e consequentemente com 1/3 da potência total, é composto por um motor elétrico + variador de frequência e bomba de cilindrada variável que permite o fornecimento de caudais quase nulos sem afetar o motor elétrico de acionamento da bomba. O grupo 2, com 2/3 da cilindrada total necessária, e portanto 2/3 da potência máxima a instalar, com um motor elétrico + variador de frequência que aciona uma bomba de cilindrada fixa. Para minimizar o gasto de energia reativa, este último grupo deverá, apenas, ser ativado quando as necessidades de potência ultrapassarem as que podem ser asseguradas pelo grupo 1, o que significa que é assegurado que este grupo tem sempre um fator de carga pelo menos de 50%.

O uso dos dois grupos com esta divisão de cilindradas, permite adaptar a potência da máquina à potência requerida pela carga para cada situação de ensaio, otimizando assim o uso da energia através da diminuição do gasto de energia reativa do sistema.

Desde velocidades praticamente nulas até 1/3 da velocidade máxima do atuador o grupo 1 é utilizado exclusivamente. Para velocidades acima de 1/3 e menores de 2/3 da velocidade máxima utiliza-se apenas o grupo 2. Para velocidades a partir de 2/3 até à velocidade máxima do atuador utilizam se os dois grupos energéticos.

As potências nominais normalizadas correspondentes são de 22kW e 30kW o que corresponde a uma potência total instalada de 52kW.

Na Tabela 3.3 está apresentada a função de cada válvula e o seu estado de atuação em cada movimento do atuador.

Tabela 3.3-Funções das válvulas utilizadas na solução 3.

Número da Válvula	Nome	Função	Atuação da Válvula (S/N)	
			Recuo	Avanço
1V2	Válvula de retenção unidirecional	Impede inversão do fluxo para a bomba	-	-
2V2			-	-
1V4	Válvula limitadora de pressão	Limita a pressão do circuito	-	-
2V4			-	-
5V1	Válvula directional 2/2 monoestável normalmente fechada	Direcionam o fluxo para as câmaras do cilindro	N	S
5V2			S	N
5V3			N	S
6V1			S	N
6V2			N	N
6V4	Válvula de controlo de carga com pilotagem externa e razão de pilotagem 7:1 e ajuste de pressão de 350 bar	Controla o movimento de avanço do cilindro, frenando o movimento. O cilindro só avança se tiver pressão na câmara principal	-	-

A válvula 5V3 é apenas atuada no avanço do atuador. Esta válvula, quando atuada, permite a passagem do caudal da câmara secundária para a câmara principal.

Caso a regeneração não seja pretendida, a atuação da válvula 5V3 deverá ser interrompida e a válvula 6V2 deverá ser atuada para que o caudal seja expulso da câmara secundária do cilindro, caso contrário não se conseguiria movimentar o atuador e consequentemente o movimento de avanço estaria impedido.

Para realização de regeneração, a válvula 5V3 não deverá ser atuada em simultâneo com a válvula 6V2, uma vez que esta válvula permite a passagem de caudal diretamente para o reservatório.

3.2.4 Solução 4

A solução 3 não contempla qualquer segurança na condição de rutura do cabo durante o movimento de tração.

A rutura do cabo acontecerá, normalmente, perto do final do movimento de recuo do atuador hidráulico, quando o êmbolo está mais próximo do fundo do cilindro. A não existência de um mecanismo que garanta a paragem efetiva do atuador, ou pelo menos a sua travagem quase imediata, poderá provocar o choque do êmbolo com o fundo do cilindro.

A paragem do atuador, após a rutura do cabo, poderá ser realizada através da introdução de uma contrapressão na saída do fluído da câmara principal do cilindro criada por uma válvula de controlo de carga, como foi feito no caso da frenagem do atuador. O circuito hidráulico com esta adição está presente na Figura 3.10.

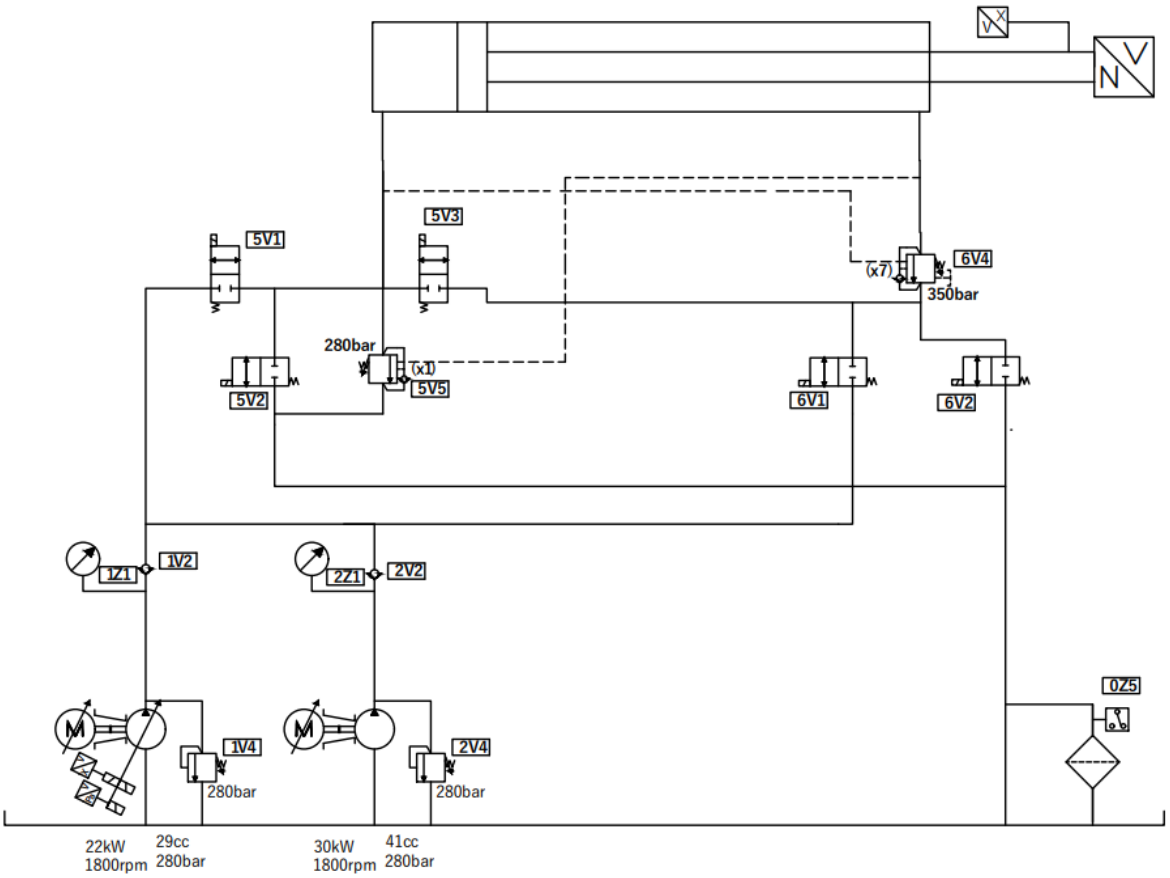


Figura 3.10-Circuito hidráulico-Solução 4.

Para realização do ensaio de rutura a válvula 5V2 não poderá ser atuada para garantir que a válvula de controlo de rutura, 5V5, realize a paragem do cilindro após rutura do cabo.

Esta válvula de controlo de rutura, 5V5 funciona como uma válvula de segurança que impede a libertação do óleo da câmara principal do atuador hidráulico que, no momento da rutura, passe a estar pressurizado na sequência do equilíbrio com a pressão reinante na câmara secundária.

Do que já foi referido para a solução 3 sobre a válvula 6V4, sabe-se que a utilização de uma válvula com pilotagem externa é a solução mais proveitosa para a minimização do desperdício de energia introduzido por este tipo de válvulas, especialmente quando o sistema se encontra a funcionar em regime de carga baixa.

A relação entre a pressão de ajuste e a pressão de pilotagem externa da válvula de controlo de rutura deve ser de tal forma que se encontre um equilíbrio entre a necessidade de se manter a câmara principal do atuador sem consumir energia durante o movimento de ensaio e o bloqueio total da mesma no momento de rutura do cabo, permitindo um deslocamento mínimo do êmbolo hidráulico após rutura.

Para que esta combinação seja encontrada, é necessário estabelecer uma equação que relacione o deslocamento do cilindro, Δx_1ou Δx_2, com a pressão de ajuste da válvula e a razão de pilotagens. O deslocamento Δx_1 corresponde à variação de posição do êmbolo do atuador relativamente ao fundo do cilindro. O deslocamento Δx_2 corresponde à variação da posição do êmbolo do cilindro relativamente à cabeça do cilindro. Na realidade estes dois deslocamentos são os mesmos, mas para a realização dos cálculos, de modo a encontrar-se um valor de deslocamento após rutura, foram divididos como deslocamentos diferentes.

Os valores das posições do embolo, x_1e x_2 podem-se relacionar através da expressão (3.16).

$$x_1 = L - x_2 \tag{3.16}$$

A equação que permite o cálculo do deslocamento do atuador após a rutura do cabo pode ser obtida a partir da equação (3.17). Equação que relaciona a variação da pressão num fluido com a sua variação do volume, através do coeficiente de compressibilidade, β. Esta equação pode ser aplicada às câmaras do atuador.

$$\Delta p = -\frac{\beta * \Delta V}{V} \tag{3.17}$$

A expressão (3.17) pode ser modificada para a expressão (3.18).

$$p_f = -\frac{\beta * \Delta x}{x} + p_i \tag{3.18}$$

Onde, p_i é a pressão na câmara do atuador imediatamente antes da rutura e p_f é a pressão nessa mesma câmara após estabilização do movimento do atuador, pós rutura.

A paragem do cilindro acontecerá quando as igualdades suportadas pelas equações (3.19) e (3.10) forem verificadas. Na equação (3.19) o valor de p_{carga} é nulo, uma vez que já não existe força no cabo após o seu colapso. Esta equação descreve o equilíbrio entre as pressões das pilotagens da válvula 5V5 e a pressão de ajuste desta válvula.

$$p_1 + pt * p_2 = p_{ajuste}$$

$$p_1 + pt * p_2^{eq} = p_{ajuste} - pt * p_{carga} \tag{3.19}$$

Resolvendo a equação (3.19) em ordem à pressão de equilíbrio das pressões na câmara secundária, e substituindo a expressão (3.10) nesta mesma equação, obtém se a expressão (3.20), que permite o cálculo da pressão da câmara secundária, p_{f2}, no momento da paragem do atuador.

$$p_{f2} = p_2 = p_2^{eq} = \frac{p_{ajuste}}{pt + 1/\alpha} \tag{3.20}$$

Para esta mesma câmara, mas agora no momento da rutura, a pressão existente, p_{i2}, pode ser calculada através da expressão (3.21), que foi deduzida da mesma forma que a expressão (3.20).

$$p_{i2} = p_{carga} + p_2^{eq} = p_{carga} + \frac{p_{ajuste} - pt * p_{carga}}{pt + 1/\alpha} \tag{3.21}$$

Substituindo as expressões (3.20) e (3.21) na equação (3.18) e reorganizando a expressão em ordem ao deslocamento necessário para a câmara secundária até que a paragem do atuador aconteça, Δx_2, consegue-se obter a expressão (3.22).

$$\Delta x_2 = -(p_{f2} - p_{i2}) * \frac{x_2}{\beta} = p_{carga}\left(1 - \frac{\alpha * pt}{pt * \alpha + 1}\right) * \frac{L - x1}{\beta} \tag{3.22}$$

De uma forma análoga, para a câmara principal, também se consegue obter uma expressão do deslocamento após rutura para que o equilibro das pressões das câmaras do atuador seja verificado e, consequentemente, a paragem do atuador aconteça. A expressão que permite este cálculo está presente na equação (3.25), o cálculo da pressão, no momento da rutura, presente na câmara principal do atuador e da pressão nessa mesma câmara após a estabilização do movimento do atuador podem ser realizados, respetivamente, pelas expressões (3.23) e (3.24).

$$p_{i1} = \frac{p_{ajuste} - pt * p_{carga}}{pt * \alpha + 1} \tag{3.23}$$

$$p_{f1} = \frac{p_{ajuste}}{pt * \alpha + 1} \tag{3.24}$$

$$\Delta x_1 = -(p_{f1} - p_{i1}) * \frac{x_1}{\beta} = -p_{carga}\left(\frac{pt}{pt * \alpha + 1}\right) * \frac{x_1}{\beta} \tag{3.25}$$

Quando o êmbolo do atuador, no momento da rutura, se encontra mais próximo do seu fundo, ou seja, quando se encontra mais recuado, os valores de deslocamento Δx_2, obtidos pela equação (3.22), seriam superiores aos valores do deslocamento, Δx_1, obtidos pela equação (3.25). O que significa que a válvula 5V5 terá que momentaneamente manter-se aberta, após rutura, até deixar escapar caudal da câmara principal do atuador correspondente a que a pressão na câmara secundária baixe até que a condição de fecho de 5V5 seja atingida.

Quando o êmbolo se encontra menos recuado, a condição de fecho da válvula 5V5 é sempre verificada pelo que o fecho da câmara principal é imediato. Desta forma, o atuador desloca-se sem que a válvula 5V5 se abra.

Desta forma, quanto maior a distância do êmbolo ao fundo do cilindro menor o valor de Δx_2 necessário para atingir a pressão de fecho de 5V5 e maior o valor de Δx_1 como pode ser observado pela Figura 3.11. As curvas foram obtidas através das equações (3.22) e (3.25) e o ponto de interseção pode ser obtido através da igualdade do deslocamento Δx_1 com o deslocamento Δx_2 que dá origem à equação (3.26). A curvas apresentadas na Figura 3.11 foram obtidas para um valor de razão de pilotagem $pt = 1{:}\,1$.

$$x_1^{eq} = \frac{\left(1 - \frac{pt}{pt * \alpha + 1}\right)}{\left(1 - \frac{pt - \alpha * pt}{pt * \alpha + 1}\right)} * L \tag{3.26}$$

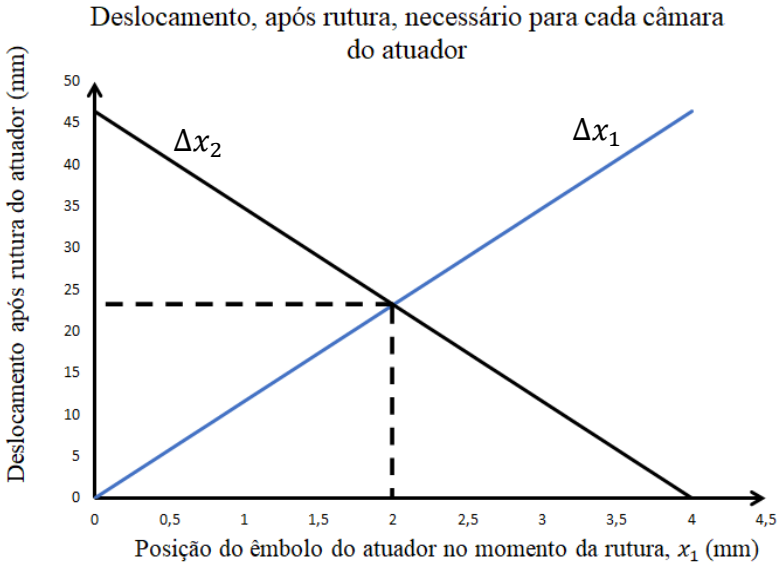


Figura 3.11-Variação dos deslocamentos após rutura em função da posição do atuador para uma válvula com pilotagem 1:1

Através da análise da Figura 3.11, depreende-se que quando o atuador se apresenta numa posição mais recuada no momento da rutura, sendo o valor dessa posição relativamente ao fundo do atuador menor que $2m$, o valor do deslocamento necessário para que a variação de pressão da câmara secundária conjugada com a variação de pressão da câmara principal leva à abertura de 5V5. Quando a posição x_1 , pelo contrário, é superior a $2m$ a condição de fecho é sempre garantida de modo automático. Desta forma, quando o atuador se encontra numa posição menor do que $2m$, para o cálculo do seu deslocamento deverá ser realizado pela equação (3.22) e quando se encontra numa posição maior, deve-se calcular o seu deslocamento após rutura através da equação (3.27).

$$\Delta x = \frac{p_{2i} - p_{1i}}{\frac{\alpha}{x_1} + \frac{1}{L - x_1}} \tag{3.27}$$

Esta equação foi obtida através da substituição das expressões (3.22) e (3.25), que permitem o cálculo das pressões após rutura das câmaras principal e secundária do atuador, respetivamente, em função do deslocamento do êmbolo, na equação (3.19) para um valor de $p_{carga} = 0$.

$$p_{f1} = -\frac{\beta * \Delta x_1}{x_1} + p_{i1} \tag{3.28}$$

$$p_{f2} = \frac{\beta * \Delta x_1}{L - x_1} + p_{i2} \tag{3.29}$$

Nestas expressões, o valor do deslocamento do êmbolo relativamente ao fundo do atuador pode ser relacionado com o deslocamento absoluto Δx, ou seja, $\Delta x_1 = -\Delta x$.

Só é possível definir a expressão (3.27) devido ao facto de a válvula 5V5 não deixar escapar caudal após rutura do cabo, comportando-se o atuador, neste caso, como uma mola.

Os ensaios de rutura são caracterizados pelos seus elevados cursos, como já analisado no capítulo 2. Desta forma a rutura acontecerá, normalmente, para posições do êmbolo mais próximas do fundo do atuador. Deste modo, o cálculo do deslocamento após a rutura será obtido pela equação (3.22), que permite o cálculo do deslocamento necessário para a câmara secundária.

É de referir que os deslocamentos, Δx_1 e Δx_2, não dependem da pressão de ajuste da válvula, apenas da pressão necessária para solicitar o cabo à rutura.

Se a pressão de ajuste for menor que o valor da pressão causada pela carga ($p_{ajuste} < p_{carga}$), a pressão p_{i2} e p_{i1} não respeitam as expressões (3.21) e (3.23), respetivamente. Nesta circunstância, a pressão p_{i2} ficaria igual a p_{carga} e p_{i1} igual a zero bar. Neste caso os deslocamentos do cilindro, após a rutura, seriam superiores, não existindo necessidade de análise destes casos.

Dito isto, para minimizar o gasto de energia, a pressão de ajuste, p_{ajuste}, deverá ser a menor possível desde que a condição (3.30) seja satisfeita, mesmo até valores de p_{carga} iguais à pressão à qual se poderão realizar ensaios de rutura (280bar).

$$p_{ajuste} - pt * p_{carga} = 0$$

$$p_{ajuste} = pt * p_{carga} \tag{3.30}$$

A pressão de ajuste varia com a razão de pilotagens, sendo que quanto maior esta razão maior será a pressão de ajuste.

Na Figura 3.12 estão presentes várias curvas obtidas através das equações de deslocamento (3.22) para diferentes valores de razão de pilotagens, pt, em função da pressão de equilíbrio da carga na rutura, p_{carga}. O valor de posição do atuador usado para o cálculo dos gráficos foi de

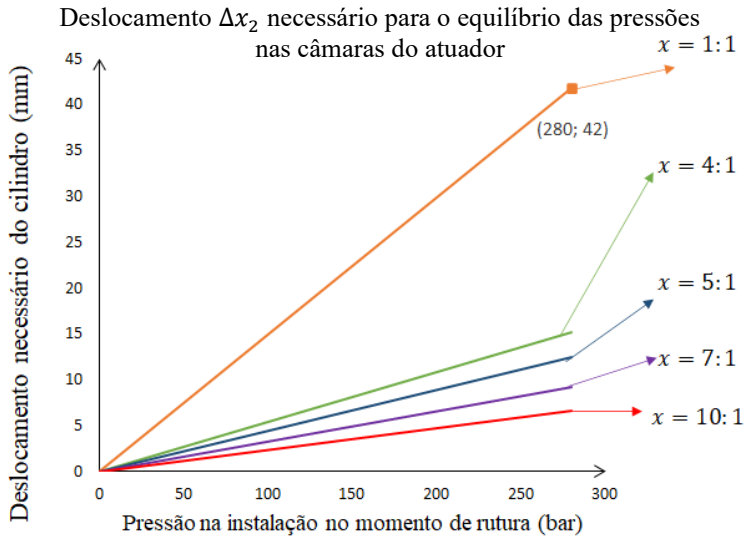


Figura 3.12-Valor do deslocamento do atuador, após a rutura, em função da pressão de rutura, para diferentes razões de pilotagem.

$x_2 = (4 - 0{,}4) = 3{,}6$ m, ou seja, para uma posição equivalente a 10% do curso total do atuador por percorrer.
Da análise gráfica, observa-se que os menores valores de deslocamento após rutura são conseguidos para a razão de pilotagem de 10:1.

Tal como na válvula 6V4 de controlo de frenagem, esta razão de pilotagem faz com que a pressão na câmara secundária necessária para a realização do movimento de recuo do cilindro seja substancialmente menor que a pressão necessária para uma razão de pilotagens maior. Esta diferença é mais percetível, ainda, quando as cargas são muito pequenas face à carga máxima de 1MN. Com a pilotagem 10:1 são conseguidos os menores gastos de energia pela válvula 5V5.

Geralmente, válvulas deste tipo apresentam um limite máximo de pressão de ajuste não muito superior a 350 bar. Nesta aplicação, a utilização de uma válvula com uma razão de pilotagem superior a 10:1, para que a condição imposta pela expressão (3.30) se verifique, obrigaria a definir a pressão de abertura da válvula para um valor bastante superior a 350 bar, o que torna impossível a utilização de uma válvula com pilotagem muito superior a 1:1, no conceito onde esta válvula está a ser implementada.

Por estas razões, o uso de uma válvula com o ajuste de pressão de cerca de 280 bar, $p_{ajuste} = 280\ bar$, e com uma razão de pilotagem de $pt = 1{:}\,1$, aparenta ser o mais adequado para esta aplicação. A melhor solução seria conseguida com o ajuste de pressão, $p_{ajuste} = 350\ bar$ e a escolha de uma válvula com uma razão de pilotagem $pt = (1{,}25{:}\,1)$.

Para garantir que o êmbolo do atuador não atinja o seu fundo, a rutura não poderá acontecer a menos de uma distância mínima, x_1^{min}, para a qual o deslocamento após rutura apresente o mesmo valor, ($\Delta x_2 = x_1$). Esta distância é obtida para uma pressão causada pela carga de $p_{carga} = 280\ bar$, uma vez que os valores de deslocamento máximos acontecem para pressões de rutura equivalentes à carga máxima da máquina.

Substituindo esta condição na expressão (3.22) obtemos a expressão (3.31). O valor da distância mínima estimada foi obtido, para um valor de $\beta = 10000 * 10^5 N/m^2$.

$$x_1^{min}\Big|_{p_{carga=280bar}} = \tag{3.31}$$

$$= \frac{p_{carga}\left(1 - \frac{\alpha * pt}{pt * \alpha + 1}\right)}{\beta} * \frac{L}{1 + p_{carga} * \frac{\left(1 - \frac{\alpha * pt}{pt * \alpha + 1}\right)}{\beta}} = 46mm$$

3.2.5 Solução 5

Na solução 4, caso se faça um movimento no qual se espera chegar à rutura do cabo, ou seja com a válvula 5V2 fechada e consequentemente com a válvula 5V5 a controlar a travagem do atuador, a paragem do atuador não está garantida na eventualidade de se verificar uma interrupção forçada do movimento de tração do cabo. Esta interrupção poderá acontecer devido à falha de energia ou até quando se tratar de uma emergência e for necessário realizar a paragem forçada da máquina.

No momento de interrupção, as duas câmaras do cilindro encontram se pressurizadas e em equilíbrio de forma que a válvula 5V5 esteja na eminência de abertura (equação (3.19)). O estado destas pressões pode causar a abertura da válvula 6V4 e, com isso, o avanço não desejado do cilindro. Estas pressões, caso se esteja a tensionar o cabo a uma carga muito elevada poderiam, também, causar o impedimento da realização deste movimento de avanço do atuador.

Quando se está a realizar um ensaio de fadiga, a presença das válvulas 5V5 e 6V4 também poderia causar o impedimento do avanço do cilindro no momento de inversão do movimento. Isto poderá acontecer numa situação em que a câmara secundária do atuador se encontre a uma pressão elevada, ou seja, quando a carga no cabo é elevada. No movimento de recuo deste tipo de ensaios a válvula 5V5 não influencia a pressão da câmara principal do cilindro uma vez que a válvula 5V2 deverá estar atuada para que o gasto de energia seja o menor possível.

Estes problemas podem ser melhor apreciados através da Figura 3.13. Nesta figura estão presentes dois gráficos.

O gráfico (a) permite comparar a pressão de ajuste da válvula 5V5, curva a azul, com a soma das pressões das suas pilotagens, curva a preto, calculada através do primeiro termo da equação (3.19). As pressões utilizadas para o cálculo da curva a preto, foram calculadas através da equação (3.11), que calcula a pressão que é necessária dispor na câmara principal do cilindro para se iniciar o movimento de avanço.
O gráfico (b) permite comparar a pressão de ajuste da válvula 6V4, curva a azul, com a soma das pressões das suas pilotagens. Neste gráfico, as pressões utilizadas são as obtidas quando o cilindro está num estado de pressão após a sua paragem forçada durante um movimento de recuo do atuador em que a válvula 5V5 foi utilizada, ou seja, a válvula 5V2 manteve-se fechada. Estas pressões são calculadas através da equação (3.32).

$$p_1^{5V5} = \frac{p_{ajuste} - pt * p_{carga}}{1 + pt * \alpha} \tag{3.32}$$

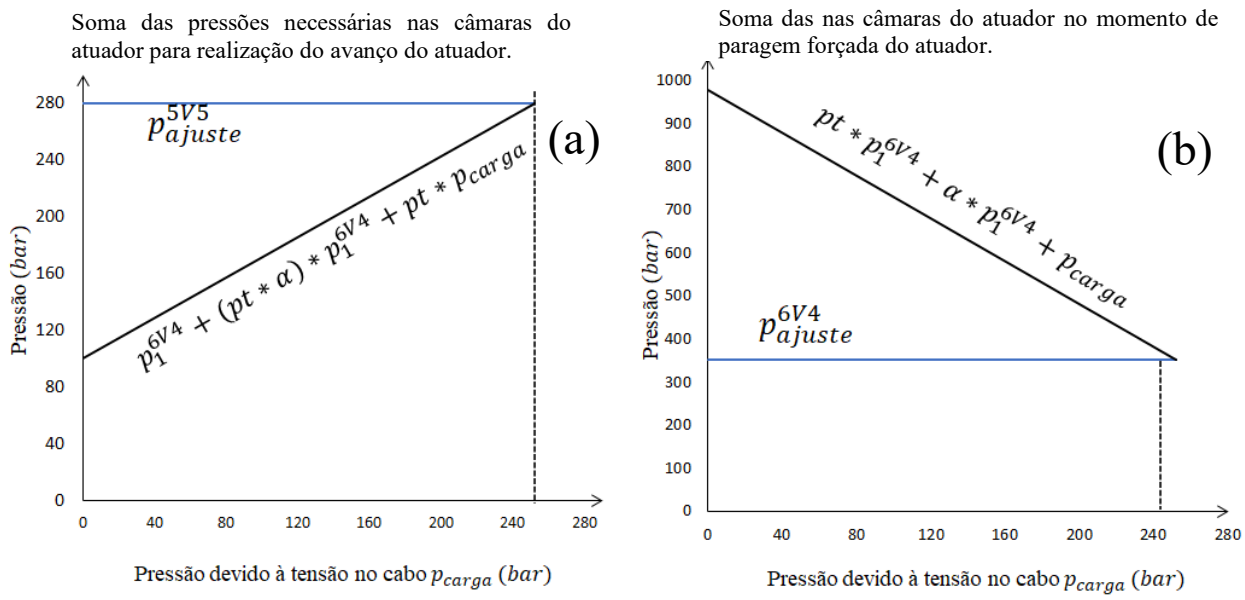


Figura 3.13-(a) - Pressão de ajuste da válvula 5V5 vs. Soma das pressões de pilotagem da mesma válvula na condição de abertura da válvula 6V4. (b) - Pressão de ajuste da válvula 6V4 vs. Soma das pressões de pilotagem da mesma válvula na condição de equilíbrio da válvula.

Da análise do gráfico (a) observa-se que, para valores pequenos de pressão originados pelo cabo na câmara secundária não existe qualquer problema em realizar o movimento de avanço do cilindro uma vez que a soma das pressões das pilotagens da válvula 5V5 não supera a sua pressão de ajuste. Já para pressões devidas à carga no cabo superiores a 250bar, não existe uma capacidade para iniciar este movimento, uma vez que as pressões nas câmaras do atuador, necessárias para realizar este movimento, superam a pressão de abertura desta válvula antes da válvula 6V4 abrir. A abertura desta válvula 5V5 cria uma passagem direta do caudal pressurizado pelas bombas para o reservatório através da válvula 5V1 e desta mesma válvula.

Uma solução possível para evitar este problema está presente na Figura 3.14

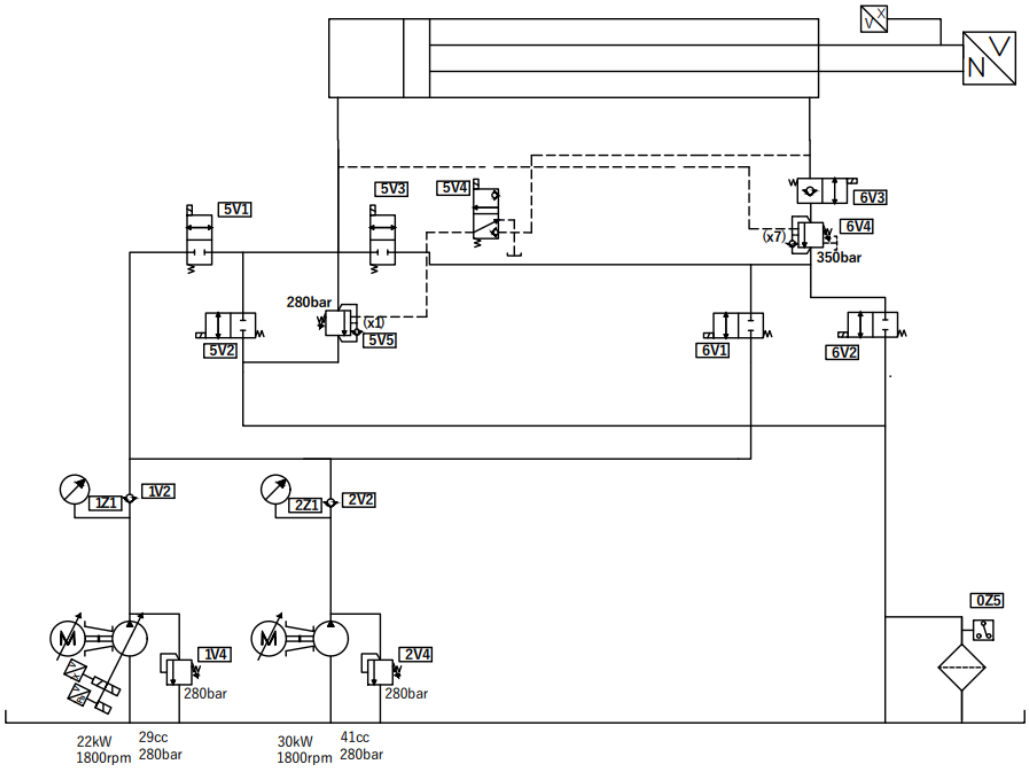


Figura 3.14-Circuito hidráulico-Solução 5.

É proposta a adição da válvula 5V4, que é uma válvula monoestável 3/2, que permite eliminar o problema da impossibilidade de realização do avanço do cilindro no caso de ensaio de fadiga. Esta válvula possibilita o isolamento da pilotagem externa da válvula 5V5 da linha de pilotagem pressurizada que vem da câmara secundária do cilindro hidráulico, estabelecendo uma ligação da pilotagem para o reservatório. Se a válvula 5V4 não for atuada a pilotagem externa da válvula de controlo de rutura encontra-se ligada ao reservatório. Se a válvula for atuada a pilotagem da válvula 5V5 fica conectada à pilotagem que sai da câmara secundária do atuador. Esta válvula será apenas atuada no caso em que seja esperado atingir a rutura do cabo no ensaio e apenas no movimento de recuo do cilindro.

Observando as curvas do gráfico (b), fica percetível que, na eventualidade, de existência de uma paragem forçada dos ensaios de rutura a pressões geradas pela carga inferiores a 250 bar, aproximadamente, a abertura da válvula 6V4 é inevitável. A sua abertura é provocada porque a soma das pressões das suas pilotagens no momento da paragem são mais que suficientes para a sua abertura (diferença entre a curva a preto e a azul). Desta forma, após interrupção de ensaio de rutura, no qual a válvula 5V5 influenciou as pressões no atuador, existe um potencial avanço inesperado do cilindro hidráulico.

Este avanço súbito do cilindro pode ser evitado com a adição da válvula 6V3, ver Figura 3.14, que na ausência de comando fecha e não permite a passagem inversa de caudal. Esta válvula é uma válvula direcional 2/2 de assento axial. O uso desta válvula, com a solução construtiva de assento axial, é propositado. Esta válvula funciona como uma válvula de segurança que garante a vedação da câmara secundária, permitindo a paragem imediata e permanente do atuador até que a válvula seja atuada.

Após a atuação da válvula 6V3, o cilindro irá avançar inevitavelmente até que seja atingido um equilíbrio entre as pressões de pilotagem da válvula 6V4 e a sua pressão de ajuste. O modelo do atuador está definido na Figura 3.15. Neste modelo a câmara principal do atuador está obturada, não conseguindo escapar óleo pelo orifício de saída do atuador. Na câmara secundária é possível a saída de óleo através da válvula de frenagem 6V4.

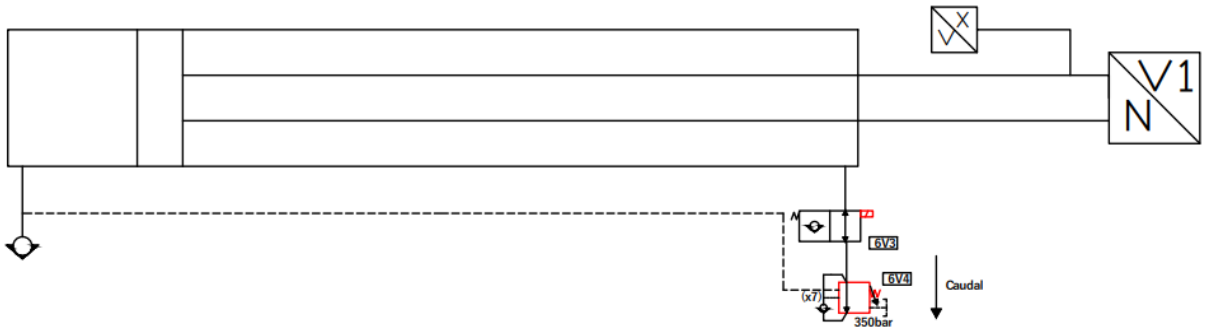


Figura 3.15-Modelo do atuador no momento de interrupção forçada de um ensaio de rutura.

O deslocamento do cilindro pode ser calculado através da equação (3.12), onde os valores das pressões na equação são os valores das pressões após o deslocamento do atuador, ou seja,

$$p_1 = p_{f1}, p_{carga} = p_{carga} - \Delta x_1 * \frac{k_{cabo}}{A_2} \text{ e } p_2^{eq} = p_{f2} = p_{f1} * \alpha,$$

o que pode origina a equação (3.33).

$$pt^{6V4} * p_{f1} + p_{f1} * \alpha = p_{ajuste} - \left(p_{carga} - \Delta x_1 * \frac{k_{cabo}}{A_2}\right) \tag{3.33}$$

Substituindo a expressão (3.32) na expressão (3.28), onde $p_{i1} = p_1^{5V5}$, e substituindo a expressão resultante na expressão (3.33) resulta na expressão (3.34) que permite o cálculo do deslocamento do atuador até que as pressões de pilotagem da válvula 6V4 atinjam o equilíbrio com a pressão de ajuste.

$$\Delta x_1 = \tag{3.34}$$

$$= \frac{x_1}{\beta} * \left(\frac{p_{ajuste}^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{p_{ajuste}^{6V4}}{\alpha + pt^{6V4}} - \left(\frac{pt^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{1}{\alpha + pt^{6V4}}\right) * p_{carga} - \Delta x_1 * \frac{k_{cabo}}{A_2}\right)$$

O fator multiplicativo associado à pressão devida à carga, p_{carga}, na expressão (3.34) sendo sempre maior do que zero, como verificado na equação (3.35), faz com que o máximo de deslocamento seja atingido para $p_{carga} = 0bar$. Neste caso o valor da rigidez do cabo, k_{cabo}, não existe uma vez que os cabos só exercem resistência à tração.

$$\frac{pt^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{1}{\alpha + pt^{6V4}} = \frac{1}{1 + 1 * 1{,}41} - \frac{1}{1{,}41 + 7} = 0{,}296 \tag{3.35}$$

Aplicando as condições de deslocamento máximo na equação (3.34) obtém-se a expressão (3.36).

$$\Delta x_1 = \frac{x_1}{\beta} * \left(\frac{p_{ajuste}^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{p_{ajuste}^{6V4}}{\alpha + pt^{6V4}} \right) \tag{3.36}$$

Estas equações só podem ser utilizadas para pressões devidas à carga, p_{carga}, maiores que zero e menores ou iguais a 250 bar, valor correspondente ao ponto de interseção das curvas do gráfico (b) da Figura 3.13.

Se o êmbolo do atuador estiver demasiado próximo da cabeça do atuador, poderá ocorrer o choque entre estes dois componentes após a abertura da válvula 6V3, e das válvulas 5V3 ou 6V2. O choque poderá acontecer quando a distância do êmbolo à cabeça do atuador, x_2, for igual ao deslocamento do atuador Δx_1.

Substituindo a condição anterior, $\Delta x_1 = x_2$, e a expressão (3.16) na (3.36) é possível chegar à expressão (3.37) que permite chegar ao cálculo do valor de distância mínima à qual o êmbolo do cilindro pode estar da sua cabeça, no momento de paragem forçada, para que não exista contacto entre estes dois componentes caso a paragem forçada num ensaio de rutura aconteça.

$$x_2^{min} = \frac{L - x_2^{min}}{\beta} * \left(\frac{p_{ajuste}^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{p_{ajuste}^{6V4}}{\alpha + pt^{6V4}} \right) \tag{3.37}$$

$$x_2^{min} = \frac{\left(\frac{p_{ajuste}^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{p_{ajuste}^{6V4}}{\alpha + pt^{6V4}} \right)}{\beta} * \frac{L}{\left(\frac{p_{ajuste}^{5V5}}{1 + pt^{5V5} * \alpha} - \frac{p_{ajuste}^{6V4}}{\alpha + pt^{6V4}} \right) * \frac{1}{\beta} + 1}$$

$$x_2^{min} = 29{,}6\ mm$$

Este resultado foi obtido para um valor de $\beta = 10000 * 10^5\ N/m^2$, demonstra que um ensaio de rutura não poderá ter início numa posição do êmbolo x_2 menor do que $29.6\ mm$ da cabeça do cilindro. Caso contrário existirá uma possibilidade dano criado pelo choque do êmbolo com o corpo do atuador.

3.2.6 Solução do circuito final

A configuração utilizada no circuito da solução 5, presente na Figura 3.14**,** permite cumprir os requisitos de velocidade e carga que foram demarcados no capítulo 2, ponto 2.2. Estes requisitos são cumpridos com a utilização de fontes de caudal variável que permitem o controlo direto da velocidade do atuador hidráulico, sem a utilização de válvulas que restringem o fluxo de óleo e causam perda de energia. Esta solução permite atingir o menor gasto de energia possível para uma instalação hidráulica que tem em vista este tipo de utilização. Contudo, existe ainda uma solução que pode ser implementada para que se aumente a durabilidade dos componentes deste mecanismo e que permita, potencialmente, reduzir a potência instalada do sistema, utilizando motores elétricos de menor potência nominal, mas com prejuízo na eficiência do sistema.

Tal como já foi referido no capítulo 2, ponto 2.1.3, onde se fez uma abordagem aos ensaios de fadiga, existe uma característica particularmente importante que diferencia o movimento de tração do cabo do movimento de relaxação. No movimento de tração a energia é fornecida ao cabo e no movimento de relaxação a energia deve ser libertada de modo controlado. Esta particularidade traz a possibilidade armazenar a energia do cabo sob a forma de energia hidráulica durante o movimento de avanço do atuador, de modo a que esta se consiga utilizar novamente no movimento do recuo.

Tendo em consideração o que foi acima descrito é avançada uma proposta de circuito hidráulico que permite implementar a funcionalidade de recuperação da energia. O circuito é apresentado na Figura 3.16.

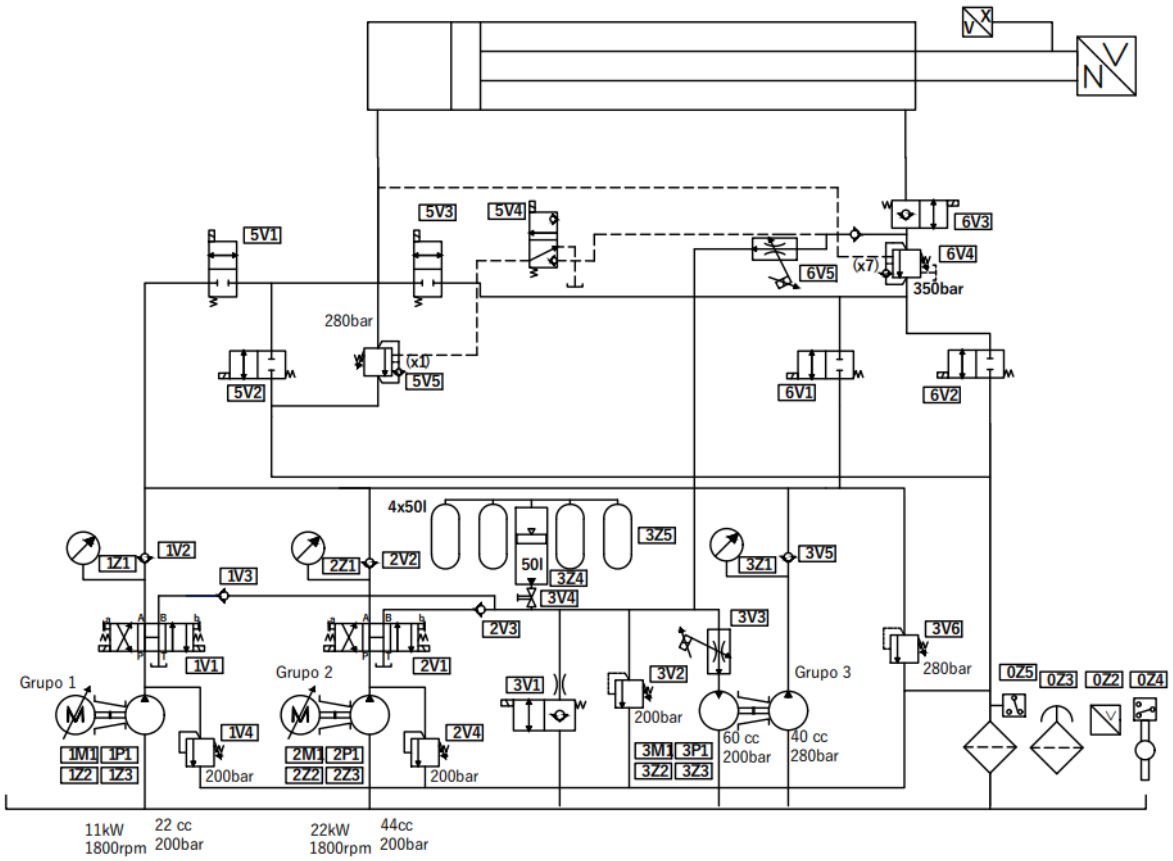


Figura 3.16-Circuito hidráulico final.

Neste novo circuito foram adicionadas válvulas direcionais 4/3 à saída de cada grupo energético, válvulas 1V1 e 2V1. São usadas para permitir direcionar o caudal das bombas hidráulicas dos grupos 1 e/ou 2 para o atuador, com atrás descrito ou, alternativamente, permitir carregar acumuladores hidráulicos.

A posição central aberta destas válvulas garante a descarga das bombas de modo a que o arranque dos grupos seja efetuada a pressão nula, eliminando a carga exercida nos motores elétricos dos grupos durante o arranque. Como nesta solução as bombas, no seu funcionamento normal, têm como objetivo desacelerar até velocidade zero do atuador e arrancar novamente desde essa mesma velocidade poder-se-iam criar problemas para os motores elétricos caso a solução construtiva desta válvula não permitisse a despressurização das linhas de saída das bombas.

Nesta configuração foi, também, acrescentado um terceiro grupo, de energia 100 % hidráulica, cuja fonte de energia é o acumulador hidráulico. Para o acionamento deste grupo o acumulador

disponibiliza caudal a pressão suficientemente elevada para acionar um motor hidráulico que conduz uma bomba hidráulica. A velocidade de acionamento do conjunto é controlada por uma válvula reguladora de caudal proporcional de 2 orifícios, válvula 3V3.

Este grupo energético, o grupo 3, traz consigo algumas características distintivas para o comando de movimento do atuador. Apresenta uma capacidade dinâmica de acelerar de forma praticamente instantânea o conjunto motor hidráulico/bomba hidráulica, disponibilizando rápidas variações de caudal caso seja necessário, ao contrário dos grupos 1 ou 2 que requerem acelerações e desacelerações limitadas pelas capacidades dos motores elétricos. Com este grupo, também se conseguem assegurar movimentos quase estáticos sob carga qualquer, necessários para ensaios de fluência, sem consumo de energia elétrica. Esta a característica permite ultrapassar a utilização de uma bomba hidráulica de cilindrada variável, como proposto para o grupo energético 1 das soluções do circuito anteriores.

A configuração de solução de acumulador utilizado é ligeiramente diferente do mais convencional, pois é constituído por um acumulador de êmbolo associado a botijas externas de azoto. Esta solução permite dispor de um volume de óleo utilizável da mesma dimensão do volume do acumulador e ainda permitir que este seja mensurável. Por outro lado, a existência de um número discreto de botijas pode permitir acrescentar e retirar garrafas de azoto de modo que as pressões de funcionamento do acumulador se adequem aos ensaios a realizar para maximizar a eficiência e garantir o bom funcionamento do sistema.

Cuidados com o dimensionamento do acumulador

Para que as funcionalidades do sistema estejam disponíveis, tem que se garantir que o acumulador está sempre com a energia necessária para realizar o movimento em qualquer circunstância. Desta forma, é de extrema importância definir as pressões mínimas no acumulador e o volume que este deverá ter disponível para realizar cada movimento. Deverá, também, arranjar-se um equilíbrio entre dimensão relativa dos grupos 1 e 2 e do grupo 3, de modo a garantir a melhor capacidade de funcionamento em conjunção com uma melhor eficiência. É, então, necessário estabelecer a expressões necessárias para o cálculo destas variáveis que garantam a capacidade de funcionamento do acumulador.

Para o cálculo do volume do acumulador é necessário conhecer o caudal necessário dispor na válvula 3V3 para garantir o funcionamento do conjunto hidráulico motor/bomba do grupo 3. O caudal é controlado pela abertura da sua gaveta, $x_{abertura}$, e pode ser obtido através da equação (3.38).Onde $\Delta p_{válvula}$ é a queda de pressão na válvula, sendo este valor uma característica da válvula apresentando geralmente para o valor de $\Delta p_{válvula}$=5 bar.

$$Q_{acumulador} = Cd * A_{abertura} * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{válvula}}{\rho_{óleo}}} \tag{3.38}$$

O valor de $A_{abertura}$, pode ser calculado através da equação (3.39), onde a área máxima do orifício de passagem de caudal, $A^{máx}{}_{abertura}$, é a área que corresponde à abertura máxima da gaveta, $x^{máx}{}_{abertura}$.

$$A_{abertura} = \frac{A^{máx}_{abertura}}{x^{máx}_{abertura}} * x_{abertura} \tag{3.39}$$

O caudal a usar do acumulador pode ser calculado em função do caudal necessário fornecer ao atuador pela bomba hidráulica do grupo 3, Q_{grupo3}, para se realizar o movimento. Pode ser obtido através da equação (3.40).

$$Q_{acumulador} = Q_{grupo3} * \frac{C_{motor}}{C_{bomba}} / \eta_{vol}^{\frac{motor}{bomba}} \tag{3.40}$$

O rendimento volumétrico do conjunto motor hidráulico/bomba hidráulica vem da multiplicação dos rendimentos volumétricos dos dois componentes deste grupo e pode ser obtido pela expressão (3.41).

$$\eta_{vol}^{\frac{motor}{bomba}} = \eta_{vol}^{motor} * \eta_{vol}^{bomba} \tag{3.41}$$

Substituindo as expressões (3.39) e (3.40) na equação (3.38), obtém-se a expressão (3.42), que permite calcular a abertura da válvula necessária para o grupo 3 fornecer um determinado caudal objetivo.

$$x_{abertura}^{3V3} = \frac{Q_{grupo3} * \frac{C_{motor}}{C_{bomba}} / \eta_{vol}^{motor/bomba}}{Cd * \frac{A^{máx}{}_{abertura}}{x^{máx}{}_{abertura}} * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{válvula}}{\rho_{óleo}}}} \tag{3.42}$$

Para o cálculo das pressões mínimas necessárias no circuito do acumulador, terá que se fazer uma análise do binário que será necessário dispor no motor hidráulico deste grupo, 3M1, para que este seja capaz de operar a bomba hidráulica, 3P1, à qual este está acoplado.

O binário requerido no veio da bomba hidráulica devido à existência de pressão à sua saída pode ser calculado pela expressão (3.43).

$$B_{necessário}^{bomba} = \frac{\Delta p * C_{bomba}}{\eta_{mec}^{bomba} * 20 * \pi} = \frac{(p_{saída}^{bomba} - p_{entrada}^{bomba}) * C_{bomba}}{\eta_{mec}^{bomba} * 20 * \pi} \tag{3.43}$$

O binário disponível no veio de saída do motor hidráulico, em função da queda de pressão entre o orifício de entrada e o orifício de saída, pode ser calculado pela expressão (3.44).

$$B_{disponível}^{motor} = \frac{(p_{entrada}^{motor} - p_{saída}^{motor}) * C_{motor} * \eta_{mec}^{motor}}{20 * \pi} \tag{3.44}$$

Nestas equações os valores de pressão à entrada da bomba e à saída do motor podem ser considerados nulos, uma vez que os orifícios estão conectados ao reservatório.

Como o motor e a bomba estão ligados mecanicamente, o binário disponível no motor terá de ser igual ao binário necessário para o funcionamento da bomba. Esta igualdade de binários permite calcular a pressão mínima necessária à entrada do motor para que seja garantida a capacidade de atuação da bomba do grupo 3. A expressão (3.47) é a que permite realizar este cálculo. A dedução desta expressão foi realizada a partir das expressões (3.45) e (3.46).

$$B_{necessário}^{bomba} = B_{disponível}^{motor} \tag{3.45}$$

$$p_{entrada}^{motor} * C_{motor} * \eta_{mec}^{motor} = \frac{p_{saída}^{bomba} * C_{bomba}}{\eta_{mec}^{bomba}} \tag{3.46}$$

$$p_{entrada}^{motor} = \frac{p_{saída}^{bomba}}{\eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor}} * \frac{C_{bomba}}{C_{motor}} \tag{3.47}$$

A válvula 3V3 requer uma queda de pressão mínima no circuito, $\Delta p_{válvula} = 5\ bar$, para assegurar o controlo do caudal. Tendo isto em consideração, chega-se à condição descrita pela expressão (3.48). Se esta condição for respeitada, fica garantido que o acumulador apresenta pressão suficiente para acionar o motor hidráulico de forma a vencer o binário, gerado pela pressão existente no circuito do atuador hidráulico, à saída da bomba hidráulica do grupo 3. Nesta expressão a $p_{acumulador}$ é a pressão à qual o acumulador se encontra.

$$p_{acumulador} \geq \Delta p_{válvula} + p_{entrada}^{motor} \tag{3.48}$$

Substituindo a expressão (3.47) na equação (3.48), obtém-se a expressão (3.49), que permite calcular a pressão necessária no acumulador para acionar o motor hidráulico a uma determinada condição de pressão no circuito do acumulador. A pressão no circuito do atuador, necessária para o movimento, $p^{movimento}$, é igual à pressão à saída da bomba, $p_{saída}^{bomba}$.

$$p_{acumulador}^{disp} \geq \frac{p^{movimento}}{\eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor}} * \frac{C_{bomba}}{C_{motor}} + \Delta p_{válvula} \tag{3.49}$$

O cálculo da pressão máxima do acumulador, $p_{máx}^{acumulador}$, e mínima, $p_{min}^{acumulador}$, depende da sua capacidade de óleo, $V_{acumulador}^{TOTAl}$ e do volume de azoto no momento em que o acumulador está completamente cheio de óleo, V_{azoto}. A relação entre as pressões no acumulador e estes volumes vem da equação dos gases perfeitos, presente na expressão (3.50) que pode ser transformada na expressão (3.51) e, como consequência, na forma da expressão (3.52), que permite o cálculo da pressão no acumulador quando se sabe o volume de óleo e a pressão no acumulador num estado de nível de óleo do acumulador.

$$p * V^G = const \tag{3.50}$$

$$p_0^{acumulador} * {V_0}^G = p_1^{acumulador} * {V_1}^G \tag{3.51}$$

$$p_1^{acumulador} = p_0^{acumulador} * \frac{{V_0}^G}{{V_1}^G} \tag{3.52}$$

Cada termo da equação (3.51) simboliza um estado de pressão e volume de azoto que está presente no acumulador.

O volume utilizado de óleo, $V_{utilizado}$, é ocupado pelo azoto à medida que o nível de óleo no acumulador vai diminuindo, por isso os valores de V_0 e V_1 podem ser divididos em duas componentes. A componente de volume de azoto no momento em que o acumulador está completamente carregado, V_{azoto}, e o volume de óleo que foi utilizado, $V_{utilizado}$.

O volume de óleo utilizado pode ser calculado com a expressão (3.53). Em que o $V_{óleo}$ é o volume de óleo dentro do acumulador. Na Figura 3.17 está presente a representação destas variáveis.

$$V_{utilizado} = V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo} \tag{3.53}$$

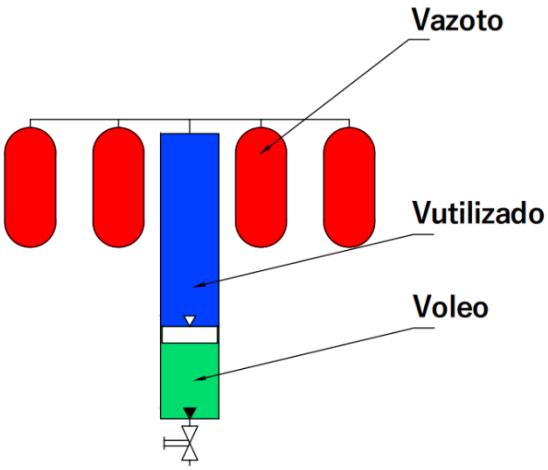


Figura 3.17- Distribuição dos volumes do acumulador.

Utilizando como referência o estado descarregado do acumulador, $V_{óleo} = 0\ litros$, no qual o acumulador se encontra no seu estado de pressão mínima de funcionamento, $p_{min}^{acumulador}$, chega-se à expressão (3.54), que permite o cálculo da pressão no acumulador em cada momento, $p_{acumulador}$, desde que se conheça o volume de óleo utilizado nesse mesmo momento e a pressão mínima para a qual o acumulador está ajustado. A pressão máxima do acumulador, $p_{máx}^{acumulador}$, é obtida através desta expressão, mas para o valor de $V_{óleo} = V_{acumulador}^{TOTAl}$.

$$p_{acumulador} = p_{min}^{acumulador} * \frac{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl})^G}{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo})^G} \tag{3.54}$$

A capacidade de recuperação de energia está diretamente associada à pressão no acumulador.

A recuperação de energia é realizada através da válvula 6V5. Esta válvula é usada para controlar a percentagem de caudal que sai da câmara secundária do cilindro, durante o movimento de relaxação do cabo, que irá ser recuperado para carregar o acumulador. Este caudal está pressurizado devido à carga que o cabo exerce sobre o atuador.

A válvula 6V5 é semelhante à válvula 3V3, pelo que o cálculo do caudal que passa por si é controlado, de igual forma, através da sua abertura, $x_{abertura}^{6V5}$. A expressão (3.55) permite o cálculo da abertura da válvula 6V5 em função do valor do caudal retirado da câmara secundária do atuador.

$$x_{abertura}^{5V5} = \frac{Q_{recup}}{Cd * \frac{A^{máx}{}_{abertura}}{x^{máx}{}_{abertura}} * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{válvula}}{\rho_{óleo}}}} \tag{3.55}$$

Para permitir que a válvula 6V4 de frenagem funcione, o caudal a passar por esta válvula reguladora de caudal deverá ser inferior ao caudal total que sai da câmara do cilindro. Terá que se garantir um caudal adequado a passar pela válvula 6V4.

O caudal retirado para a recuperação da energia, Q_{recup}, diminui o caudal regenerado que sai da câmara secundária do atuador para a câmara principal, ou seja, que contribui para a realização do movimento do avanço. O que significa que os grupos 1 e 2 terão que fornecer mais caudal para avanço do cilindro para compensar o caudal retirado pela válvula 6V5. Terá que existir uma limitação de caudal retirado de modo que não aumente as necessidades de caudal dos grupos 1 e 2 de tal forma que supere a capacidade máxima de caudal destes grupos.

O caudal recuperado terá que suportar as condições (3.56) e (3.57).

$$Q_{recup} \leq Q_{camara2} - Q_{min\,Vfrenagem} \tag{3.56}$$

$$Q_{recup} \leq (C_{b1} * Qteórico_{grupo1}^{máx} + C_{b2} * Qteórico_{grupo2}^{máx}) - Q_{avanço} \tag{3.57}$$

Na expressão (3.57), os valores de C_{b1} e C_{b2} são as percentagens do caudal máximo do grupo 1 e do grupo 2, respetivamente.

No início do movimento de relaxação do cabo a câmara secundária do cilindro encontra-se a um nível de pressão relativamente elevado dependendo da carga a que o cabo está sujeito. Existe a capacidade de recuperar energia através da utilização parcial de caudal da câmara secundária se a diferença entre a pressão nesta câmara e no acumulador seja superior à queda de pressão mínima da válvula, $\Delta p_{válvula} = 5\ bar$. O que significa que quanto maior a pressão no atuador e menor a pressão no acumulador, maior a capacidade de recuperação da energia ao longo do movimento de avanço.

Observando a expressão (3.49), fica percetível que quanto maior a cilindrada do motor e menor a cilindrada da bomba, ou seja, maior a razão de cilindradas $\left(\frac{C_{motor}}{C_{bomba}}\right)$, menor a pressão mínima do acumulador necessária para acionar o conjunto motor hidráulico/bomba hidráulica e consequentemente menor a sua pressão máxima.

Usar um conjunto hidráulico motor/bomba para o grupo 3 com uma razão de cilindradas demasiado elevada traria um aumento da necessidade de caudal do acumulador (equação (3.40)) para manter a mesma velocidade de acionamento, o que implica um gasto de volume de óleo do acumulador maior e consequentemente necessidade de adquirir um acumulador com capacidade ($V_{acumulador}^{TOTAl}$) superior.

A fiabilidade da recuperação da energia também é dependente das capacidades de caudal dos grupos 1 e 2 para o controlo da velocidade do atuador. Quando a necessidade de caudal para realizar um movimento a uma determinada velocidade do cilindro supera o caudal máximo a que os grupos 1 e 2 são capazes de responder terá que ser utilizado caudal do grupo 3. O carregamento do acumulador através destes dois grupos, neste caso, é impossível, uma vez que estes estão a ser usados para o fornecimento de caudal para o movimento. Desta forma é necessário garantir que o volume de óleo do acumulador e a pressão no acumulador sejam suficientes para a realização do movimento. A recuperação da energia nem sempre será garantida por isso será necessário que se dimensione os grupos 1 e 2 de forma que estes sejam capazes de repor o nível de óleo do acumulador sempre que necessário.

Eficiência do grupo 3

A potência hidráulica retirada do acumulador pode ser calculada pela equação (3.58).

$$P_{acumulador} = Q_{acumulador} * p_{acumulador} \tag{3.58}$$

A potência fornecida pode ser adaptada através da abertura da válvula 3V3 que controla o caudal a retirar do acumulador. A componente da pressão é que já não é controlável, uma vez que as pressões máxima e mínima a que este componente será ajustado, apenas poderão ser definidas no início de cada ciclo ou ensaio dependendo da estratégia adotada.
A potência fornecida pelo acumulador depende, então substancialmente, da pressão a que este se encontra. A pressão mínima à qual o acumulador deverá ser ajustado num movimento em que este componente não pode ser carregado pelos grupos 1 ou 2, pode ser calculada pela expressão (3.59), que foi obtida a partir da equação (3.49), onde $p^{movimento} = p_{max}^{movimento}$. Esta expressão também permite o cálculo da pressão mínima à qual o acumulador deve estar para que se consiga utilizar o grupo 3 no momento em que se verifica a pressão máxima de um determinado movimento, final do movimento de tração de um cabo, no circuito do atuador.

A pressão máxima do acumulador pode ser calculada pela expressão (3.60), obtida através da substituição da equação (3.59) na equação (3.54). O valor da pressão máxima do acumulador depende do volume de óleo utilizado durante o movimento. Esta pressão é calculada considerando que o acumulador no final do movimento se encontra completamente vazio e que no início do movimento se encontra completamente cheio.

$$p_{min}^{acumulador} = \frac{p_{max}^{movimento}}{\eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor}} * \frac{C_{bomba}}{C_{motor}} + \Delta p_{válvula} \tag{3.59}$$

$$p_{máx}^{acumulador} = \tag{3.60}$$
$$= \frac{p_{max}^{movimento}}{\eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor}} * \frac{C_{bomba}}{C_{motor}} + \Delta p_{válvula} * \frac{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl})^G}{\left(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo}\right)^G}$$

Num movimento em que se utilize o acumulador desde o início até ao final, o volume de óleo vai diminuindo ao longo desse mesmo movimento. Como consequência da diminuição de óleo, existe uma diminuição da pressão no acumulador. No circuito do atuador o contrário acontece, ou seja, no decorrer do movimento, a pressão, tanto no avanço como no recuo, aumenta.
No movimento de recuo, porque se está a tracionar o cabo e no avanço, porque a relaxação do cabo faz com que a pressão necessária para avançar na câmara principal do cilindro aumente devido à presença da válvula 6V4. Desta forma, a pressão máxima do movimento, $p_{max}^{movimento}$, presente na câmara motora será atingida no final de cada movimento.

No caso do movimento de recuo, o final do movimento condiz com o ponto no qual o acumulador estará no seu nível mínimo. Será então necessário garantir que a pressão no acumulador nesse ponto seja suficiente para acionar o conjunto hidráulico motor/bomba. O que significa que no início do movimento, o acumulador estará a uma pressão substancialmente superior à pressão necessária para movimentar o atuador. Quanto maior a diferença entre a pressão disponível no acumulador e a pressão requerida pela carga menor a eficiência que o sistema apresenta.

Na Figura 3.18 pode ser observada a evolução da pressão disponível no acumulador e a evolução da pressão no circuito do atuador no mesmo movimento de tração do cabo.

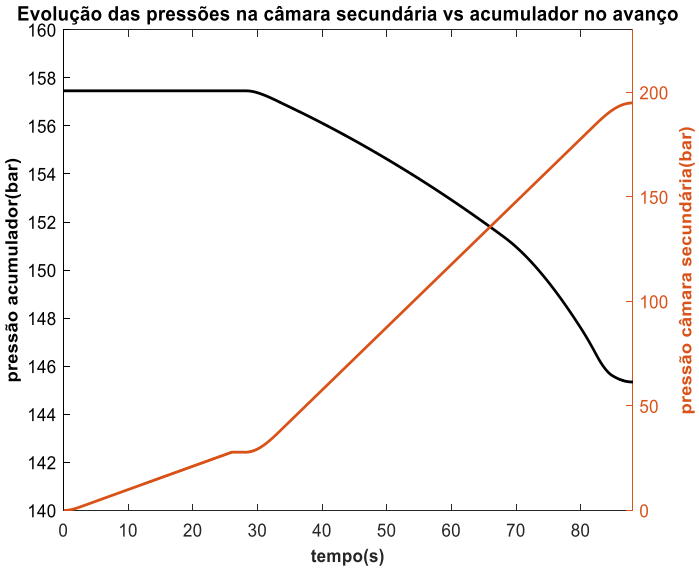


Figura 3.18-Evolução das pressões camara secundária (laranja) vs pressão acumulador (preto) no movimento de avanço do atuador

O grupo 3 apresenta uma considerável ineficiência relativamente aos grupos 1 e 2 mesmo a pressões de funcionamento do circuito elevadas devido à existência da válvula 3V3, que estrangula o caudal de óleo. Esta situação piora, tal como foi descrito acima, quando os caudais e pressões de funcionamento no atuador são baixos. O rendimento global deste grupo pode ser descrito pela equação (3.61).

Esta equação pode ser dividida em duas componentes. A componente de desperdício de pressão através da válvula 3V3, $\eta_{válvula}^{3V3}$, e a componente dos rendimentos volumétrico e mecânico do grupo hidráulico motor/bomba, $\eta_{global}^{\frac{motor}{bomba}}$, que pode ser descrito pela equação (3.62).

$$\eta_{global}^{grupo3} = \eta_{válvula}^{3V3} * \eta_{global}^{\frac{motor}{bomba}} \tag{3.61}$$

$$\eta_{global}^{\frac{motor}{bomba}} = \eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor} * \eta_{vol}^{bomba} * \eta_{vol}^{motor} \tag{3.62}$$

O rendimento da válvula 3V3, presente na equação (3.63), obtém-se através da divisão da pressão à entrada do motor hidráulico, consequência da carga que exerce sobre ele, pela pressão no acumulador que é consequência da pressão mínima de ajuste do acumulador e do volume de óleo presente nele. A equação pode ser obtida através da equação (3.47), que calcula a pressão na entrada do motor hidráulico do grupo 3, e com a equação (3.54) onde se substitui a equação (3.59). Nas equações (3.59) e (3.47), o valor de pressão à entrada da bomba e saída do motor, ou seja, a pressão no reservatório, foi considerada nula, $p_{entrada}^{bomba} = p_{saída}^{motor} = 0\ bar$.

Esta equação pode ser dividida em duas componentes γ e λ, os seus valores podem ser calculados através das equações (3.64) e (3.65), respetivamente.

$$\eta_{válvula}^{3V3} = \frac{p_{entrada}^{motor}}{p_{acumulador}} = \gamma * \lambda \tag{3.63}$$

$$\gamma = \frac{p^{movimento}}{\left(p_{máx}^{movimento} + \frac{\Delta p_{válvula}}{\frac{C_{bomba}}{C_{motor}}} * \eta_{mec}^{bomba} * \eta_{mec}^{motor} \right)} \tag{3.64}$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(\frac{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl})^G}{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo})^G} \right)} \tag{3.65}$$

O gráfico da Figura 3.19 apresenta a variação da componente λ do cálculo do rendimento da válvula reguladora de caudal, equação (3.63). O gráfico foi obtido considerando o valor de nível de óleo $V_{óleo} = (V_{acumulador}^{TOTAl})$, ou seja, numa situação em que no início do movimento o acumulador se encontra completamente cheio e o seu volume de total de capacidade de óleo é igual ao volume de óleo utilizado para a realização do movimento. Quanto maior este coeficiente maior será o rendimento da válvula 3V3.

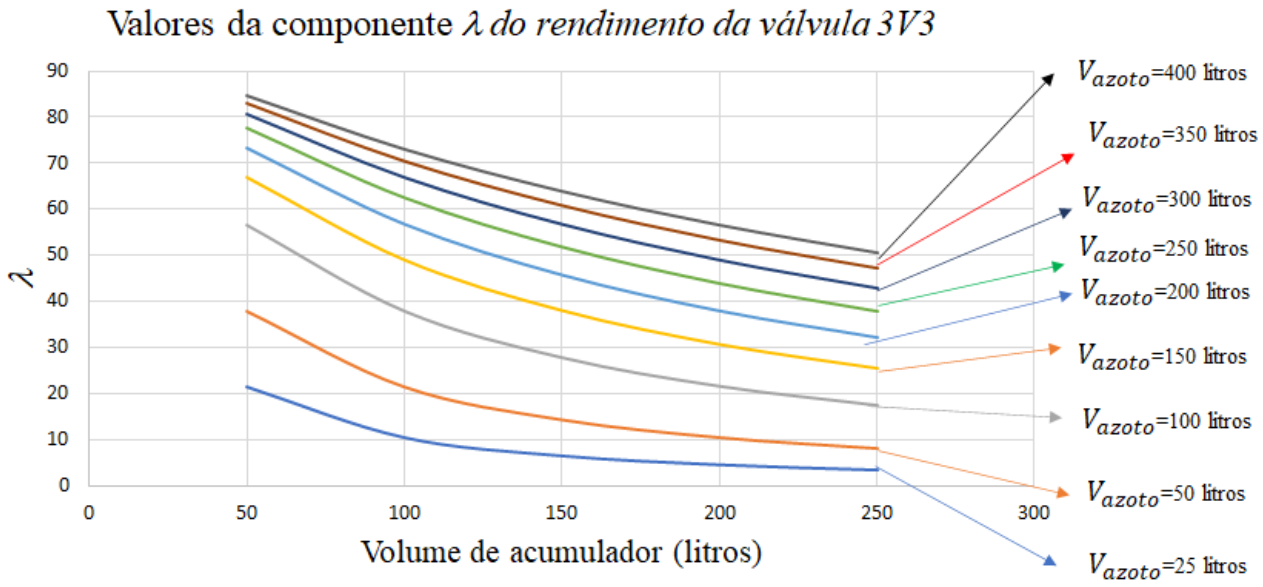


Figura 3.19-Variação de λ em função do volume toral de acumulador para diferentes volumes de azoto.

Da análise gráfica retira-se que, no caso em que o acumulador esteja completamente carregado numa situação em que a configuração de acumulador apresenta $V_{acumulador}^{TOTAl} = 50\ litros$ e $V_{azoto} = 100\ litros$, o coeficiente λ apresenta o valor de 57%. Este valor significa que o rendimento da válvula nesta situação é 43% menor do que no caso em que o coeficiente λ toma o valor de 1, ou seja, o acumulador está praticamente sem óleo. Fica percetível que o grupo 3 apresenta um valor de rendimento mínimo no início do movimento.

A componente γ depende da pressão no circuito do atuador no momento em que o grupo 3 está a ser utilizado, $p^{movimento}$.

Tal como já foi dito neste capítulo, no início do movimento, a pressão no circuito é consideravelmente menor que a pressão máxima deste mesmo movimento ($p^{movimento} <$

$p_{máx}^{movimento}$), o que significa que a componente γ do rendimento da válvula 3V3 apresenta o seu valor mínimo. Desta forma fica percetível que, neste ponto do movimento, o rendimento da válvula 3V3 seja mínimo.

O rendimento da válvula 3V3 pode ser melhorado através de um uso mais estratégico do acumulador. Se o acumulador for utilizado mais no final do movimento, a diferença entre as pressões $p^{movimento}$ e $p_{máx}^{movimento}$ diminui e como consequência, o rendimento da válvula aumenta.

No caso em que o grupo 3 seja necessário desde o início do movimento, o aumento do rendimento pode ser conseguido se o acumulador iniciar o movimento num estado de pressão o mais baixo possível, isto pode ser conseguido com volume de botijas de azoto elevado, como se pode observar na Figura 3.19. Nesta figura consegue-se retirar que quanto maior o volume de azoto menor a variação do coeficiente λ. Desta forma mantém-se o rendimento da válvula o mais otimizado possível.

Dimensionamento dos grupos energéticos

Devido à ineficiência do grupo 3, o uso deste grupo deve ser muito criterioso, principalmente quando a pressão no atuador é baixa. Quanto maior a capacidade de caudal dos grupos 1 e 2 menor será o uso de caudal do acumulador e, portanto, maior será a capacidade em atingir a velocidade desejada de movimento sem que seja necessária a utilização do grupo 3.

Do capítulo 2, sabe-se que velocidades acima de 70% da velocidade máxima são, apenas, possivelmente atingidas para valores de pressão maiores ou iguais a 70% da carga máxima da máquina. Para os valores de pressão acima de 70% o grupo 3 já apresenta valores da componente γ do rendimento da válvula 3V3 equivalentes a 70% do seu valor máximo. Desta forma, pode-se considerar a utilização do acumulador focada na gama de pressões acima de 70% da pressão máxima da máquina.

Como um compromisso entre eficiência do sistema e potência instalada, pode ser considerada a limitação da pressão máxima de funcionamento dos grupos 1 e 2 a 200 bar, pressão equivalente a 70% da carga máxima do circuito. Assim, consegue-se reduzir em mais de 30% a potência instalada no circuito. Como, nestas circunstâncias, os grupos 1 e 2 serão utilizados, também, para carregar o acumulador, ter-se-á que limitar a pressão máxima deste componente a 200bar.

Nestas condições, limitando a pressão máxima do acumulador de 200 bar, pode-se calcular o valor da pressão mínima do acumulador, à qual este deverá ser carregado com azoto, em função das diferentes configurações $V_{acumulador}^{TOTAl}$ e V_{azoto}.

Na Tabela 3.4 está calculado o valor de pressão mínima em função das diferentes configurações do acumulador. Estes valores foram obtidos com o uso da equação (3.54) resolvida em ordem à pressão mínima, onde $p_{acumulador} = 200\ bar$, $V_{óleo} = V_{acumulador}^{TOTAl}$ e $G = 1{,}4$.

Tabela 3.4-Pressões mínimas de ajuste do acumulador, para um limite de pressão máxima de 200 bar.

$p_{min}^{acumulador}(bar)$	$V_{azoto}(litros)$								
$V_{acumulador}^{TOTAl}(litros)$	25	50	100	150	200	250	300	350	400
25	75,8	113,4	146,3	161,2	169,6	175,0	178,8	181,6	183,7
50	43,0	75,8	113,4	133,7	146,3	154,9	161,2	165,9	169,6
100	21,0	43,0	75,8	97,8	113,4	124,9	133,7	140,7	146,3
150	13,1	28,7	55,5	75,8	91,4	103,6	113,4	121,4	128,1
200	9,2	21,0	43,0	61,1	75,8	87,8	97,8	106,2	113,4
250	7,0	16,3	34,6	50,7	64,3	75,8	85,6	94,0	101,4

O valor desta pressão mínima para as diferentes configurações, pode ser ajustado em função da pressão máxima à qual está previsto o funcionamento do grupo 3.

Para evitar o uso do acumulador a pressão muito baixa no atuador, caso se preveja atingir uma pressão no circuito do atuador superior à pressão para a qual as válvulas limitadoras de pressão 1V4 e 2V4 estão ajustadas, o início do movimento será realizado com as bombas 1 e/ou 2. Quando a pressão no circuito atingir um valor próximo de 200bar, os grupos 1 e 2 serão sequencialmente desacelerados para se proceder à comutação do caudal por elas fornecido para o acumulador. A comutação do caudal começa com a desaceleração dos grupos 1 e 2 e da abertura progressivamente a válvula 3V3, para compensar a diminuição de caudal provocada pela desaceleração dos grupos, até que o único grupo em funcionamento seja o grupo 3. Na Figura 3.20 estão presentes as curvas de velocidade de rotação de um dos grupos e abertura da válvula 3V3 neste momento de comutação.

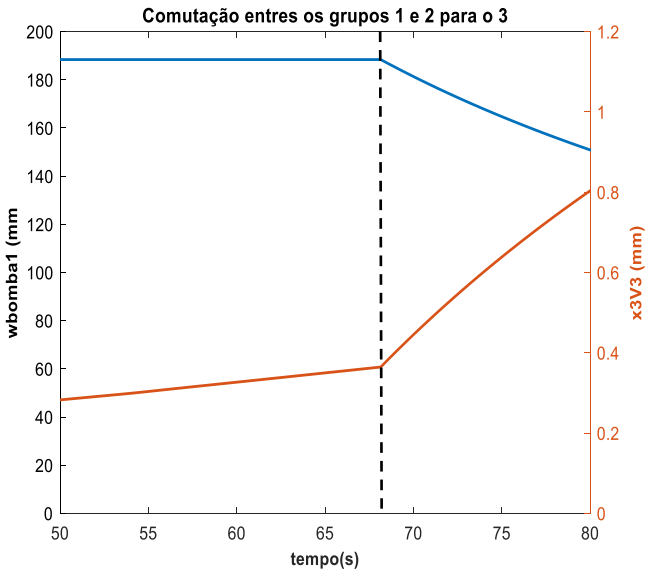


Figura 3.20-Comutação de caudal entre os grupos 1 e 2(representado a azul) para o grupo 3(representado a laranja).

Como consideração inicial seria interessante garantir que as bombas dos grupos 1 e 2 fossem capazes de cumprir 70% da velocidade máxima da máquina. A soma da cilindrada teórica mínima das bombas dos grupos 1 e 2 pode ser calculada, então, a partir da equação (3.66), onde $Q = \%v_{máx} * Qideal_{máx}$ e $\%v_{máx} = 0{,}7$

$$Cteórica_{bombas} = 0{,}7 * \frac{Qideal_{máx}}{n_{máx}} = 44cm^3/rot \tag{3.66}$$

A cilindrada real das bombas a considerar pode ser calculada pela adição de 10% à cilindrada teórica, obtendo-se $C_{bombas} = 48{,}4\ cm^3/rot$.

Após a comutação dos grupos 1 e 2 para o grupo 3, a velocidade do movimento pode ser mantida durante um considerável movimento do atuador. Se o movimento se prolongar durante muito tempo a esta velocidade, o volume de óleo do acumulador a ser utilizado até ao final do movimento pode ser considerável, o que pode trazer a necessidade de carregamento do acumulador durante este movimento. Desta forma, os grupos 1 e 2 terão de dispor de um certo caudal para que não seja necessário usar um acumulador com um volume maior.

Neste modo de funcionamento, o caudal terá de ser todo fornecido pelo grupo 3 que terá que rodar a uma velocidade considerável. Este caudal será ainda multiplicado pela razão de cilindradas do conjunto motor hidráulico/bomba hidráulica, $\frac{C_{bomba}}{C_{motor}}$ o que aumenta ainda mais o consumo de óleo do acumulador. Este modo de funcionamento será um dos dois modos de funcionamento em condições máximas da máquina, presentes na Tabela 2.3 das especificações da máquina.

Deve-se, então, avaliar o consumo de óleo do acumulador e a capacidade dos grupos 1 e 2 de modo a chegar a uma, ou mais hipóteses de dimensionamento dos grupos energéticos desta máquina.

O caso mais crítico de consumo de óleo acontecerá para um cabo com uma rigidez contante, uma vez que não existe nenhum cabo em que a rigidez diminua num movimento de tração. Este gasto poderá ser, ainda, agravado se a rigidez do cabo for suficientemente baixa, causando uma necessidade de deslocamento total de tração e de relaxação correspondente a 3m.

Se neste deslocamento, a carga máxima da máquina for atingida, está-se face ao caso mais crítico do funcionamento da máquina, no qual, será necessário o maior consumo possível de óleo do acumulador.

É de referir que este deslocamento de 3m não acontecerá na realidade, uma vez que não serão ensaiados cabos com característica de rigidez tão reduzida. O sobredimensionamento do deslocamento foi admitido para que se realize uma análise do dimensionamento dos grupos ligeiramente acima das necessidades previstas. Para que, na realidade, estes não operem por longos períodos de tempo nas suas capacidades máximas, deixando disponível uma folga na capacidade máxima da máquina para que esta consiga responder a perturbações que possam vir a existir nos ensaios a realizar.

Considerando, nestas condições, que a força da máquina será atingida a 3,5metros de extensão do cabo e que o cabo é relaxado até uma extensão de 0,5 metros, consegue-se obter o valor da rigidez do cabo que causa como consequência características como estas para um ensaio.

A rigidez pode ser obtida pela equação (3.67)

$$k_{cabo} = \frac{(p_{carga}^{máx} - p_{carga}^{min}) * A_2}{x_{movimento}^{TOTAL}} = \frac{A_2 * 280 * 10^5}{3{,}5} = 301{,}6\ kN/m \tag{3.67}$$

O cálculo da posição de troca entre os grupos em função da pressão de comutação, $x_{movimento}^{comutação}$ pela expressão (3.68).

$$x_{movimento}^{comutação} = \frac{\left(p_{comutação} - p_{carga}^{min}\right) * A_2}{k_{cabo}} + x_{movimento}^{min} \tag{3.68}$$

Com o valor da posição de comutação das fontes de caudal, na expressão (3.68), consegue-se calcular a quantidade de fluído necessária para acabar o movimento a partir da equação (3.70) obtida através da substituição da equação (3.68) na equação (3.69).

$$V_{óleo}^{utilizado.mov} = \left(x_{movimento}^{TOTAL} - x_{movimento}^{comutação}\right) * A_2 * \frac{CC_{motor}}{CC_{bomba}} \tag{3.69}$$

$$V_{óleo}^{utilizado.mov} = \left(x_{movimento}^{TOTAL} - \frac{\left(p_{comutação} - p_{carga}^{min}\right) * A_2}{K_{cabo}} + x_{movimento}^{min}\right) * \\ * A_2 * \frac{CC_{motor}}{CC_{bomba}} \tag{3.70}$$

Observando a equação (3.70) verifica-se que quando maior a razão de cilindradas, menor a pressão de comutação necessária e maior o volume de óleo do acumulador necessário para realizar o movimento. Portanto, seria interessante encontrar um equilíbrio entre a pressão de comutação e as cilindradas dos grupos de modo a satisfazer melhor as necessidades do sistema. Na Tabela 3.5 são apresentados os valores de consumo de óleo para as diferentes razões de cilindradas e pressões de comutação.

Tabela 3.5-Valores de volume utilizado para as diferentes combinações de razão de cilindrada do grupo 3 e pressão de comutação.

	CC_{bomba}/CC_{motor}					
$p_{comutação}(bar)$	1,5	2	2,5	3	3,5	4
100	127,2	169,6	212,1	254,5	296,9	339,3
110	120,2	160,2	200,3	240,3	280,4	320,4
120	113,1	150,8	188,5	226,2	263,9	301,6
130	106,0	141,4	176,7	212,1	247,4	282,7
140	99,0	131,9	164,9	197,9	230,9	263,9
150	91,9	122,5	153,2	183,8	214,4	245,0
160	84,8	113,1	141,4	169,6	197,9	226,2
170	77,8	103,7	129,6	155,5	181,4	207,3
180	70,7	94,2	117,8	141,4	164,9	188,5
190	63,6	84,8	106,0	127,2	148,4	169,6
195	60,1	80,1	100,1	120,2	140,2	160,2
200	56,5	75,4	94,2	113,1	131,9	150,8

Os grupos 1 e 2 têm um tempo mínimo para desacelerarem que é $t_{desacel}^{min} = 3s$ para que os motores não fiquem sobrecarregados principalmente a elevadas pressões. Este tempo de desaceleração limita a pressão à qual se comutam os grupos.

O cálculo do tempo entre o momento da comutação à pressão de comutação e o momento em que o circuito atingirá 200 bar de pressão, pressão máxima a que os grupos 1 e 2 podem

funcionar, pode ser obtido com a expressão (3.71). Este tempo também pode ser calculado através da expressão (3.72), em função da pressão no momento da comutação e a pressão de 200bar, tida como a pressão máxima de funcionamento dos grupos 1 e 2.

$$t_{desacel} = \frac{x_{movimento,p=200bar} - x_{movimento}^{comutação}}{v_{movimento}} \tag{3.71}$$

$$t_{desacel} = \frac{(200 * 10^5 - p_{comutação}) * A_2}{0{,}7 * \ v_{movimento}^{máx} * k_{cabo}} \tag{3.72}$$

O valor do tempo de desaceleração obtido pela expressão (3.72) está presente na Tabela 3.6. Nesta tabela, está também presente a distância percorrida desde o início do ensaio até ao momento em que se inicia a comutação.

Tabela 3.6-Tempos de comutação em função da pressão de comutação.

$p_{comutação}(bar)$	$x_{movimento}^{comutação}(m)$	$t_{desacel}$(s)
100	1,25	35,7
110	1,38	32,1
120	1,50	28,6
130	1,63	25,0
140	1,75	21,4
150	1,88	17,9
160	2,00	14,3
170	2,13	10,7
180	2,25	7,1
190	2,38	3,6
195	2,44	1,8
200	2,50	0,0

Os valores de pressão de comutação anotados a vermelho na Tabela 3.6 são valores que não permitem uma desaceleração atempada dos grupos 1 e 2 e, por isso, não podem ser considerados. Os valores anotados a azul correspondem a um tempo de aceleração próximo do mínimo, mas dentro do limite. Esta pressão de comutação também permite a obtenção de valores de consumo de óleo menor especialmente quando conjugado com uma razão de cilindradas mais pequena, como se pode ver na interseção da coluna com a linha marcada a azul na Tabela 3.5.

O consumo de óleo deste movimento ainda pode ser reduzido se se utilizarem os grupos 1 e 2 para carregar o acumulador ou, pelo menos, tentar manter o nível de carregamento do acumulador. Na circunstância deste movimento, quando se usa apenas o grupo 3 para realizar o movimento do atuador, as bombas encontram-se paradas, pelo que por isso podem ser utilizadas para fornecerem caudal para o circuito do acumulador. O volume de fluído que os grupos 1 e 2 conseguem carregar o acumulador em função da sua cilindrada pode ser obtido com a expressão (3.74), obtida através do desenvolvimento da expressão (3.73).

$$V_{carregado} = C_{bombas}^{grupos\ 1+2} * n_{motor}^{carreg} * t_{carreg} \tag{3.73}$$

$$V_{carregado} = \tag{3.74}$$

$$= (Cteórica_{bomba}^{grupos\ 1} * \eta_{vol}^{bomba\ 1} + Cteórica_{bomba}^{grupos\ 2} * \eta_{vol}^{bomba\ 2}) *$$

$$* n_{motor}^{carreg} * t_{carreg}$$

Na equação (3.74), o tempo de carregamento pode ser obtido pela expressão (3.75). O valor do deslocamento do cilindro no final do carregamento é $x_{movimento}^{final_{carreg}} = 3{,}5\ m$ e no início do carregamento é $x_{movimento}^{inicio_{carreg}} = x_{movimento(p=200bar)}$.

$$t_{carreg} = \frac{x_{movimento}^{final_{carreg}} - x_{movimento}^{inicio_{carreg}}}{v_{movimento}} \tag{3.75}$$

A pressão do acumulador terá que ser superior à pressão mínima obtida pela equação (3.59). Se o cálculo desta pressão for realizado para uma pressão do reservatório $p_{entrada}^{bomba} = 0\ bar$ e um rendimento mecânico, tanto do motor como da bomba, de 98% obtém-se o valor da pressão no cálculo presente na expressão (3.76).

$$p_{\min\ (p=280bar)}^{acumulador} = \frac{(280)}{0{,}98 * 0{,}98} * \frac{1}{1{,}5} + 5 = 199{,}4\ bar \tag{3.76}$$

Para dimensionamento dos grupos 1 e 2 a velocidade de rotação máxima dos grupos 1 e 2 quando funcionam à sua pressão máxima, tal como referido neste capítulo, deve ser definida para $n_{máx}^{pmáx}$ =1500 rpm, uma vez que nestas circunstâncias a necessidade de velocidade do movimento do atuador vem reduzida devido ao perfil de força imposto no ensaio de fadiga, definido no capítulo 2, ver Figura 2.12

Do cálculo da pressão mínima do acumulador para este ensaio, a partir da equação (3.76), consegue-se observar que o valor da pressão à qual os grupos terão de funcionar para carregar o acumulador será superior a 199,4 bar. Isto significa que, provavelmente, terá que se redefinida a pressão das válvulas 1V4 e 2V4 para pressão superior a 200 bar. Desta forma, a componente n_{motor}^{carreg} da equação de cálculo do volume carregado (3.74), será menor ou igual a 1500rpm. Na realidade, o valor da velocidade máxima depende da pressão à qual os grupos 1 e 2 estão a funcionar para que a potência disponível destes grupos não seja superada. Caso os grupos 1 e 2 funcionem acima de 200 bar, a sua velocidade de rotação máxima pode ser definida pela equação (3.77). Nesta equação $n_{máx}^{pmáx} = 1500rpm$.

$$n_{motor}^{carreg} = n_{máx}^{>200bar} = n_{máx}^{pmáx} * \frac{200 * 10^5}{p_{funcionamento}} \tag{3.77}$$

Na Tabela 3.7 estão disponíveis os valores de volume de óleo com que os grupos 1 e 2, são capazes de carregar, em função da percentagem de velocidade máxima da máquina que pode ser conseguida apenas com o uso destes dois grupos. Estes valores foram obtidos utilizando a equação (3.74), na qual, foram considerados rendimentos volumétricos de 100 % das bombas e a velocidade de rotação de carregamento definida para $n_{máx}^{p=220bar} = 1364\ rpm$, que corresponde a um carregamento realizado a 220bar de pressão no acumulador.

Tabela 3.7-Volume de óleo carregado pelos grupos 1 e 2 após comutação para o grupo 3.

$\%v_{máx}$	$CC_{bombas}^{grupos\ 1+2}\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	$V_{carregado}(litros)$
0,7	48	34,3
0,725	50	35,5
0,75	52	36,7
0,775	54	37,9
0,8	55	39,2
0,825	57	40,4
0,85	59	41,6
0,875	60	42,8
0,9	62	44,1
0,925	64	45,3
0,95	66	46,5
0,975	67	47,7
1	69	49,0

Nesta situação, o volume de óleo do acumulador utilizado é igual ao volume utilizado para o movimento menos o volume carregado pelos grupos 1 e 2. Este cálculo é apresentado na expressão (3.78).

$$V_{óleo}^{utilizado} = (V_{óleo}^{utilizado.mov} - V_{carregado}) \tag{3.78}$$

Comparando o valor do volume carregado, presente na Tabela 3.7, com o da Tabela 3.6 que apresenta o volume utilizado para o movimento. Faz se notar que a melhor solução é a de utilização de uma configuração do conjunto hidráulico motor/bomba com uma razão de cilindradas de 1,5 (marcada a azul). Este valor de razão de cilindradas não é o mais adequado para maximização da recuperação de energia, mas é o que permite ter menor volume de azoto, um acumulador menos volumoso e os grupos 1 e 2 com menores cilindradas.

Analisando este caso, consegue-se fazer uma previsão da melhor configuração para o acumulador de forma a minimizar o volume do acumulador e o volume de azoto garantindo, no entanto, o funcionamento do sistema.

A Tabela 3.8 apresenta a pressão do acumulador após efetuar este movimento no qual se procede à comutação entre grupos e se utiliza os grupos 1 e 2 para carregar o acumulador.
Os valores de pressão foram obtidos através da expressão (3.79), que foi deduzida pela expressão (3.54) e apresentam-se em função das diferentes opções de cilindrada dos grupos 1 e 2.
Na expressão (3.54) conhece-se o ponto em que o acumulador está completamente vazio e na expressão (3.79) conhece-se o ponto em que o acumulador se encontra completamente cheio.

$$p_{acumulador} = p_{máx}^{acumulador} * \frac{(V_{azoto})^G}{\left(V_{azoto} + V_{óleo}^{utilizado}\right)^G} \tag{3.79}$$

Os resultados obtidos foram calculados para uma pressão máxima do acumulador de 220bar, uma vez que sendo a pressão máxima limitada a 200 bar não apresenta nenhuma configuração em que a pressão final seja superior à obtida na expressão (3.76). Nesta circunstância, tal como os resultados calculados na Tabela 3.7**,** a velocidade de rotação máxima das bombas deverá ser limitada $n_{máx}^{p=220bar} = 1364\,rpm$, este valor foi obtido pela equação (3.77).

Os grupos 1 e 2 terão que funcionar acima de 200bar, as pressões das válvulas limitadoras de pressão deverão ser colocadas a 220bar, mas a comutação das bombas fica igualmente ajustada para o valor das pressões definas anteriormente na Tabela 3.6. Agora, se as válvulas forem ajustadas a uma pressão superior a 200bar existe uma maior flexibilidade quanto à pressão de comutação. Fica, então, possível realizar a comutação dos grupos a uma pressão mais próxima dos 200bar.

Tabela 3.8-Pressões do acumulador no final do movimento em que se procedeu à comutação dos grupos.

		$V_{azoto}(litros)$					
$CC_{bombas}^{grupos\ 1+2}\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	$V_{óleo}^{utilizado}$	25	50	100	150	200	250
48	29,3	74,2	115,3	153,5	171,3	181,6	188,3
50	28,1	76,6	117,8	155,5	173,0	183,0	189,5
52	26,9	79,1	120,4	157,6	174,6	184,4	190,7
54	25,7	81,8	123,2	159,8	176,3	185,8	191,9
55	24,4	84,7	126,0	162,0	178,1	187,2	193,1
57	23,2	87,7	129,0	164,2	179,8	188,6	194,3
59	22,0	90,9	132,0	166,5	181,6	190,1	195,5
60	20,8	94,3	135,2	168,9	183,5	191,6	196,7
62	19,6	98,0	138,6	171,3	185,3	193,1	198,0
64	18,3	101,9	142,1	173,8	187,2	194,6	199,3
66	17,1	106,0	145,7	176,4	189,1	196,1	200,5
67	15,9	110,5	149,5	179,0	191,1	197,7	201,8
69	14,7	115,3	153,5	181,7	193,1	199,3	203,1

Comparando os valores de pressão da Tabela 3.8 com a pressão necessária no acumulador, $p_{\min}^{acumulador}$, para que seja possível sujeitar a bomba a 280bar, calculada através expressão (3.76), chegam-se às configurações de possível implementação neste circuito. Estas configurações encontram-se marcadas a azul nesta mesma Tabela 3.8**.**

Analisando, agora, o segundo ponto de funcionamento máximo da máquina, para que se faça um dimensionamento assegurado dos grupos de forma a garantir a capacidade de funcionamento dos mesmos, considera-se um movimento com um curso de 3m realizado a 3m/min. Com estas características de movimento, o uso do grupo 3 desde o início do movimento de tração do cabo até ao final do mesmo é inevitável.

Neste movimento a 3m/min a pressão máxima que o ensaio poderá atingir, devido à carga no cabo, é de 200bar. Desta forma, os grupos podem ser utilizados desde o início do movimento até ao final. A pressão mínima do acumulador pode ser calculada através da expressão (3.59), o cálculo está presente na expressão (3.80). Este cálculo foi obtido para rendimentos mecânicos do motor e da bomba de 0,98.

$$p_{\min\,(p=200bar)}^{acumulador} = \frac{200}{0.98 * 0.98} * \frac{1}{1.5} + 5 = 138{,}8\ bar \tag{3.80}$$

Nesta análise de dimensionamento pode ser utilizada qualquer configuração de acumulador presente na Tabela 3.4 desde que o volume de óleo do acumulador seja superior ao volume utilizado no movimento de recuo e desde que a pressão mínima no final do movimento seja superior à pressão presente na expressão (3.80).

Tal como já foi referido neste capítulo, a estratégia de seleção das cilindradas dos dois grupos passa por utilizar um com 1/3 da cilindrada total e outro com 2/3 dessa cilindrada.

Durante o movimento de relaxação do cabo, devido ao uso do circuito regenerativo, apenas é necessário utilizar um grupo para movimentar o atuador.

Para análise de capacidade dos grupos, é necessário calcular o volume de óleo do acumulador utilizado no movimento de recuo em função das cilindradas dos grupos 1 e 2, cálculo presente na equação (3.81). É necessário, também, realizar o cálculo do volume que consegue ser carregado pelo grupo disponível durante o movimento de relaxação do cabo, através da equação (3.74), Nesta equação, a cilindrada teórica de uma das bombas é colocada a zero, uma vez que a outra se encontrará a fornecer caudal para o atuador, e o tempo de carregamento é $t_{carreg} = 60s$.

$$\begin{gathered} V_{óleo}^{utilizado} = V_{óleo}^{utilizado.mov} \\ = (x_{movimento}^{final} - x_{movimento}^{inicio}) * A_2 * \frac{C_{bomba}}{C_{motor}} * (v_{movimento}^{máx} * A_2 - \\ (Cteórica_{bomba}^{grupo\ 1} * \eta_{vol}^{bomba\ 1} + Cteórica_{bomba}^{grupo\ 2} * \eta_{vol}^{bomba\ 2}) * n_{máx})/ \\ /v_{máx} * A_2) \end{gathered} \tag{3.81}$$

O dimensionamento dos grupos 1 e 2 deverá ser feito de modo a garantir que, mesmo sem recuperação de energia, a máquina funcione, ou seja uma das bombas que não seja utilizada no movimento de avanço deverá ser capaz de carregar o acumulador o necessário para que o grupo 3 tenha capacidade de ser usado, novamente, na realização do movimento de tração do cabo.

Na Tabela 3.9 está presente a comparação entre o caudal utilizado para o movimento de recuo e o caudal carregado pela bomba no avanço. Os valores desta tabela foram obtidos através das equações (3.81) e (3.74), nas condições acima descritas.

Tabela 3.9-Diferença entre volume utilizado do acumulador no recuo e volume carregado pelos grupos 1 ou 2 no avanço a uma velocidade de 2m/min.

Cilindrada total dos grupos $\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	Cilindrada do grupo 1 $\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	Cilindrada do grupo 2 $\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	$V_{óleo}^{utilizado}(l)$	$V_{carregado}(l)$
48	16,0	32,0	50,9	24,0
50	16,7	33,3	49,9	24,8
52	17,3	34,7	45,4	25,7
54	18,0	36,0	40,8	26,6
55	18,3	36,7	36,3	27,4
57	19,0	38,0	31,8	28,3
59	19,7	39,3	27,2	29,1
60	20,0	40,0	22,7	30,0
62	20,7	41,3	18,2	30,8
64	21,3	42,7	13,6	31,7
66	22,0	44,0	9,1	32,6
67	22,3	44,7	4,5	33,4
69	23,0	46,0	0,0	34,3

Os valores da tabela não contabilizam as perdas volumétricas das bombas hidráulicas e perdas por compressibilidade. Isto significa que o volume utilizado na realidade é ligeiramente superior e o volume carregado ligeiramente inferior ao da tabela. Assim, nos casos da tabela em que os valores são muito próximos, caso se contabilizem as perdas, os valores podem-se inverter, ou seja, o volume utilizado do acumulador ficar superior ao carregado pela bomba.

É de referir que cilindradas totais até aos 57 cm^3/rot, não poderão ser utilizadas nesta solução uma vez que o volume que a bomba é capaz de carregar para o acumulador, é menor que o volume utilizado.

Da análise dos dois pontos de funcionamento máximo, reconhece-se que o valor de cilindrada total dos grupos 1 e 2 que melhor se ajusta às necessidades da máquina é de cerca de 66 cm^3/rot. As potências dos motores elétricos deverão ser, assim, 11kW para o grupo 1 e 22kW para o grupo 2. Contabilizando um total de 33kW de potência instalada.

Recuperação de energia

A recuperação da energia do cabo só se poderá realizar no movimento de avanço do atuador, ou seja, quando o cabo estiver a ser relaxado. De forma a maximizar a recuperação da energia deve-se garantir que o acumulador esteja à menor pressão possível no final do recuo e no início do avanço e, mesmo quando carregados, que essas pressões não tenham grande variação. Isto é conseguido com a utilização de volumes de azoto elevados.

O volume de óleo recuperado pode ser obtido através da equação (3.88) que foi deduzida a partir das equações (3.82), (3.86) e (3.87).

A equação (3.82) permite calcular a pressão na câmara secundária do atuador quando o processo de recuperação da energia acabar. Nesta equação a componente $p_{inicio_{carreg}}^{atuador}$, pressão na câmara secundária no início do carregamento, presente na expressão (3.83), foi obtida a partir das expressões (3.9), (3.10) e (3.12).

A componente $\%V_{óleo}^{recup}$ é a razão entre o volume de óleo recuperado e o volume de óleo que poderia ser recuperado, em função do caudal de recuperação, caso fosse possível recuperar energia durante todo o movimento de avanço, $\frac{x_{movimento}^{TOTAL} * Q_{recup}}{v_{movimento}}$. O valor desta componente pode ser obtido pela expressão (3.84).

O valor da variação na pressão da câmara secundária do atuador durante o movimento de avanço do atuador, $\Delta p_{movimento}^{camara2}$, pode ser calculado através da expressão (3.85).

$$p_{final_{carreg}}^{atuador} = p_{inicio_{carreg}}^{atuador} + \%V_{óleo}^{recup} * \Delta p_{movimento}^{camara2} \tag{3.82}$$

$$p_{inicio_{carreg}}^{atuador} = p_{máx}^{movimento} + \frac{p_{ajuste}^{6V4} - p_{máx}^{movimento}}{\frac{pt^{6V4}}{\alpha} + 1} \tag{3.83}$$

$$\%V_{óleo}^{recup} = \frac{V_{óleo}^{recup}}{\frac{x_{movimento}^{TOTAL} * Q_{recup}}{v_{movimento}}} \tag{3.84}$$

$$\Delta p_{movimento}^{camara2} = \frac{p_{máx}^{movimento} - p_{min}^{movimento}}{\frac{pt^{6V4}}{\alpha} + 1} \tag{3.85}$$

A equação (3.86) permite calcular a pressão do acumulador no final do carregamento utilizando, igualmente, apenas a recuperação de energia do cabo.

$$p_{final_{carreg}}^{acumulador} = p_{inicio_{carreg}}^{acumulador} * \frac{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo})^G}{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo} - V_{óleo}^{recup})^G} \tag{3.86}$$

A capacidade de recuperação da energia terá o seu final quando a diferença entre a pressão do acumulador e a pressão na câmara secundária do cilindro for inferior à queda de pressão mínima na válvula 6V5, $\Delta p_{válvula}$, ver expressão (3.87).

$$p_{final_{carreg}}^{atuador} - p_{final_{carreg}}^{acumulador} = \Delta p_{válvula} \tag{3.87}$$

Substituindo as equações (3.82) e (3.86) na equação (3.87) obtém-se, então, a equação (3.88) que permite a obtenção, de forma iterativa, do valor do volume de óleo recuperado no movimento de relaxação do cabo.

$$V_{óleo}^{recup} = \frac{d_{movimento}^{TOTAL} * Q_{recup}}{\left(p_{máx}^{movimento} - p_{min}^{movimento}\right) * v_{movimento}} * \left(\frac{pt^{6V4}}{\alpha} + 1\right) * \tag{3.88}$$

$$* \left(p_{inicio_{carreg}}^{atuador} - \Delta p_{válvula} - p_{inicio_{carreg}}^{acumulador} \right.$$
$$\left. * \frac{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo})^G}{(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo} - V_{óleo}^{recup})^G} \right)$$

De modo a que a equação possa convergir para um valor, o volume de óleo recuperado, $V_{óleo}^{recup}$, tem que ser superior a zero e menor ou igual ao volume de óleo utilizado no movimento de recuo, $V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{óleo}$.

Antes de ser feita a iteração deve-se verificar se a capacidade de recuperação de volume de óleo excede o volume de óleo utilizado. Esta verificação pode ser feita igualando o volume utilizado no movimento ao volume recuperado no movimento de relaxação, $V_{óleo}^{utilizado} = V_{óleo}^{recup}$, nas equações (3.82) e (3.86). Substituindo estas equações na equação (3.87) se o valor do primeiro termo desta equação for superior à queda de pressão na válvula reguladora de caudal 6V5, segundo termo, significa que volume de óleo utilizado consegue ser totalmente recuperado e já não é necessário recorrer à equação (3.88).

O cálculo da previsão do volume de óleo recuperado depende de vários fatores, o que torna a análise deste parâmetro delicada.

3.3 Conclusões

A introdução das válvulas reguladoras de caudal e do acumulador trazem uma perda de eficiência do circuito, mas, no entanto, permitem efetuar a recuperação de energia acumulada no cabo, que de outro modo iria ter de ser dissipada em energia térmica. A capacidade de recuperação da energia traz uma maior durabilidade ao óleo e aos componentes em geral, devido ao menor aquecimento dos componentes durante o funcionamento da máquina, sendo por isso fatores muito positivos em termos de custos de manutenção.

A potência instalada é cada vez mais um fator determinante na implementação de uma máquina. Os custos de aumento da potência disponível da rede de uma fábrica são crescentes e, por vezes, o aumento é mesmo impossível. Com a solução proposta é possível reduzir a potência inicialmente entendida ter de disponibilizar de 52kW para 33kW, com uma redução de quase 37%.
Desta forma é apresentada uma solução com um elevado potencial combinando menor potência instalada, com menor energia dissipada e, portanto, maior durabilidade dos componentes da máquina e otimização energética.

O dimensionamento dos grupos energéticos 1, 2 e 3 incluiu vários fatores, como rendimentos volumétricos e mecânicos das bombas e possibilidade de fugas em válvulas do sistema. De forma que garantir o bom funcionamento do sistema e ao mesmo tempo assegurar alguma capacidade de recuperação da energia do cabo, este dimensionamento não é absolutamente seguro e, por isso, entende-se que seria interessante a utilização de uma ferramenta de simulação para modular matematicamente o sistema e assim testar o funcionamento das considerações abordadas acima neste capítulo quanto ao dimensionamento destes grupos e todos os componentes constituintes do sistema, como será apresentado no capítulo seguinte.

4 Simulação Numérica

Os programas de simulação mostram-se bastante úteis para a avaliação da viabilidade funcional de um sistema antes do seu projeto de detalhe e construção. Nestes programas conseguem-se modelar, numericamente, variados tipos de sistemas automáticos desde hidráulicos, pneumáticos ou elétricos.

A solução que foi concebida e apresentada no capítulo 3 para o circuito hidráulico de alteração tecnológica da máquina de ensaios não é uma solução de todo trivial. O sistema é composto por um conjunto considerável de componentes tecnologicamente avançados cuja interligação em suma podem introduzir efeitos perturbadores no sistema difíceis de antecipar. O uso de um grupo 100% hidráulico para realizar o controlo do movimento do sistema e da introdução do sistema de recuperação de energia devem ser analisados ao pormenor para se conseguir uma verificação do seu bom funcionamento, de forma a alicerçar todas as considerações tomadas no desenvolvimento do circuito hidráulico. A otimização energética da solução pode levar a que alguns objetivos limite funcionais possam não ser atingidos. Com uma simulação numérica do sistema espera-se, também, que problemas que possam surgir na hora da construção e na elaboração do software de controlo da máquina de ensaios se tornem mais previsíveis e percetíveis.

O programa escolhido para a modelação do sistema e da sua simulação foi o MATLAB-*Simulink*® versão 2020a. Este programa permite a modelação de sistemas através da utilização de blocos que reúnem um conjunto de modelos matemáticos que correspondem e suportam o modelo dinâmico dos componentes que representam. Após cada simulação é possível retirar gráficos e resultados em valores tabelados, em função do tempo, dos parâmetros que são necessários analisar.

Neste capítulo será, em primeiro lugar, explicada a modelação do sistema e os princípios usados para a descrição do funcionamento do circuito e do seu controlo. Posteriormente, são apresentados os resultados obtidos em diferentes simulações, utilizando diferentes configurações de solução de acumulação de energia. As simulações serão focadas nos dois pontos limite de funcionamento da máquina. Com os resultados será feita uma análise das capacidades do sistema e das melhores configurações do grupo 3 que garantam o funcionamento da máquina.

4.1 Modelação do sistema

A modelação do sistema, para permitir a simulação do funcionamento deste mecanismo, foi dividida em três partes essenciais:

- a primeira parte, corresponde à modelação do sistema de atuação e da carga existente no sistema, na qual se modelou o atuador hidráulico e o cabo a ensaiar;
- a segunda parte consistiu na modelação dos restantes componentes do circuito hidráulico, ou seja, as válvulas envolvidas, os grupos energéticos e o sistema de acumulação de energia;

- a terceira diz respeito à implementação de um sistema de controlo que funciona como o cérebro do sistema e permite que a simulação do funcionamento retrate com fidelidade o objetivo funcional da máquina.

4.1.1 Modelação do Cabo de rigidez constante e Atuador

Atuador hidráulico

Na biblioteca do *Simscape* existem dois blocos modelados para o atuador hidráulico de duplo efeito assimétrico utilizado neste sistema, ver Figura 4.1. A essencial diferença entre estes dois blocos é que o representado na Figura 4.1 (a) não contabiliza a compressibilidade do óleo e o outro, Figura 4.1 (b), tem em conta o efeito que a compressibilidade do óleo pode ter no correto funcionamento da máquina.

Para que a simulação seja o mais realista possível, o bloco utilizado foi o que comporta o efeito da compressibilidade do óleo presente na Figura 4.1 (b).

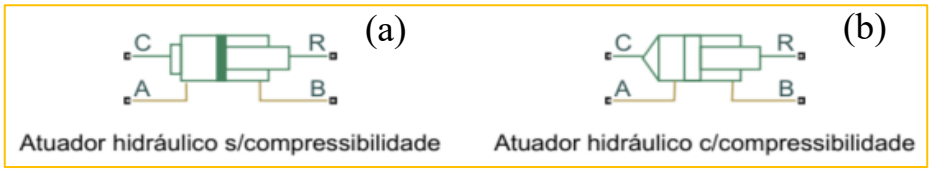


Figura 4.1-Blocos dos atuadores disponíveis na ferramenta Simulink.

No bloco deste atuador é possível selecionar alguns parâmetros dimensionais característicos de atuadores como, as áreas das duas câmaras, o curso e as áreas mortas de cada câmara. Os valores definidos para estes parâmetros na modelação estão presentes na Figura 4.2 (a). Neste bloco ainda é possível definir as condições iniciais do acumulador no começo da simulação, ver Figura 4.2 (b). Para a simulação deste sistema e para garantir o estado de equilíbrio do atuador no início da simulação optou-se por definir inicialmente o atuador se encontra totalmente avançado, ou seja, a 4m do seu topo e que a pressão em ambas as câmaras é de 0 bar.

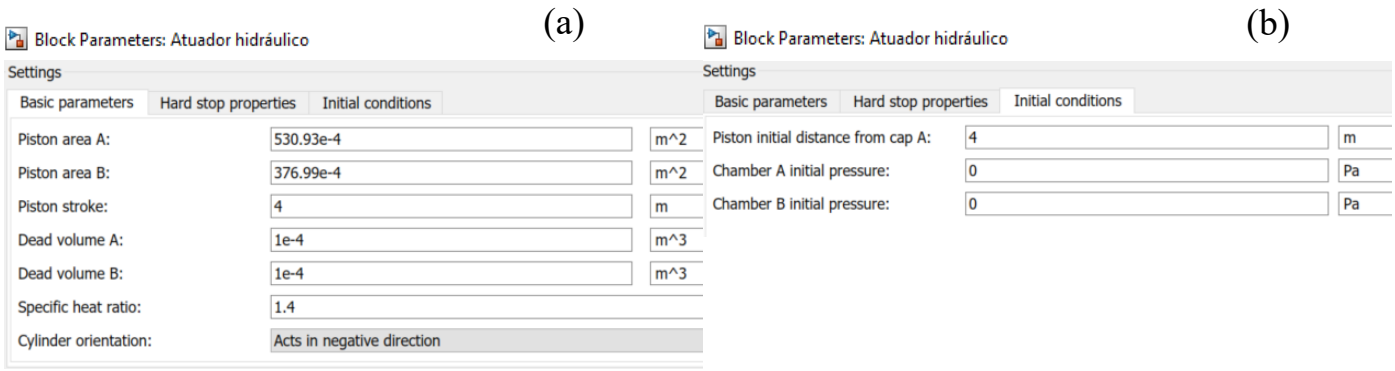


Figura 4.2-Configuração do atuador hidráulico.

Cabo sintético

A carga exercida sobre o atuador, ou seja, força de tensão do cabo, foi modelada através do uso de dois blocos que formam um conjunto mola amortecedor dispostos em paralelo. Neste modelo não foram contabilizadas as massas do êmbolo, da haste, da carruagem de amarração ou do cabo. A disposição dos componentes pode ser vista na Figura 4.3.

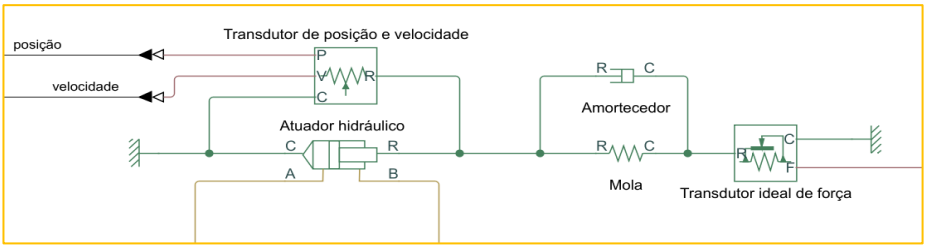


Figura 4.3-Modelo do atuador mais carga.

A rigidez da mola pode ser facilmente alterada através do seu *input* no bloco da mola, ver Figura 4.4 (a). Neste bloco, tal como no bloco do atuador, é possível definir as condições iniciais do cabo. Para que seja respeitado o equilíbrio com o atuador, foi definido que, inicialmente, o cabo apresenta deformação nula e força nula no início da simulação. A implementação destes valores pode ser observada na Figura 4.4 (b).

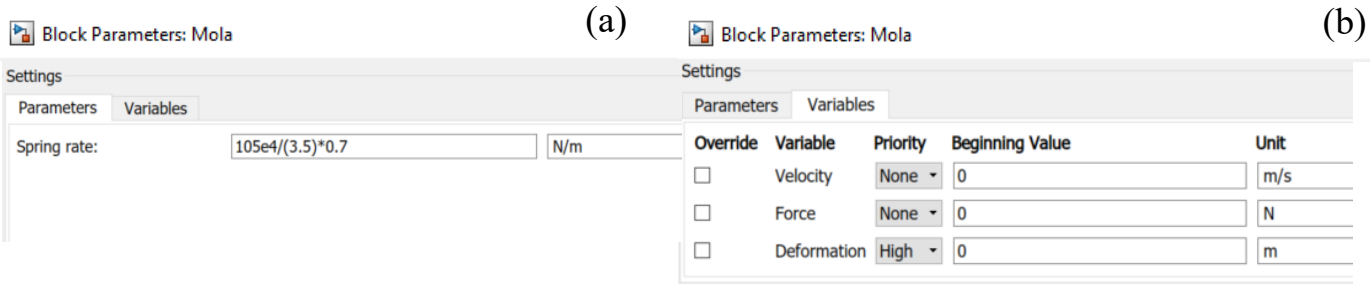


Figura 4.4-Configuração da rigidez do cabo.

Com esta funcionalidade conseguem-se realizar várias simulações para diferentes valores de rigidez e consequentemente simular movimentos com deslocamentos diferentes para os mesmos valores de forças máxima e mínima de ensaio.

4.1.2 Modelação do circuito hidráulico

Válvulas direcionais de atuação momentânea 2/2

As válvulas direcionais 2/2, de comando elétrico, foram modeladas com a utilização do mesmo bloco existente nas bibliotecas do *Simulink*, apresentado na Figura 4.5 (a). Neste bloco podem-se definir os valores máximos de área e abertura da gaveta, o coeficiente de descarga e a área de fuga da válvula respetiva. Os valores definidos no modelo do mecanismo, para as válvulas deste tipo, estão disponíveis na Figura 4.5 (b).

Para a válvula de segurança 6V3, foi definida uma área de fuga de $1 * 10^{-20}$m2 em vez do valor apresentado na figura, uma vez que, esta válvula foi implementada para segurança do mecanismo e apresenta, como sua característica construtiva, assento axial. O assento axial garante que não existe nenhuma passagem de caudal quando esta se encontra fechada.

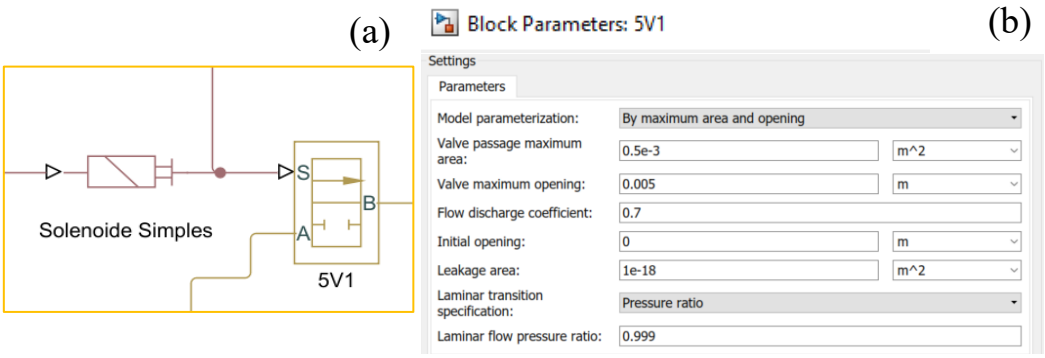


Figura 4.5-(a) Bloco de válvula direcional 2/2 monoestável. (b) Configuração dos parâmetros

O bloco utilizado para modelar estas válvulas apresenta uma entrada (S), na qual se define a abertura da mesma, e possui duas conexões (A e B) que podem ser utilizadas como orifícios de entrada e de saída de óleo. As válvulas utilizadas são monoestáveis e encontram-se normalmente fechadas. Para implementação deste comportamento, foi utilizado um bloco que simula um solenoide de atuação momentânea com retorno à sua posição inicial por mola, ver Figura 4.5 (a). No bloco deste solenoide foi definido que na sua posição de não atuação, este se encontra retraído. O deslocamento máximo deste solenoide foi definido para o mesmo valor do deslocamento da gaveta da válvula à qual este componente está associado. Neste bloco também se definem tempos de abertura das válvulas desde a posição de abertura nula até à abertura máxima. Os valores implementados estão presentes na Figura 4.6.

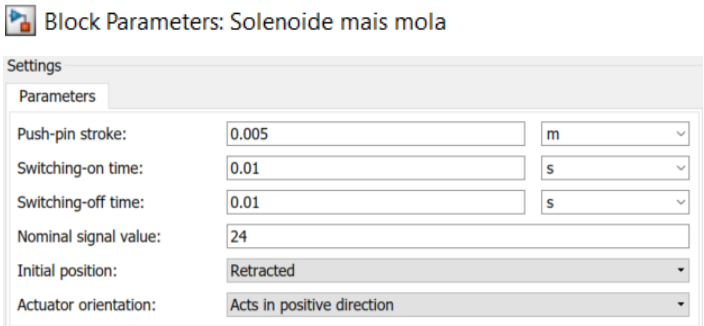


Figura 4.6- Configuração dos solenoides de atuação das válvulas.

Válvulas direcionais de atuação momentânea 4/3

As válvulas direcionais 4/3 foram modeladas da mesma forma que as válvulas 2/2, ou seja, através do uso de blocos existentes na ferramenta de simulação, mas com a diferença no solenoide que foi utilizado para simular as características de atuação destas válvulas. A disposição dos blocos está presente na Figura 4.7.

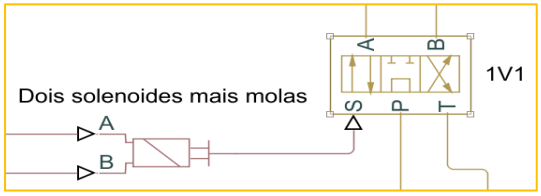


Figura 4.7-Blocos de modelação das válvulas direcionais 4/3 e seus

Neste caso, foi usado um bloco que simula o comportamento de dois solenoides de atuação momentânea com retorno por mola à posição inicial. Os solenoides, quando não atuados, fazem com que a válvula permaneça na sua posição central.
Os parâmetros destes dois componentes, válvula e solenoides, que foram definidos nas simulações realizadas estão presentes na Figura 4.8 (a) e (b).

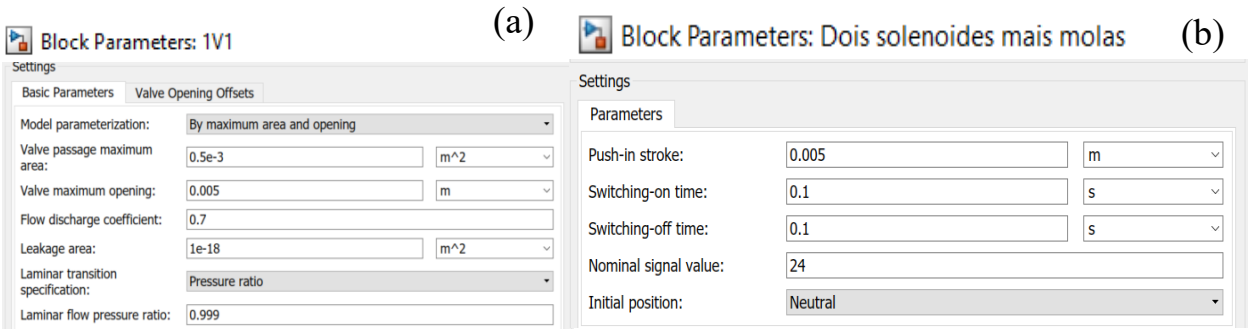


Figura 4.8-(a) Configuração das válvulas direcionais 4/3. (b) Configuração dos solenoides que atuam as válvulas direcionais 4/3.

Válvulas de controlo de carga

Para modelação das válvulas de controlo de carga, 5V5 e 6V4, foi usado o bloco existente na biblioteca, que permite simular as características dinâmicas destas válvulas, ver Figura 4.9.

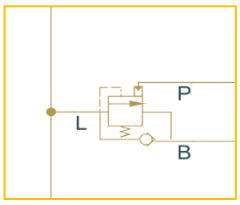


Figura 4.9-Bloco das válvulas de controlo de carga.

Neste bloco podem ser definidas várias características dos diferentes componentes que as constituem. Podem ser definidas a pressão de ajuste, o fator multiplicativo da pilotagem externa, a constante de tempo de resposta da válvula e a área de fugas. Os parâmetros implementados nestas válvulas estão presentes na Figura 4.10 (a) para a válvula 5V5 e na Figura 4.10 (b) para a válvula 6V4.
Estas válvulas são consideradas válvulas "ventiladas", ou seja, o compartimento onde a mola está colocada apresenta uma fuga para o reservatório para que a abertura da válvula seja simplesmente influenciada, única e exclusivamente, pela força da mola e as pressões das pilotagens existentes. Assim, a componente "*Backpressure ratio*" deverá ser 0 bar.

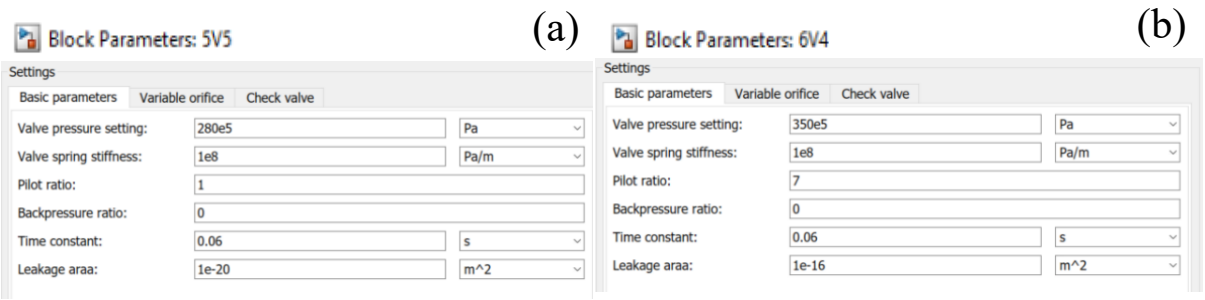


Figura 4.10-(a) Configuração da válvula 5V5. (b) Configuração da válvula 6V4.

É possível, ainda, definir a área de passagem dos orifícios desta válvula e o valor do coeficiente de descarga. Os valores ajustados para a válvula 5V5 estão presentes na Figura 4.11 (a) e (b) e os parâmetros da válvula 6V4 podem ser observados na Figura 4.11 (c) e (d).

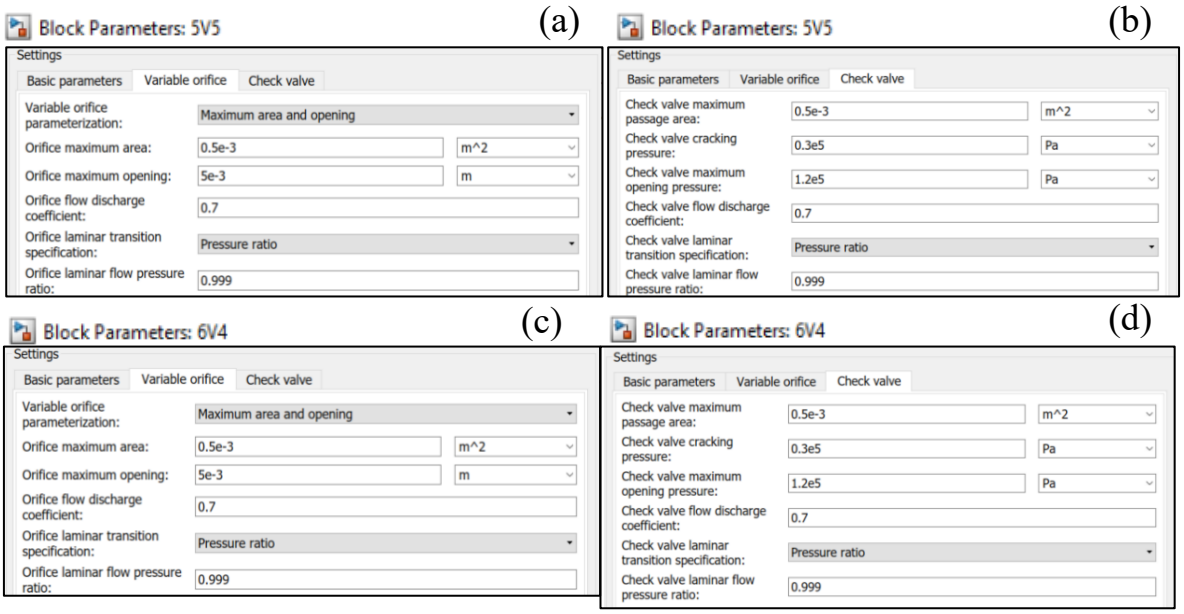


Figura 4.11- (a) e (b) Configuração da válvula 5V5. (c) e (d) Configuração da válvula 6V4.

Válvula direcional 3/2 de atuação momentânea

A válvula direcional 3/2, 5V4, foi modelada da mesma forma que as restantes eletroválvulas direcionais. Recorreu-se ao uso do bloco presente na biblioteca da ferramenta de simulação, representado na Figura 4.12.

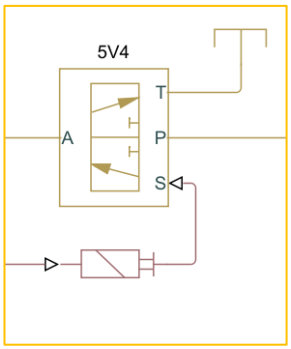


Figura 4.12-Bloco de modelo da válvula direcional 3/2.

A configuração da área de abertura máxima desta válvula e da área de fuga está presente na Figura 4.13. A única função desta válvula é ativar ou desativar a pilotagem externa da válvula 5V5, o que significa que o caudal a passar pelo seu orifício é um caudal praticamente desprezável, o que justifica o facto da sua área de abertura máxima ter sido ajustada para um valor bastante menor face às áreas definidas para as restantes válvulas direcionas.

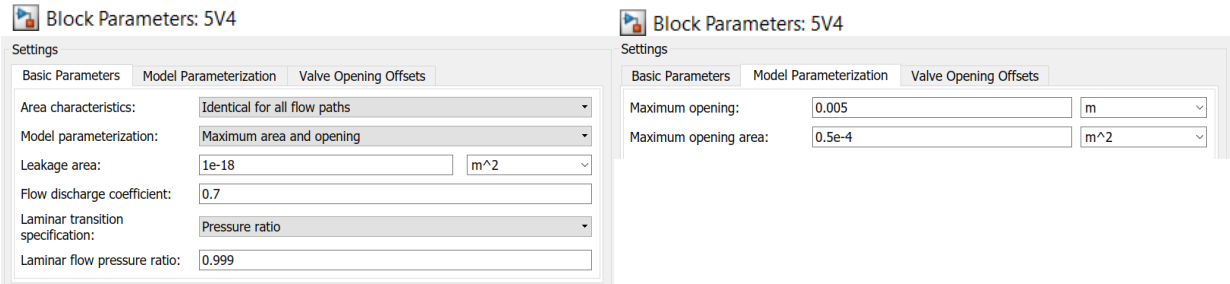


Figura 4.13- Configuração da válvula direcional 3/2.

O bloco utilizado para modelar o solenoide que atua esta válvula foi o mesmo utilizado para as válvulas direcionais 2/2, uma vez que a característica de funcionamento destes dois tipos de válvulas, no sistema implementado, é idêntica. A configuração do solenoide mais mola, implementada na simulação, pode ser visto na Figura 4.14.

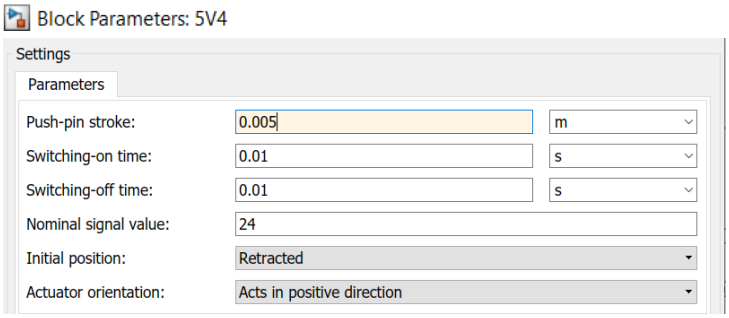


Figura 4.14-Configuração do solenoide da válvula direcional 3/2.

Válvulas limitadoras de pressão

As válvulas limitadoras utilizadas neste mecanismo foram modeladas através dos blocos já existentes na ferramenta *Simulink*. O bloco utilizado está presente na Figura 4.15.

Figura 4.15-Bloco das válvulas limitadoras de pressão.

Neste bloco é possível definir a área de passagem do caudal, a pressão de ajuste, o coeficiente de descarga do caudal e a área de fuga. Os valores de pressão de ajuste para as válvulas dos grupos 1 e 2 são configurados em função da pressão de enchimento e do volume de azoto considerado na simulação. Um exemplo de valores ajustados para uma simulação com 300 litros de azoto está presente na Figura 4.16 (a). Os valores implementados para a válvula do grupo 3 estão apresentados na Figura 4.16 (b).

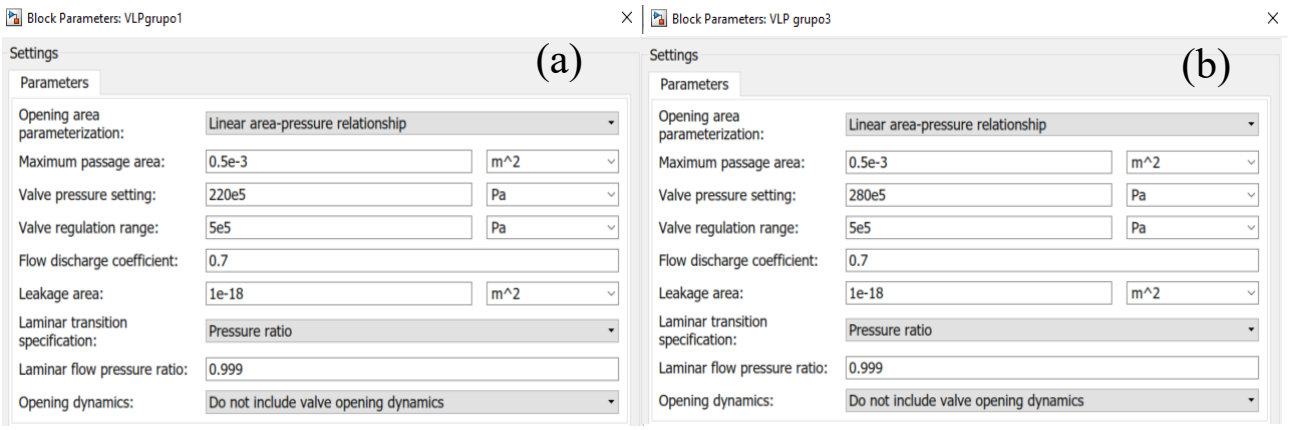


Figura 4.16- - (a) Configuração das válvulas limitadoras de pressão dos grupos 1 e 2. (b) Configuração da válvula limitadora de pressão do grupo 3.

Grupos de energéticos

As bombas hidráulicas e o motor hidráulico utilizados no circuito desta aplicação foram modelados através do mesmo tipo de bloco da biblioteca do *Simulink*. Estes blocos dispõem de uma conexão mecânica (S) que pode ser acoplada a um qualquer componente que tenha como saída um movimento rotacional. Para os grupos 1 e 2, o acionamento das bombas foi realizado através do bloco denominado por fonte ideal de rotação, ver Figura 4.17(a).

O bloco da fonte ideal de rotação dispõe de uma entrada (S), que recebe informação do valor de rotação em radianos por segundo e consequentemente aciona a bomba hidráulica correspondente.

Para o grupo 3, o acionamento da bomba hidráulica é realizado por um motor hidráulico representado pelo mesmo bloco utilizado para as bombas, ver Figura 4.17 (b).

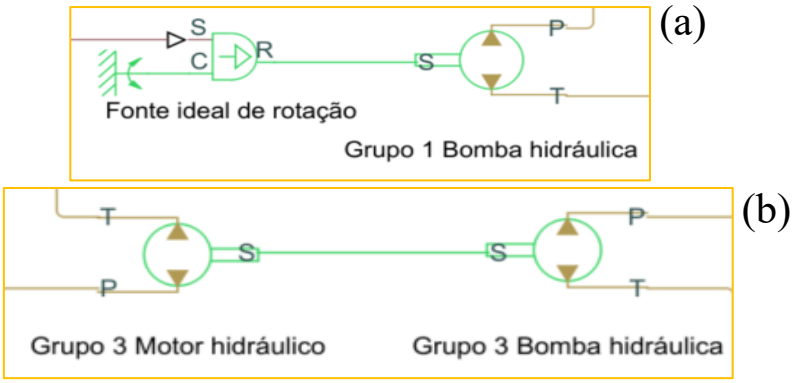


Figura 4.17-(a) Modelo dos grupos 1 e 2. (b) Modelo do grupo3.

Dentro dos blocos podem-se definir as cilindradas teóricas dos componentes e as curvas de rendimento volumétrico e mecânico em função da velocidade de rotação e da pressão à qual estes componentes operam. Para analisar a viabilidade de existência dos componentes selecionados nesta aplicação, fez-se uma pesquisa de bombas e motores de êmbolos axiais nos catálogos do fabricante Parker. Estes componentes foram selecionados tendo em conta o previsto no capítulo 3 sobre cilindradas teóricas que melhor se ajustavam em conjunto com os volumes do acumulador para garantir o funcionamento do sistema.

Na Figura 4.18 estão presentes as tabelas com as especificações das bombas e motores selecionados.[16]

Grupo 1 Grupo 2 Grupo 3

Specifications

Size F1-	**25**	**41**	**51**	**61**
Displacement [cm³/rev]	25.6	40.9	51.1	59.5
[cu in/rev]	*1.56*	*2.50*	*3.12*	*3.63*
Max flow 1) [l/min]	67	98	112	131
[gpm]	*17.7*	*25.9*	*29.6*	*34.6*
Max operating pressure [bar]	350	350	350	350
[psi]	*5000*	*5000*	*5000*	*5000*
Mass moment of inertia J [kgm²]	0,00274	0,00266	0,00261	0,00257
Shaft speed [rpm]				
- short circuited pump (low press.)	2700	2700	2700	2700
- max speed at 350 bar 2)/ *5000 psi* 2)	2600	2400	2200	2200
Torque 1)				
at 350 bar [Nm]	142	227	284	331
at 5000 psi *[lbf ft]*	*105*	*168*	*210*	*244*
Input power				
[kW]	39	57	66	76
[hp]	*52*	*76*	*88*	*102*
Weight [kg]	8.5	8.5	8.5	8.5
[lbs]	*18.7*	*18.7*	*18.7*	*18.7*

1) Theoretical values

2) Valid at an inlet pressure of 1.0 bar/*15 psi* (abs.) when operating on mineral oil at a viscosity of 30 mm²/s (cSt)/150 SUS.

Figura 4.18-Informações tabeladas sobre bombas/motores de êmbolos axiais dos catálogos da Parker.[16]

Para se conseguir, ainda, uma simulação mais fidedigna, foram conseguidas, através do contacto direto com o fabricante das bombas, as curvas de variação de rendimento volumétrico e mecânico para a família dos componentes selecionados, ver Figura 4.19. Estas curvas não apresentam variação em função da cilindrada do motor ou bomba utilizado, o que significa que são uma característica de cada família de componentes. A curva a azul é a de rendimento mecânico, a magenta é a do rendimento volumétrico e a amarela surge da multiplicação destes dois rendimentos, que dá origem ao valor de rendimento total.

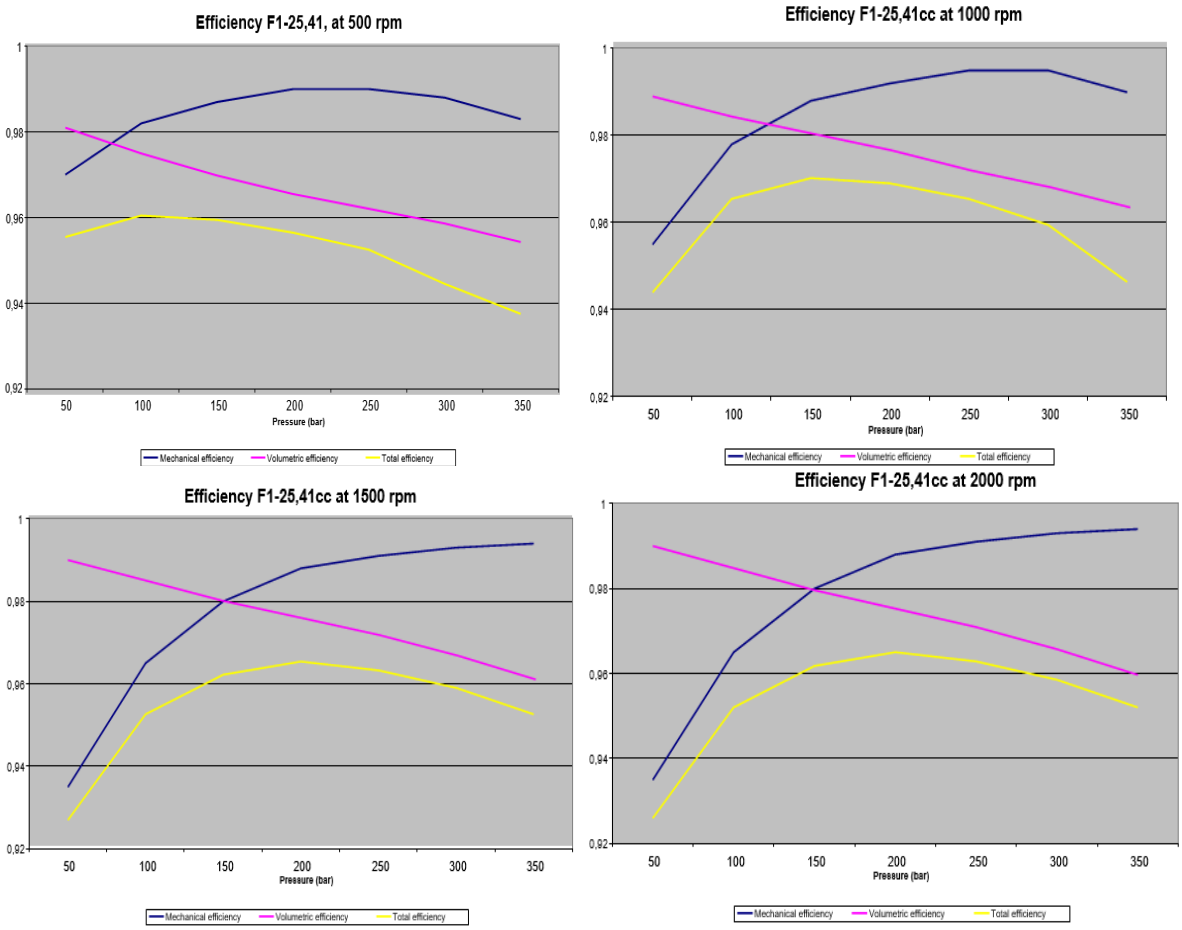


Figura 4.19-Curvas dos rendimentos volumétricos, mecânicos e rendimentos totais das bombas e motores da série F1 do fabricante Parker.

Foram, então, considerados estes valores de rendimento, bem como os valores das cilindradas de cada componente nas configurações dos blocos do modelo destes componentes. Na Figura 4.20 está presente um dos blocos implementado nesta simulação.

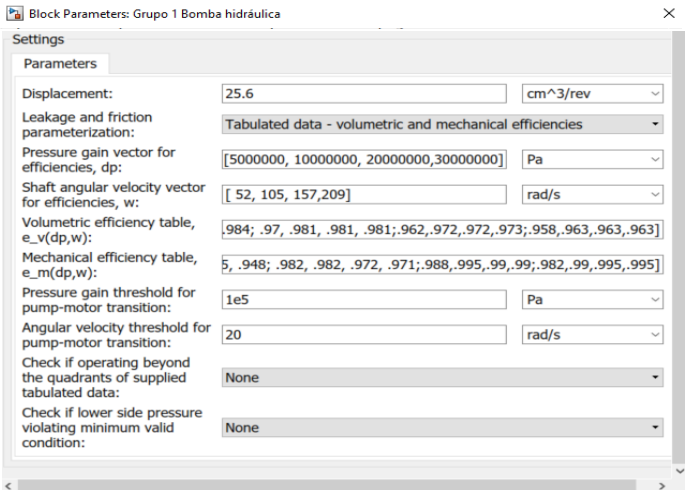


Figura 4.20-Configuração dos grupos energéticos.

Válvulas reguladoras de caudal proporcionais

As válvulas reguladoras de caudal proporcionais, 6V5 e 3V3, foram modeladas pelo bloco existente na ferramenta de simulação, representado na Figura 4.21.

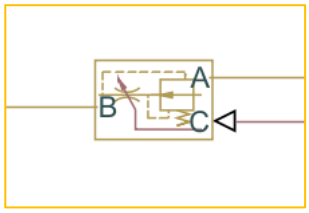


Figura 4.21-Bloco de modelação das válvulas reguladoras de caudal.

Nestas válvulas é possível configurar a área e deslocamento máximos da válvula, mas neste caso ainda se pode definir a queda de pressão mínima para esta válvula operar.

A área máxima da válvula 6V5 foi definida para que quando esta válvula apresente a sua abertura máxima o caudal máximo seja de 60 l/min para uma queda de pressão na válvula de 5 bar. O cálculo foi definido para que nenhuma das bombas fosse utilizada acima de 85% da sua capacidade máxima, $C_{b2} = C_{b1} = 0{,}85$, este cálculo pode ser observado na expressão (4.1).

$$Q_{recup} \leq (C_{b1} * Q_{grupo1}^{máx} + C_{b2} * Q_{grupo1}^{máx}) - 2 * 10 * (A_1 - A_2) = \\ = 60\ \mathrm{l/min} \tag{4.1}$$

A área máxima definida foi calculada com a expressão (3.38), resolvida em ordem à área máxima, originando o valor de área máxima igual a $6{,}4 * 10^{-5}$ m^2. Na equação (3.38) substitui-se o caudal por 60 l/min.

A área máxima da válvula 3V3 foi definida para um caudal máximo de 125 l/min e uma queda de pressão na válvula de 5 bar. Foi definido este valor de caudal para que o controlo do movimento se faça de uma forma mais capaz dando uma grande disponibilidade de fornecimento de caudal instantâneo ao grupo 3. Este caudal corresponde a 5 litros em excesso do necessário para o grupo 3 operar sozinho o atuador a 2m/min. Os valores dos parâmetros

ajustados para a válvula 3V3 estão apresentados na Figura 4.22(a) e para a válvula 6V5 na Figura 4.22(b).

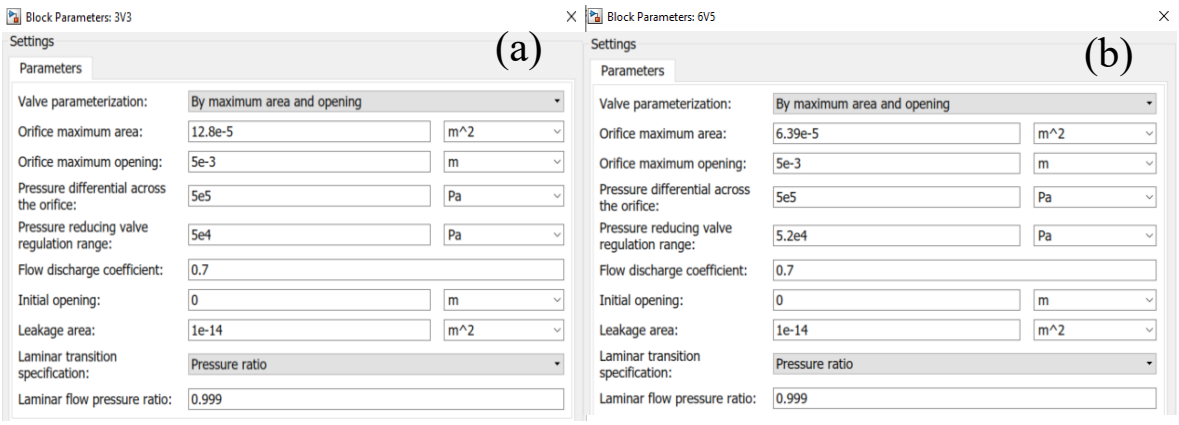


Figura 4.22-(a) Configuração da válvula 6V5 (b) Configuração da válvula 3V3.

Neste bloco existe uma entrada (C) através da qual pode ser definida a abertura da válvula através de uma função e, assim, controlar diretamente o caudal destas válvulas. O cálculo da abertura das válvulas respetivas é feito diretamente através do sinal de abertura das válvulas calculado com as equações (3.43) e (3.55).

Características do fluido hidráulico

Nesta ferramenta é possível definir o óleo a utilizar no circuito. Pode-se utilizar um óleo que já se encontre modelado na biblioteca desta ferramenta, mas também existe a flexibilidade do uso de um bloco, no qual são permitidas inclusões de características específicas do óleo, bloco apresentado Figura 4.23(a). Nesta simulação optou-se pelo uso da segunda opção, na qual foram introduzidos o valor do coeficiente de compressibilidade $\beta = 10000 * 10^5 \frac{N}{m^2}$ e o valor da densidade do óleo $\rho = 890 kg/m^3$. Os valores inseridos neste bloco estão presentes na Figura 4.23 (b).

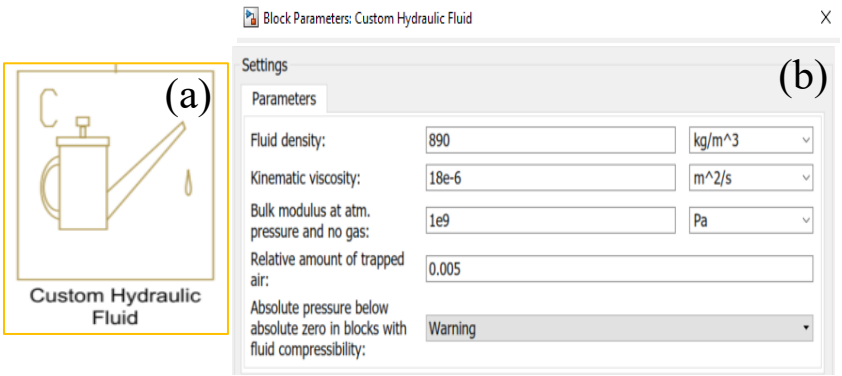


Figura 4.23-(a) Bloco do modelo do óleo. (b) Configurações implementadas no óleo.

Acumulador

O acumulador foi, igualmente, modelado através de um bloco já existente na biblioteca do *Simulink*, como representado na Figura 4.24.

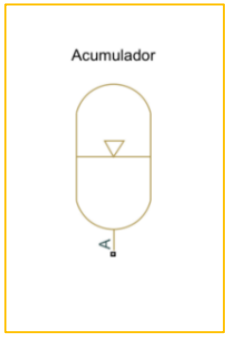


Figura 4.24-Bolco do modelo do acumulador.

Neste bloco pode-se definir o volume de azoto mínimo, V_{azoto}, e o volume do acumulador, $V_{acumulador}^{TOTAl}$. O volume total do acumulador é equivalente ao volume mínimo de azoto mais o volume máximo ocupado pelo óleo, $(V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl})$, definidos no capítulo 3. Também se pode definir a pressão mínima (de enchimento) do acumulador quando este se encontra vazio e o coeficiente politrópico do gás, G. Um exemplo da implementação destes valores pode ser visto na Figura 4.25 (a).

Existe, ainda, a possibilidade de ser definida a pressão inicial do acumulador no início da simulação ou o volume de óleo presente no acumulador nesse momento, como se pode observar na Figura 4.25 (b). Nesta figura, o acumulador foi iniciado, na simulação completamente carregado, ou seja, com 50 litros de óleo.

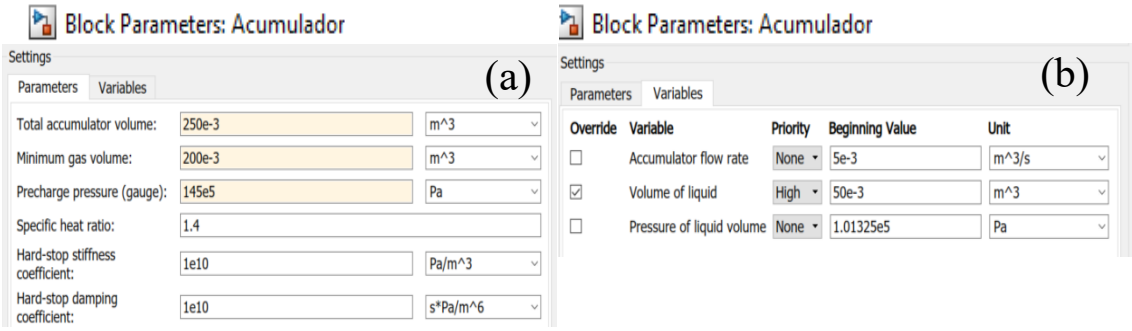


Figura 4.25-Configurações do acumulador.

4.1.3 Modelação da programação de controlo do sistema

O modelo de programação do sistema é composto por, essencialmente, 6 subsistemas que controlam os diferentes componentes do sistema modelado. Estes subsistemas comunicam entre si e usam informações de transdutores de pressão e de posição para operarem as válvulas e os grupos energéticos, assegurando o controlo do movimento do atuador.

Sub 1-Preparação de ensaio.

Este subsistema faz o primeiro ajuste do cabo desde o deslocamento nulo até um valor de deslocamento definido no início do ensaio, que corresponde à posição mínima do cilindro durante o ensaio de fadiga a simular, x_{min}. O deslocamento é realizado por meio de atuação do grupo 1 até que a posição do atuador seja igual à posição mínima do ensaio. Para isso, este subsistema compara a posição real, lida através do transdutor de posição, com a posição mínima objetivo definida. O transdutor de posição foi modelado através do uso do bloco já existente na ferramenta de simulação, ver Figura 4.3. Este transdutor mede o valor do deslocamento e da velocidade do atuador.

Para que o atuador se mova é necessário atuar as válvulas direcionais 2/2 adequadas bem como a válvula direcional 4/3 (1V1). Desta forma, este subsistema tem que comunicar com os subsistemas Sub 5-Carregamento do Acumulador e Sub 4- Controlo das válvulas 2/2 para que estas atuações se realizem.

Quando o atuador estiver posicionado, após um tempo de espera definido como 2 segundos, este subsistema ativa a geração de referência de ensaio enviando a informação de começo para o subsistema Sub 2- Geração da referência. Nesta informação está incluído o tempo de início de ensaio para que seja possível gerar o perfil de referência de posição.

Na Figura 4.26 está representado, simbolicamente, o esquema das comunicações entre os blocos do sistema e dos subsistemas envolvidos.

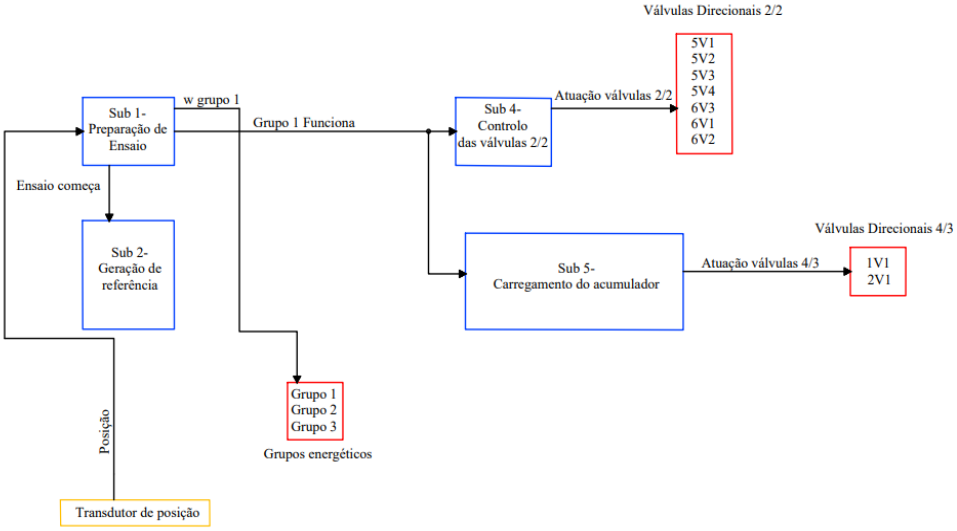


Figura 4.26-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 1 e os restantes.

Sub 2-Geração da referência

Este subsistema, tal como o nome indica, gera a referência de posição a ser cumprida pelo atuador no ensaio. A referência gerada está programada de modo a que seja possível obter uma referência periódica, que permita simular vários ciclos de tração e de relaxação do cabo em apenas uma corrida de simulação do programa. Esta referência pode ser observada na Figura 4.38 que apresenta o resultado obtido de uma simulação.

Este subsistema também disponibiliza informações sobre o movimento que o sistema se encontra a realizar (recuo ou avanço) entre outras informações.

Sempre que se está a 20 segundos de começar a desacelerar o atuador, este subsistema informa o Subsistema Sub 5 - Carregamento do Acumulador da necessidade de verificar o volume do acumulador para que este observe se existe a necessidade de o carregar com os grupos 1 e/ou 2. Desta forma, pretende-se garantir que, caso seja necessário o uso do grupo 3 para a movimentação do atuador, este esteja capaz de responder às necessidades.

Quando o movimento se encontra a 3 segundos da sua inversão, este subsistema envia também ao Sub 5 informação de paragem dos grupos 1 e/ou 2. Na eventualidade de o acumulador estar a ser carregado por estes grupos, com esta informação garante-se que no movimento seguinte estes se encontrem disponíveis para fornecer caudal para o atuador.

Quando o perfil de posição de referência se encontra no movimento de avanço e, após se realizar a aceleração deste movimento e até começar a sua desaceleração, o subsistema envia ao Sub 3 a informação de que este pode realizar o procedimento de recuperação de energia.

Para que se façam algumas monitorizações, como por exemplo de caudal máximo a recuperar, e para cálculo de capacidades de carregamento do acumulador pelos grupos 1 e/ou 2, são enviadas informações sobre o perfil de posição para os subsistemas Sub 3 e Sub 5. São enviados os valores da posição após aceleração do movimento em vigor e antes da desaceleração desse mesmo movimento e é enviada a velocidade máxima à qual está previsto o funcionamento do sistema. A posição após aceleração é obtida segundo a fórmula (4.2) e a velocidade máxima objetivo através da equação (4.3).

$$x_{acel} = \frac{\mu}{\theta} * v_{máx} + x_{min} \tag{4.2}$$

$$v_{máx}^{objetivo} = \mu * v_{máx} \tag{4.3}$$

Na Figura 4.27 está presente o esquema ilustrativo do programa implementado para o funcionamento desta parte da programação.

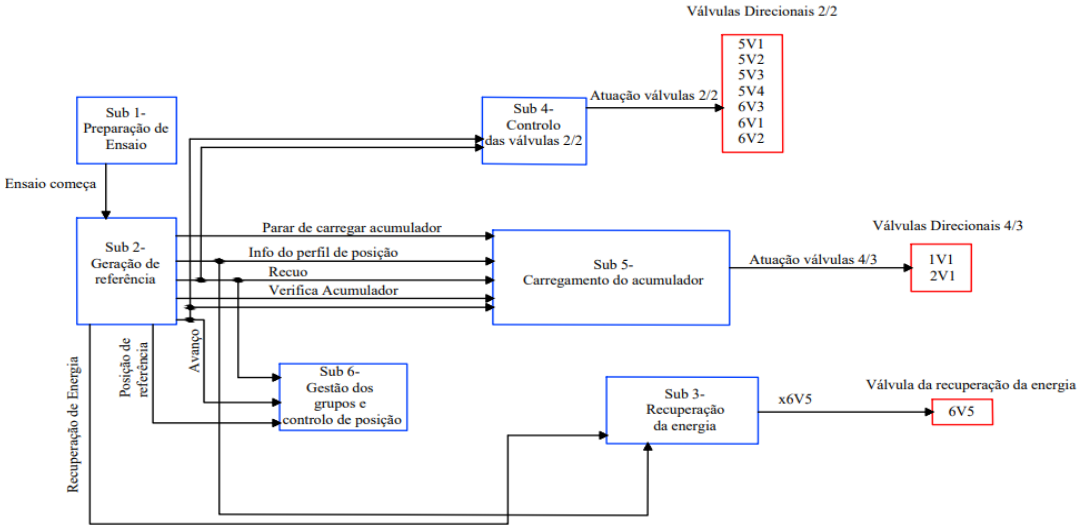


Figura 4.27-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 2 e os restantes.

Sub 3-Recuperação de energia

Este subsistema é responsável pela recuperação da energia do cabo através da retirada de caudal da câmara secundária do atuador para o circuito do acumulador. Esta energia retirada é controlada pela abertura da válvula 6V5. A sua abertura foi programada através da equação (3.55) que relaciona a abertura da válvula com o caudal que passa por ela.

Neste sistema está garantido que só após o subsistema Sub 2 informar que é possível realizar a recuperação da energia, é que a válvula 6V5 atua.

Para a gestão do caudal a retirar da câmara secundária, é garantido que o caudal máximo retirado não acrescente necessidades de caudal, de tal forma que estas necessidades somadas ao caudal

necessário para acionar o atuador à velocidade do ensaio, não superem 85 % da capacidade de caudal dos dois grupos. A equação que rege esta condição é a (3.57) com as constantes $C_{b1} = 0{,}85$ e $C_{b2} = 0{,}85$. Optou-se por definir uma margem de 15% de capacidade das bombas para que o controlo de posição se consiga realizar de forma garantida com capacidade para superar perturbações que possam existir no sistema. Para que este cálculo seja possível, este subsistema recebe informação do subsistema Sub 6 – Gestão dos grupos e controlo, com o valor do caudal que os grupos 1 e 2 estão a fornecer para o controlo do movimento. O valor das constantes C_{b1} e C_{b2} podem ser ajustados de modo a maximizar a recuperação da energia.

De forma a garantir que exista o caudal mínimo necessário passar pela válvula de frenagem 6V4 é imposta a condição (3.56). Para o cumprimento desta condição, é necessária a constante monitorização da velocidade instantânea do atuador, através do transdutor de posição, para que se realize o cálculo do caudal instantâneo que está a sair da câmara secundária do atuador de modo que se proceda à limitação do caudal a retirar.

Durante o movimento de recuo é realizado o cálculo da previsão da capacidade de recuperação da energia em função da velocidade máxima objetivo calculada pelo Sub 2. Esta informação é enviada ao subsistema Sub 5, para que este tome as medidas necessárias para controlar o nível de óleo no acumulador. Caso não se preveja a capacidade de recuperação de energia, o subsistema Sub 5 está livre de tomar a decisão de carregamento do acumulador. Caso contrário este espera até que a recuperação acabe de se realizar para garantir que o acumulador esteja no nível mais baixo possível no começo da recuperação da energia, sempre garantindo o funcionamento do grupo 3. Se a programação verificar que o grupo 3 não reúne capacidade, caso a condição acima fique em vigor por mais tempo, a condição é eliminada e é permitido o carregamento do acumulador pelo grupo 1 e/ou 2 disponível, informação proveniente do Sub 5.

Este subsistema está sempre a monitorizar a diferença entre a pressão da câmara secundária do atuador e do acumulador, para que se faça a paragem da recuperação e o fecho controlado da válvula 6V5, a uma taxa de variação constante, antes que a diferença entre as pressões seja inferior a 5 bar. A programação desta funcionalidade segue a equação (4.4) resolvida em ordem à pressão da câmara secundária à qual se inicia o fecho da válvula, p_{2fecho}^{6V5} . Nesta equação (4.4) é previsto o ponto em que a diferença de pressão entre a câmara secundária do atuador e a pressão do acumulador apresenta o valor mínimo de queda de pressão na válvula 6V5, $\Delta p_{válvula}$. O primeiro termo da equação prevê a pressão na câmara secundária do atuador após o tempo de fecho, t_{fecho}, tempo definido no início da simulação superior ou igual ao tempo necessário para realizar efetivamente o fecho da válvula que é de 3 segundos. O segundo termo da equação prevê a pressão no acumulador somada à queda de pressão mínima da válvula calculada após o mesmo tempo. O tempo mínimo de fecho da válvula é de 3s para que os grupos 1 e 2 tenham tempo para ajustar devidamente a sua velocidade de rotação.

O valor da pressão no circuito do acumulador previsto quando a válvula se encontra completamente fechada após o início do fecho da mesma encontra -se na expressão (4.6) e o cálculo da previsão da variação da pressão na camara secundária do atuador pode ser realizado através da expressão (4.5).

Para o cálculo da pressão é necessária a informação do volume de óleo disponível no acumulador, informação proveniente do subsistema Sub 5. Neste programa foi definido que o começo do fecho se inicia para um intervalo estimado de $t_{fecho} = 10\text{s}$ até que a diferença entre a queda de pressão na válvula seja de 5 bar. Este intervalo pode ser ajustado para que se otimize a quantidade de energia recuperada.

$$p_{fecho}^{6V5} + \Delta p_{movimento(t=t_{fecho})}^{camara2} = p_{acumulador(t=t_{fecho})} + \Delta p_{válvula} \tag{4.4}$$

$$\Delta p_{movimento(t=t_{fecho})}^{camara2} = t_{fecho} * v_{máx}^{objetivo} * k_{cabo} * \left(\frac{1}{\frac{pt^{6V4}}{\alpha} + 1} \right) * \frac{1}{A_2} \tag{4.5}$$

$$p_{acumulador(t=t_{fecho})} = \\ = \frac{((Q_{recup} * \frac{t_{fecho}}{60}) + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{disponível} + V_{azoto})^{1,4}}{(V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{disponível} + V_{azoto})^{1,4}} * \\ * p_{acumulador}(t) + 5 * 10^5 \tag{4.6}$$

Quando a recuperação da energia estiver a ser realizada, este subsistema está sempre a observar a pressão do acumulador para fazer uma previsão do começo do fecho da válvula 6V5, mas agora para que o volume recuperado não seja superior ao volume utilizado no movimento de recuo. Esta previsão é feita para que a válvula tenha disponível um tempo para fechar de 3s, $t_{fecho} = 3$s. O cálculo da previsão da pressão do acumulador após o fecho da válvula está presente na equação (4.7). A condição de paragem está presente na expressão (4.8).

$$p_{acumulador(t=t_{fecho})} = \\ \left(\frac{((Q_{recup} * \frac{t_{fecho}}{60}) + V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{disponível} + V_{azoto})^{1,4}}{(V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{disponível} + V_{azoto})^{1,4}} \right) * \\ * p_{acumulador}(t) \tag{4.7}$$

$$p_{acumulador(t=t_{fecho})} \geq \\ \geq \frac{(V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{utilizado} - V_{carreg} + V_{disponível} + V_{azoto})^{1,4}}{(V_{acumulador}^{TOTAl} - V_{disponível} + V_{azoto})^{1.4}} * \\ * p_{acumulador}(t) \tag{4.8}$$

O volume carregado até ao momento, V_{carreg}, é calculado pela expressão (4.9), sendo os valores da pressão no início do carregamento, $p_{acumulador}^{inicio_{carreg}}$, e do volume disponível no início do carregamento, $V_{disponível}^{inicio_{carreg}}$, são gravadas no início da recuperação da energia.

$$V_{carreg} = \\ = \left(V_{Azoto} + V_{disponível}^{inicio_{carreg}}\right) - \left(\frac{p_{acumulador}^{inicio_{carreg}}}{p_{acumulador}(t)} \right)^{\frac{1}{1,4}} * \left(V_{Azoto} + V_{disponível}^{inicio_{carreg}}\right) \tag{4.9}$$

O subsistema Sub 5 também pode enviar informação para que se proceda ao fecho da válvula 6V5 caso a condição de paragem de carregamento do acumulador com o volume necessário esteja cumprida durante a recuperação de energia.

A taxa de abertura da válvula, desde a abertura nula até à sua abertura máxima, está limitada a um mínimo de três segundos para compatibilização com a dinâmica esperada dos motores

elétricos. Estes valores mantêm-se para o seu fecho. Na Figura 4.28 está presente um gráfico de abertura da válvula 6V5 no decorrer de uma simulação realizada.

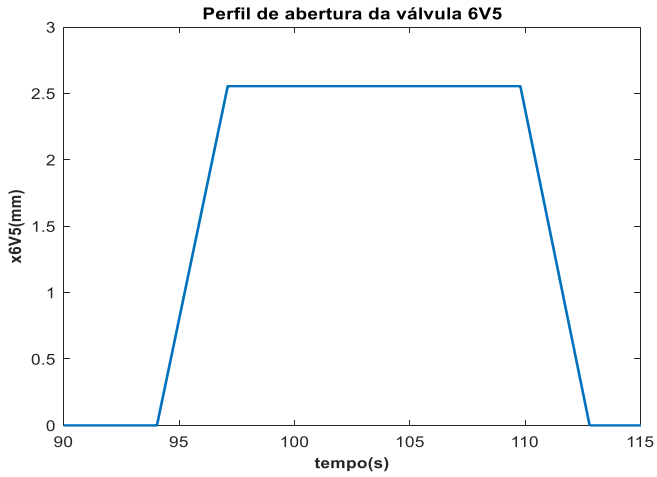


Figura 4.28-Perfil de abertura da válvula 6V5.

Neste subsistema faz se cálculo do caudal que está a ser retirado do circuito do atuador para o acumulador,Q_{recup}, de modo a que seja feita a compensação do caudal do controlo do movimento do atuador. O cálculo da distribuição da compensação pelos grupos 1 e 2 é, também, definido neste subsistema. A compensação deste caudal será distribuída pelos grupos de forma diferente, uma vez que apresentam capacidades de caudal diferentes e são utilizados em graus diferentes para a realização de um determinado movimento.

Inicialmente, este subsistema calcula todas as combinações possíveis dos grupos 1 e 2 para compensar o caudal que é tido como objetivo recuperar, calculado de forma a verificar as condições (3.56) e (3.57). Neste caso são apenas 3 combinações uma vez que a compensação será realizada apenas pelos grupos 1 e/ou 2. O caudal a recuperar é, inicialmente, distribuído de igual forma pelos grupos 1 e 2, caso estes sejam usados em simultâneo para compensar o caudal a retirar. Após as combinações definidas, são impostas as condições de velocidade máxima e mínima de funcionamento dos grupos. A velocidade máxima foi limitada a 1800rpm e a mínima a 300rpm.

Pode existir uma situação em que o caudal, que pode potencialmente ser recuperado, gere um caudal de compensação distribuído pelas bombas que não respeite o requisito de velocidade mínima de um determinado grupo, que estará programado para realizar a compensação, em todas as combinações calculadas, não existindo nenhuma combinação possível. Neste caso, é feito um novo cálculo do caudal a recuperar, no qual para cada combinação de uso dos grupos 1 e 2, se subtrai o valor que faz com que um dos grupos não funcione dentro dos seus requisitos mínimos. Desta forma é só recuperado o caudal que consegue ser compensado em segurança para não danificar nenhum dos grupos 1 e 2. Após este cálculo, a solução aceite é a que permite a recuperação de maior caudal.

Esta informação é enviada para o subsistema Sub 6 para que faça a compensação do caudal a fornecer ao atuador pelos grupos 1 e 2, de modo a manter o controlo de posição do atuador ajustada. Quando a recuperação acaba, os subsistemas Sub 6 e Sub 5 são igualmente informados para que ajustem o seu comportamento de modo a realizarem as suas funções.

Na Figura 4.29 está presente o esquema das trocas de informações necessárias para garantir esta funcionalidade.

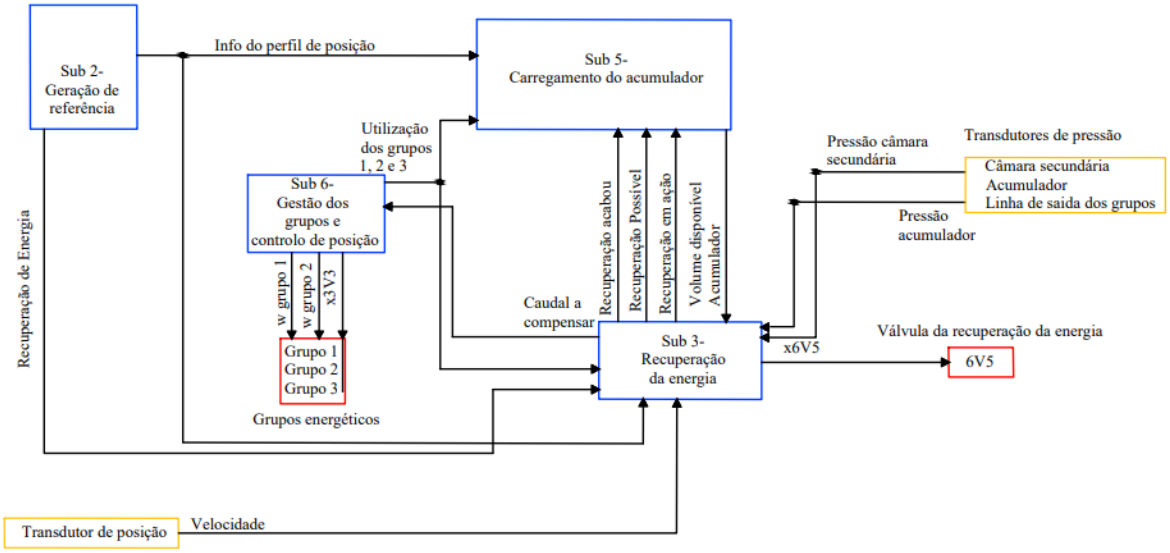


Figura 4.29-Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 3 e os restantes

Sub 4-Controlo das válvulas 2/2

Este subsistema é apenas responsável pelo controlo da atuação das válvulas direcionais 2/2. Para realizar este controlo, recebe informação sobre o movimento que o ensaio se encontra a realizar e atua as válvulas necessárias para direcionar o caudal para a câmara do atuador que deverá ser alimentada. A informação utilizada é proveniente dos subsistemas Sub 1 e Sub 2, tal como já referido neste capítulo.

Sub 5-Carregamento do acumulador

Este subsistema é responsável por manter o acumulador com o nível de óleo necessário para que se garanta que o grupo 3 seja capaz de ser utilizado para a realização do movimento do atuador, quando necessário. Neste subsistema também são realizadas as atuações das válvulas direcionais 4/3 que direcionam o caudal dos grupos 1 e 2.

De forma a averiguar a necessidade de carregar o acumulador, este subsistema está sempre atento à pressão no acumulador e calcula constantemente o volume de óleo disponível no acumulador. Este volume é calculado a partir da equação (4.10).

$$V_{disponível} = \tag{4.10}$$
$$= V_{acumulador}^{TOTAl} - \left(\frac{p_{\min}^{acumulador}}{p_{acumulador}(t)}\right)^{\frac{1}{1,4}} * (V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl}) + V_{azoto}$$

A pressão mínima no acumulador, $p_{\min}^{acumulador}$, é definida no início da simulação e apresenta o mesmo valor configurado no bloco do acumulador.

Para garantir a maximização da energia recuperada, este subsistema mede constantemente o volume de óleo consumido no movimento de recuo. Este volume medido só é valido caso nenhum dos grupos 1 ou 2 tenha sido utilizado para carregar o acumulador neste movimento. Tendo o valor deste volume, durante o avanço, o acumulador só precisa de ser carregado até que o volume disponível seja igual ao volume consumido. Desta forma, garante-se o

carregamento mínimo necessário do acumulador e, portanto, que este funcione às pressões mínimas possíveis. A equação (4.11) foi a utilizada neste programa para calcular o volume consumido. A pressão p_{inicio}^{recuo} é medida e gravada no momento de início do recuo e a pressão p_{final}^{recuo} é medida e igualmente gravada no momento de fim do momento do recuo.

$$V_{consunido} = V_{azoto} * \left(\frac{p_{inicio}^{recuo}}{p_{final}^{recuo}}\right)^{\frac{1}{1.4}} - V_{azoto} \tag{4.11}$$

O procedimento de decisão de carregamento e a sua paragem segue uma sequência autónoma. Primeiramente, o subsistema observa a existência da necessidade de carregamento. Caso esta exista, é esperada pela sua aprovação. Após aprovação, são comandados os grupos 1 e/ou 2 e atuadas as respetivas válvulas, 1V1 e 2V1, para a sua posição (b) (Figura 4.30 (b)), de forma a permitir carregar o acumulador. Após o nível de óleo do acumulador atingir o nível desejado, é enviada a ordem de paragem aos grupos 1 e/ou 2 que estejam selecionados, procedendo-se à desaceleração progressiva dos mesmos. Esta desaceleração está definida para 3 segundos. Só após paragem completa dos grupos é que as válvulas deixam de ser alimentadas e retornam para a sua posição central. As válvulas também podem ser colocadas forçadamente na posição (a), ver Figura 4.30 (a), para direcionar caudal para o atuador, sempre que o subsistema Sub 6 o exija. Caso isto aconteça, os grupos deixam de obedecer ao subsistema Sub 5 passando a ser comandados pelo subsistema Sub 6.

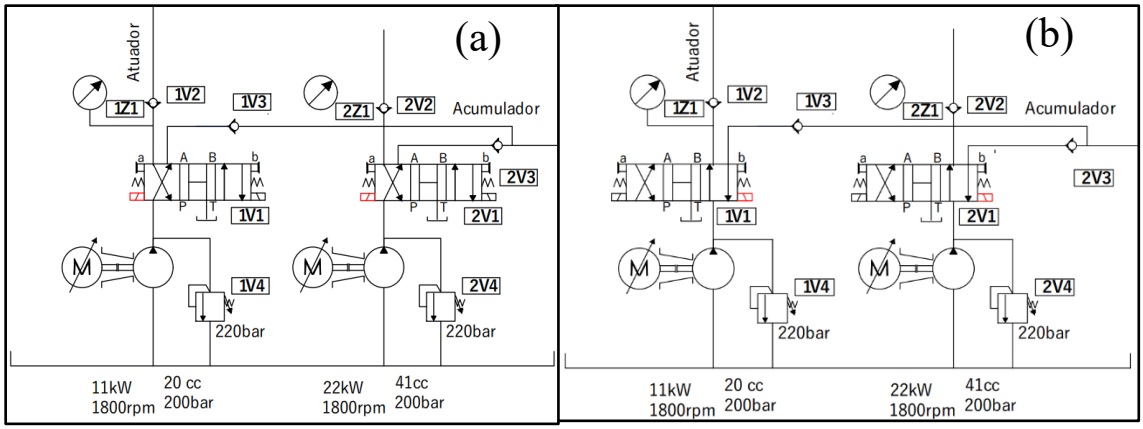


Figura 4.30-Posições das válvulas direcionais 4/3.

Para que isto seja possível, este subsistema recebe informação sobre a utilização dos grupos que estão a ser recrutados para a realização do movimento, informação proveniente do subsistema Sub 6. Com esta informação, tal como já foi referido, o sistema apenas toma decisão de carregamento se não estiver nenhum grupo em funcionamento e, com isto, garante-se que não exista sobreposição de comandos destes dois grupos. Está, portanto, garantido que o controlo do movimento é prioritário.

Neste subsistema é garantido que só após a realização da recuperação da energia, se esta for prevista pelo subsistema Sub 3, é que se pode tomar a decisão de carregamento do acumulador. Durante a recuperação da energia, este subsistema está sempre a calcular uma estimativa da capacidade das bombas disponíveis de carregarem o acumulador até ao momento em que inicie a desaceleração do movimento que o sistema se encontra a realizar, para se garantir que estes grupos têm capacidade para carregar o acumulador com o volume considerado para a paragem do carregamento, $V_{paragem}^{acumulador}$. Quando o volume que os grupos são capazes de carregar neste período não respeitar a condição (4.12), a condição de carregamento após a recuperação de energia é eliminada, ficando permitido o carregamento imediato do acumulador pelos grupos 1 e/ou 2.

A previsão do volume capaz de ser carregado, $V_{capaz}^{grupos\ 1+2}$, apresenta uma margem de volume de 5 litros, $V_{margem} = 5\ litros$. Esta margem é utilizada porque nesta fórmula não estão contabilizados os rendimentos volumétricos nem a diminuição da capacidade de velocidade de rotação máxima com o aumento da pressão a que os grupos estão sujeitos.

$$V_{capaz}^{grupos\ 1+2} > V_{paragem}^{acumulador} - V_{disponível} + V_{margem} \tag{4.12}$$

O cálculo do volume carregado dos grupos 1 e 2 é realizado com a equação (4.13)**.** Onde, $u_{bomba\ 1}$ e $u_{bomba\ 2}$ apresentam o valor 1 quando o grupo respetivo não está a ser utilizado para a movimentação do atuador. O valor de $\Delta x_{final}^{mov}(t)$, deslocamento até ao final do movimento, é obtido a partir de informação proveniente do subsistema Sub 2. Este valor, caso se esteja no recuo, é calculado através da equação (4.14), e caso se esteja no avanço, é calculado pela equação (4.15).

$$V_{capaz}^{grupos\ 1+2} = \tag{4.13}$$
$$= \frac{\Delta x_{final}^{mov}(t)}{v_{máx}^{objetivo}} * \left(Q_{máx}^{bomba1} * u_{bomba\ 1} + Q_{max}^{bomba2} * u_{bomba\ 2}\right)$$

$$\Delta x_{final}^{mov}(t) = x_{máx} - x_{real}(t) \tag{4.14}$$

$$\Delta x_{final}^{mov}(t) = x_{real}(t) - x_{min} \tag{4.15}$$

O volume de óleo, $V_{paragem}^{acumulador}$, define-se como o volume de óleo do acumulador com o qual este subsistema considera que se deve deixar de encher o acumulador. O seu valor depende das condições em que o sistema está a operar.

As condições de início e de paragem de carregamento dependem do estado de funcionamento em que o sistema se encontre. Estas condições podem ser descritas pelos seguintes pontos:

- a necessidade de carregar o acumulador, sempre que o grupo 3 está a ser utilizado e se o caudal a ser retirado do acumulador, pela válvula 3V3, for superior ao caudal que os grupos disponíveis conseguem fornecer e, ao mesmo tempo, se o volume que está previsto ser utilizado até ao final do movimento for superior ao volume disponível no acumulador menos uma margem $V_{margem} = 5\ litros$. Desta forma surge a necessidade de constante monitorização do volume previsto utilizar no movimento, apresentado na equação (4.16). O cálculo do valor de $\Delta x_{final}^{mov}(t)$ respeita as equações (4.14) e (4.15). Este caso cobre a situação de comutação dos grupos 1 e 2 para o grupo 3 no movimento de recuo quando a carga no cabo é superior de 70% da carga máxima.

$$V_{previsto}^{acumulador} = Q_{grupo3} * \frac{C_{motor}}{C_{bomba}} * \frac{\Delta x_{final}^{mov}(t)}{v_{máx}^{objetivo}} \tag{4.16}$$

  Na realidade o volume disponível, para além de ser subtraído da margem de 5 litros, ainda é subtraído pelo volume com que o acumulador deverá estar no final do movimento, para que a pressão no acumulador seja suficiente para completar o movimento à pressão máxima a que o grupo 3 irá funcionar. O valor deste volume, $V_{min}^{acumulador}$ é calculado através da equação (4.17). Quando o valor deste volume é

menor do que zero, na eventualidade da pressão mínima do acumulador ser definida para um valor demasiado elevado, é definido para 5 litros como segurança para o acumulador não ficar completamente vazio.

$$V_{min}^{acumulador} =$$

$$= (V_{acumulador}^{TOTAl} + V_{azoto}) - \left(\frac{p_{\min}^{acumulador}}{\frac{p_{máx}^{movimento}}{\frac{C_{motor}}{C_{bomba}}} + \Delta p_{válvula}^{3V3}} \right)^{\frac{1}{1.4}} * \tag{4.17}$$

$$* (V_{azoto} + V_{acumulador}^{TOTAl})$$

A soma deste volume com o volume de margem dá origem ao volume disponível mínimo no acumulador, ver equação (4.18).

$$V_{disponível}^{min} = V_{margem} + V_{min}^{acumulador} \tag{4.18}$$

- Quando se está a realizar o movimento de recuo, existe possibilidade de recuperação de energia no avanço e se está a utilizar o grupo 3, para maximização da recuperação da energia, a necessidade de carregamento surge quando o volume disponível menos o volume disponível mínimo, calculado nas condições abordadas no ponto anterior, é menor ou igual ao volume que está previsto utilizar até ao final do movimento e a paragem de carregamento surge quando o volume é superior em 5 litros. Ainda no recuo, mas agora se não existe recuperação de energia e se está a utilizar o grupo 3, a necessidade de carregamento surge quando o volume disponível é menor ou igual ao volume disponível mínimo, e a paragem de carregamento acontece quando o acumulador está completamente cheio.
- Durante a realização do movimento de avanço, se as bombas do grupo 1 ou 2 não foram utilizadas para carregar o acumulador durante o recuo e se o volume disponível for menor do que o volume consumido calculado pela expressão (4.11) mais o volume disponível mínimo calculado pela expressão (4.18), surge a necessidade de carregar o acumulador. A paragem acontece quando a condição contrária se verificar. Ainda neste movimento, se o grupo 3 estiver a ser utilizado, a necessidade de carregar o acumulador acontece quando o volume disponível é menor do que o volume disponível mínimo e a paragem de carregamento acontece quando o acumulador estiver completamente cheio de óleo. Caso, no movimento de recuo, os grupos tenham sido utilizados para carregar o acumulador e se neste movimento de avanço não se estiver a utilizar o grupo 3, a condição de carregamento acontece se o volume disponível no acumulador for menor do que 5 litros e a paragem acontece quando o acumulador apresentar o volume de óleo máximo.
- A necessidade de carregamento surge, ainda, quando é dada a ordem de verificação do acumulador pelo subsistema Sub 2 e o volume disponível no acumulador for menor do que o volume previsto utilizar até ao final do movimento. A paragem acontece quando a condição contrária se verificar.

Na Figura 4.31 está presente um esquema das comunicações necessárias entre os diferentes subsistemas de forma a garantir o funcionamento deste subsistema.

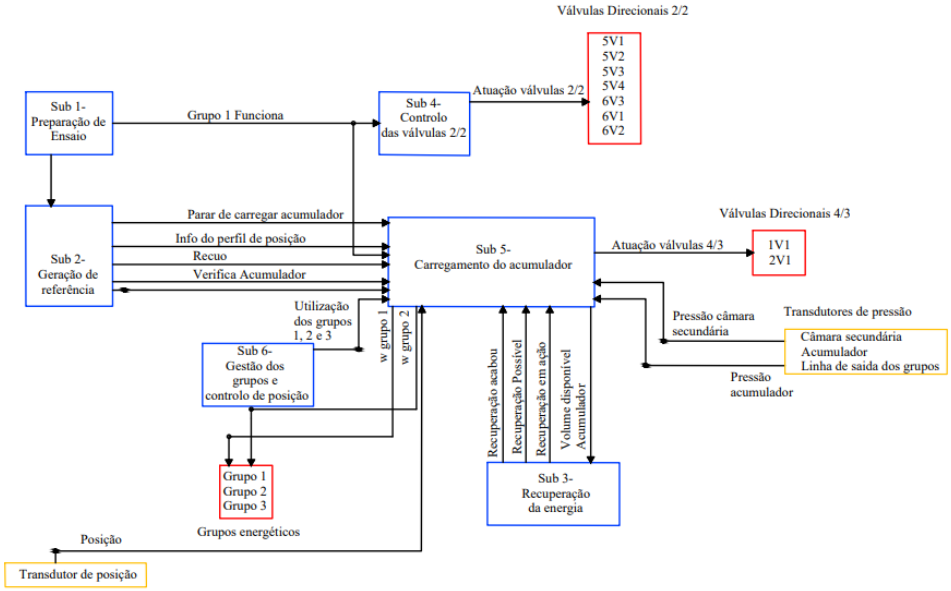


Figura 4.31- Esquema de comunicações entre o subsistema Sub 5 e os restantes.

Estas condições podem gerar períodos de atuação dos grupos 1 e 2 demasiado curtos. Por isso a sua atuação contém um mecanismo de defesa que impede que a ordem de paragem dos grupos aconteça caso estes estejam a funcionar há menos de 2 segundos.

De forma a tornar a programação mais realista, a aceleração e a desaceleração dos grupos está limitada a 3 segundos desde o valor de velocidade de rotação nula até à rotação máxima e foi concebida uma saturação que limita a velocidade de rotação dos grupos a 1800rpm.

O limite de velocidade de rotação máxima pode ainda ser reduzido, como acontece caso a velocidade de rotação conjugada com a pressão de funcionamento do atuador ultrapasse a potência máxima definida para os motores elétricos. A velocidade de rotação é limitada de forma a garantir que a potência máxima disponível no grupo não seja ultrapassada. O cálculo da velocidade segue a equação (4.19).

$$n_{motor}^{carreg} = \frac{P_{motor}}{p_{acumulador}(t) * C_{bomba} * 10^{-6}} \tag{4.19}$$

As potências definidas para os motores dos grupos 1 e 2 foram as mesmas definidas no capítulo 3, ponto 3.8, ou seja, 11kW para o grupo 1 e 22kW para o grupo 2.

Na Figura 4.32 estão presentes o bloco e a função *MATLAB* onde estas considerações para a atuação dos grupos foram implementadas.

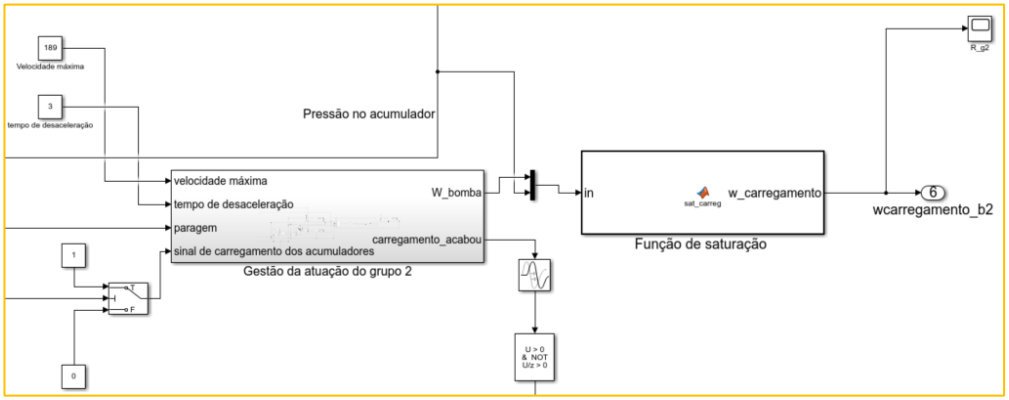


Figura 4.32-Blocos de modelação de atuação dos grupos 1 e 2 para carregamento do acumulador.

Sub 6-Gestão dos grupos e controlo de posição

Este subsistema é responsável por toda a gestão do movimento do atuador e consequente tração e relaxação do cabo, bem como o controlo de posição do atuador em relação ao perfil de posição de referência gerado pelo subsistema Sub 2.

Para o controlo de cada movimento, é feito o cálculo do caudal máximo necessário para a realização do movimento do atuador, de forma a que se consiga realizar o cálculo da estratégia de utilização dos grupos, de forma segura, para o controlo de posição do atuador. O caudal máximo para a realização do controlo de posição é diferente no avanço e no recuo apesar do seu perfil ser simétrico. Daí advém a necessidade deste subsistema receber informação do subsistema Sub 2 sobre qual o movimento que se está a realizar.

A estratégia de seleção dos grupos a utilizar começa pelo cálculo das combinações possíveis de utilização dos grupos. Neste caso são 7 possíveis uma vez que são utilizados no total 3 grupos. Para cada combinação é divido o caudal máximo necessário para o movimento pelo número de grupos utilizados da combinação. Após este cálculo são impostas as condições de velocidade máxima, de 1800rpm, e velocidade mínima, de 300rpm, dos grupos 1 e 2.

As combinações que apresentarem o funcionamento dos grupos que as compõem dentro destes parâmetros de funcionamento, ou seja, a utilização de todos os grupos apresenta-se dentro dos limites de velocidade de rotação, são aceites como possíveis soluções. Se um ou mais grupos de uma combinação de utilização não estiverem dentro dos limites de velocidade, a combinação é descartada.

No final desta operação, se existir mais do que uma solução de combinação dos grupos, a selecionada é a que requer o menor número de grupos, e com menor soma de cilindradas totais, de preferência combinações sem o uso do grupo 3. Na situação em que apenas existam soluções em que o grupo 3 é recrutado, a opção selecionada é a que recruta o maior número total de cilindrada de forma a minimizar o uso do grupo 3. Estas condições permitem o ajuste da potência da máquina à potência fornecida ao cabo no ensaio. Na Figura 4.33 está representada a função que calcula esta estratégia de utilização dos grupos, função 1.

A combinação selecionada apresenta valores de caudais definidos para cada grupo. Portanto, o controlo de posição será feito de forma a respeitar os caudais de cada grupo definidos com este

cálculo da estratégia de utilização da função 1. Para que isto seja possível são previamente calculadas as razões de caudais de utilização de cada grupo, esta razão é obtida através da divisão do caudal definido para o grupo utilizado na solução, pelo caudal total necessário para a movimentação do atuador.

O controlo de posição é realizado através do controlo da velocidade de rotação de cada um dos grupos presentes nesta solução. Desta forma, é utilizado um controlo em malha aberta que passa pela derivação do perfil de posição de referência, gerado pelo Sub 2, e sua posterior multiplicação pela área do atuador para a qual o caudal está a ser direcionado, ver Figura 4.33. Com este cálculo é obtido o caudal necessário para a movimentação do atuador, a partir da velocidade de referência.

Devido à existência de perturbações permanentes ao longo do movimento do cabo, é utilizado, ainda, um controlo em malha fechada através de um controlador PI, proporcional e integral. O uso deste controlador deve-se ao facto de o ganho integral permitir corrigir erros em regime estacionário para valores nulos. A saída dos órgãos de controlo, em malha aberta e em malha fechada, são feitos em valor de caudal.

As áreas do atuador e os ganhos de *feedback* são diferentes para os movimentos de recuo e de avanço sendo por isso considerados dois controladores, um para o recuo e outro para o avanço, como pode ser observado na Figura 4.33.

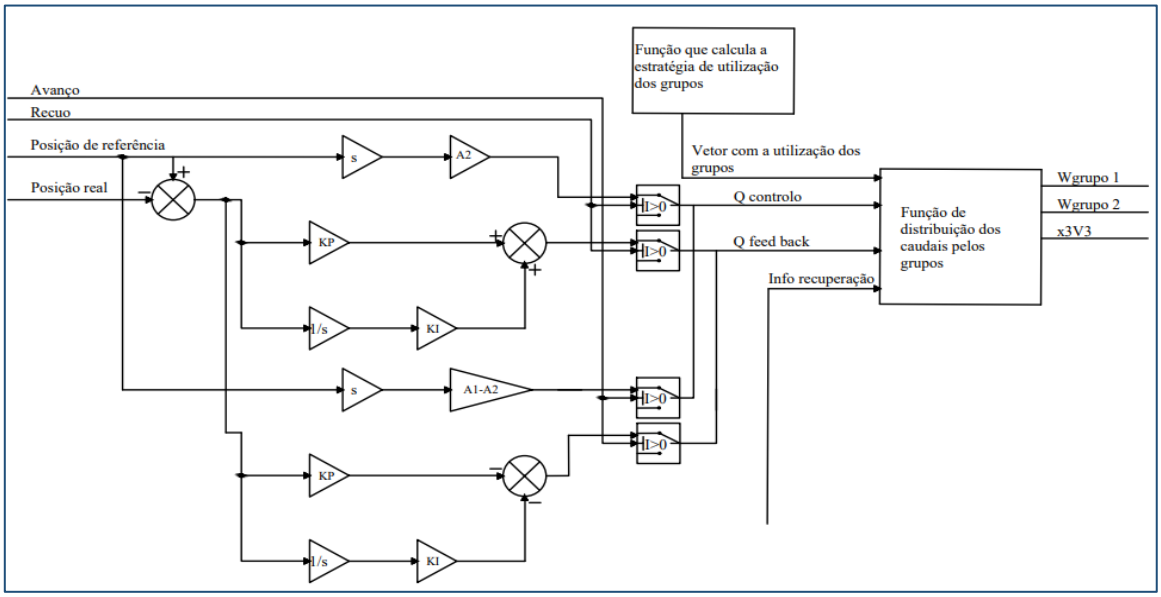


Figura 4.33-Controlo de posição do atuador e estratégia de seleção dos grupos.

Neste subsistema é utilizada uma função que faz a gestão da divisão dos caudais de *feedback* pelos grupos a utilizar. Nesta função, o caudal proveniente da malha aberta é multiplicado pelas razões de caudais de cada grupo obtidas após o cálculo da combinação de utilização dos grupos. Na eventualidade da utilização dos grupos estar acima de 95% da sua capacidade de caudal, para o controlo em malha fechada, o caudal obtido do controlo em malha aberta é na sua totalidade compensado pelo outro grupo em funcionamento. Se não existir mais capacidade dos grupos utilizados, esta compensação será assegurada pelo grupo 3.

Neste subsistema também é realizada uma previsão da carga máxima do ensaio. Desta forma, é feito um cálculo prévio em função da rigidez do cabo e da posição máxima à qual será levado o cabo no ensaio a simular. Caso esta carga seja equivalente a um valor de pressão maior do que 200 bar, pressão máxima definida para os grupos 1 e 2, o sistema fica em alerta para fazer

a comutação do caudal dos grupos 1 e/ou 2 para o grupo 3. Esta troca é realizada sequencialmente num intervalo de pressão definido por uma variável que pode ser ajustada antes de uma simulação, $p_{comutação}$. Quando a pressão do ensaio atinge o intervalo de pressão de troca definida previamente, inicia-se a desaceleração progressiva e sequencial dos grupos e é realizada a abertura igualmente progressiva da válvula 3V3 de forma a compensar a desaceleração dos grupos. A evolução da velocidade dos grupos 1 e 2 e da abertura da válvula 3V3 nesta transição pode ser observada na Figura 3.20. O tempo de desaceleração dos grupos 1 e 2 até à velocidade nula foi definido para 3 segundos.
Ao mesmo tempo que se inicia a desaceleração dos grupos, o controlo em vigor até então é desativado e substituído por outro controlador.

O controlo em malha aberta é, essencialmente, o mesmo do anterior. O controlo em malha fechada, realizado em função do erro de posição, é realizado com ganhos proporcionais e integrais próprios. Este controlo em malha fechada continua a ser realizado por um controlador PI. O caudal proveniente deste controlo passa a ser compensado integralmente pela abertura da válvula 3V3. Na Figura 4.34 está representado o controlo implementado nestas circunstâncias.

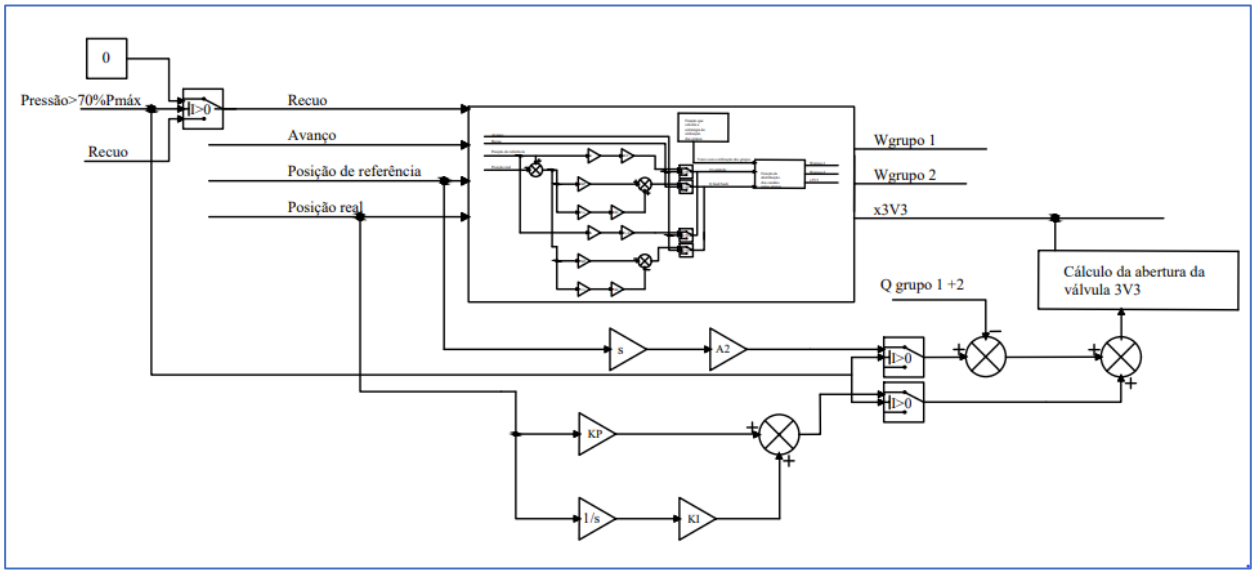


Figura 4.34-Controlo de posição do atuador e estratégia de seleção dos grupos durante a pós a comutação entre os grupos acima de 70% da carga máxima da máquina.

A atuação dos motores dos grupos 1 e 2, para que o a simulação seja mais realista, está limitada a 1800rpm no máximo e sua aceleração de 0rpm até 1800rpm não pode ser realizada em menos de 3 segundos. Foi ainda implementado um bloco, tal como no subsistema Sub 5, que limita a velocidade máxima caso a potência de utilização dos grupos supere a sua potência nominal. Deste modo este subsistema está sempre a monitorizar a pressão na linha de pressão das saídas das válvulas 1V1 e 2V1. Estas limitações foram implementadas através dos blocos presentes na Figura 4.35.

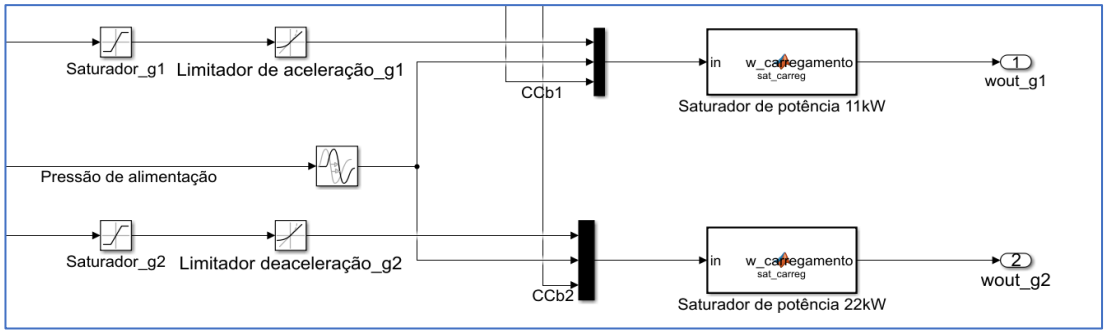


Figura 4.35-Blocos de modelação de atuação dos grupos 1 e 2 para controlo do movimento.

Os blocos Saturador_g1 e Saturador_g2 limitam a velocidade de atuação máxima em 189rad/s, que corresponde a 1800rpm, e os blocos Limitador de aceleração_g1 e Limitador de aceleração_g2 limitam a aceleração e desaceleração de 0 a 189rad/s/ de forma a não se realizarem em menos de 3 segundos. Na Figura 4.36 estão presentes os valores implementados nos blocos aqui abordados.

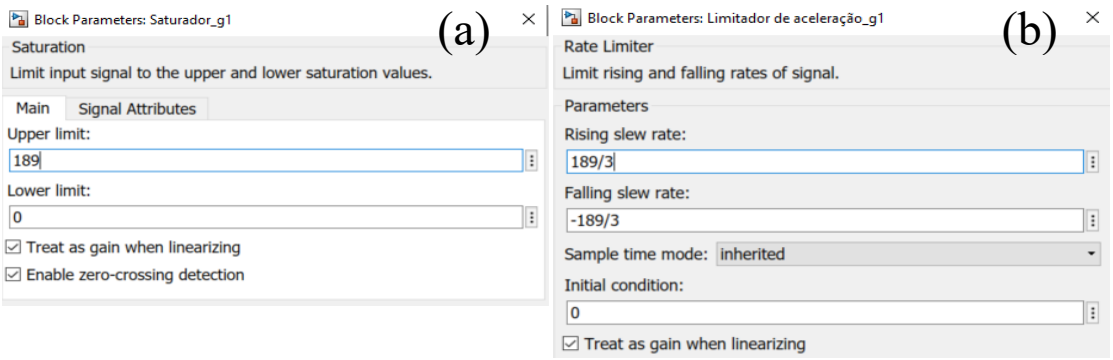


Figura 4.36-Configuração dos blocos utilizados para modelação da atuação dos grupos 1 e 2 para controlo do movimento.

O esquema final que simboliza a partilha de informações entre os diferentes subsistemas que fazem o controlo dos diversos componentes do sistema está presente na Figura 4.37.

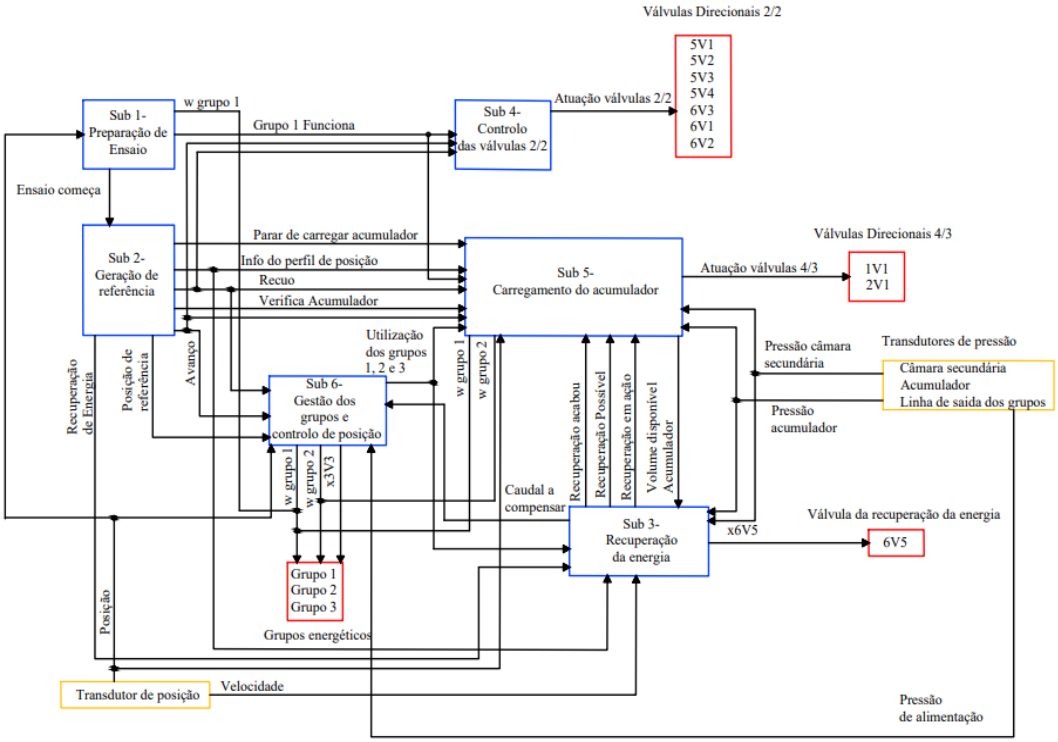


Figura 4.37-Esquema de comunicações entre todos os subsistemas do controlo do sistema de atuação implementado no Simulink.

4.2 Análise de Resultados

O modelo do sistema desenvolvido na ferramenta de simulação tem capacidade para simular movimentos com uma infinidade de combinações entre cursos de ensaio, rigidez do cabo e velocidades máximas, desde que estes parâmetros estejam dentro dos limites da máquina. Tal como foi analisado no capítulo 3 ponto 3.8, os pontos de funcionamento da máquina com mais interesse em simular são os de funcionamento máximo.

Serão, então, analisados os dois pontos de funcionamento da máquina quanto à sua capacidade de realização dos movimentos em junção com capacidade de recuperação de energia do cabo e dimensão do conjunto acumulador associado a botijas de azoto. Para cada ponto será feita uma análise comparando diferentes configurações de acumulador para testar qual a melhor opção para a utilização deste componente, conjugando recuperação de energia e capacidade da máquina para a realização do movimento.

Análise do primeiro ponto de funcionamento máximo

O primeiro ponto de funcionamento máximo corresponde a um movimento de 3 metros de curso realizado a 2m/min e com pressão máxima do movimento de 280 bar. Os parâmetros estabelecidos para este ensaio estão presentes na Tabela 4.1.

Tabela 4.1-Tabela de parâmetros definidos na simulação dos ensaios.

Nome do parâmetro	Valor
Posição minima de ensaio	0,5m
Posição máxima de ensaio	3,5m
Tempo de ciclo	180s
Rigidez do cabo	$(105*10^4)/(3,5)$ N/m
Pressão de comutação	190bar
Capacidade do acumulador	50litros

Tal como se sabe até ao momento, da análise deste ponto do funcionamento realizada no capítulo 3 ponto 3.8, foi concluído que a configuração dos grupos 1 e 2, que apresentava maior potencial para cumprir as necessidades da máquina, seria a do uso do grupo 1 com uma bomba com 22cm^3/rot de cilindrada acionada por um motor elétrico com 11kW e o uso do grupo 2 com uma bomba com 44cm^3/rot de cilindrada acionada por um motor elétrico de 22kW.

As bombas selecionadas na modelação deste circuito têm cilindradas ligeiramente diferentes das definidas anteriormente, mas as potências definidas mantiveram se as mesmas.

Desta forma, apesar das diferenças de cilindrada, as capacidades dos grupos 1 e 2 modelados, quando funcionam a pressões próximas a 200bar e superiores, continuam a ser idênticas às definidas na análise do capítulo3, o que significa que se podem ter como referência os valores estimados na análise do capítulo 3 para comparação com os resultados obtidos na simulação.

Da Tabela 3.8 retira-se que a estimativa de volume de óleo do acumulador utilizado no movimento de recuo é de cerca de 16 litros para a configuração dos grupos utilizada. Este valor não contabiliza perdas volumétricas dos grupos nem de compressibilidade do óleo no atuador, o que significa que o uso de um acumulador com 25 litros de capacidade poderia não ser suficiente, uma vez que, contabilizando as perdas existentes, o volume de óleo utilizado poderia ser demasiado próximo de 25 litros de capacidade do acumulador, ou até superior. Facto pelo qual se ajustou a capacidade do acumulador, na simulação do sistema, para 50 litros.

As configurações de acumulador analisadas foram de 3 volumes de azoto diferentes, 200 litros, 250 litros e 300 litros. Os parâmetros de ajuste de pressão mínima e, por consequência, da

pressão máxima do acumulador está conforme a Tabela 4.2. Os valores de pressão foram definidos para garantir o funcionamento do sistema no momento de pressão máxima no circuito do atuador de modo a que o acumulador esteja à pressão mínima possível. Os valores de pressão máxima definidos para o acumulador com os volumes de 200 litros e 250 litros foram, efetivamente, superiores ao valor de 220bar definido no capítulo 3.

Tabela 4.2-Pressões de ajuste do acumulador para as diferentes simulações do primeiro ponto de funcionamento máximo do sistema.

Volume de azoto	200 litros	250 litros	300 litros
Pressão mínima ajustada para o acumulador.	167.8bar	172.7bar	175.7bar
Pressão máxima do acumulador.	230bar	223bar	218bar

Para todas as simulações, a posição de referência definida apresenta um tempo de aceleração e de desaceleração igual a 6 segundos. O perfil obtido pode ser visto na Figura 4.38.

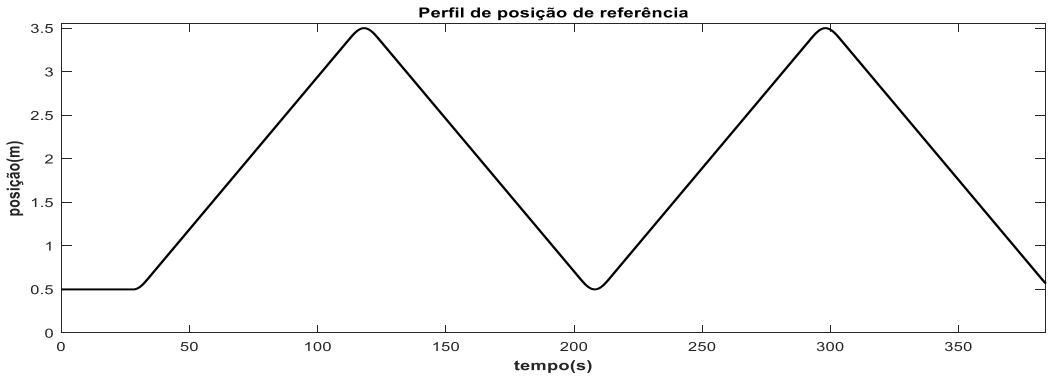


Figura 4.38-Perfil de posição de referência para primeiro ponto de funcionamento.

O perfil de posição real do atuador conseguido em todas as simulações está presente na Figura 4.39, onde fica percetível que, em todos os ciclos, as posições máxima e mínima são conseguidas. O perfil obtido é bastante próximo do de referência, com a exceção de algumas perturbações existentes nos momentos de inversão do movimento.

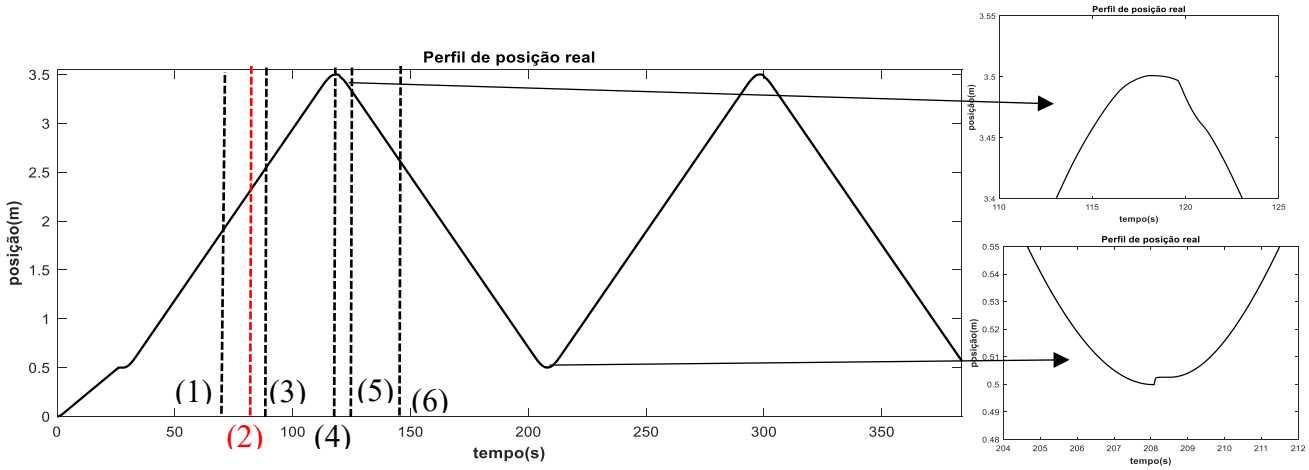


Figura 4.39- Perfil de posição obtido para primeiro ponto de funcionamento.

Na Figura 4.40 estão presentes as atuações dos motores ao longo de dois ciclos realizados na simulação. Consegue-se reparar que a atuação é absolutamente viável para o funcionamento seguro dos motores elétricos e que não apresenta acelerações instantâneas irrealistas.

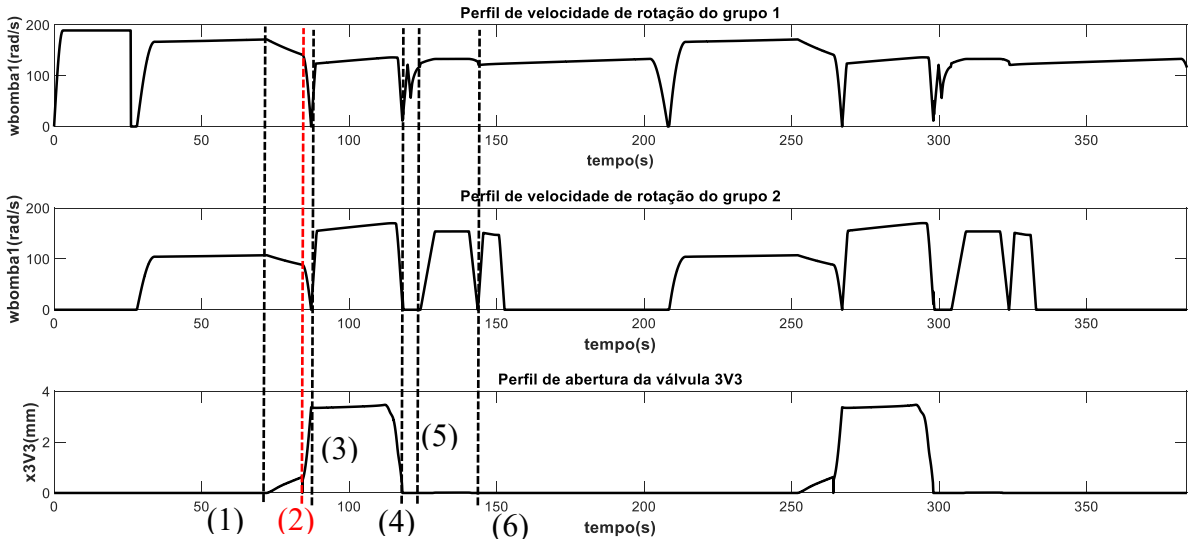


Figura 4.40-Atuação dos grupos energéticos na simulação do primeiro ponto de funcionamento.

Através de uma análise mais atenta da atuação dos grupos energéticos no momento de comutação entre os grupos 1 e 2 para o grupo 3, ver Figura 4.41, fica percetível que existe, uma desaceleração progressiva dos grupos 1 e 2 e ao mesmo tempo faz se notar uma abertura igualmente progressiva da válvula 3V3

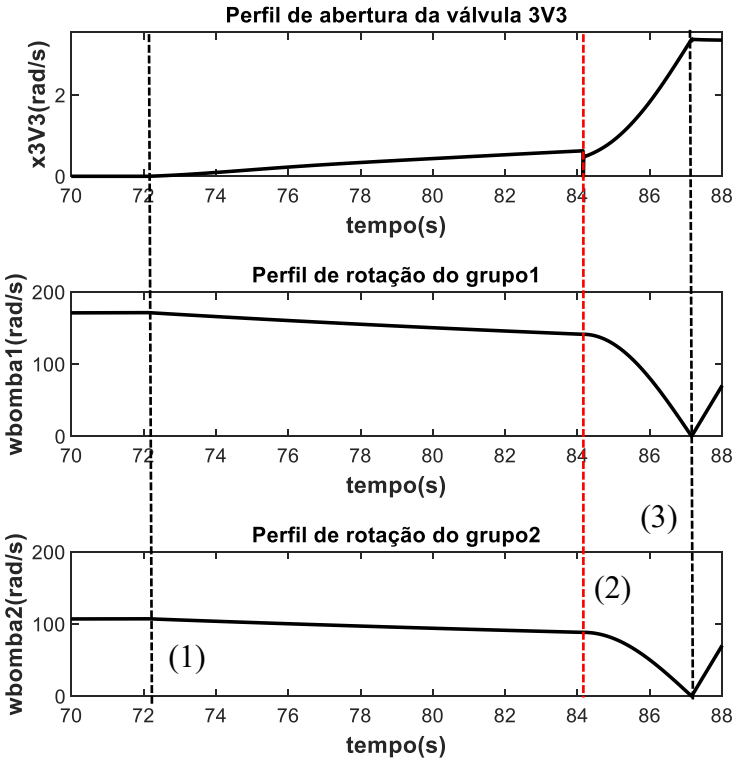


Figura 4.41-Atuação dos grupos energéticos durante a comutação de caudal na simulação primeiro ponto de funcionamento.

Antes da linha a tracejada a cor vermelha, marca do instante em que o sinal de comutação das bombas é levado a um, já existe uma pequena abertura da válvula 3V3. Isto deve se ao facto da

velocidade máxima dos grupos 1 e 2 ficar limitada devido à pressão elevada no circuito, como se pode verificar pela diminuição da velocidade de rotação dos grupos, o que levou à compensação de caudal feito pelo grupo 3.

A evolução das pressões nas câmaras do atuador estão presentes na Figura 4.42. O ponto (1) corresponde ao ponto no qual a pressão à qual se inicia a diminuição da velocidade de rotação dos grupos 1 e 2 devido a pressão excessiva. O ponto (2) é o ponto onde se inicia a desaceleração dos grupos 1 e 2 e se procede à abertura da válvula 3V3 para que se comute o fornecimento de caudal para o atuador. Neste ponto a pressão da câmara secundária do atuador é igual a 190 bar.

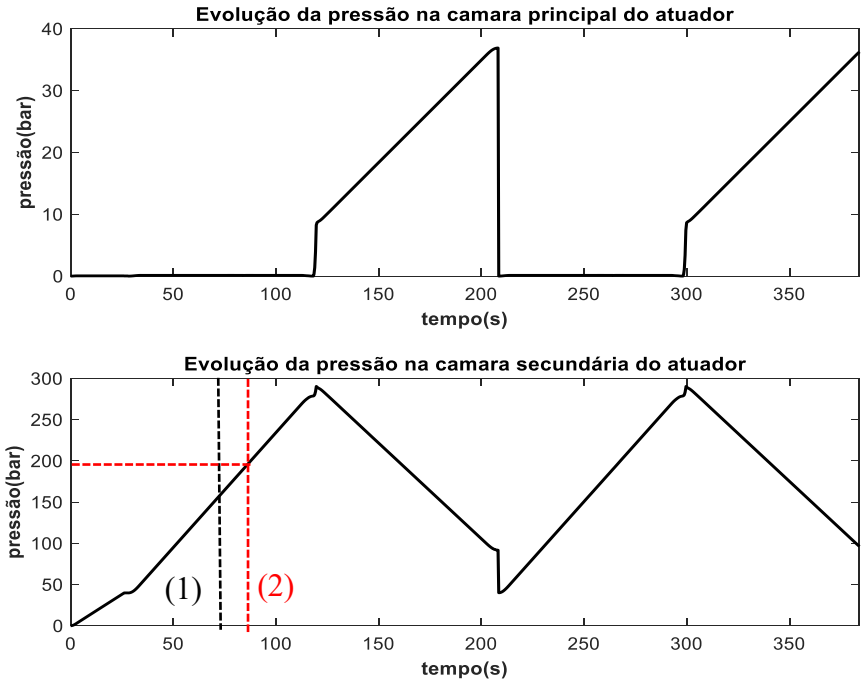


Figura 4.42-Evolução das pressões nas camaras do atuador na simulação primeiro ponto de

O valor obtido de volume de óleo do acumulador utilizado, para acionamento do conjunto hidráulico motor/bomba, no movimento de recuo foi igual em todas as simulações realizadas, ver Figura 4.43 curva a preto.

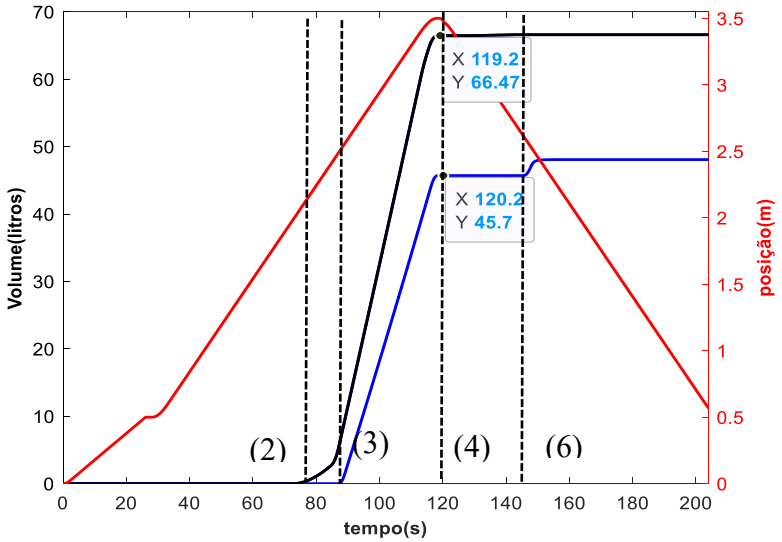


Figura 4.43 Preto-Volume do acumulador utilizado na simulação primeiro ponto de funcionamento. Azul-Volume de óleo carregado para o acumulador pelos grupos 1 e 2 na simulação primeiro ponto de funcionamento.

Na mesma Figura 4.43 está presente a evolução do volume de óleo carregado para o acumulador pelos grupos 1 e 2 no mesmo ciclo, curva a azul.

O volume de óleo do acumulador utilizado para acionamento do motor hidráulico foi de 66,5 litros. Este valor não se apresenta muito distante do estimado no capítulo 3 para este ponto de funcionamento máximo da máquina, de 63,6 litros de óleo.

O volume carregado pelos grupos 1 e 2 para o acumulador, após a comutação dos grupos, foi, como se pode observar na Figura 4.43, de 45,7 litros. Tal como o volume de óleo utilizado do acumulador, este valor obtido da simulação não se encontra muito díspar do valor de 46,5 litros previsto na análise do capítulo 3.

Como já foi referido, com a inclusão dos rendimentos volumétricos e mecânicos dos grupos e das fugas nas válvulas, os resultados obtidos não foram muito distantes dos previstos no capítulo 3. Este facto pode ser justificado pela utilização do grupo 3 por um curto período de tempo e pela utilização das bombas ligeiramente maiores do que as definidas na previsão, que permitem fornecimento de caudal superior a pressões baixas no circuito.

Da observação gráfica, fica possível reparar que no final do movimento de avanço do atuador, o volume de óleo total carregado para o acumulador pelos grupos 1 e 2 é diferente do volume utilizado para acionamento do grupo hidráulico do grupo 3. Esta diferença corresponde ao volume de óleo carregado pela recuperação de energia, através da retirada de óleo da câmara secundária do atuador.

Na Figura 4.44 estão presentes as curvas da evolução das pressões no circuito do acumulador num ciclo, obtidas nas diferentes simulações realizadas. Nesta figura está, também, representada a roxo a evolução da pressão da câmara secundária do atuador.

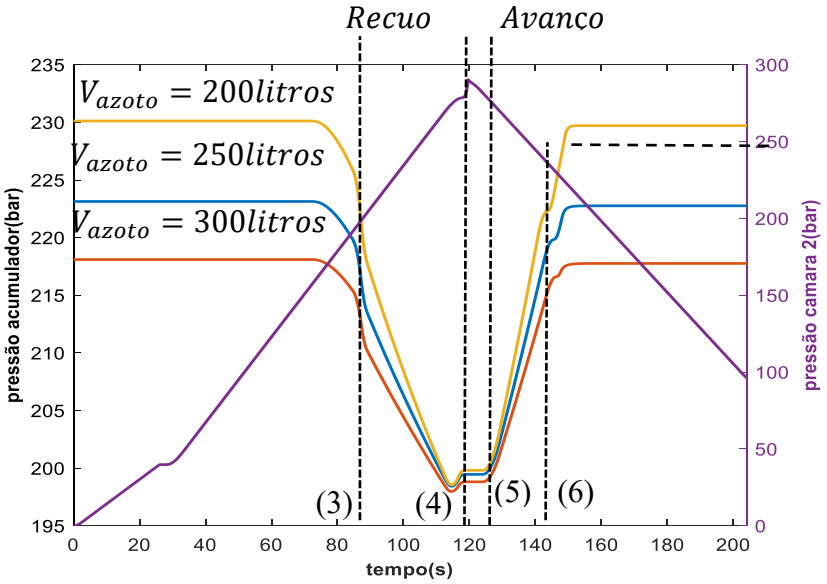


Figura 4.44-Evolução da pressão no acumulador na simulação primeiro ponto de funcionamento.

Na Figura 4.45 estão representadas as velocidades de rotação dos grupos 1 e 2 correspondente à sua utilização apenas para carregamento do acumulador, bem como a curva de abertura da válvula 6V5 no momento de recuperação da energia.

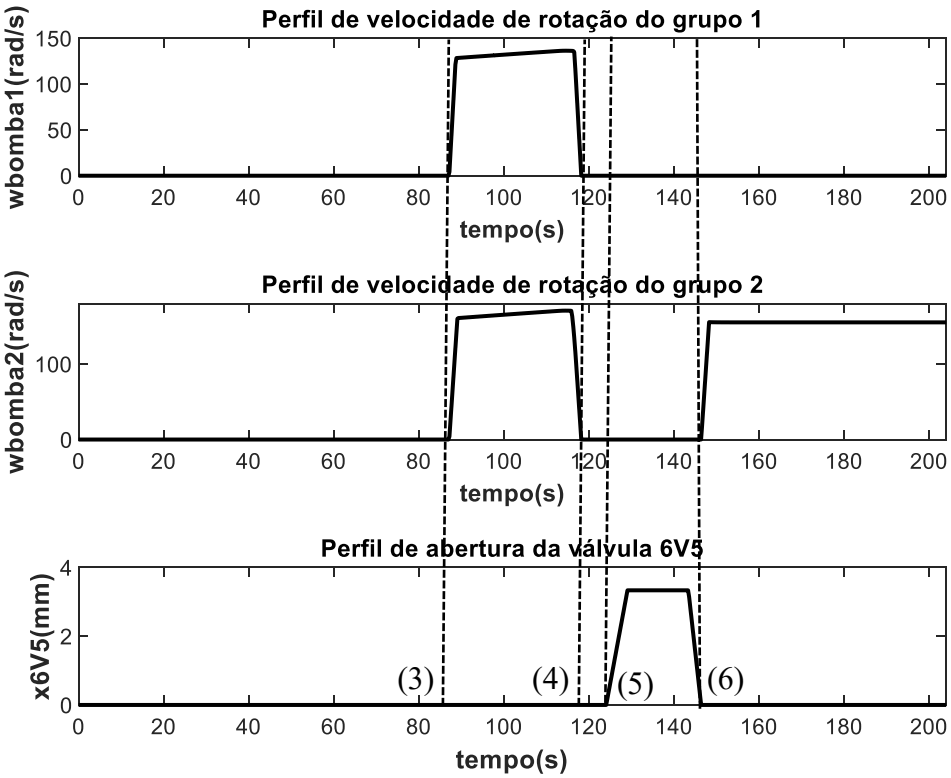


Figura 4.45-Atuação dos grupos energéticos para carregar o acumulador na simulação primeiro ponto de funcionamento.

Observando a diferença entre as pressões da câmara secundária e a evolução das pressões do acumulador no ponto (6), correspondente ao ponto em que a válvula 6V5 se fecha totalmente, consegue-se perceber que, para todas as configurações, ainda existia capacidade de recuperação de energia no momento em que o fecho da válvula 6V5 se realizou. Isto deveu-se ao uso de uma condição para paragem da recuperação da energia definida na simulação do sistema demasiado conservador. A condição utilizada corresponde à expressão (4.4) definida para um tempo de fecho da válvula de 10 segundos.

As configurações do sistema com volumes de azoto de 200 litros e 250 litros não apresentam a capacidade de carregar o acumulador a 100% apenas com o uso da recuperação da energia do cabo. A configuração com 300 litros de azoto apresenta essa capacidade, mas tal não foi possível devido ao controlo do sistema implementado. O cálculo do caudal retirado da câmara secundária que é enviado ao subsistema Sub 6 para compensação deste caudal, é realizado em função do valor da abertura da válvula 6V5. Caso o acumulador esteja completamente cheio e a abertura da válvula ainda esteja a um valor diferente de zero, já não seria possível carregar mais o acumulador, o que significa que o caudal a passar pela válvula seria nulo, mas o valor de caudal enviado para compensação do caudal a fornecer ao atuador pelos grupos 1 e 2 continuaria a ser diferente de zero, o que levaria a uma sobrecompensação de caudal. Deste modo, é necessário realizar o fecho da válvula ligeiramente antes do acumulador estar completamente carregado, o que está de acordo com a condição (4.8) de fecho da válvula 6V5.

É de lembrar que os grupos foram utilizados para carregar o acumulador após a comutação das válvulas ser realizada, correspondente ao ponto (3), para que o acumulador se mantivesse a um nível de óleo que lhe permitisse ter disponibilidade para acabar o movimento de recuo do atuador, ponto (4). No movimento de avanço do atuador, apenas o grupo 2 foi utilizado para carregar o acumulador, uma vez que o grupo 1 se encontrava a enviar caudal para a realização do movimento do atuador. Verifica-se, ainda, que o grupo 2 só foi utilizado após a recuperação

de energia ter sido realizada e só após o fecho da válvula 6V5, momento correspondente à desaceleração da variação da pressão do acumulador associado ao fecho da válvula 6V5.

Os volumes de óleo recuperados nas diferentes simulações estão presentes na Figura 4.46. O volume de óleo recuperado aumenta com o número de botijas de azoto da configuração do acumulador do grupo 3, mas este aumento não apresenta diferenças significativas de configuração para configuração.

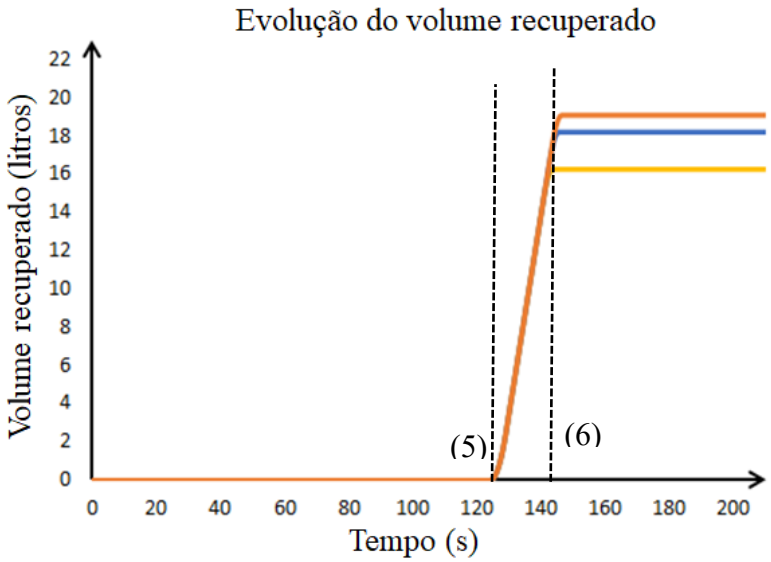


Figura 4.46- Volume de óleo recuperado na simulação primeiro ponto de funcionamento.

Análise do segundo ponto de funcionamento máximo

Este ponto de funcionamento definido como um movimento de 3 metros de curso realizado a 3m/min e com pressão máxima do movimento 200 bar, aparentemente parece ser menos problemático do que o abordado anteriormente. Da análise do ponto de funcionamento do capítulo 3, o consumo de óleo do acumulador para este ponto de funcionamento não apresenta uma necessidade acrescida para o dimensionamento dos grupos energéticos deste sistema, comparativamente com o consumo previsto para o ponto de funcionamento a 2m/min.

Neste ponto de funcionamento, o grupo 3 acaba por ser utilizado desde o início do movimento recuo até ao final do mesmo. A contabilização dos rendimentos globais dos grupos e as perdas por compressibilidade, pode trazer consumos de óleo do acumulador consideráveis face ao consumo de óleo obtido da análise deste ponto feita no capítulo3, no ponto 3.8. Desta forma, é igualmente importante analisar o ponto de funcionamento para verificar capacidade de recuperação de energia.

Os parâmetros definidos para as simulações dos ensaios estão presentes na Tabela 4.3.

Tabela 4.3-Tabela de parâmetros definidos na simulação dos ensaios do segundo ponto de funcionamento máximo do sistema.

Nome do parâmetro	Valor
Posição minima de ensaio	0,5m
Posição máxima de ensaio	3,5m
Tempo de ciclo	120s
Rigidez do cabo	$0,7*(105*10^4)/(3,5)$ N/m
Capacidade de óleo do acumulador	50litros

O volume de óleo do acumulador, definido na simulação dos ensaios com este ponto de funcionamento, permaneceu igual ao definido na análise do primeiro ponto de funcionamento máximo, uma vez que o acumulador utilizado no sistema é sempre o mesmo. O seu nível de enchimento é que foi definido apenas para 20litros no momento de início da simulação, ver Figura 4.47.

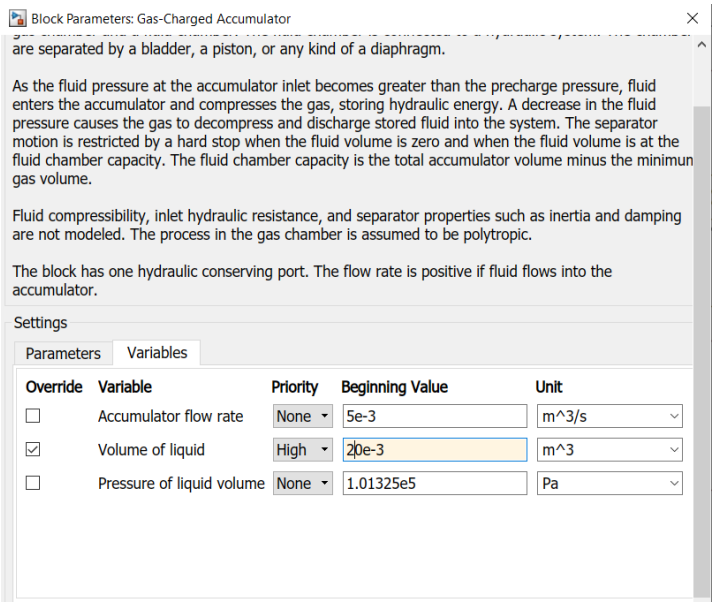


Figura 4.47-Configuração dos litros de óleo do acumulador no tempo inicial de simulação do segundo ponto de funcionamento máximo

Nesta análise também foram realizadas 3 simulações com os volumes de azoto definidos na análise do primeiro ponto de funcionamento.

Na Tabela 4.4 estão presentes os valores das pressões definidas para as diferentes simulações. O valor da pressão mínima do acumulador foi definido tendo em conta o cálculo (3.80) da pressão mínima do acumulador, realizado no capítulo 3.

Tabela 4.4-Pressões de ajuste do acumulador para as diferentes simulações do segundo ponto de funcionamento máximo do sistema.

Volume de azoto	200 litros	250 litros	300 litros
Pressão mínima ajustada para o acumulador.	140bar	140bar	140bar
Pressão máxima do acumulador.	191bar	181bar	174bar

Para todas as simulações, a posição de referência definida apresenta um tempo de aceleração e desaceleração igual a 6 segundos. O perfil obtido pode ser visto na Figura 4.48. Este perfil é bastante próximo ao obtido na análise do ponto anterior, com a exceção do tempo de ciclo que passou de 180 segundos para 120 segundos.

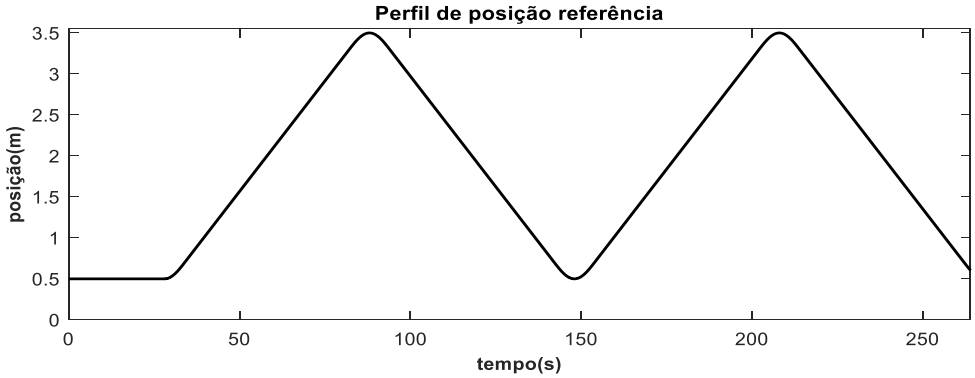


Figura 4.48-Perfil de posição de referência para segundo ponto de funcionamento.

O perfil de posição real obtido, presente na Figura 4.49, tal como o obtido na análise do primeiro ponto de funcionamento máximo, apresenta uma característica muito próxima do perfil de posição de referência, onde se verifica que o sistema foi capaz de atingir a posição máxima e mínima objetivo dentro do tempo requerido mas, tal como na simulação do ponto de funcionamento máximo anterior, apresenta alguns defeitos menores.

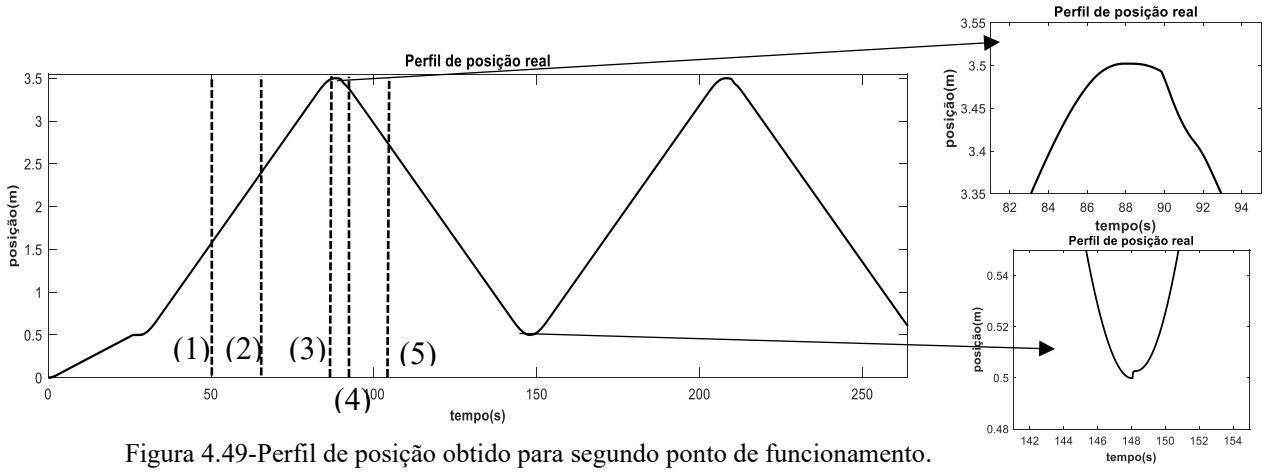


Figura 4.49-Perfil de posição obtido para segundo ponto de funcionamento.

Na Figura 4.50 estão presentes as atuações dos grupos energéticos, resultantes das simulações, para a obtenção do perfil de posição do atuador. Tal como na análise do ponto de funcionamento anterior, nenhum dos perfis apresenta acelerações instantâneas.

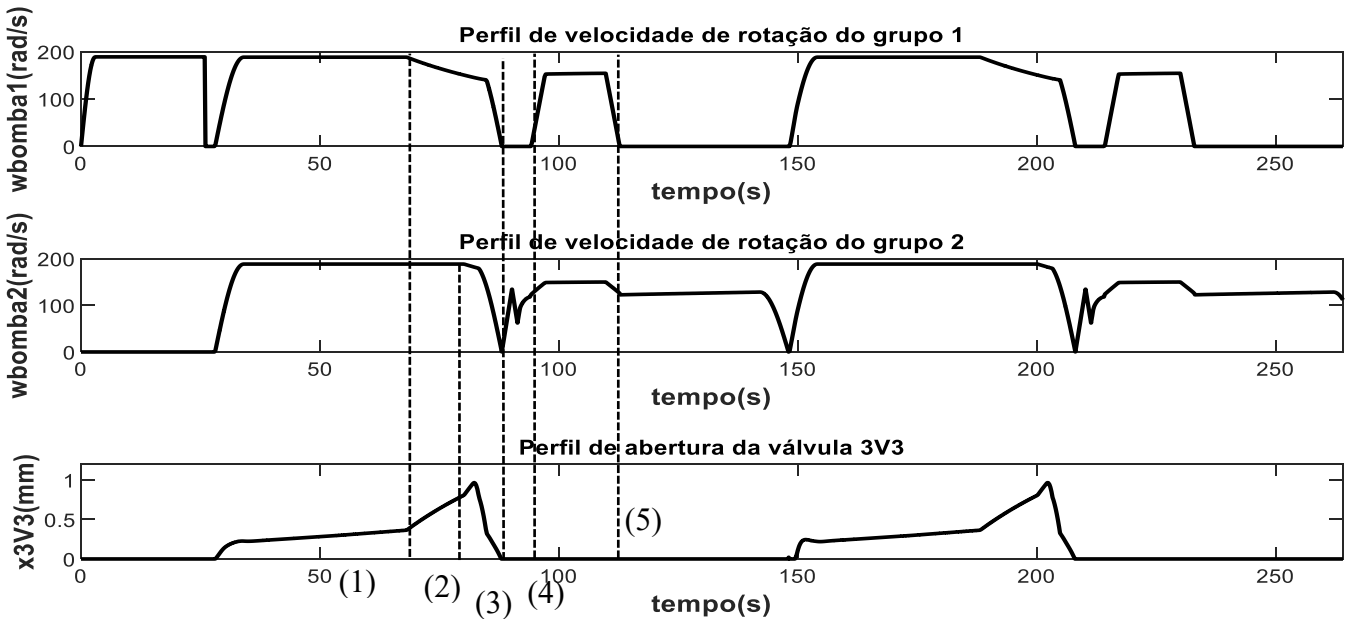


Figura 4.50-Atuação dos grupos energéticos na simulação do segundo ponto de funcionamento.

Observando a figura verifica-se que o valor da velocidade de rotação dos grupos 1 começa a reduzir a partir do ponto (1). A velocidade do grupo 2 começa a diminuir passado sensivelmente 20s, quando a pressão na câmara secundária é superior, correspondente ao ponto (2). Em consequência da redução de velocidade de rotação há redução de caudal gerado por estes dois grupos. Esta redução de caudal é compensada pela abertura da válvula 3V3 à medida que a capacidade dos grupos vai diminuindo.

Na Figura 4.51 estão presentes as evoluções das pressões nas câmaras principal e secundária do atuador, ao longo de toda a simulação

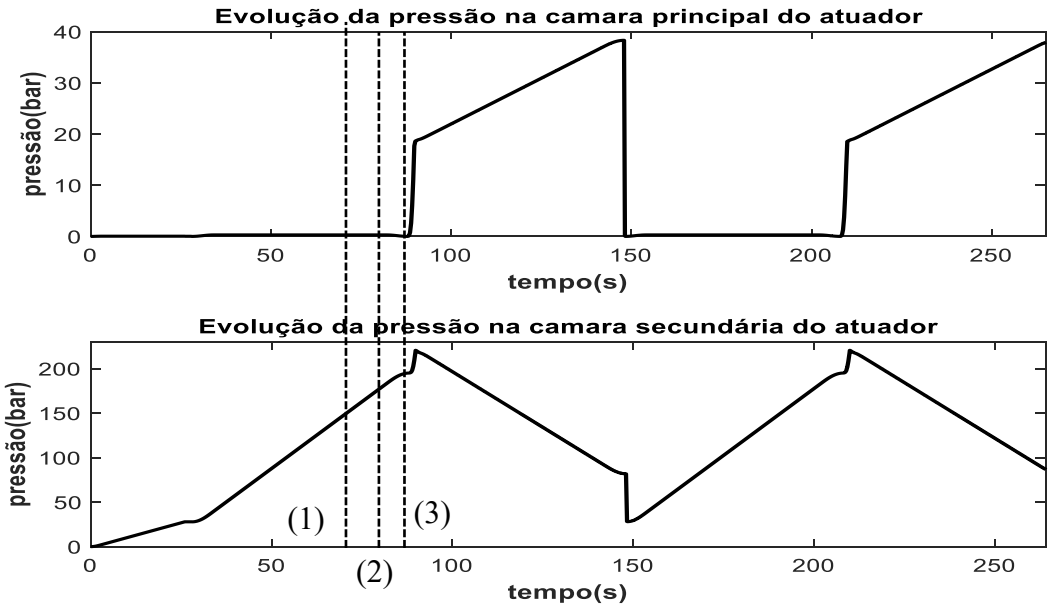


Figura 4.51-Evolução das pressões nas camaras do atuador na simulação segundo ponto de funcionamento.

O volume de óleo do acumulador utilizado para a realização do movimento de recuo do atuador está presente na Figura 4.52. O valor obtido foi relativamente próximo do valor previsto na análise do capítulo 3 para rendimento máximo dos grupos. Do resultado das simulações obteve-se um consumo de 13,43 litros de óleo do acumulador para realização do movimento de recuo sendo que a previsão feita no capítulo 3 foi de 9,1 litros, apenas.

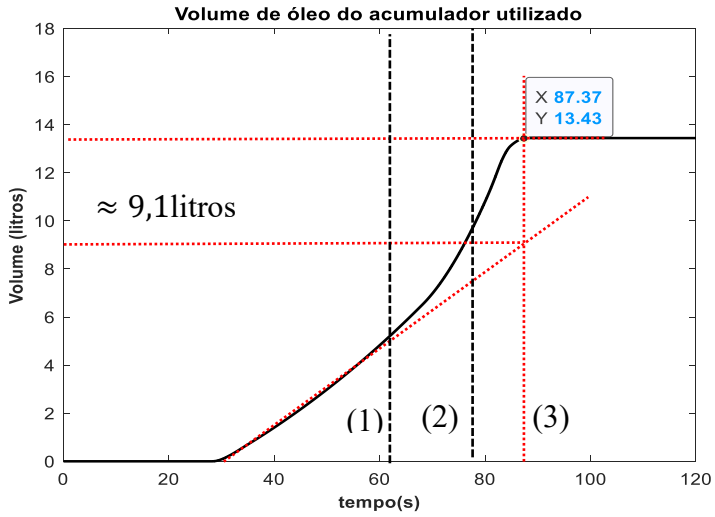


Figura 4.52 -Volume utilizado do acumulador para realizar o movimento de recuo do atuador na simulação do segundo ponto de funcionamento da máquina.

Observando o gráfico da Figura 4.52 verifica-se que se o consumo de óleo continuasse com a mesma cadência que se verificava antes do ponto (1), este seria próximo do valor previsto no capítulo 3. Desta forma, o consumo, substancialmente superior, obtido na simulação justifica-se pela diminuição da capacidade de caudal dos grupos 1 e 2 com o aumento da pressão e das perdas por compressibilidade. Este consumo também é justificado pelo funcionamento

prolongado do grupo 3 que, somado aos rendimentos e perdas por compressibilidade, potencializa, ainda mais, o aumento do consumo de óleo.

As curvas de evolução da pressão do acumulador das diferentes simulações estão presentes na Figura 4.53. Nesta figura, também, está representada a evolução da câmara secundária do atuador.

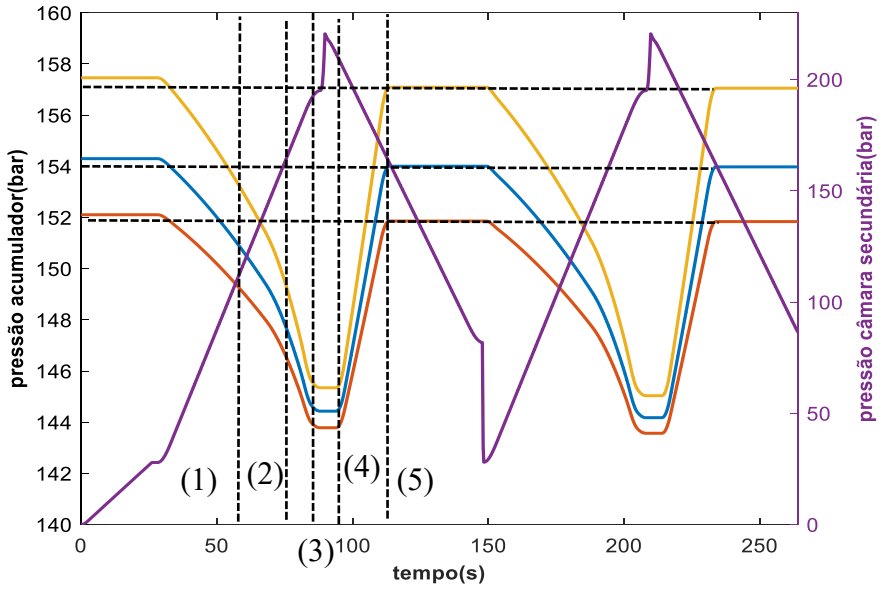


Figura 4.53-Evolução da pressão no acumulador na simulação primeiro ponto de

Os perfis de velocidade de rotação dos grupos 1 e 2 contabilizando, apenas, a sua atuação para carregamento do acumulador estão presentes na Figura 4.54. Nesta mesma figura, está presente a atuação da válvula 6V5.

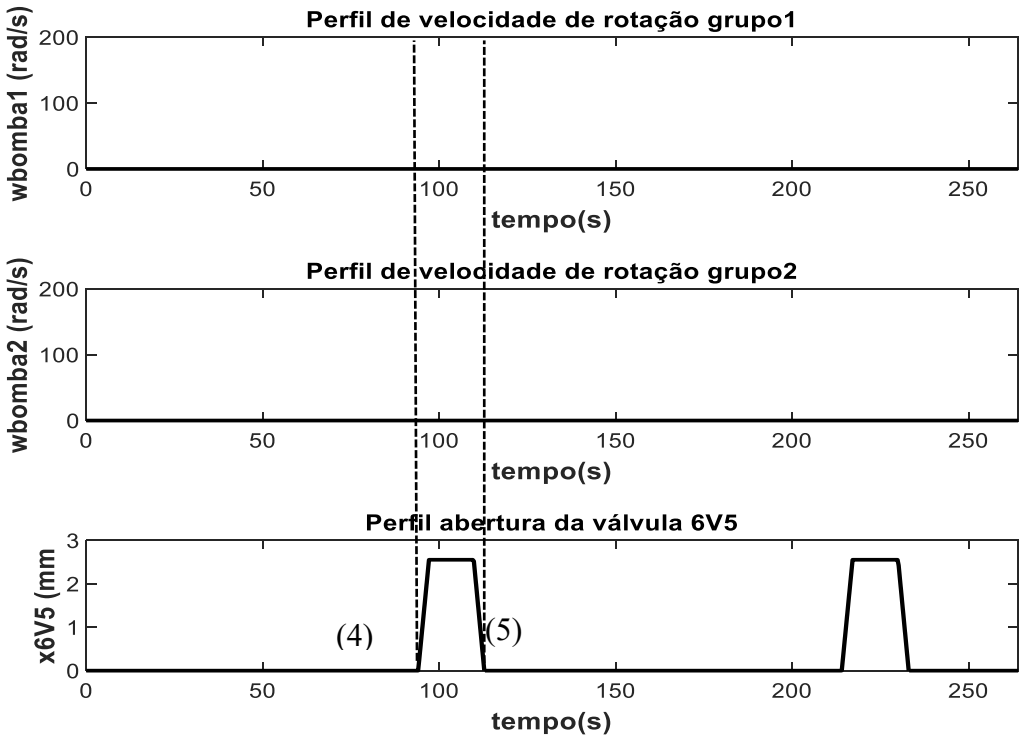


Figura 4.54-Atuação dos grupos energéticos para carregar o acumulador na simulação do segundo ponto de funcionamento.

Durante este movimento, nenhum dos grupos foi utilizado para carregar o acumulador no movimento de recuo, uma vez que foram ambos utilizados para movimentar o atuador.

O acumulador, no início de cada simulação, encontrava-se com apenas 20 litros de óleo e o volume consumido, de 13,43 litros, é menor do que o seu volume inicial. Apesar do volume de óleo do acumulador utilizado no movimento de recuo ser menor do que o volume inicial do acumulador, não se verifica um ajuste significativo no nível de enchimento do acumulador em nenhumas das simulações. Isto deve-se ao facto da condição de paragem de enchimento do acumulador não ser apenas igual ao volume de óleo utilizado no recuo, mas sim igual à soma deste volume com o volume margem de 5 litros e o volume mínimo calculado pela expressão (4.17).

Realizando este cálculo do volume de enchimento, correspondente à condição de paragem de carregamento do acumulador, $V_{paragem}^{acumulador}$, para todas as simulações, com cálculo presente na expressão (4.20), verifica-se que a condição de paragem se dá antes do acumulador apresentar 20 litros de óleo. Neste cálculo, o volume disponível mínimo é nulo, porque o seu cálculo, através da expressão (4.17), origina um valor negativo. Este valor negativo deve-se ao facto da razão das pressões ser maior do que a unidade, ver cálculo (4.21).

$$V_{paragem}^{acumulador} = V_{min}^{acumulador} + V_{margem} + V_{gasto} = 0 + 5 + 13{,}43 = 18{,}43\ litros \tag{4.20}$$

$$\left(\frac{140}{\dfrac{0.7 * \dfrac{105}{376{,}99} * 10^3}{\dfrac{59{,}5}{40{,}9}} + 5}\right)^{\frac{1}{1.4}} = (1{,}007)^{\frac{1}{1.4}} = 1{,}005 \tag{4.21}$$

Na Tabela 4.5 estão presentes os valores da pressão do acumulador para as diferentes simulações quando se dá o início do fecho da válvula 6V5 para a o nível de óleo de 18,43 litros. Estes valores foram obtidos pela expressão (3.54) na qual o valor de pressão mínima do acumulador é definido para 140bar.

Tabela 4.5-Pressão do acumulador quando a condição de fecho da válvula 6V5 se verifica.

Volume de azoto	200 litros	250 litros	300 litros
$p_{paragem}^{acumulador}$	155,8bar	153bar	151,1bar

Observando Figura 4.55, que tem presente a pressão no acumulador durante o carregamento do acumulador com a recuperação de energia do cabo e a abertura da válvula 6V5 no mesmo período na simulação com 200 litros de azoto, verifica-se que o início do fecho da válvula ocorre para uma pressão no acumulador de 155,8bar, valor igual ao da Tabela 4.5 A pressão no final do carregamento é superior devido ao tempo de fecho de 3s da válvula reguladora de caudal 6V5.

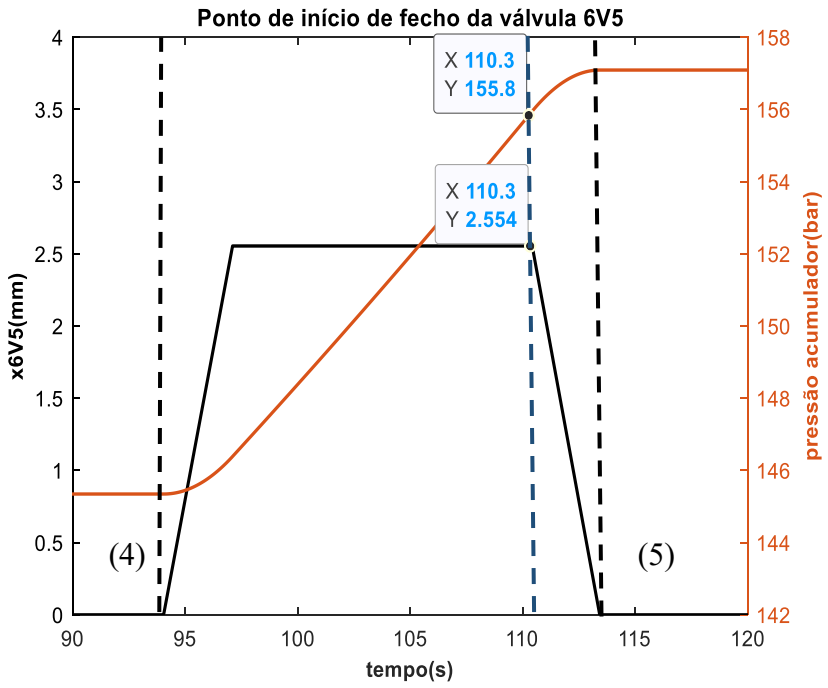


Figura 4.55-Ponto de início de fecho da válvula 6V5.

Em todas as simulações, o acumulador foi totalmente carregado através da recuperação da energia do cabo. Os valores de volume de óleo recuperado da câmara secundária, no avanço do atuador, obtido para as diferentes configurações estão presentes na Figura 4.56

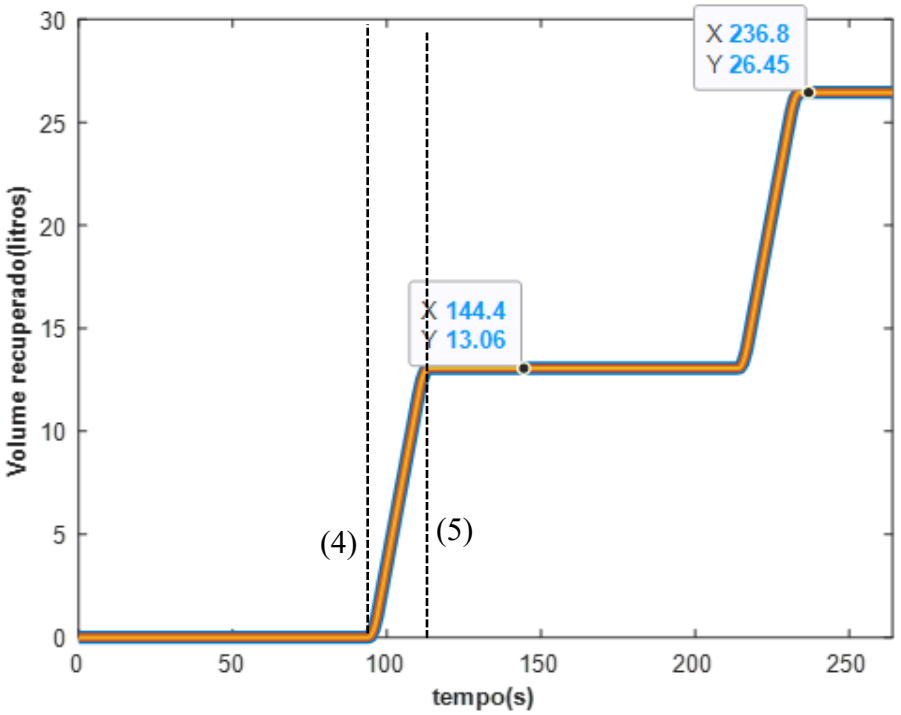


Figura 4.56- Volume de óleo carregado pelo grupo 1 e recuperado no movimento de avanço do atuador na simulação do segundo ponto de funcionamento.

Verifica-se que neste ponto de funcionamento, com os volumes de azoto definidos, todas as configurações foram bastante adequadas, no sentido em que, durante o ensaio, as pressões no acumulador após a tração do cabo e após a relaxação, serem praticamente as mesmas nos dois ciclos.

4.3 Conclusões

Tendo em consideração os dois pontos de funcionamento limite analisados, ficou bem assente a capacidade da máquina para realizar estes dois movimentos que desafiam as maiores capacidades do mecanismo.

A pertinência de inclusão do grupo 3, que tem como característica ser um grupo bastante configurável, ficou totalmente demonstrada revelando grande flexibilidade de ajuste de configurações que garantem a capacidade de maximização da eficiência da máquina e redução de potência instalada.

Destas análises fica concluído que quanto maior o volume de azoto utilizado, maior o volume de óleo recuperado, mas não existe nenhuma solução certa ou errada para decisão da quantidade de botijas de azoto a utilizar para a realização de um ensaio, sendo este um exercício que pode ser realizado por aproximações sucessivas.

Para movimentos correspondentes ao primeiro ponto de funcionamento limite da máquina, o uso de menos 200 litros de azoto levaria a pressões máximas no atuador demasiado elevadas, acima de 230 bar, deste modo fica proposto que no mínimo seja utilizado 200 litros de azoto, neste caso.

A realização de uma simulação numérica do sistema global também permitiu visualizar certas perturbações incontornáveis no sistema, que afetam o perfil de posição real da máquina. Estas perturbações no perfil de posição já foram discriminadas nas Figura 4.49 e Figura 4.39.

Observando a Figura 4.57, que reúne o perfil de posição real do atuador e as curvas de pressão nas câmaras secundária e principal do atuados, fica possível analisar as perturbações com maior pormenor.

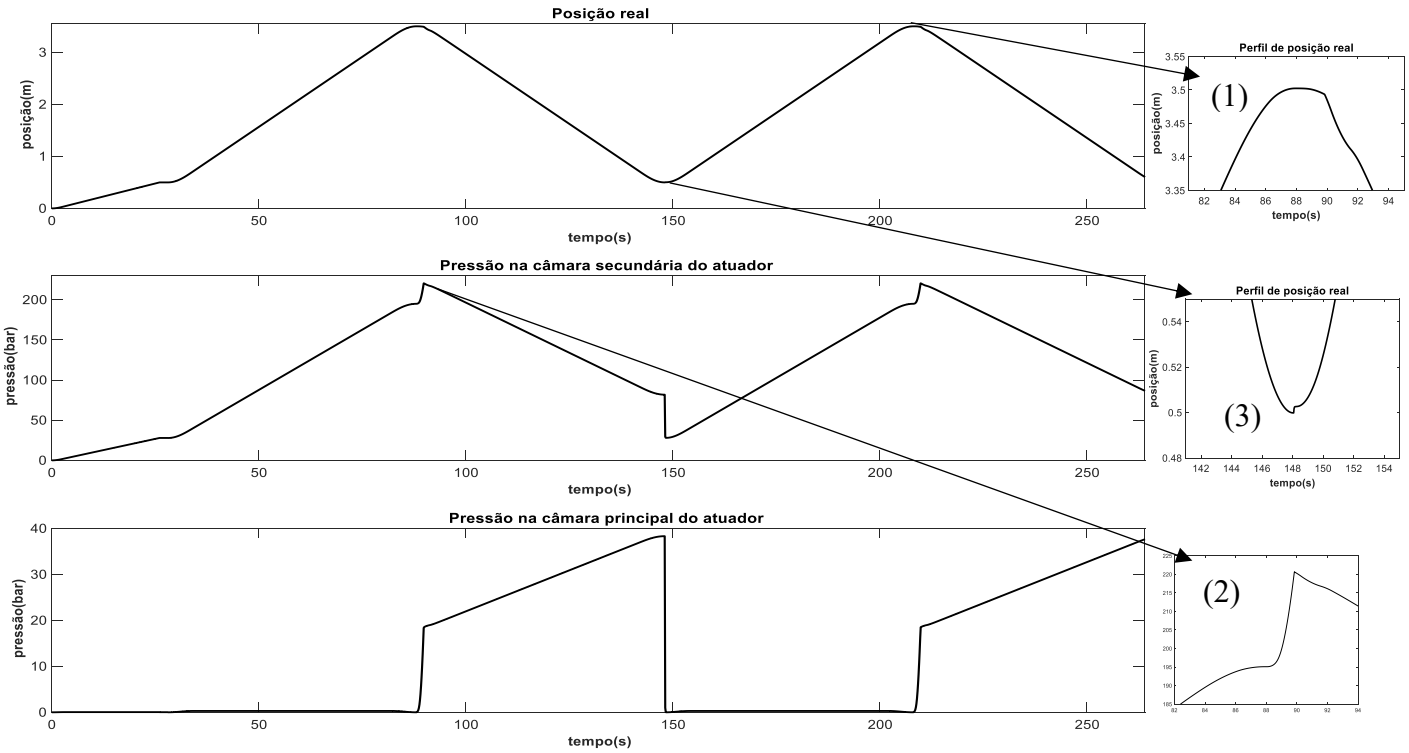


Figura 4.57-Perturbações no perfil de posição do atuador obtido nas simulações.

Na inversão do movimento do recuo para o avanço verifica-se que o atuador não acompanha de imediato o perfil da posição de referência, apresentando um atraso no início do movimento, o que corresponde ao momento em que o óleo, nas câmaras do atuador, está a ser comprimido para que a válvula 6V4 abra, esta compressão do óleo pode ser observada no detalhe (2) da Figura 4.57, que apresenta o aumento da pressão na câmara secundária do atuador.

Após a abertura da válvula, o sistema acelera, ocorrendo um ligeiro "*overshoot"* no perfil de posição do atuador que corresponde a uma diminuição brusca da posição, devido ao controlo do sistema. Uns momentos depois, o atuador desacelera progressivamente, estabilizando para um erro de posição quase nulo, ver detalhe (1) da Figura 4.57.

A evolução do erro pode ser observada na Figura 4.58. Este erro é calculado através da subtração da posição de referência pela posição real do atuador.

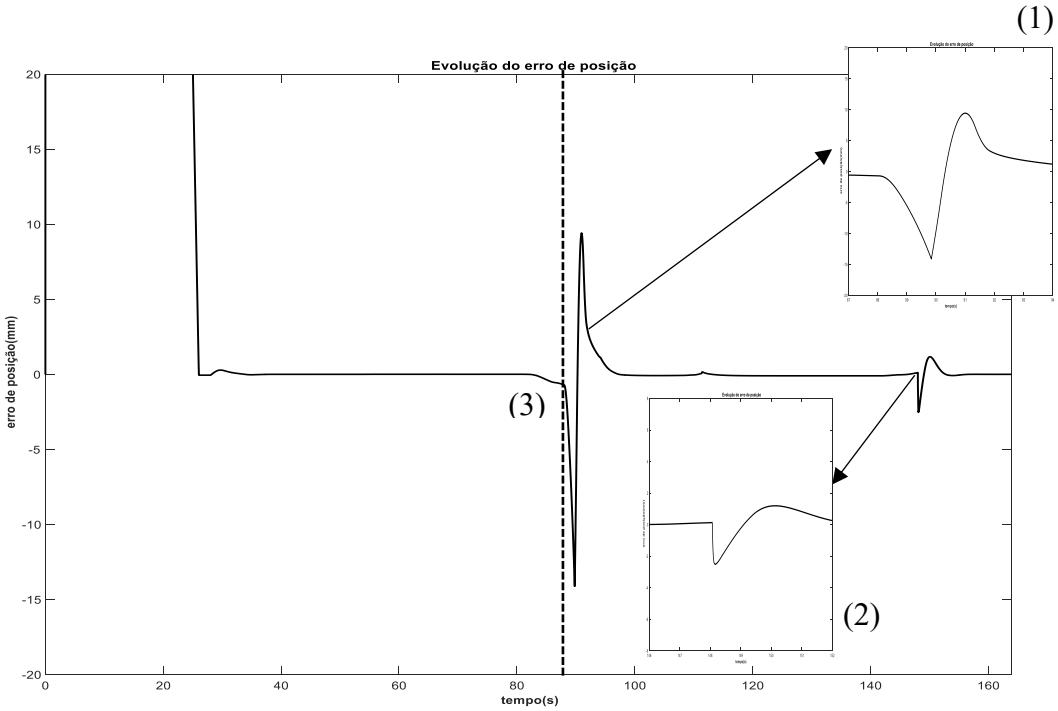


Figura 4.58-Perfil do erro de posição do atuador obtido nas simulações.

Na inversão do movimento do avanço para o recuo, logo após o início do avanço, faz-se notar um avanço quase instantâneo do atuador, ver detalhe (3) da Figura 4.57. Este avanço deve-se à abertura da válvula 5V2 que liga a câmara principal do atuador ao reservatório. Com esta abertura, acontece a despressurização do óleo desta câmara do atuador e consequentemente é originada a despressurização do óleo da câmara secundária. A despressurização das duas câmaras pode ser observada na Figura 4.57, onde está percetível a queda de pressão abrupta em ambas as câmaras. O óleo encontra-se pressurizado devido à existência da válvula de frenagem 6V4. O avanço repentino provoca um erro de posição quase instantâneo como se pode observar no detalhe (2) da Figura 4.58 de erro de posição.

5 Solução construtiva do circuito hidráulico

Neste capítulo, é realizada a seleção dos componentes necessários para implementar a solução de atualização tecnológica proposta para a máquina de ensaio de 1MN. Em primeiro lugar, é apresentada uma proposta de um novo atuador hidráulico, para o qual será apresentada uma solução construtiva e feita a seleção dos vedantes utilizados para a sua construção. É, também, apresentada uma proposta da organização construtiva do circuito hidráulico, com a conceção e desenho de blocos específicos de válvulas.

5.1 Atuador hidráulico

No capítulo 3 foram definidas as dimensões nominais do atuador a utilizar nesta aplicação que são 260x140-4000 PN315. O desenho de definição dos diferentes componentes do atuador depende da correta seleção dos vedantes e de cintas de guiamento a utilizar. Estes vedantes e cintas de guiamento serão incorporados no êmbolo e na cabeça do atuador.

Após uma pesquisa dos vedantes a utilizar, foi possível verificar que a medida de 260 mm de diâmetro do êmbolo não é uma medida preferencial. Desta forma, como a pressão máxima que foi definida para o circuito hidráulico com o uso de um atuador, não foi particularmente elevada, foi reconsiderada a dimensão nominal do atuador para uma dimensão de diâmetro de êmbolo de 250 mm.

As novas dimensões do atuador estão presentes na Tabela 5.1.

Tabela 5.1-Dimensões do atuador hidráulico da solução construtiva do sistema.

Atuador 250x140x4000		
Diâmetro do êmbolo	$\emptyset_1$	250mm
Diâmetro da haste	$\emptyset_2$	140mm
Área da câmara principal	A_1	490,6cm^2
Área da câmara sedundária	A_2	336,8cm^2
Razão de áeras	$\alpha = \frac{\emptyset_1^2}{\emptyset_1^2 - \emptyset_2^2}$	1.46
Curso	L	4m

A diminuição da medida do êmbolo permitiu reduzir ainda mais a necessidade de caudal máximo, mas justifica o aumento da pressão máxima de funcionamento. A pressão máxima de funcionamento passa, então de 280bar para 313bar. Os caudais máximos para cada movimento passam de $Qideal_{avanço}^{máx} = 159{,}3\ \mathrm{lmin^{-1}}$ para $147{,}3\ \mathrm{lmin^{-1}}$ e $Qideal_{recuo}^{máx} = 113{,}1\ \mathrm{lmin^{-1}}$ para $101\ \mathrm{lmin^{-1}}$.

O *layout* do atuador proposto está presente na Figura 5.1. Desta figura faz-se notar que o atuador estará apoiado perto do seu fundo através de um apoio flexível e encastrado na cabeça, à estrutura metálica da máquina.

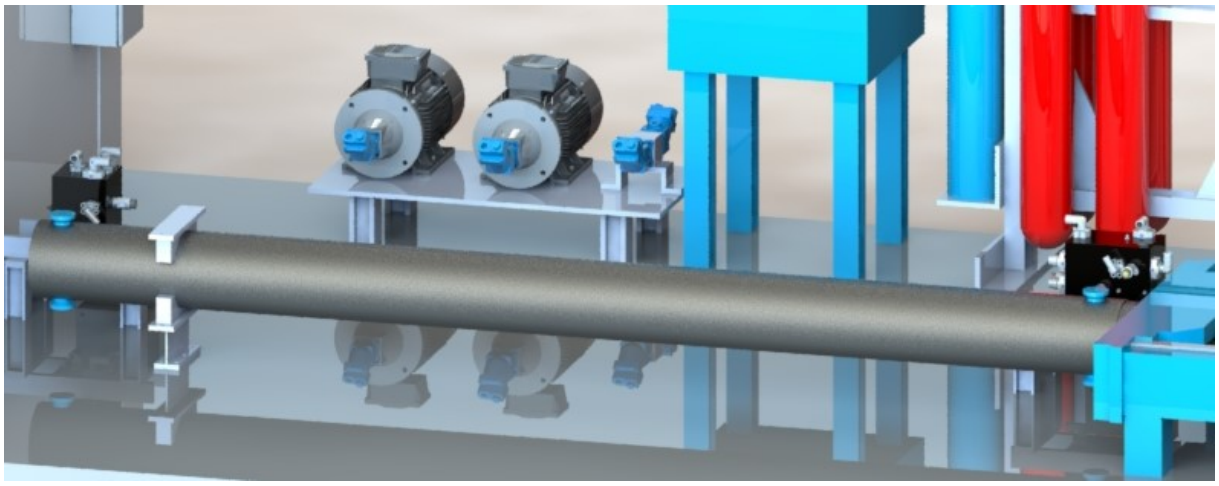


Figura 5.1-Localização do atuador hidráulico no *layout* da solução construtiva.

De modo a permitir velocidades do fluído nas tubagens menores, foram considerados no atuador dois orifícios para ingresso óleo, em cada câmara. O uso de dois orifícios deve-se ao limite de velocidade do óleo na entrada atuador e, como consequência, à dimensão máxima de cada orifício. A velocidade do óleo nas entradas do atuador foi calculada para estar limitada a 4 m/s de modo a que a perda de carga nos orifícios não seja demasiado elevada.

O cálculo da área total dos orifícios para o limite de velocidade referido está apresentado na equação (5.1).

$$A_{orificio}^{TOTAL} = \frac{Q_{máx}^{camara}}{v_{máx}^{óleo} * 60} * 10^{-3} \tag{5.1}$$

O caudal máximo para a câmara principal do atuador é $Qideal_{avanço}^{máx} = 147{,}3\ \mathrm{lmin}^{-1}$ e o caudal máximo para a câmara secundária é $Qideal_{recuo}^{máx} = 101\ \mathrm{lmin}^{-1}$, ambos correspondentes a 3m/min de velocidade do atuador.

O cálculo da secção de passagem foi realizado apenas para o caudal máximo da câmara principal, uma vez que este é o caudal máximo a circular pelo circuito hidráulico. Os orifícios da câmara secundária foram colocados da mesma dimensão que os da câmara principal. O cálculo realizado está presente na expressão (5.2).

$$A_{orificio}^{TOTAL} = \frac{147{,}3}{4 * 60} * 10^{-3} = 8{,}2cm^2 \tag{5.2}$$

A utilização de apenas um orifício originaria um diâmetro de orifício no mínimo maior ou igual a $\emptyset_{orificio} = 27{,}8\mathrm{mm}$. Ao utilizar dois orifícios, o diâmetro mínimo que satisfaz o objetivo desejado é $\emptyset_{orificio} = 22{,}8mm$, valor inferior a uma polegada. O uso de dois orifícios permite a utilização de duas mangueiras com dimensões mais acessíveis.

Foi considerado o uso de flanges SAE para realizar as ligações das tubagens com as câmaras do atuador. Para a câmara principal foram consideradas ligações SAE-3000 com uma polegada de dimensão. O uso da ligação da série 3000 deve-se ao facto da pressão máxima do óleo nesta câmara, para qualquer ensaio não ultrapassar 140 bar. Para a câmara secundária foram consideradas flanges SAE-6000, também com uma polegada cada uma, uma vez que a pressão

máxima supera os 210 bar limite de utilização da flange SAE-3000. Esta flange tem a capacidade de suportar pressões até 420 bar.

Cabeça do atuador

Nesta solução do atuador, a cabeça encontra-se roscada ao corpo do cilindro hidráulico, permitindo assim a montagem e desmontagem do atuador caso necessário. Na Figura 5.2 encontra-se a vista de corte deste componente para que se possa observar a solução adotada.

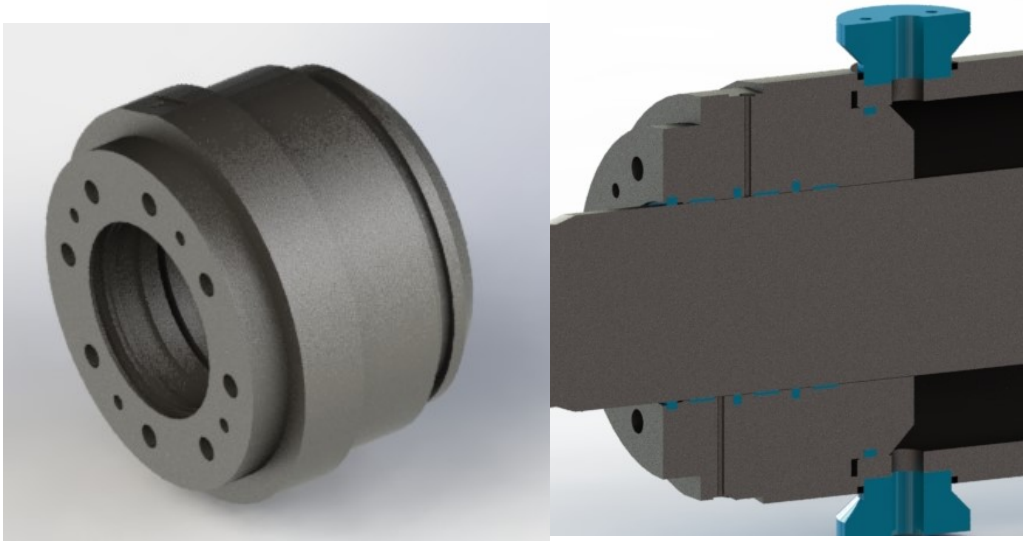


Figura 5.2-Cabeça do atuador.

Neste componente estão incluídos os furos de ligação aparafusada à estrutura metálica da máquina.

Os vedantes da haste e as cintas de guiamento que permitem o guiamento de baixo atrito da haste, estão presentes na cabeça do atuador.

Nos catálogos de vedantes da empresa Busak+Shamban é recomendada a consideração de três níveis de vedação: a vedação primária, a vedação secundária e a vedação de limpeza. A Figura 5.3 apresenta uma imagem ilustrativa dos vedantes que levam a cabo esta solução. [17]

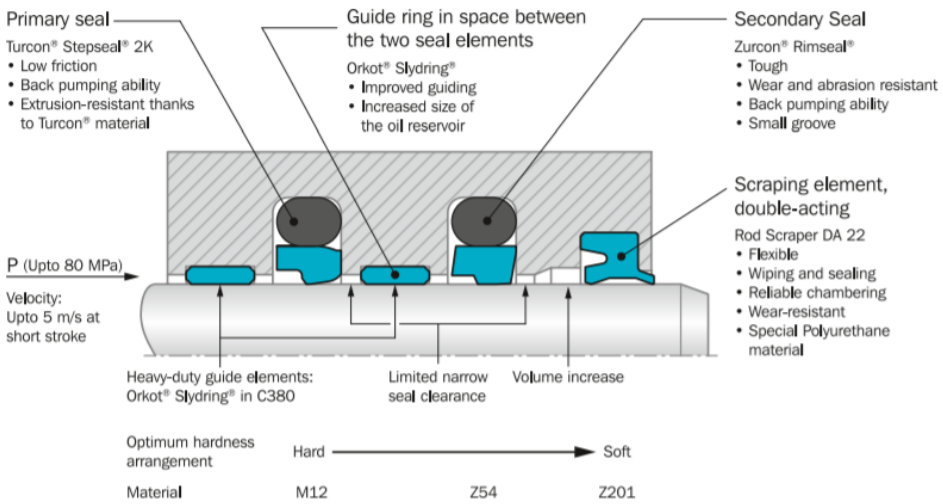
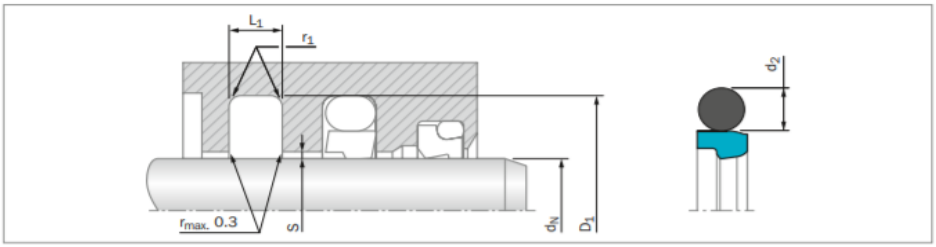


Figura 5.3- Solução de vedação proposta [17]

Na seleção dos vedantes estão disponíveis as dimensões dos seus locais de alojamento incluindo as tolerâncias dimensionais e valores de rugosidades superficiais admissíveis, como se pode ver na Figura 5.4.



Series No.	Rod Diameter d_N f8/h9			Groove Diameter	Groove Width	Radius	Radial Clearance S_{max}*			O-Ring Cross Section
	Standard Application	Light Application**	Heavy Duty Application	D_1 H9	L_1 +0.2	$r_{1\,max}$	10 MPa	20 MPa	40 MPa	d_2
RSK0	3 - 7.9	8 - 18.9	-	d_N + 4.9	2.2	0.4	0.30	0.20	0.15	1.78
RSK1	8 - 18.9	19 - 37.9	-	d_N + 7.3	3.2	0.6	0.40	0.25	0.15	2.62
RSK2	19 - 37.9	38 - 199.9	8 - 18.9	d_N + 10.7	4.2	1.0	0.50	0.30	0.20	3.53
RSK3	38 - 199.9	200 - 255.9	19 - 37.9	d_N + 15.1	6.3	1.3	0.70	0.40	0.25	5.33
RSK4	200 - 255.9	256 - 649.9	38 - 199.9	d_N + 20.5	8.1	1.8	0.80	0.60	0.35	7.00
RSK8	256 - 649.9	650 - 999.9	200 - 255.9	d_N + 24.0	8.1	1.8	0.90	0.70	0.40	7.00
RSK5	650 - 999.9	-	256 - 649.9	d_N + 27.3	9.5	2.5	1.00	0.80	0.50	8.40
RSK5X	-	1,000 - 1,200	-	d_N + 27.3	9.5	2.5	1.00	0.80	0.50	8.40
RSK6***	-	-	650 - 999.9	d_N + 38.0	13.8	3.0	1.20	0.90	0.60	12.00
RSK6X***	1,000 - 2,600	-	-	d_N + 38.0	13.8	3.0	1.20	0.90	0.60	12.00

Figura 5.4- Medidas da caixa de alojamento dos vedantes da haste [17]

Tanto para o vedante primário como o secundário, representados na Figura 5.3, são apresentadas 3 séries que definem as dimensões das caixas de alojamento dos vedantes em função das dimensões da haste do atuador, série “standard”, série “leve” e série “pesada”. Na solução proposta foi optada pela série pesada dado que se trata de uma máquina de ensaios de fadiga.

A tolerância radial S é limitada a um valor máximo dependendo da pressão da aplicação. Como nesta aplicação a pressão máxima é de 313 bar, as dimensões da tolerância utilizada foi a que dever ser utilizada até 40MPa de pressão máxima, valor marcado na Figura 5.4.

Serão, então, propostos vedantes Turcon® Stepseal® 2K RSK4X140 - T46N e Zurcon® Rimseal® RR13X140 - Z52N.

O vedante raspador utilizado nesta proposta foi o vedante Scraper DA 17 que apresenta lábios nas duas direções e é adequado para ambientes com extrema sujidade, o perfil do vedante apresenta-se na Figura 5.5. A presença do lábio interno permite que este vedante faça a vedação de óleo a baixa pressão, caso se tenha criado uma passagem de óleo pelos outros dois vedantes presentes nesta solução. Este vedante é ligeiramente mais compacto que a outra opção equivalente nos catálogos.

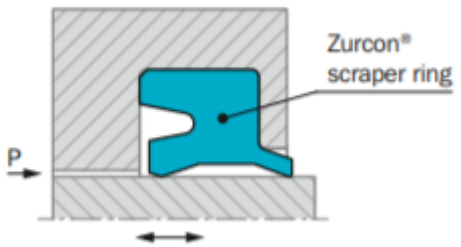
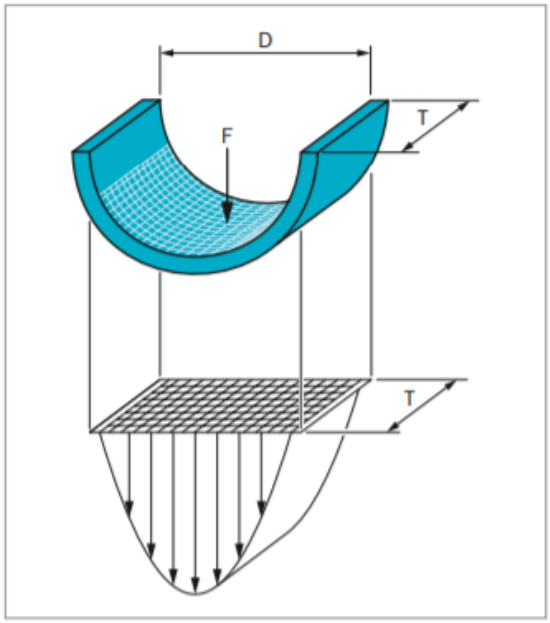


Figura 5.5-Perfil do vedante raspador.[17]

Para a seleção das cintas são necessários realizar cálculos que permitam estimar a largura total de cinta a utilizar na aplicação. Este cálculo é dependente da força radial máxima a que as cintas poderão ser solicitadas, ver Figura 5.6.



$$T_{min} = \frac{F \times f}{D \times Pr}$$

where:

F = Maximum radial load [N]
f = Safety factor
d_N / D_N = Rod / Bore diameter [mm]
Pr = Radial Slydring® pressure [N/mm2]
T_{min} = Minimum Slydring® width [mm]

Example:

d_N = 60 mm
F = 40,000 N
t = +40 °C
f = 2

Slydring® material Orkot® C 380 - see page 608.
Pr = 100 N/mm2

$$T_{min} = \frac{40{,}000 \times 2}{60 \times 100} = 13.3 \text{ mm}$$

Figura 5.6- Cálculos de dimensionamento das cintas de guiamento [17]

A ponta da haste do atuador está guiada por uma carruagem que desliza guiada ao longo da estrutura, estrutura metálica a azul, o que significa que, teoricamente, não existirão forças radiais previsíveis entre a haste e a cabeça do atuador. Deste modo, o cálculo da largura total mínima de cinta será realizado para uma força máxima radial equivalente a cerca de 15% da força de tração máxima da máquina. O cálculo é realizado através da equação presente na Figura 5.6, componente T_{min}.

As cintas podem apresentar medidas de 15mm, 20mm e 25mm. Para o cálculo desta largura foi utilizado, como referência, o material HiMod® HM062 com as propriedades presentes na Figura 5.7. Obtém-se, então, que o valor mínimo de largura de cinta é de 53,8 mm. O cálculo está presente na expressão (5.3).

HiMod® HM062
HM062 is a polyamid (PA 66) based material with glass fibers and PTFE filler. The material is heat stabilized.

OPERATING CONDITIONS

Velocity, reciprocating:	max. 1.0 m/s
Temperature:	-40 °C to +130 °C
Radial Slydring® Pressure:	max. 75 N/mm2 at +60 °C max. 40 N/mm2 > +60 °C

Figura 5.7-Características mecânicas das sintas HiMod® HM062.[17]

$$T_{min} = \frac{F * f}{D * P_r} = \frac{0{,}15 * 100 * 10^4 * 2}{140 * 40} = 53{,}8mm \tag{5.3}$$

Optou-se, portanto, por utilizar 3 cintas de comprimento de 20mm cada e de 2,55 de espessura para a configuração desta solução.

Por vezes, devido à pressão existente na câmara principal e movimento da haste, pode-se acumular óleo entre os vedantes existentes na cabeça do atuador. Para que a pressão nestes locais não seja demasiado elevada, foram, também, adicionados dois furos que permitem eventual fuga de óleo para o reservatório e assim evitar fugas externas indesejadas devido a pressões elevadas nos locais entre vedantes. Estes furos estão percetíveis na Figura 5.2 com a vista em corte da cabeça do atuador.

Devido à ligação roscada entre a cabeça do atuador e o seu corpo, existe a necessidade de uso de um vedante de vedação estática. Nesta solução do atuador foi optado pelo uso de um *O-ring*. No catálogo da empresa Busak+Shamban é recomendado o uso, em complemento, de um anel anti-extrusão, denominado "*Backup Ring*" que evita o dano do vedante quando sujeito a elevadas pressões. Na Figura 5.8 está presente a configuração do vedante e correspondente anel anti extrusão.[18]

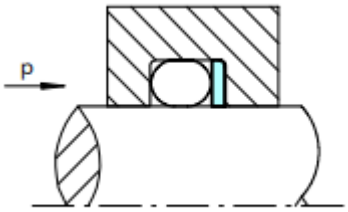


Figura 5.8-O-ring com anel anti extrusão.[18]

A extrusão do O-ring pode acontecer por causa da folga radial excessiva relativamente à que é sugerida entre as superfícies que este vedante se destina a vedar, ver Figura 5.9. A folga, S, máxima sugerida, dentro das pressões de funcionamento às quais este atuador se destina a operar, é da ordem de 0,35mm.

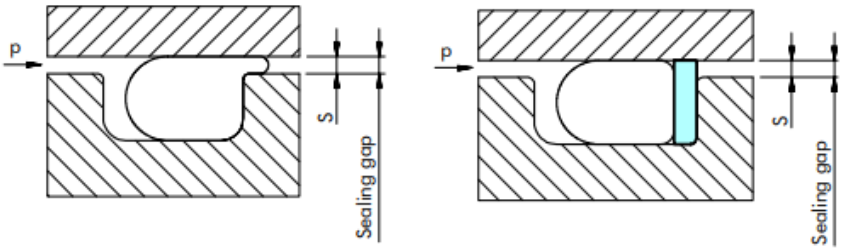
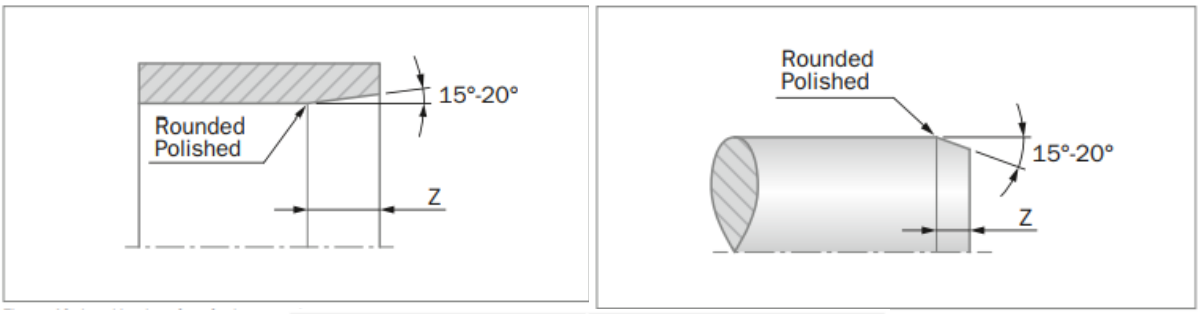


Figura 5.9 Deformação do vedante *o-ring* por sobrepressão, com e sem anel anti-extrusão.[18]

O uso do anel traz como consequência a necessidade de caixas de alojamento dos vedantes relativamente extensas. Para evitar o uso do anel anti extrusão poderá diminuir-se a folga para 0,1mm. As máquinas ferramenta disponíveis numa oficina comum são perfeitamente capazes de maquinar peças dentro desta qualidade de tolerâncias. Deste modo, mostra-se viável esta solução.

O vedante *o-ring* proposto para a utilização apresenta o código ORAR00448 com dimensões são 240,67 x 6,99.

Para que a montagem da cabeça no corpo do atuador se faça sem que se danifique o *o-ring*, existem recomendações para as dimensões do chanfro no corpo do atuador, ver Figura 5.10.



Lead-in chamfers length Z min.		O-Ring Cross-Section-Ø d2
mm		
15°	20°	
1.1	0.9	up to 1.78 / 1.80
1.5	1.1	up to 2.62 / 2.65
1.8	1.4	up to 3.53 / 3.55
2.7	2.1	up to 5.33 / 5.35
3.6	2.8	up to 6.99 / 7.00
6.0	4.5	above 7.00

Figura 5.10-Dimensões do chanfro para montagem dos componentes com o-rings.[18]

Fundo do atuador

A solução proposta para a conceção do fundo do atuador é de uma peça cilíndrica roscada que é, posteriormente, soldada ao corpo do atuador. O uso destes dois mecanismos de ligação deve-se aos picos de pressão que podem ocorrer na câmara principal do atuador, em ensaios de rutura, garantindo-se desta forma a segurança do mecanismo.

Se não se realizasse a soldadura entres os dois componentes do atuador, a rosca teria que apresentar um comprimento demasiado elevado. Com esta solução é possível obter um atuador ligeiramente mais compacto.

A ligação roscada e a soldadura não garantem a estanquicidade do óleo presente na câmara primária do atuador com o exterior. Desta forma, foi adicionado um vedante *o-ring* para que a vedação seja garantida. O vedante selecionado foi o mesmo que foi utilizado na cabeça do atuador pelas mesmas razões anteriormente referidas. Na Figura 5.11 está presente uma vista de corte deste componente que permite observar todas as considerações descritas acima.

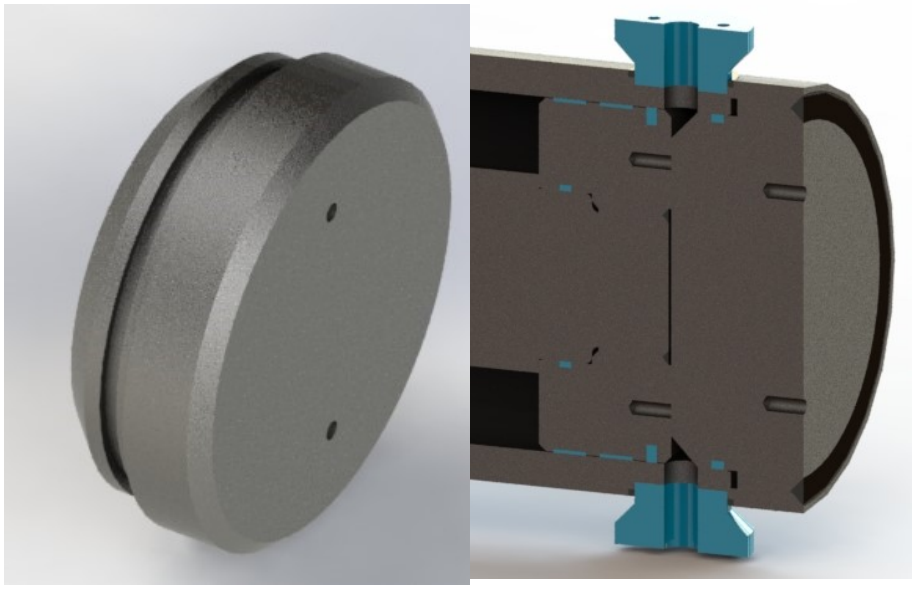


Figura 5.11-Fundo do atuador.

Êmbolo

A solução de montagem do êmbolo à haste do atuador segue a solução presente na Figura 5.12. Nesta figura pode-se verificar que a ligação entre os dois componentes é feita por meio de uma rosca e de um pequeno cordão de soldadura. Esta solução permite garantir o aperto seguro do êmbolo na haste sem que haja possibilidade de desaperto.

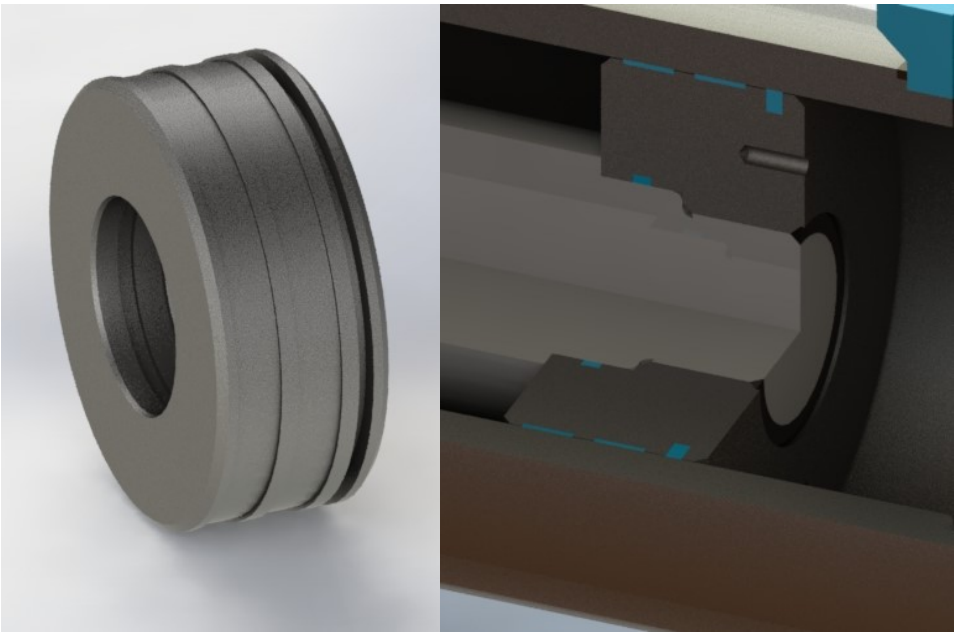


Figura 5.12-Êmbolo do atuador.

Antes da secção roscada, o êmbolo apresenta um rebaixo que tem, presente nela, uma caixa para colocação de um vedante estático do tipo *o-ring*. Esta secção destina-se a garantir o devido alinhamento do êmbolo com a haste, uma vez que a rosca não o garante.

O vedante estático permite que vedação entre as duas câmaras do atuador seja assegurada pois, tal como já foi referido, o elemento roscado e soldadura não garantem vedação perfeita entre superfícies. A solução utilizada para este vedante seguiu os mesmos conceitos utilizados para a cabeça e o fundo do atuador.

Tal como para os vedantes da haste presentes na cabeça do atuador, no catálogo da Busak+Shamban existem recomendações para a configuração de cintas e vedantes de êmbolo. Uma das recomendações está presente na Figura 5.13, na qual se usam duas cintas e um vedante de êmbolo de baixo atrito. A seleção das medidas da caixa segue a mesma forma que foi utilizada para os vedantes da cabeça do atuador.

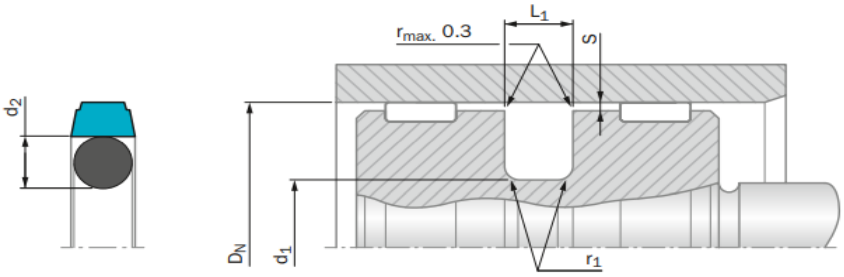


Figura 5.13- Recomendação da disposição das cintas de guiamento e vedante no êmbolo do atuador [17].

O cálculo da largura, T_{min}, das cintas a utilizar, segue exatamente o mesmo cálculo realizado para a cabeça do atuador, mas nesta circunstância o diâmetro da superfície é igual ao diâmetro interno do corpo do atuador, que é 250mm. O cálculo da largura está presente na expressão (5.4).

$$T_{min} = \frac{F * f}{D * P_r} = \frac{0.15 * 100 * 10^4 * 2}{250 * 40} = 30mm \tag{5.4}$$

Nesta solução optou-se pelo uso de duas cintas com o comprimento de 20mm. A configuração presente na Figura 5.14 é ligeiramente diferente da proposta pelos catálogos consultados. Nesta solução as cintas são colocadas uma após a outra e o vedante em último lugar. Foi optado por esta configuração para facilitar a montagem do vedante no êmbolo.

Para a montagem do vedante é necessário utilizar uma ferramenta de montagem que permita a expansão progressiva do vedante para que este passe pela extremidade do êmbolo, ver Figura 5.14. Com a solução presente, a ferramenta pode ser de menor dimensão.

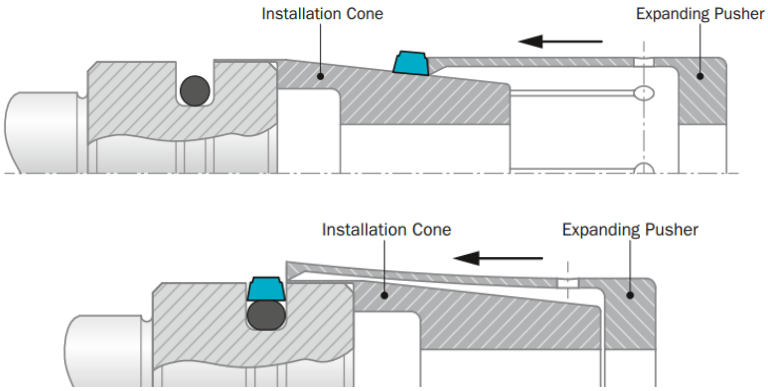


Figura 5.14-Ferramenta de montagem dos vedantes do êmbolo. [17]

Haste do atuador

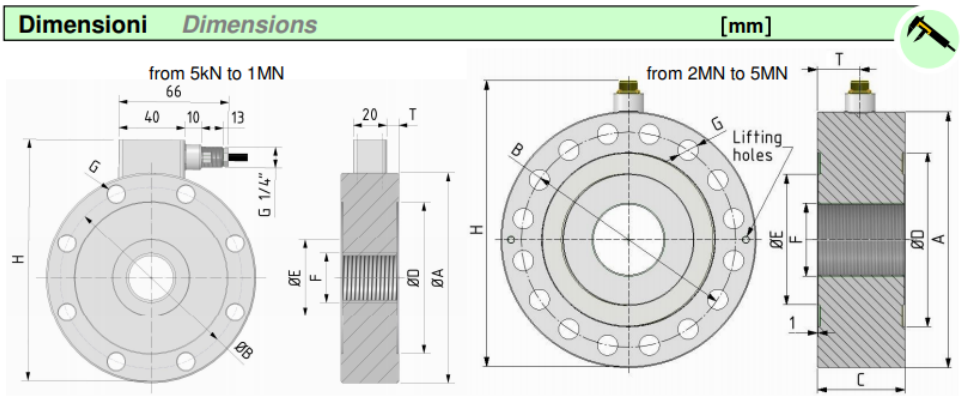
A haste do atuador apresenta duas ligações roscadas. Uma, já referida neste capítulo, é a de ligação com o êmbolo. A outra, presente na extremidade oposta, é uma ligação roscada para montagem de uma célula de carga, necessária para a medição de força na máquina. Na Figura 5.15 estão presentes a haste com o êmbolo e a célula de carga conectados.

Figura 5.15-Haste do atuador com célula de carga e êmbolo.

A célula de carga apresenta dimensões de ligação tabeladas no seu catálogo, ver Figura 5.16. Para a solução da máquina pensa-se que a melhor opção será a de uso de uma célula com capacidade de força máxima de 200 toneladas, uma vez que a célula com capacidade máxima até 100 toneladas, célula do catálogo mais próxima da de 200 toneladas, apresenta uma

capacidade máxima demasiado próxima à capacidade de força máxima da máquina, não sendo confiável para aplicações de fadiga, como neste caso.

Dos valores tabelados da Figura 5.16, conseguem-se obter as dimensões características da rosca de ligação da célula de carga à haste do atuador, apresentando dimensões M100x3-120.



CODE	LOAD	CODE	LOAD	ØA	B	C	ØD	ØE	F	G	n°G	H	T	KHz[2]
CTC4100250K5	250 kg	CTC41002KN5I15	2,5 kN	100	86	35	72	32	M20×1.5	9	6	121	7.5	2.5
CTC4100500K5	500 kg	CTC41005KNI15	5 kN											2.5
CTC41001T5	1 t	CTC410010KNI15	10 kN											2.5
CTC41002T55	2.5t	CTC410025KNI15	25 kN											4.8
CTC41005T5	5 t [3]	CTC410050KNI15	50 kN [3]											8.6
CTC41275T5	5 t	CTC412750KNI15	50 kN	127	110	35	92	47	M30×2	10.5	8	149	7.5	3.8
CTC412710T5	10 t	CTC4127100KNI15	100 kN											5.8
CTC416520T5	20 t	CTC4165200KNI15	200 kN	165	138	50	108	62	M42×3	17	12	188	15	5.7
CTC416530T5	30 t	CTC4165300KNI15	300 kN											7.3
CTC416550T5	50 t	CTC4165500KNI15	500 kN			60							20	9.8
CTC423075T5	75 t	CTC4230750KNI15	750 kN	230	185	80	145	98	M60×3	26	12	254	30	3.2
CTC4230100T5	100 t	CTC42301MNI15	1 MN											
[1] CTC4300200T5	200 t	[1] CTC43002MNI15	2 MN	300	250	100	198	132	M100×3	25	16	339	50	2.7
[1] CTC4350300T5	300 t [4]	[1] CTC43503MNI15	3 MN [4]	350	294	120	238	178	M100×3	28	16	389	60	2.8
[1] CTC4350500T5	500 t [4]	[1] CTC43505MNI15	5 MN [4]			130							65	

Figura 5.16- Dimensões da célula de carga.

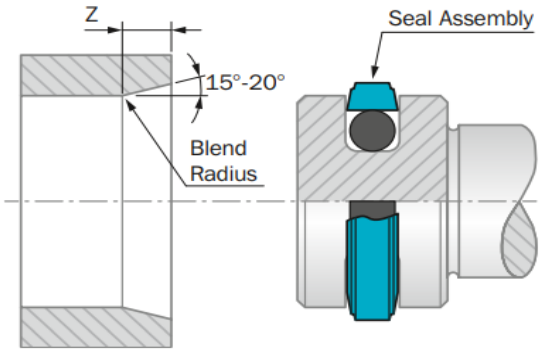
Corpo do atuador

O corpo do atuador presente na Figura 5.17 é feito a partir de tubo de aço extrudido sem costura já com retificação da sua superfície interior para a tolerância dimensional necessária para a aplicação. Neste caso, as dimensões dos tubos existentes para 250mm de diâmetro interior apresentam 300mm de diâmetro exterior. As tolerâncias dimensionais deste componente são impostas pelos vedantes que estão em contacto com a superfície interna do tubo, ou seja, os *o-rings* da cabeça e do fundo do atuador e o vedante do êmbolo.

Figura 5.17-Corpo do atuador.

Para além das roscas e furos de uma polegada existentes neste componente, um aspeto dimensional muito importante é o das dimensões do chanfro assinalado na Figura 5.17. Este chanfro deve apresentar dimensão compatível com a montagem do conjunto êmbolo mais haste do atuador no seu corpo de modo a que, durante a montagem do vedante do êmbolo, este não se danifique.

As dimensões do chanfro recomendadas no catálogo da empresa Busak+Shamban estão presentes na Figura 5.18-Medidas dos chanfros no corpo do atuador para montagem do êmbolo..



Minimum chamfer for a calibrated seal.

Groove Width L_1*	Lead-in Chamfer Length Z_{min}	
	15°	20°
2.2	2.5	2.0
3.2	3.0	2.5
4.2	3.5	3.0
6.3	5.0	4.0
8.1	6.5	5.0
9.5	7.5	5.5
13.8	10.5	8.0

* The groove width can be found in table "Installation Dimensions" for Turcon® Glyd Ring®, Glyd Ring® T, Glyd Ring® Hz, AQ-Seal® Stepseal® 2K, Stepseal® V and Zurcon® Wynseal M.

Figura 5.18-Medidas dos chanfros no corpo do atuador para montagem do êmbolo.

É de relembrar que as medidas deste chanfro devem respeitar também as necessidades de montagem da cabeça do atuador e que na extremidade oposta existirá um chanfro de mesmas dimensões.

No anexo B Figura B. 11 está presente um desenho de conjunto da proposta para o atuador hidráulico da máquina de ensaios.

5.2 Grupos energéticos

Os grupos energéticos serão dimensionados segundo a análise realizada do capítulo 3 e as conclusões retiradas do capítulo 4. Apesar de as necessidades de caudal terem diminuído, as cilindradas totais das bombas hidráulicas dos grupos energéticos serão mantidas. Nesta proposta serão utilizadas as bombas definidas para simulação em MATLAB anteriormente realizada e motores elétricos com a mesma potência nominal.

Na Figura 5.19 está presente o esquema hidráulico mais detalhado dos grupos energéticos desta aplicação.

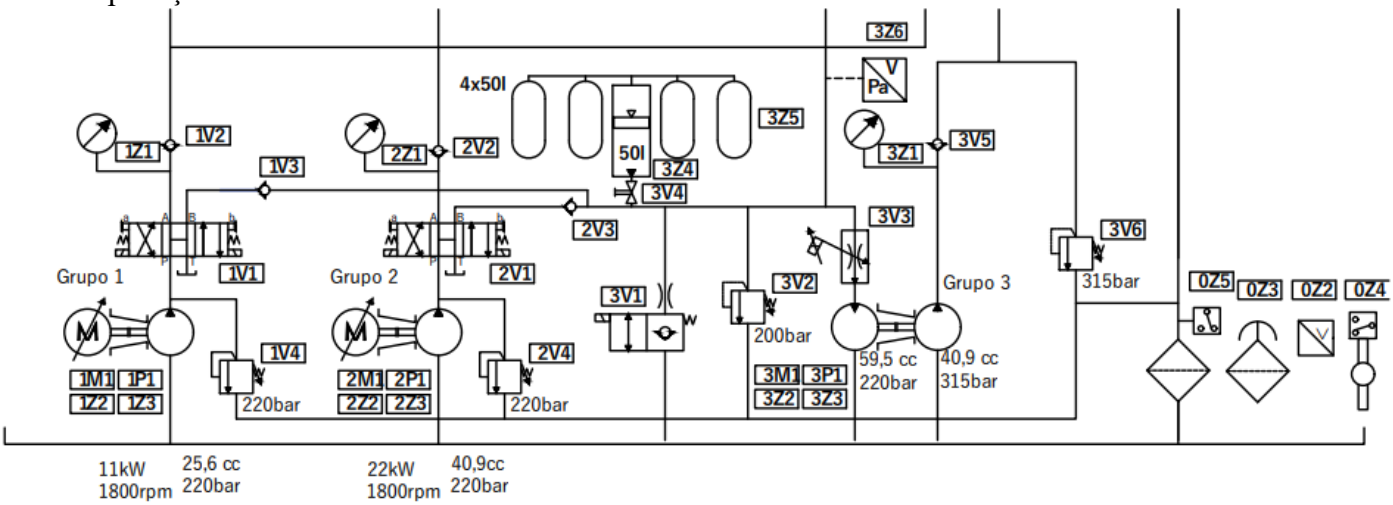


Figura 5.19-Esquema hidráulico dos grupos energéticos.

Configuração dos grupos 1 e 2

Nesta configuração, tanto o grupo 1 e 2 apresentam associados a si um conjunto de válvulas do mesmo tipo. A solução construtiva que melhor se adequa às necessidades de organização e atravancamento da máquina passa por utilizar válvulas de base para as válvulas direcionais 4/3. A estas válvulas pensa-se associar a sub-base necessária para as suas dimensões e nesta sub-base incluir o alojamento da válvula limitadora de pressão em cartucho, esta configuração pode ser observada na Figura 5.20.

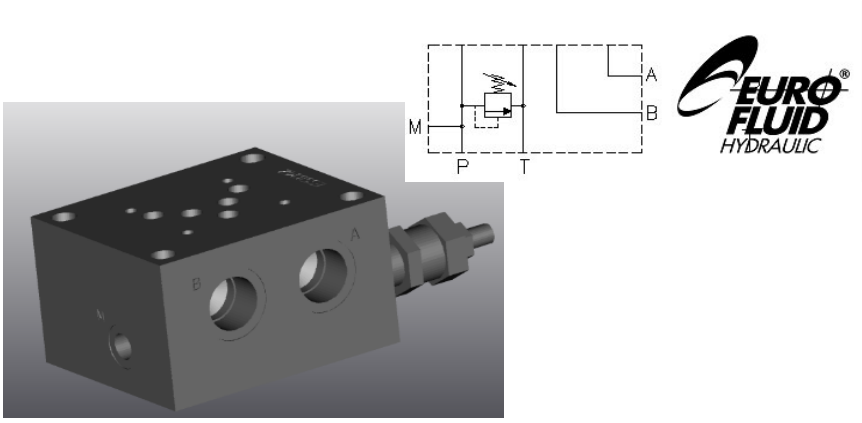


Figura 5.20-Sub-base com válvula limitadora de pressão para válvula de base 3/2.

Os valores dos caudais máximos das válvulas associadas aos grupos 1 e 2 estão presentes na Tabela 5.2.

Tabela 5.2-Caudais máximos das válvulas associadas aos grupos energéticos. 1 e 2.

Válvula	Caudal máximo (l/min)
1V1	46,1
1V2	
1V3	
1V4	
2V1	73,6
2V2	
2V3	
2V4	

A seleção das válvulas direcionais 1V1 e 2V2 foi realizada de modo a que a queda de pressão máxima sentida na válvula, devido à passagem caudal máximo, seja inferior a 5bar. Estas válvulas apresentam várias configurações de gaveta, que traz consigo associadas diferentes curvas características de queda de pressão em função do caudal. Deste modo, foi tido o cuidado de selecionar válvulas que reúnam o tipo de gaveta desejado, com todos os orifícios conectados na posição central, e com a queda de pressão dentro do requisito aqui referido.

Segundo os caudais máximos de cada uma destas válvulas, o tamanho normalizado da válvula 1V1 será ISO 03 ou NG6 e o tamanho da válvula 2V1 será ISO 05 ou NG10. As sub-bases respetivas serão CETOP 3 e CETOP 5.

As sub-bases já apresentam dimensões especificas para os seus orifícios e ainda recomendam, para elas as válvulas limitadoras que deverão ser incluídas nelas. A sub-base CETOP 3 define como sua válvula limitadora de pressão uma válvula VS-30 e a sub-base CETOP 5 uma válvula VS-80. O que corresponde, respetivamente, a uma válvula dimensionada para 30 l/min e 80 l/min.

As dimensões das roscas dos furos de saída da sub-base CETOP 3 proposta são de ½"G e da sub-base CETOP 5 são de ¾"G, ver Figura B. 8 e Figura B. 9.

As válvulas 1V2, 1V3, 2V2 e 2V3 foram selecionadas de mesma forma que as válvulas direcionais, para que a queda de pressão em regime de caudal máximo fosse menor do que 5 bar e para que a pressão necessária parar abertura da válvula fosse a menor possível. Todas as válvulas retentoras de caudal unidirecionais serão colocadas em linha juntamente com as mangueiras de óleo. Na Figura B. 1 são apresentadas informações mais detalhadas das características de queda de pressão em função do caudal a passar por estas válvulas.

Durante a seleção das válvulas retentoras, foi considerada a possibilidade de acoplamento direto no bloco da sub-base das válvulas direcionais. Deste modo, foram selecionadas válvulas do tipo macho com rosca UNF com dimensões ½"G e ¾"G.

As válvulas limitadoras de pressão foram selecionadas para o caudal máximo de cada válvula. Neste caso a queda de pressão que existe nelas não é importante, uma vez que apenas direcionam caudal para o reservatório. O fator mais determinante, para a seleção destas válvulas, é a variação da pressão à entrada da válvula com o caudal que passa pelos seus orifícios. Geralmente, a pressão aumenta ligeiramente com o caudal, mas a variação não poderá deve ser muito elevada, para evitar danificar-se alguns componentes.

Nesta aplicação o fator do aumento da pressão à entrada da válvula não é relevante, uma vez que os componentes estão dimensionados para operar a mais de 350 bar e a estas válvulas estarão a limitar a pressão, no circuito de saída das válvulas destes grupos, a 215 bar.
Os grupos, nesta configuração, irão operar essencialmente em fonte de caudal, o que significa que as válvulas limitadoras de pressão cumprem essencialmente a função de válvulas de segurança. Desta forma poder-se-á utilizar a limitadora de pressão válvula VS-30 definida pela sub-base CETOP 3 que apresenta como caudal máximo 30l/min, mesmo sendo o a capacidade de caudal máxima do grupo 1 de 46,5 l/min.

Na Tabela 5.3 estão presentas os códigos das válvulas selecionadas e algumas características essenciais. Nesta tabela também estão incluídos os códigos das bases normalizadas onde as válvulas estarão colocadas. Características mais particulares e cálculos de seleção podem ser consultados no anexo B.

Tabela 5.3-Válvulas dos grupos 1 e 2 e sub-bases selecionadas para a proposta de solução.

			Caraterísticas das válvulas selecionadas				
Válvula	**Caudal máximo (l/min)**	**Queda de pressão (bar)**	**Caudal máximo (l/min)**	**Tamanho Normalizado**	**Pressão máxima (bar)**	**Código**	**Fabricante**
1V1	46,1	2,2	80	ISO 03	350	DHE-0710	ATOS
Base 1V1		--	--	CETOP 03	--	ES3B12	EURO FLUID
1V2		3,9	50	ISO 1179	420	--	Parker
1V3		3,5	50	ISO 1179	420	--	Parker
1V4		215	285	VS-80	350		Rexroth
2V1	73,6	1,4	150	ISO 05	350	DKE-1710	ATOS
Base 2V1		--	--	CETOP 05	350	ES5B34	EURO FLUID
2V2		4,6	85	ISO 1179	420	--	Parker
2V3		1,4	85	ISO 1179	420	--	Parker
2V4		215	150	VS-30	350		Rexroth

Configuração do grupo 3

Para a configuração das válvulas utilizadas no grupo 3, foi considerada a utilização de válvulas cartucho. Estas válvulas apresentam, a possibilidade de serem compradas em conjunto com um bloco de alojamento que já inclui os orifícios necessários e, ainda, apresenta ranhuras que permitem a sua montagem organizada em calhas ou apresentam furos que permitem a sua colocação de forma aparafusada, ver Figura 5.21.

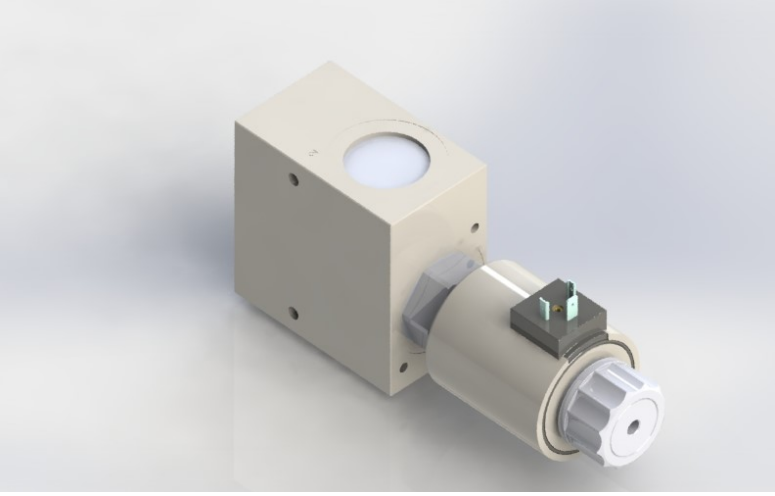


Figura 5.21- Conjunto válvula cartucho roscada em bloco.

Os valores dos caudais máximos das válvulas associadas ao grupo 3 estão presentes na Tabela 5.4.

Tabela 5.4-Caudais máximos das válvulas associadas ao grupo 3.

Válvula	Caudal máximo (l/min)
3V1	30
3V2	40
3V3	101
3V5	70,7
3V6	70,7

Como os grupos 1 e 2 já apresentam as suas válvulas limitadoras de caudal, a válvula limitadora para o grupo 3, 3V2, presente no circuito do acumulador, pode ser dimensionada para um caudal menor do que a capacidade de caudal máxima das duas bombas hidráulicas dos grupos, que serão utilizadas para carregar o acumulador.

A válvula direcional 3V1 será apenas utilizada para descarregar o acumulador. Desta forma considerando que se irá descarregar o acumulador de forma lenta, considera-se que o tempo de esvaziamento dos potenciais 50 litros de óleo do acumulador, na sua totalidade, poderá ser de dezenas de segundos.

A válvula 3V3 deverá ser dimensionada de forma que o grupo 3 apresente a capacidade de fornecer caudal ao acumulador, no movimento de recuo num regime de funcionamento com carga no cabo superior a 70% da carga máxima da máquina e a 2m/min, o que significa que terá que fornecer pelo menos 101 l/min.

Com o desgaste, os valores das fugas características destas válvulas vão aumentando, podendo atingir, para a pressão desta aplicação de 220bar, 0,4l/min, ver Figura B. 2. Deste modo, posteriormente, poderá surgir a necessidade de colocação, a montante desta válvula, uma válvula direcional 2/2 para realizar a vedação do óleo do acumulador.

A válvula limitadora de pressão 3V6 deverá ser dimensionada para o caudal equivalente a 70% do caudal máximo da máquina, correspondente ao caudal necessário para manter o atuador a 2m/min. Desta forma deverá apresentar um caudal de 70 l/min.

Por consequência do caudal máximo do grupo 3, a válvula reguladora de caudal 3V5 deverá ser dimensionada para provocar a menor perda de carga possível nas condições de caudal máximo. Esta válvula será simplesmente colocada em linha com a saída da bomba 3P1 e será conectada com as mangueiras através de ligações normalizadas SAE.

Na Tabela 5.5 estão presentes as características das válvulas selecionadas. Características mais especificas estão presentes em anexo B.

Tabela 5.5- Válvulas do grupo 3 selecionadas para a proposta de solução.

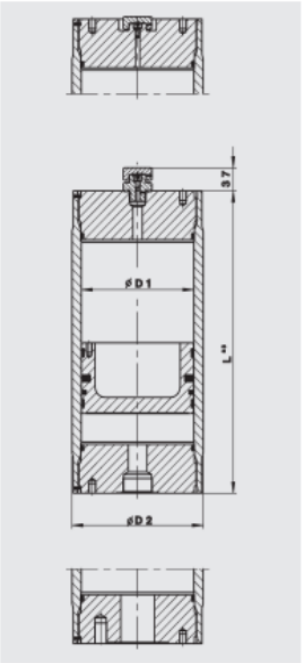
Válvula	Caudal máximo (l/min)	Queda de pressão (bar)	Caudal máximo (l/min)	Pressão máxima (bar)	Código	Fabricante
3V1	30	--	30	350	BESPU08	WANDFLUH
3V2	40	--	40	350	SDSPM22	WANDFLUH
3V3	101	5	170	350	QNPPM45W	WANDFLUH
3V4	70.7	--	80	350	VS-80	Rexroth
3V5	70.7	0.2	85	420	--	Parker

O acumulador desta aplicação deverá apresentar uma capacidade de pelo menos 50 litros de óleo e um volume de botijas de azoto, ou seja, quando o acumulador se encontra com 50 litros de óleo, de no mínimo 200 litros para que se cumpram as condições máximas de funcionamento.

Nos catálogos do fabricante HYDAC já são disponibilizadas algumas estações de acumuladores mais botijas que cumprem estas especificações requeridas, ver Figura 5.22.[19]

Figura 5.22-Estação disponível nos catálogos da HYDAC.[19]

As estações são altamente configuráveis podendo se adaptar o número de botijas de azoto consoante a aplicação. Ao número de botijas também se podem conjugar acumuladores com variadas capacidades de volume. As características do acumulador selecionado estão presentes na Figura 5.23. As botijas de gás desta configuração estão disponíveis com o volume de 50 litros cada, mas podem ser adicionadas botijas com 25 litros.[20]



Nominal volume [l]	Series	Perm. operating pressure (PED) [bar]	Part no. [1]	Ø D1 [mm]	Ø D2 ±3 [mm]	L [mm]	Gas side connection	Fluid side connection ISO 228	Weight [kg]
50	SK350	350	3946332	180	220	2225	G 3/4	G 3/4	262
			3213717					G 1 1/2	250
			3946333				gas valve	G 3/4	262
			3123505					G 1 1/2	251
	SK210	210	3946301	180	210	2225	G 3/4	G 3/4	203
			3823656					G 1 1/2	
			3946302				gas valve	G 3/4	
			3280844					G 1 1/2	201
	SK350	350	3946399 [2]	200	235	1880	G 3/4	G 3/4	228
			3946402 [2]				gas valve		229
			3221083 [2]	250	300	1425	G 3/4	G 1 1/2	339
			3946442 [2]				gas valve		341

Figura 5.23-Dimensões do acumulador de 50 litros selecionado.[20]

Reservatório

O reservatório utilizado deverá ter o volume necessário para se movimentar o atuador durante um curso total e deverá ter a capacidade de receber, ao mesmo tempo, o volume de um movimento que apresente, igualmente, o curso total do acumulador.

A situação mais critica, que envolve a maior quantidade de óleo movimentada no circuito, será a do movimento do recuo do atuador a 3m/min, no qual o óleo da câmara principal do atuado será deslocado pelo circuito em direção ao reservatório.
O volume total a circular pode ser calculado pela expressão (5.5).

$$V_{circular} = A_1 * \frac{L}{10} = 490{,}6 * \frac{4}{10} = 196\ litros \tag{5.5}$$

Aplicando um fator de segurança de 1,5 para que o nível de óleo se mantenha sempre a um valor razoável, são necessários 294 litros de óleo. Desta forma pode-se definir o volume do reservatório para 340 litros para deixar alguma folga de modo que reservatório nunca esteja completamente cheio.

Como as bombas nesta aplicação irão operar a 1800rpm, será interessante dispor de uma pressão mínima no reservatório para que o óleo seja levemente direcionado para as entradas das bombas e motor desta aplicação. Deste modo deverá colocar-se o reservatório a uma distância relativa do chão superior à destes elementos.

Na Figura 5.24 está presente o *layout* dos grupos energéticos desta aplicação. Nesta figura fica possível a visualização dos grupos 1 2 e 3 colocados juntos numa base. Fica também percetível a altura mais elevada do reservatório.
O conjunto acumulador mais botijas apresenta-se do lado oposto do reservatório, relativamente aos restantes componentes dos grupos energéticos. As tubagens que conectam os restantes componentes associados ao acumulador deverão passar por baixo do reservatório.

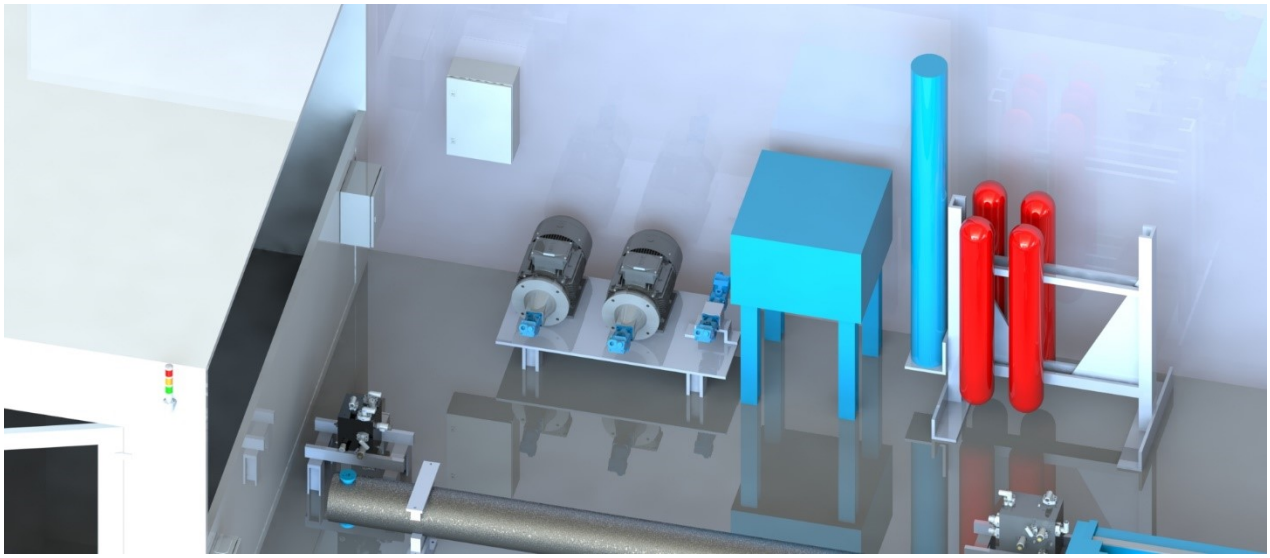


Figura 5.24-*Layout* dos grupos energéticos da aplicação.

5.3 Blocos hidráulicos e Mangueiras

Um corte do *layout* geral da máquina com foco no atuador está presente na Figura 5.25. Com observação da figura, fica percetível a utilização de dois blocos associados, cada um ligado a uma câmara do atuador, que dividem as válvulas do circuito em dois grupos, estando os blocos representados a preto.

Como se consegue observar, a central hidráulica apresenta-se a uma distância considerável do atuador. Desta forma, para permitir uma melhor organização do mecanismo e reduzir o uso de mangueiras, justifica-se a colocação das válvulas associadas a cada câmara dividas nos dois blocos de alojamento das válvulas.

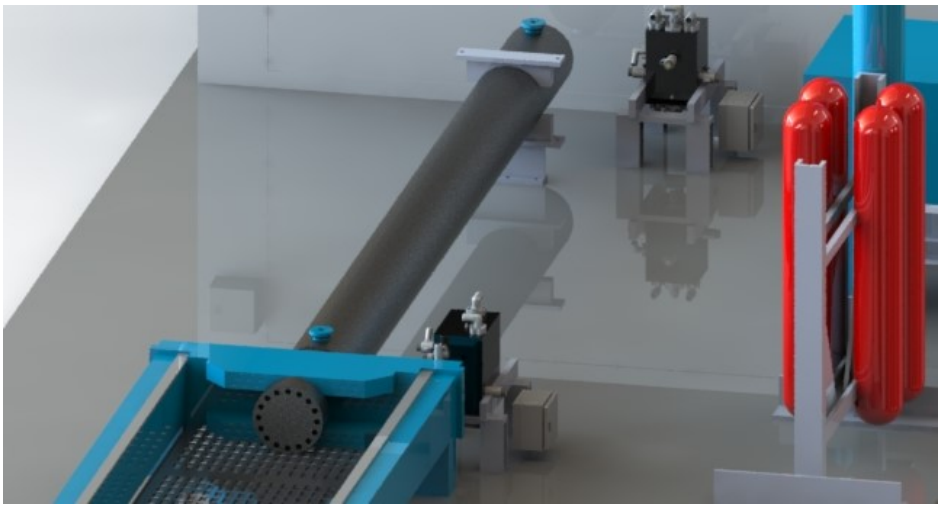


Figura 5.25-Disposição dos blocos hidráulicos no *layout* do sistema.

A distribuição das válvulas pelos blocos está representada na Tabela 5.6. Nesta tabela estão, também, presentes os caudais máximos, previstos para esta solução, para dimensionamento e seleção das válvulas.

Tabela 5.6- Caudais máximos e disposição das válvulas alojadas nos blocos hidráulicos.

	Válvula	Caudal máximo (l/min)
Bloco da câmara principal	5V1	147,3-101=46,3
	5V2	147,3
	5V3	101
	5V4	2
	5V5	73,65
Bloco da câmara secundária	6V1	101
	6V2	31,8
	6V3	101
	6V4	101
	6V5	62,6
	6V6	62,6

Na Figura 5.26 está presente o esquema hidráulico parcial que representa as ligações hidráulicas e a divisão das válvulas associadas a cada câmara do atuador. Na Figura A. 1 (anexo A) está presente o circuito hidráulico com as medidas dos diâmetros das mangueiras e conexões com os componentes que compõem o circuito hidráulico.

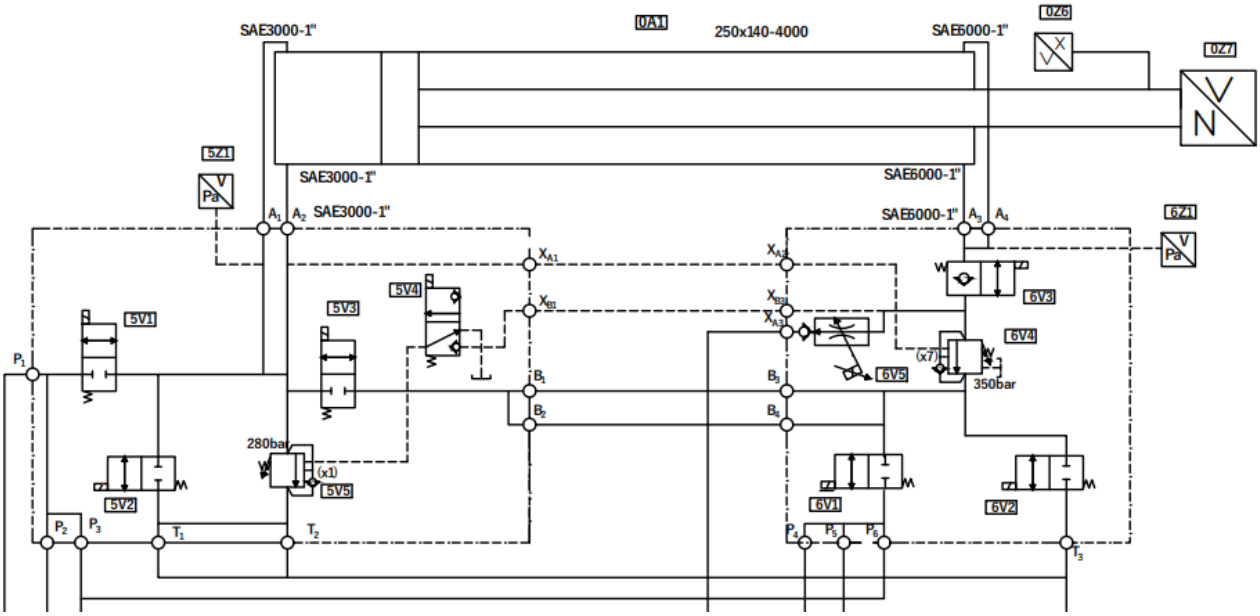


Figura 5.26-Circuito hidráulico parcial dos grupos energéticos.

A válvula 6V2 será apenas utilizada para realização de movimentos de preparação de ensaios, onde se irão verificar velocidades reduzidas, sem que se utilize a válvula o circuito regenerativo, ou seja sem acionamento da válvula 5V3.

O caudal máximo da válvula 5V1 está definido para 42,7l/min, o que corresponde ao caudal em falta para fornecer à câmara principal do atuador para que se consigam realizar movimentos de 3m/min. O valor deste caudal somado ao caudal regenerado da câmara secundária do atuador dá o valor de caudal necessária para os 3m/min serem atingidos.

Nestas condições, faz sentido definir o caudal máximo da válvula 6V2 para um caudal equivalente à velocidade máxima atingível sem o uso de regeneração, velocidade equivalente ao caudal máximo definido para a válvula 5V1. Desta forma, o valor de caudal desta válvula pode ser calculado pela expressão (5.6).

$$Q_{6V2} = Q_{5V1} * \frac{\emptyset_{embolo}^2 - \emptyset_{haste}^2}{\emptyset_{embolo}^2} = 42{,}7 * \frac{250^2 - 140^2}{250^2} = 31{,}7 l/min \quad (5.6)$$

O caudal obtido definido para as válvulas 6V5 vem do cálculo das condições (3.56) (3.57) de limitação aplicadas para o caudal de recuperação de energia do cabo, para o valor dos coeficientes da condição de $C_{b1} = C_{b2} = 0{,}85$.

Aplicando as condições para os dois pontos de funcionamento obtêm-se os valores presentes na Tabela 5.7. Os resultados foram obtidos com as expressões (5.7) e (5.8), do cálculo do caudal máximo a recuperar nas condições aqui abordadas.

$$Q_{recup} \leq A_2 * v_{movimento} * 0{,}9 = \frac{\emptyset_{embolo}^2 - \emptyset_{haste}^2}{4} * \pi * 20 * 0{,}9 \quad (5.7)$$

$$Q_{recup} \leq \left(0{,}85 * \frac{25{,}6}{10^3} * 1800 + 0{,}85 * \frac{40{,}9}{10^3} * 1800\right) - v_{movimento} * (A_1 - A_2) \quad (5.8)$$

Tabela 5.7- Caudais máximos de recuperação nos diferentes pontos de funcionamento respeitando as condições máximas.

Condição	Primeiro ponto de funcionamento máximo (2m/min)	Segundo ponto de funcionamento máximo (3m/min)
(3.56)	60,7 l/min	90,9 l/min
(3.57)	75,7 l/min	62,6 l/min

Tal como foi referido no capítulo 2, os ensaios de rutura apresentam no máximo metade da velocidade máxima da máquina de ensaios. Desta forma, como a válvula de controlo de rutura, 5V5, irá operar apenas nestes ensaios, o caudal máximo desta válvula foi definido para 73,7 l/min.

A válvula 5V4 é apenas uma válvula de pilotagem, o que significa que não deverá apresentar dimensões demasiado elevadas de modo que não recrute demasiado caudal do circuito de atuação, facto que justifica o dimensionamento do seu caudal para 2m/min.

As válvulas utilizadas nestes blocos são todas válvulas de cartucho. Para cada tipo de válvula existem famílias de tamanhos normalizados bem definidos. Cada família de tamanho apresenta dimensões, igualmente, normalizadas para o furo de alojamento das válvulas. Estas dimensões estão disponíveis nos catálogos de seleção das válvulas.

Seleção das válvulas direcionais 2/2

A seleção das válvulas direcionais 2/2 foi feita de modo a que a queda de pressão entre os orifícios de entrada e saída das válvulas não seja superior a 5 bar. Desta forma, garante-se que a perda de carga nas válvulas, nos pontos de funcionamento máximos da máquina, seja reduzida.
Para realização da furação para o alojamento das válvulas é necessária a compra de uma ferramenta própria. De forma que não seja necessário comprar mais do que uma ferramenta

para este tipo de válvulas, estas válvulas foram selecionadas com a preocupação de apresentarem todas a mesma dimensão de furação C16-2, as medidas normalizadas podem ser observadas na Figura B. .

Na Tabela 5.8 estão apresentadas as características das válvulas selecionadas e o seu código de encomenda.
O cálculo da queda de pressão em cada válvula foi realizado através de análise gráfica das curvas de queda de pressão em função do caudal, gráfico fornecido pelo fabricante das válvulas. Este cálculo está presente no anexo B.

Tabela 5.8-Válvulas selecionadas alojadas nos blocos hidráulicos.

			Caraterísticas das válvulas selecionadas				
Válvula	**Caudal máximo (l/min)**	**Queda de pressão (bar)**	**Caudal máximo (l/min)**	**Cavidade de alojamento**	**Pressão máxima (bar)**	**Código**	**Fabricante**
5V1	42,6	2,2	75	C16-2	210	DS162C	Parker
5V2	147,3	3,9	285	C16-2	350	GS06 81	
5V3	104,6	3,5	285	C16-2	350	GS06 81	
6V1	104,6	3,5	285	C16-2	350	GS06 81	
6V2	32,8	1,4	75	C16-2	210	DS162C	
6V3	104,6	4,6	150	C16-2	350	DSH161 CR	

Seleção da válvula direcional 3/2

A seleção da válvula direcional 3/2, 5V4, foi pensada para que a queda de pressão causada pelo fluxo de caudal a passar por ela, durante o enchimento do compartimento da pilotagem da válvula 5V5, não fosse demasiado elevada, mas também de modo que esta condição não influenciasse, em demasia, a dimensão da válvula, de modo que a pilotagem não requeira um caudal demasiado elevado até que o orifício entre a saída da válvula 5V4 e a pilotagem da válvula 5V5 esteja completamente cheio. Isto faz com que a pressão de pilotagem, não sofra atrasos a pilotar a válvula 5V5. Esta condição também permite que, durante o enchimento do orifício que, não seja requerido caudal em demasia e se perca caudal necessário para o recuo do atuador.[21]

Desta forma, a válvula selecionada apresenta o código DSH083B do fabricante Parker. Esta válvula pode funcionar até 350 bar de pressão a um caudal máximo de 15 l/min e apresenta uma queda de pressão de 0,2 bar a 2l/min. O cálculo da queda de pressão pode ser observado na Figura B. 16.

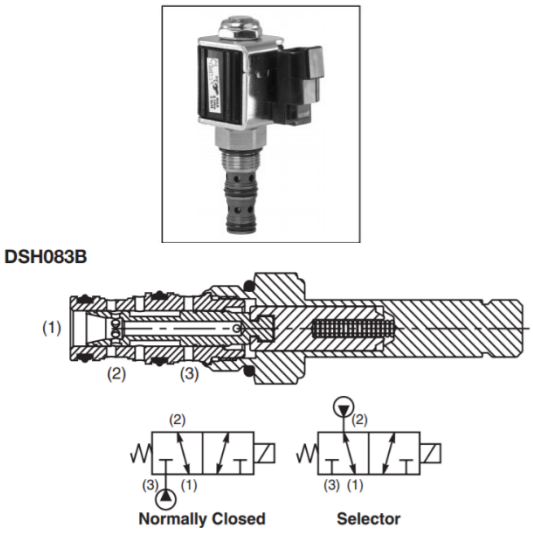


Figura 5.27- Representação dos orifícios da válvula 3/2, 5V4.

Seleção das válvulas de controlo de carga

Tal como nas válvulas direcionais, na seleção das válvulas de controlo de carga foi tido em conta a queda de pressão máxima nas condições de caudal máximo da aplicação, definida para um máximo de 5 bar. Nesta seleção, como se utilizam duas válvulas e existe a necessidade de compra de uma ferramenta para a efetuar o furo de alojamento, considerou-se a utilização de válvulas com as mesmas dimensões apesar das necessidades de caudal máximo da 5V5 serem metade das necessidades de caudal da válvula 6V4.

Como a pressão máxima no do circuito aumentou de 280 bar para 313 bar, existe a necessidade de rever as condições de pilotagem definidas na análise do capítulo 3. Para a válvula 6V4 é necessário calcular novamente a pressão necessária na câmara principal para que se inicie o movimento de avanço do atuar quando este se encontra à carga máxima no cabo.
A pressão máxima de ajuste deste tipo de válvulas é de 350 bar, geralmente, mas existem algumas que podem ser ajustadas para um valor máximo de 420bar.

Da pesquisa pelos catálogos dos vários fabricantes existentes, notou-se uma dificuldade de encontrar válvulas que reunissem as características de caudal máximo necessário, razão de pilotagem e pressão de ajuste. Dificuldade acrescida, ainda, com o facto de ser necessária uma válvula que permita a ligação do orifício da mola ao reservatório, esta condição é apenas necessária para a válvula 6V4. A maioria das válvulas existentes não suportam pressões máximas no orifício de entrada de 265 bar, orifício com (1) da Figura 5.28, o que restringiu ainda mais a seleção da válvula 6V4, uma vez que no seu orifício de entrada serão atingidas pressões com o valor de 313 bar.[22]

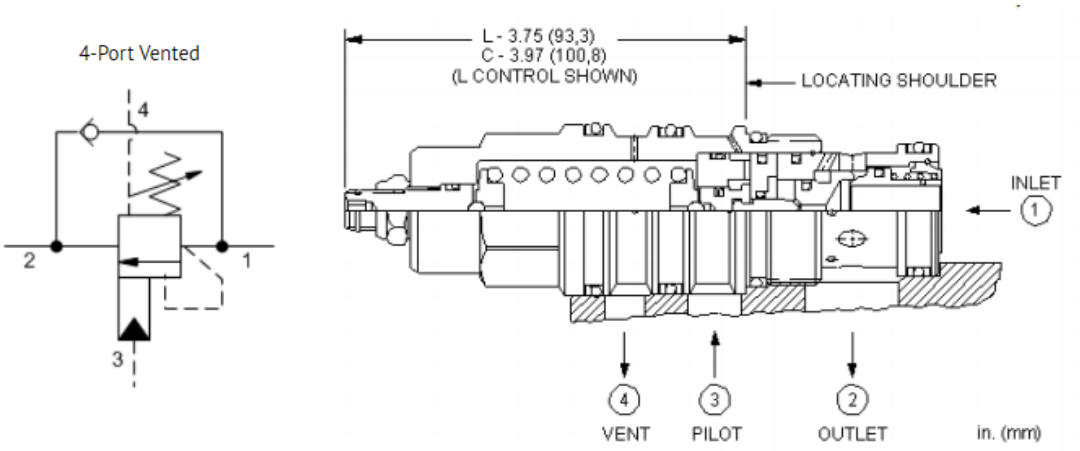


Figura 5.28-Representação das válvulas de controlo de carga 5V5 e 6V4. [22]

Após uma longa procura, foi encontrada nos catálogos da marca Sunhydraulics® uma válvula que reúne as características necessárias para a aplicação da válvula 6V4. O código da válvula é CWGGLGN. As características gerais das válvulas encontram-se tabeladas na Tabela 5.9. Em anexo estão presentes algumas características mais específicas desta válvula.

Tabela 5.9-Caracteristicas da válvula de frenagem 6V4.

Válvula de frenagem 6V4	
Pressão de ajuste	140 bar a 420 bar
Caudal máximo	240 l/min
Pressão máxima de funcionamento	320bar
Razão de pilotagem	5:1
Cavidade de alojamento	T-23A

Nestas condições deve-se ter cuidado com a pressão máxima de ajuste da válvula de modo que a pressão na câmara secundária do atuador, quando se está à carga máxima, não supere os 320 bar no momento em que se inicie o movimento de avanço.

A pressão de ajuste máximo pode deduzida pela expressão (5.9). Nesta expressão a pressão da câmara principal necessária para a abertura início do avanço do atuador, $p_1^{abertura}$, vem da expressão (3.13) e apresenta-se multiplicada por α para se obter o valor da pressão de equilíbrio que surge na câmara secundária.

$$p_{máx}^{válvula} = p_{máx}^{camara\ 2}$$

$$320 = p_{100tons}^{camara\ 2} + p_1^{abertura} * \alpha$$

$$320 = p_{100tons}^{camara\ 2} + \frac{p_{ajuste}^{máx} - p_{100tons}^{camara\ 2}}{\alpha + pt} * \alpha \tag{5.9}$$

$$p_{ajuste}^{máx} = (\alpha + pt) * \frac{320 - p_{100tons}^{camara\ 2}}{\alpha} + p_{100tons}^{camara\ 2}$$

$$p_{ajuste}^{máx} = (1{,}46 + 5) * \frac{320 - 313}{1{,}46} + p_{100tons}^{camara\ 2} = 344\ bar$$

Para o ajuste desta válvula, pode-se, então, definir a pressão de ajuste para 344bar. O que faz com que a pressão na câmara principal do atuador necessária para iniciar o avanço seja de 4,8 bar, valor obtido através da expressão (3.13) com o valor de $p_{carga} = 313bar$. O valor de pressão é inferior a 5 bar, mas não apresenta problemas, uma vez que a queda de pressão máxima na válvula 5V2 é de 3,8bar, ver Figura B. 15. O valor de 313bar correspondem a um valor de carga superior a 1MN, desta forma, este valor pode nunca vir a ser verificado na câmara secundária do atuador.

Nestas circunstâncias a pressão máxima na câmara principal para realização do avanço do atuador é de 54 bar, valor obtido pela expressão (3.13) com o valor de $p_{carga} = 0\ bar$. A queda de pressão máxima nesta válvula, quando o caudal máximo está a passar pelos seus orifícios, é de 2,5 bar. O cálculo deste valor foi realizado da mesma forma que os cálculos realizados para as restantes válvulas e as informações necessárias estão disponíveis no anexo B.

A seleção da válvula 5V5, de controlo se rutura, ainda foi mais dificultada, devido à sua razão de pilotagem de 1:1.

Em todos os catálogos vistos, não foi encontrada nenhuma válvula com uma pressão de ajuste superior a 280 bar. O que significa que o deslocamento do atuador, após a rutura do cabo acontecer, será ligeiramente superior ao que aconteceria caso a pressão de ajuste da válvula fosse igual ou superior à pressão máxima do sistema, 313 bar. Esta válvula, até que a pressão na câmara secundária do aturador seja igual à pressão de ajuste de 280bar não dissipa praticamente energia nenhuma, apenas dissipa energia relativa à queda de pressão que acontece entre os seus orifícios durante a passagem de caudal. Se a rutura do cabo acontecer quando a pressão na câmara secundária do atuador for de 313 bar, caso que raramente poderá acontecer, a válvula 5V5 só contribui para a travagem do atuador após a pressão cair 33bar.

O atuador irá deslocar-se até ao momento em que as pressões das câmaras do atuador atingirem o equilíbrio, que respeita as equações (3.10) e (3.19). Mais uma vez, este facto não é demasiado importante, uma vez que a pressão na câmara secundária, correspondente a 1MN é de 297bar.

A válvula selecionada apresenta o código CWGKLHN do mesmo fabricante que a válvula selecionada para a aplicação da válvula de frenagem. Algumas características essenciais desta válvula encontram-se na Tabela 5.10. Em anexo estão presentes características mais especificas desta válvula.

Tabela 5.10-Caracteristicas de controlo de rutura 5V5.

Válvula de control de rutura 5V5	
Pressão de ajuste	70 bar a 280 bar
Caudal máximo	240 l/min
Pressão máxima de funcionamento	210bar
Razão de pilotagem	1:1
Cavidade de alojamento	T-23A

Válvula reguladora de caudal

Na seleção da válvula reguladora de caudal foi tido o cuidado de seleção de uma válvula que não fosse demasiado sobredimensionada e que ao mesmo tempo apresentasse as mesmas medidas de cavidade que as válvulas direcionais selecionadas.

A válvula selecionada apresenta o código QNP PU16-63-G24 do fabricante WANDFLUH apresenta a simbologia representada na Figura 5.29, e reúne todas as características necessárias para esta aplicação. Algumas características genéricas estão presentes na Tabela 5.11. As características especificas estão disponíveis no anexo B.[23]

Tabela 5.11-Características da válvula reguladora de caudal 6V5.

Válvula reguladora de caudal 6V5	
Caudal nominal (Q_N)	63 l/min
Caudal mínimo (Q_{min})	0,2 l/min
Pressão máxima de funcionamento	350bar
Cavidade de alojamento	1 $^5/_{16}$”-12UN equivalente à C16-2 da Parker

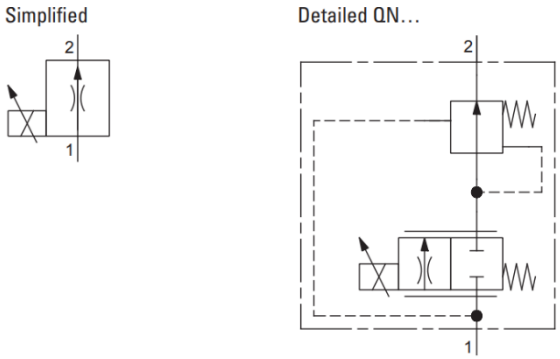


Figura 5.29-Simbologia da válvula reguladora de caudal 6V5.[23]

Blocos

Para a realização dos blocos foi necessário ter em atenção o posicionamento de algumas das válvulas relativamente às restantes que possuem os orifícios adjuntos aos seus.

Os blocos desenvolvidos podem ser visualizados na Figura 5.30.

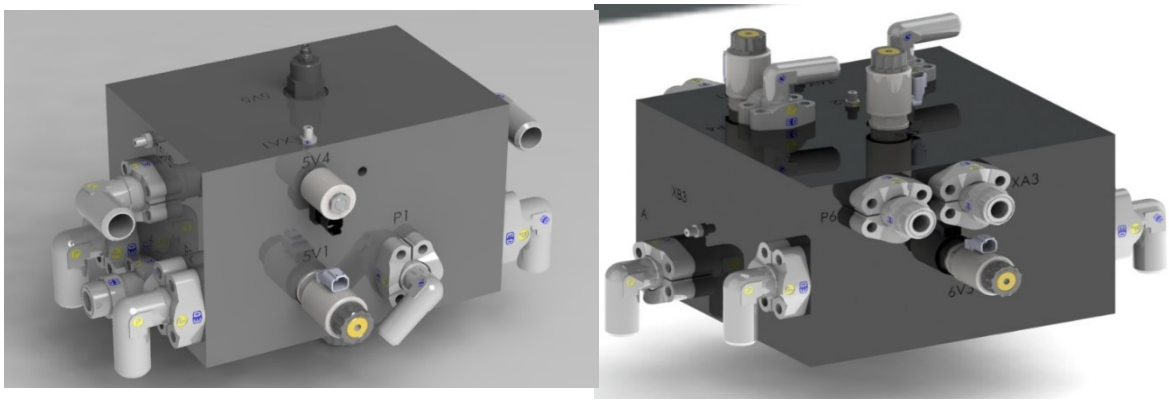


Figura 5.30-Blocos hidráulicos utilizados na aplicação.

Algumas das válvulas direcionais apenas vedam o óleo numa das direções, tal como a válvula 6V3. Deste modo, estas válvulas necessitam de serem orientadas de forma a vedarem o óleo nas direções necessárias, quando se encontram fechadas. No caso destas válvulas, a vedação é realizada do orifício (2) para o orifício (1), Figura B. 14. Deste modo, o orifício (2) da válvula 6V3 deverá estar em contacto com as saídas A3 e A4 do bloco da câmara secundária, ver Figura 5.31.

As válvulas de controlo de carga 5V5 e 6V4 e a válvula reguladora de caudal 6V5 são também válvulas que necessitam de especial atenção devido às suas funções.
No caso da válvula 6V4, o orifício (1) deverá ser conectado deverá estar conectado aos orifícios (1) da válvula 6V3 e 6V5. O orifício (2) da válvula 6V4 deverá, por sua vez, estar orientado para as saídas B3 e B4 que estão alinhados um com o outro, ver Figura 5.31. Estas ligações aqui descritas estão representas na Figura A. 1 do circuito hidráulico.

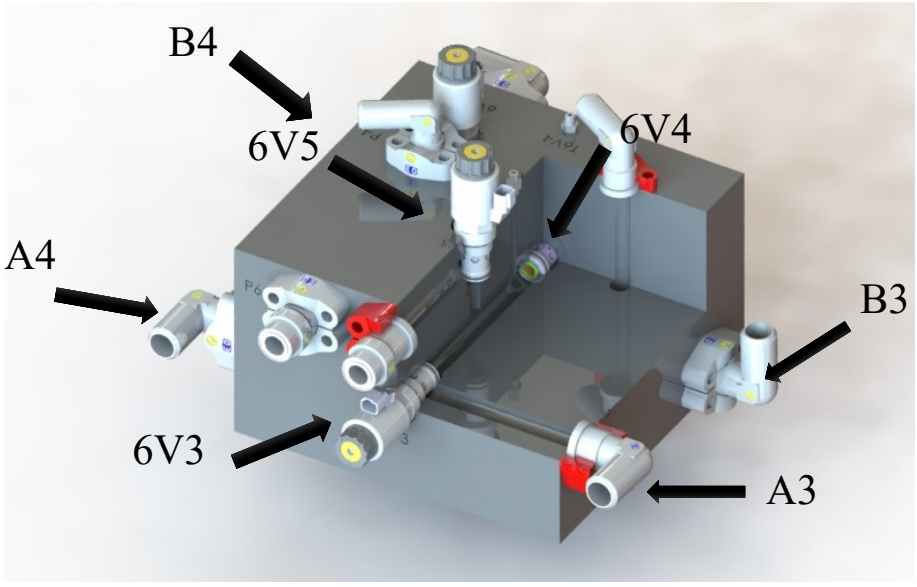


Figura 5.31-Vista de corte do bloco da camara secundária e válvulas 6V5 e 6V3 e 6V2.

O orifício (1) da válvula 5V5 deverá estar orientado para as saídas A1 e A2 e o seu orifício (2) para as saídas T1 e T2, ver Figura 5.32

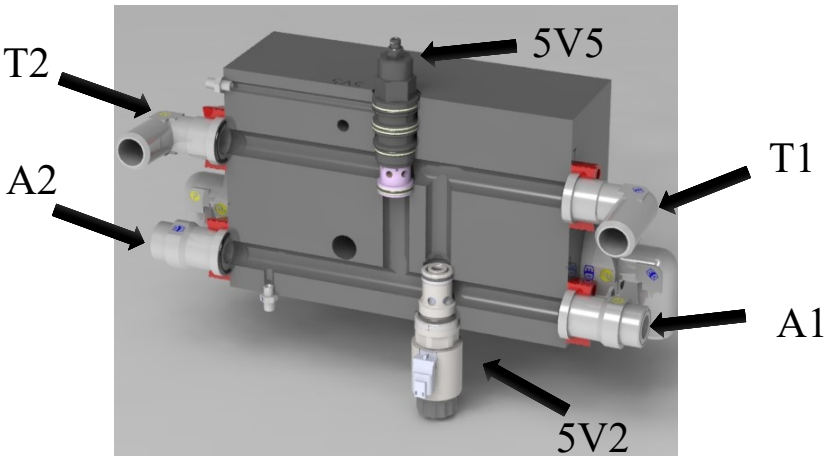


Figura 5.32- Vista de corte do bloco da câmara principal e válvulas 5V5 e 5V2.

A válvula 5V4 deverá apresentar o seu orifício (2) conectado ao orifício de pilotagem (3) da válvula 5V5 e o seu orifício (3) deve ser orientado para a pilotagem XA1, ver Figura 5.33.

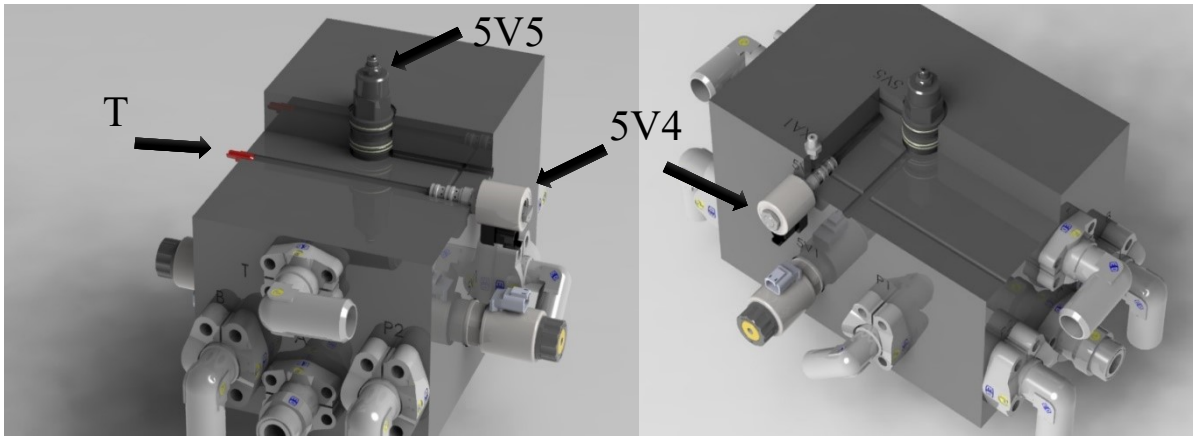


Figura 5.33-Vista de corte do bloco da câmara principal e válvulas 5V5

Nesta aplicação, a colocação dos blocos relativamente ao atuador, respeitou a preocupação de colocação dos orifícios A1 e A2 alinhados com os orifícios de entrada da câmara principal do atuador e dos orifícios A3 e A4 alinhados com os respetivos orifícios de entrada da câmara secundária do atuador. Isto pode ser observado na Figura 5.34.

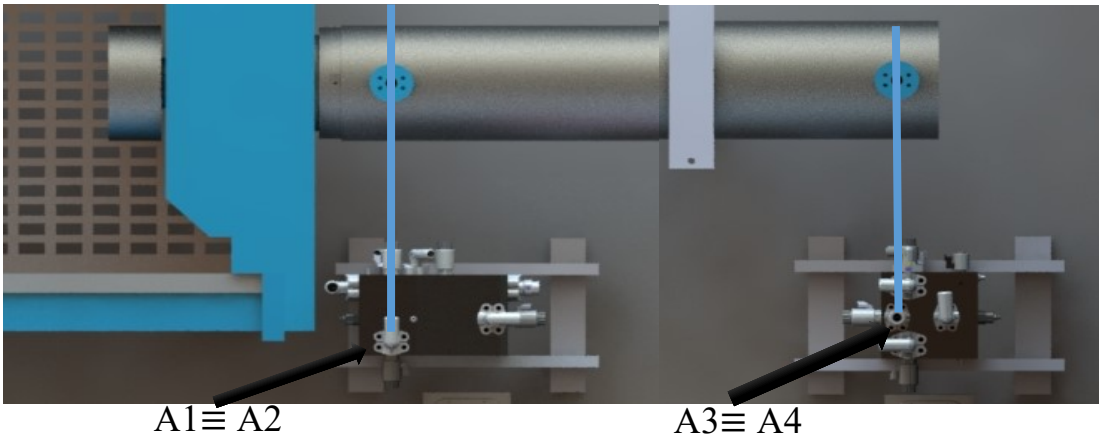


Figura 5.34-Vista de cima do atuador onde estão localizados os orifícios A1, A2 e A3, A4 dos blocos respetivos.

6 Solução de automação

Atualmente, o desenvolvimento de qualquer máquina não pode ser concluído sem o estudo da solução de automação mais adequado para a mesma. Depois de toda a análise feita ao sistema de atuação, em termos construtivos e funcionais, é importante entender como serão organizados os componentes elétricos para atuação desses elementos hidráulicos.
A primeira etapa do processo de elaboração da solução de automação assenta na necessidade de definição e seleção dos componentes que, obrigatoriamente, precisam de trocar informação com o cérebro da máquina. Por outro lado, é importante entender qual o fluxo dessa informação, ou seja, se é o autómato que recebe um sinal ou se é este que o envia. Caso seja o autómato a enviar o sinal, o componente ajustará o seu comportamento e, portanto, considera-se que se trata de um sinal de comando. Se for o autómato a receber o sinal, este fará a leitura do mesmo e, desta forma, monitorizará a máquina.

Considerando, agora, o esquema hidráulico apresentado na Figura A. 1 e Figura A. 2, é de notar a presença de doze válvulas hidráulicas comandadas eletricamente, incluído nelas duas válvulas proporcionais cujo ajuste da gaveta também é feito por sinal proveniente do autómato. Acrescenta-se, ainda, a necessidade de acionamento de dois motores elétricos com potência de 11kW e 22kW e a presença de um transdutor de posição, uma célula de carga, três transdutores de pressão, um detetor de nível, um interrutor de colmatagem de filtro e um transdutor de temperatura da central hidráulica.

Porém, para que todo o mecanismo funcione em termos elétricos cumprindo todos os requisitos funcionais e de segurança, outros elementos são imprescindíveis nos quadros elétricos. Em termos de segurança é importante que se tenha alguma sensibilidade para reconhecer eventuais situações de riscos e que, dessa forma, se consiga implementar no armário elétrico componentes destinados para esse fim, tais como:

- Seccionador geral: este componente permite cortar a alimentação trifásica do circuito. Muitas das vezes é lhe adicionada uma extensão ajustável à profundidade do armário, obrigando o utilizador a desligar a alimentação do quadro, antes de aceder a este;
- Disjuntores magnetotérmicos: dispositivos que em situações de sobrecarga ou de curto-circuitos cortam a alimentação das fontes e dos motores elétricos associados, levando à imobilização da máquina.
- Relé de segurança: componente desenvolvido exclusivamente para desempenhar função de segurança. A ativação do relé de segurança é feita, nomeadamente, pela atuação de um botão de emergência. Em geral um relé de segurança tem por função efetuar o corte de energia a todos os elementos de atuação. A alimentação dos motores e das válvulas é obrigada a passar por este relé, levando a máquina à imobilização.

Todavia, a segurança do sistema pode ser reforçada pela presença de botões de emergência e sensores, por exemplo, e protetores que se coloquem na máquina e ainda com a colocação de uma baliza de sinalização e um buzzer. Estes dois últimos dispositivos, quando corretamente

programados, avisam o utilizador para o estado de funcionamento em que se encontra a máquina.

Em termos funcionais, a colocação de um variador de velocidade permite que, em todos os momentos, a velocidade de rotação do motor, associado a este componente, seja adaptada à necessidade do sistema. Desta forma, evita-se que uma grande parte do óleo fornecido seja diretamente encaminhado para o reservatório. Fica possível, ainda, garantir que, com a presença de um variador, o arranque do motor é controlado e não se registem picos de corrente.

A junção de um transdutor de temperatura, detetor de nível e de interrutor de colmatagem de filtro permite monitorizar constantemente a central hidráulica, proporcionando condições para o correto funcionamento do sistema. Desta forma, são sempre detetadas situações em que ocorra a colmatação do filtro, a redução do nível do óleo e variações de temperatura que têm influência direta na viscosidade do óleo.

Na Tabela 6.1 são apresentados os diferentes componentes constituintes da máquina de ensaio que irão comunicar com o autómato. A cada componente é associado o tipo de sinal trocado com o autómato. Nesta tabela, estão, ainda, incluídos os solenoides das válvulas utilizadas. Estes apenas se encontram tabelados para se contabilizarem os sinais que serão trocados com estes componentes. Deste modo, facilita-se a posterior escolha dos módulos de entrada ou saída dos sinais analógicos ou digitais do autómato.

Tabela 6.1-Sinais dos componentes que comunicam com o autómato.

Componente	Sinal
Válvula proporcional 6V5	Sinal de saída analógico
Válvula proporcional 3V3	Sinal de saída analógico
Válvula 3V1	Sinal de saída digital
Válvula 5V1	Sinal de saída digital
Válvula 5V2	Sinal de saída digital
Válvula 5V3	Sinal de saída digital
Válvula 5V4	Sinal de saída digital
Válvula 6V1	Sinal de saída digital
Válvula 6V2	Sinal de saída digital
Válvula 6V3	Sinal de saída digital
Válvula 6V5	Sinal de saída digital
Válvula 1V1(a)	Sinal de saída digital
Válvula 1V1(b)	Sinal de saída digital
Válvula 2V1(a)	Sinal de saída digital
Válvula 2V1(b)	Sinal de saída digital
Transdutor de posição	Sinal de entrada analógico
Célula de carga	Sinal de entrada analógico
Transdutor de pressão 1 (câmara secundária do atuador)	Sinal de entrada analógico
Transdutor de pressão 2 (pressão na linha das bombas)	Sinal de entrada analógico
Transdutor de pressão 3 (no sistema do acumulador)	Sinal de entrada analógico
Filtro	Sinal de entrada digital
Detetor de nível	Sinal de entrada digital
Transdutor de temperatura	Sinal de entrada analógico
Variador de velocidade p/ motor de 11kW	Sinal de saída analógico
Variador de velocidade p/ motor de 22kW	Sinal de saída analógico
Monit. Relé de segurança	Sinal de entrada digital
Monit. Botão de emergência	Sinal de entrada digital
Contator p/ motor de 11kW	Sinal de saída digital
Contator p/ motor de 22kW	Sinal de saída digital
Rearme do relé de segurança	Sinal de saída digital
Baliza de sinalização – luz vermelha	Sinal de saída digital
Baliza de sinalização – luz amarela	Sinal de saída digital
Baliza de sinalização – luz verde	Sinal de saída digital
Buzzer	Sinal de saída digital

Fazendo um balanço para cada tipo de sinal, o autómato deste sistema necessita de dispor de 4 saídas analógicas, 6 entradas analógicas, 20 saídas digitais e 4 entradas digitais. Assim, conjugando com os vários módulos de expansão existentes no mercado, pode-se atribuir a esta aplicação um módulo com 8 entradas analógicas, um módulo com 4 saídas analógicas, um módulo com 8 entradas digitais, um módulo com 16 saídas digitais e um módulo com 8 saídas digitais ou um com 4 saídas digitais e 4 entradas digitais. A decisão entre estes dois últimos módulos pode depender da necessidade de ter disponíveis mais entradas ou mais saídas digitais. A monitorização de sensores que possam ser colocados na proteção da máquina não foi contabilizada nesta solução, desta forma poderão vir a ser necessárias mais entradas digitais.

Na Tabela 6.2 são apresentados os restantes componentes que foram selecionados para serem introduzidos nos armários elétricos.

Tabela 6.2-Componentes elétricos selecionados.

Componentes	Referência
Relé de segurança	TM3SAK6R
Variador 11kW	ATV340D11N4E
Variador 22kW	ATV340D22N4E
Contator 11kW	LC1D25BD
Disjuntor 11kW	GV2ME22
Contator 22kW	LC1D50ABD
Disjuntor 22kW	GV3P50
Baliza sinalização + buzzer	XVMB2RAGSWSB
F. alimentação de potência	ABL8WPS24400
F. alimentação de sinal	ABL8RPS24030
Disj. F. alim.sinal	GB2CD05
Disj. F. alim.pot	GB2CD10
Interruptor geral	GV3P50
Interruptor geral extensão	GV2APN04

A seleção dos variadores de velocidade, contatores e disjuntores para os dois motores foi feita de acordo com a potência destes e a seleção dos restantes componentes foi realizada de acordo com a tensão de alimentação dos componentes que, no caso desta solução, é de 24VDC.

Os contactores apresentam 3 polos, tal como os disjuntores dos motores, com contatos normalmente abertos. Porém, ainda são constituídos por mais dois contatos, um normalmente aberto e outro normalmente fechado, que permitirão o comando e monitorização destes componentes.

Relativamente aos variadores de velocidade, a escolha também recaiu nas potências dos motores. Perspetivando uma melhor organização do chão industrial onde será inserida a máquina, optou-se por variadores que têm comunicação por rede local Ethernet. Esta opção permite que apenas seja necessário utilizar um cabo com entrada RJ45 para conectar ao autómato, reduzindo a quantidade de cablagem necessária para essa ligação.

Por fim, as fontes de alimentação tanto de potência como de instrumentação exigiram o cálculo de corrente de saída necessária para satisfazer as necessidades do sistema. A fonte de potência, responsável pela alimentação de todas as válvulas, requer uma corrente igual a 24,1A. Este cálculo foi feito tendo em conta que a alimentação dos 12 solenoides das válvulas de atuação momentânea, que exigem, geralmente, 1,5A, as válvulas proporcionais 3A mais o relé de

segurança que precisa de 100mA. Assim, optou-se pela única solução disponível, uma fonte de potência de 40 A.

Por outro lado, no caso da fonte de instrumentação, esta é responsável pela alimentação de todos os transdutores, que consomem geralmente 20mA, aproximadamente, mais dois botões de emergência, o detetor de nível e de filtro que também apresentam o mesmo consumo de corrente. Desta forma, esta fonte de alimentação precisa de 0,2A, porém, salvaguardando os comandos das válvulas e eventuais componentes que também deverão ser alimentados por esta e possivelmente futuros transdutores que poderão ser adicionados à solução, optou-se por uma fonte de alimentação de 3A.

Distribuição dos quadros elétricos utilizados

Devido à existência de dois vaiadores de frequência, que são componentes que aquecem e podem produzir, juntamente, perturbações magnéticas que poderão perturbar os sinais do autómato, foi optado pela divisão do alojamento dos componentes desta solução de automação distribuindo-os por, essencialmente, dois quadros elétricos, ver Figura 6.1.

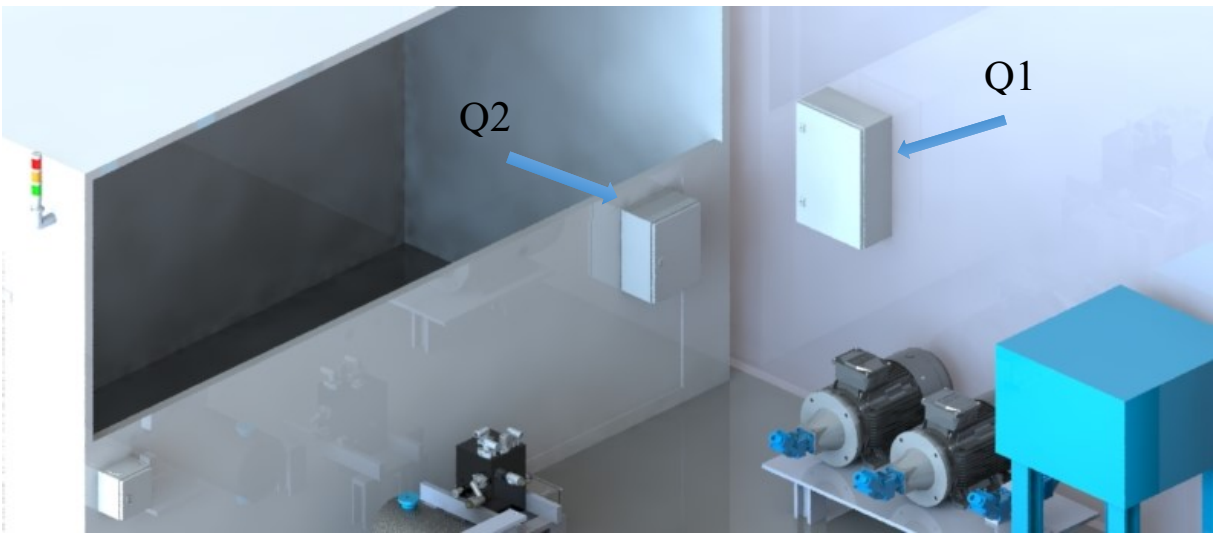


Figura 6.1- Localização dos quadros de potência e comando no layout do sistema.

O quadro elétrico de potência, Q.1, mais próximo da central hidráulica e de dimensões superiores, irá ter nele incluído, a fonte de potência, disjuntores, contactores, variadores de frequência, o seletor e o relé de emergência mais os bornes necessários.
No quadro elétrico de comando, Q.2, estarão situados, o autómato, a fonte de sinal e o seu disjuntor, os módulos de expansão do autómato e os bornes necessários.

Devido às elevadas dimensões da máquina de ensaios, os diferentes componentes que, por um lado, necessitam de ser alimentados eletricamente através do sinal do relé de segurança, e por outro, estarão a comunicar com o autómato, encontrar-se-ão muito afastados um dos outros e dos quadros de potência e de comando, que se encontram mais próximos da central hidráulica. Desta forma, foram adicionadas, à esta solução, mais 3 caixas elétricas, denominadas por caixas concentradoras de sinal, que servirão para organizar os cabos elétricos que conectam os diferentes elementos desta solução. Nestas caixas estarão presentes bornes que possibilitam a junção dos cabos provenientes de cada elemento individual, de forma a diminuir a quantidade de cabos separados e, assim, melhorar a organização do *layout* do sistema.

A caixa Q.3, colocada perto bloco associado à câmara principal do atuador, como se pode observar na Figura 6.2, permite organizar e juntar todos os cabos de alimentação das válvulas

presentes neste bloco e encaminhar num cabo maior os sinais para o quadro elétrico de potência, sinais de 24V seguros proveniente do relé de segurança. Nesta caixa também serão reunidos todos os sinais de comunicação das válvulas com o autómato e será, também, incluído o sinal do transdutor de pressão. Estes sinais serão ligados ao quadro elétrico de comando por meio de um cabo elétrico único.

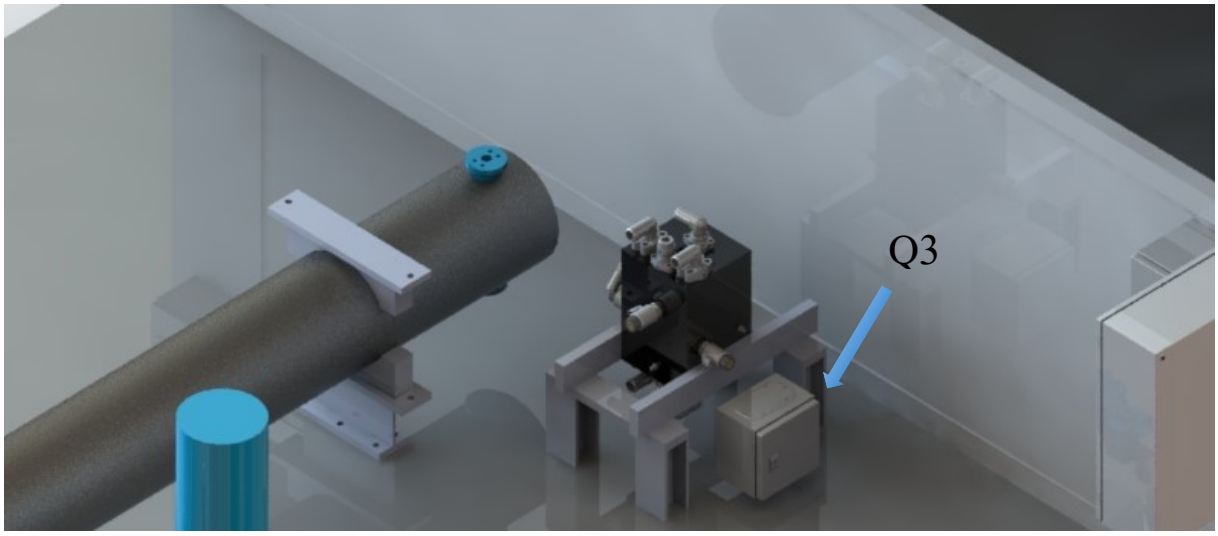


Figura 6.2-Localização da caixa concentradora de sinal Q3 no layout do sistema.

A caixa Q.4, presente na Figura 6.3, colocada perto do bloco que contém as válvulas associadas à câmara secundária do atuador, irá organizar, tal como a caixa Q.3, os sinais de alimentação das válvulas num cabo elétrico que estará ligado ao quadro elétrico de potência, e irá, também, organizar os sinais de comando das válvulas e os sinais de leitura dos transdutores de pressão, força e posição num só cabo elétrico conectado ao quadro de sinal.

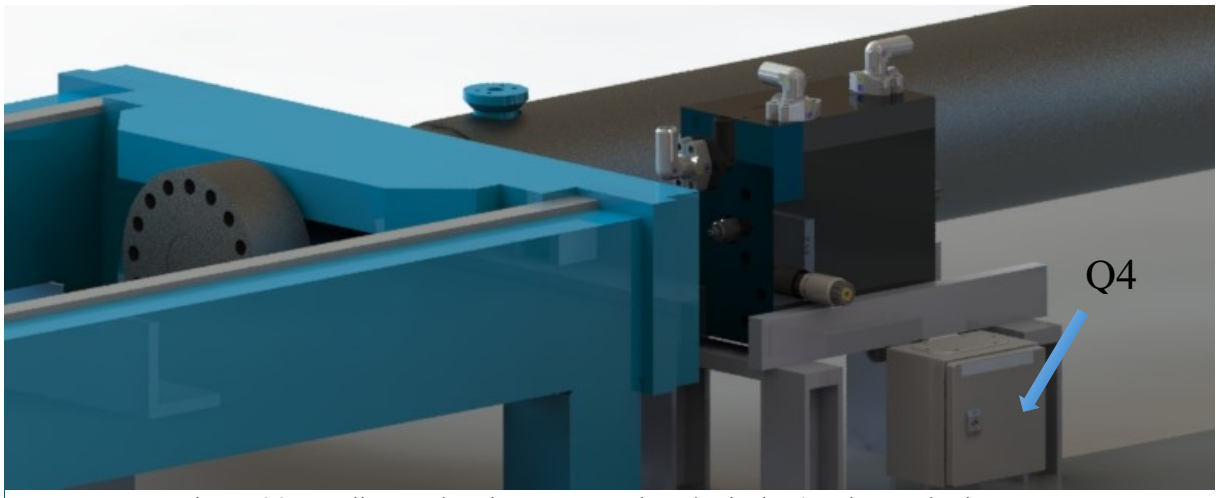


Figura 6.3-Localização da caixa concentradora de sinal Q4 no layout do sistema.

A caixa Q.5, junto à cabine de instrumentação, como de pode observar na Figura 6.4, irá organizar os sinais dos elementos de segurança, *buzzer*, baliza, e outros, que poderão ser adicionados para realizar todo o comando de segurança da máquina, num cabo elétrico que estará diretamente conectado ao quadro elétrico de comando. Nesta caixa poderão estar incluídos os cabos de alimentação e sinal de dois botões de emergência, um colocado na cabine de instrumentação e outro que poderá colocado perto da máquina para que não seja necessário entrar na cabine para parar a máquina em emergência.

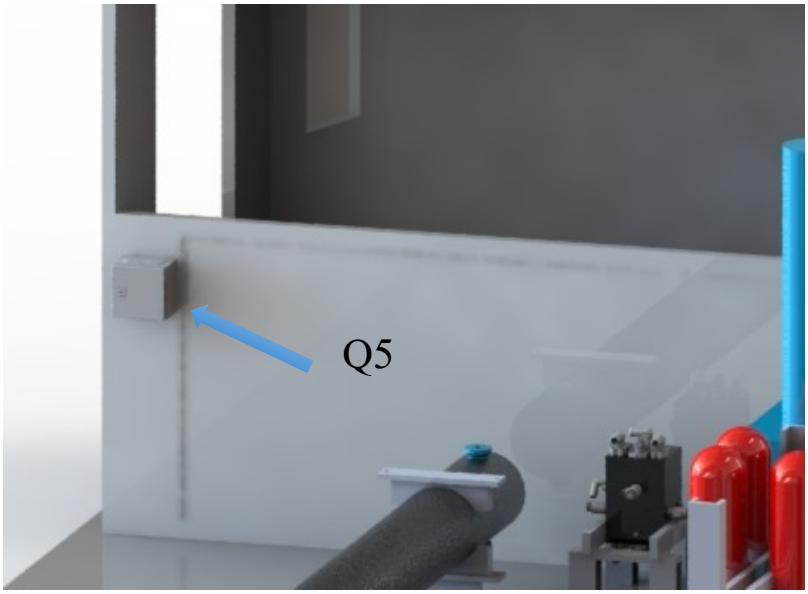


Figura 6.4-Localização da caixa concentradora de sinal Q5 no *layout* do sistema.

O quadro de comando de potência, Q1, que se encontra mais próximo da central hidráulica, será utilizado para enviar a alimentação a 24VDC seguros, provenientes do relé de segurança, às válvulas existentes. Como serão necessários estes cabos, o sinal de comando também será enviado para as válvulas a partir deste quadro elétrico. Para que isto seja possível, é necessária a existência de um cabo que reúna os sinais de atuação das válvulas a partir do quadro de comando, Q2. Neste cabo, também, estão incluídos os sinais de leitura dos transdutores de pressão no circuito do acumulador, do sensor se filtro, sensor de nível de óleo do reservatório e sensor de temperatura do óleo. Ainda neste cabo, podem estar incluídos os sinais de monitorização e comando do relé de segurança, disjuntores e contactores.
A alimentação trifásica para as fontes de potência e variadores de frequência será enviada para o quadro de potência através de um cabo elétrico. A fonte de sinal, presente no quadro 2 também necessita de alimentação trifásica, desta forma, será enviado um cabo com esta alimentação do quadro Q1 até ao quadro Q2.

Os esquemas dos cabos elétricos necessários e das trocas de sinal, estão presentes na Figura C. 1.

Conclusões

Ao longo deste projeto de dissertação foi proposta uma nova solução para a atualização tecnológica de uma máquina de ensaios de cabos com capacidade máxima até 1MN, dentro da situação do estado de arte a nível de sistemas hidráulicos e sistemas elétricos da atualidade.

Primeiramente, fez-se uma análise importante das características dos cabos e dos parâmetros requeridos para as normas que regem e validam os ensaios a cabos sintéticos. Depois da análise dos catálogos da empresa Lankhost Euronete chegou-se a um objetivo de especificações necessárias para a máquina, de forma que se cumpra durante um longo período de tempo os requisitos dos ensaios para os cabos que existem na atualidade e ainda outros que virão a ser desenvolvidos com características, provavelmente, nunca antes avaliadas.

A conceção do sistema hidráulico passou pela verificação das funcionalidades da máquina e dos problemas que poderiam advir no decorrer dos ensaios de cabos sintéticos, sempre com a ideia de tornar possível, com a implementação de diferentes elementos no sistema, potenciar a otimização do consumo de energia e a fiabilidade da máquina. Com esta ideia, chegou-se a uma conceção final de um sistema que se poderá apelidar de criativo, que se afasta largamente das soluções mais comuns utilizadas neste tipo de máquinas até à atualidade.

Foi concebido um sistema que reúne a capacidade de operar em fonte de caudal, no qual o controlo do movimento é, maioritariamente, realizado com o controlo da velocidade de rotação dos motores dos grupos energéticos. Com estas características apenas se fornece a energia necessária ao sistema em todas as condições de funcionamento. Para aumentar a fiabilidade dos componentes do sistema, a diminuição da potência instalada e a otimização da energia consumida foi concebido, ainda, um sistema que permitisse a recuperação da energia do cabo na fase de relaxação e a sua reutilização da fase de tensionamento do cabo.

A complexidade do sistema proposto determinou a necessidade da realização de uma modelação numérica e simulação do funcionamento global da máquina. Assim, foi realizada a modelação do sistema hidráulico na ferramenta de simulação *Simulink*-MATLAB. A modelação realizada seguiu uma ideologia bastante próxima da implementação do comando do sistema real.
Esta modelação mostrou-se bastante útil para a verificação do funcionamento e da capacidade de recuperação da energia do cabo no movimento de avanço, mas também permitiu aumentar a sensibilidade para alguns problemas que poderão existir no controlo de força dos ensaios.
A simulação realizada foi concebida com um rigor assinalável, no qual se implementaram as curvas de rendimento dos grupos e se incluiu a compressibilidade do óleo.
Desta análise conclui-se que, para que o funcionamento do sistema seja garantido, nas situações mais extremas do funcionamento da máquina, o volume mínimo de azoto seria de 200 litros.

Após a análise da viabilidade do funcionamento do sistema, através da simulação, foi realizada uma proposta para a solução construtiva da máquina, na qual, foi concebido o atuador hidráulico a utilizar e foram selecionadas as válvulas presentes no sistema idealizado. Nesta proposta de solução construtiva foi apresentado o *layout* com as dimensões e proporcionalidades próximas da máquina real. Foram, ainda, concebidos dois blocos hidráulicos para alojamento de parte das válvulas hidráulicas.

Por fim, foi feita uma proposta de organização da solução de automação do sistema, que funcionará como o cérebro desta máquina de ensaios. Nesta solução foram propostos diversos quadros elétricos a utilizar na aplicação e a sua disposição no *layout* da máquina. Na seleção foi sempre tido, como fator determinante, a organização do chão de fábrica. Nesta solução, também foram selecionados os componentes elétricos a utilizar.

Em suma, ficou a convicção de que o projeto de alteração tecnológica da máquina de ensaios, até este ponto, apresenta um grande potencial de implementação e de melhoria funcional na perspetiva de cumprimento das diretivas europeias que orientam a otimização energética no meio industrial.
Em grande parte, fomentado pela ferramenta de simulação utilizada, que poderá ser utilizada para averiguação mais aprofundada, ao longo dos próximos paços do projeto, para verificação do funcionamento da máquina e das características do controlo a implementar. Acredita-se que o projeto idealizado, apresenta elevado potencial e poderá vir a dar cartas no futuro e talvez ser referencia de implementação em máquinas de ensaios que tenham funcionalidades idênticas.

Trabalhos futuros

Esta dissertação cobre apenas o início do desenvolvimento deste projeto de conceção do sistema de comando desta máquina. Ainda existe um longo caminho a percorrer para se concluir todo o projeto de conceção e implementação do comando desta máquina, partindo da base gerada neste projeto de dissertação.

Neste momento, para implementação antes de começar a produção e compra de todos os componentes da máquina, será necessária a realização de um orçamento para minimizar custos e majorar capacidades e funcionalidades.

Após se encontrarem todos os componentes, pode-se melhorar a simulação desenvolvida, implementando todos os parâmetros das válvulas a utilizar nos seus blocos modelados. Desta forma poder-se-á utilizar a simulação como uma ferramenta para definir pressões de ajuste do acumulador e volume de azoto ajustados às características dos cabos que se irão ensaiar.

Para conceber os blocos e as estruturas necessárias que compõem todo o *layout*, é necessário desenvolver os desenhos de definição de todas as peças e selecionar os materiais que as compõem.

Com todo sistema montado, será necessário programar o autómato utilizado e conceber a HMI que gerará a interface entre o utilizador e a máquina. Esta programação do autómato e HMI são etapas bastante demoradas no desenvolvimento de uma máquina que se tenha como objetivo a elevada qualidade e facilidade de operação por parte das pessoas responsáveis pela máquina. Nesta programação deverão estar incluídas funcionalidades de segurança descritas pelas diferentes normas de programação de autómatos e de máquinas de ensaio.

Referências

[1] L. Euronete. *Lankhorst Ropes*.

[2] mcnunes. "QM - propriedades mecânicas." https://paginas.fe.up.pt/~mcnunes/QMAR0708/propr_mec_QM.pdf (accessed.

[3] P. T. D. d. Araújo, "Propriedades dos Materiais – CAP 3," Março/2010.

[4] X. W. Y. C. G. J. DaiL.H., "Elastic-plastic modeling of metallic strands and wire ropes under axial tension and torsion loads," vol. 129, pp. 103-118.

[5] S. J. B. a. J. M. I.M.L. Ridge*, "Nylon Fibre Rope Moorings for Wave Energy Converters."

[6] *Fibre ropes for offshore station keeping-Polyester* I. O. f. s. I. D. 18692, 2005.

[7] *Diretrizes para Manipulação, Aramzenamento, Inspeção e Teste de Mangueiras no Campo*, OCIMF, 1995.

[8] L. Ropes. "LANKO®EIGHT SK78." https://www.lankhorstropes.com/synthetic-fibre-ropes/lanko-eight (accessed 2021).

[9] *Technical Specification od Polyester Ropes for MODU Mooring System*, Sheel, March 2001.

[10] *Guide Notes on the Application of Synthetic Ropes for Offshore Mooring*, ABS.

[11] *Polyester Rope For Mooting Line* PETROBRAS, AGO/2001.

[12] E. Commission. "Ecodedign requirements apply to this product." https://ec.europa.eu/info/energy-climate-change-environment/standards-tools-and-labels/products-labelling-rules-and-requirements/energy-label-and-ecodesign/energy-efficient-products/electric-motors_en (accessed.

[13] G. W.-U. M. E. Motores, "Guia de Especificação."

[14] F. F. Steve Skinner, *Elementos de hidráulica proporcional:VICKERS*.

[15] MRB/PA, "TP 9 – Motores AC e Variadores de Frequência (VF)," fev. 2020.

[16] P. Hannifin. *Truck Hydraulics*, 2020.

[17] Busak+Shamban. *Hydraulic seals-linear*, DECEMBER 2004.

[18] Busak+Shamban. *Static Seals*, 2005.

[19] *Accumulator stations EN 3.653.7/04.21*.

[20] *Piston Accumulators Standard design EN 3.301.19/04.21*.

[21] *Hydraulic Cartridge Systems: Treaded Cartridge Valves and Integrated Hydraulic Products Catalog HY15-3503R1/US*.

[22] Sunhydraulics. "Sunhydraulics Cartridges LoadHolding Counterbalance." https://www.sunhydraulics.com/model/CWGG (accessed 2021).

[23] WANDFLUH. https://www.wandfluh.com/products/valves/cat/proportional-valves/f3/597/f5/604/#finder (accessed 2021).

[24] *Non return and special valves:Flexible use and high reliability*.

[25] *Solenoid directional valves type DHE*, 2020.

[26] *Solenoid directional valves type DKE*, 2020.

[27] Rexroth. "Pressure relief valve VS-80." https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-

hydraulics/compact-hydraulics/cartridge-valves/mechanical-cartridge-valves/relief-and-unloading-valves/direct-acting-guided-poppet-type/vs-80 (accessed 2021).

[28] *Relief, direct acting guided poppet type, hardened seat Special cavity, 008 -VS-30-NCF*, 2016.

[29] E. F. Hydraulic. "CETOP." https://www.eurofluid.it/en/hydraulic-manifold-blocks/single-subplate-cetop-3/#post_id-ES3D38L (accessed 2021).

Anexo A: Esquemas do circuito hidráulico

Neste anexo estão disponíveis esquemas detalhados do circuito hidráulico, com os nomes dos grupos, válvulas, solenoides e transdutores utilizados.

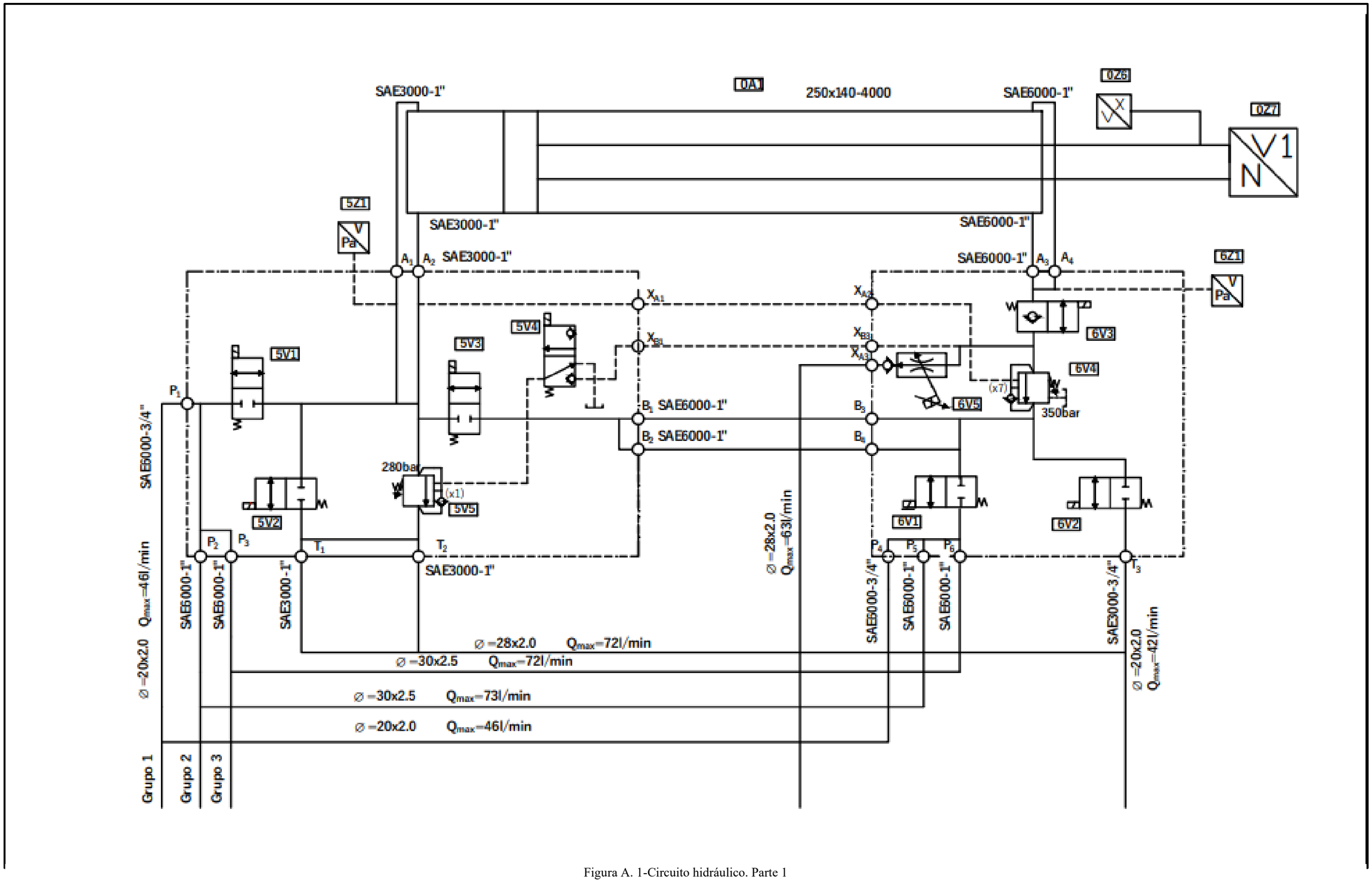


Figura A. 1-Circuito hidráulico. Parte 1

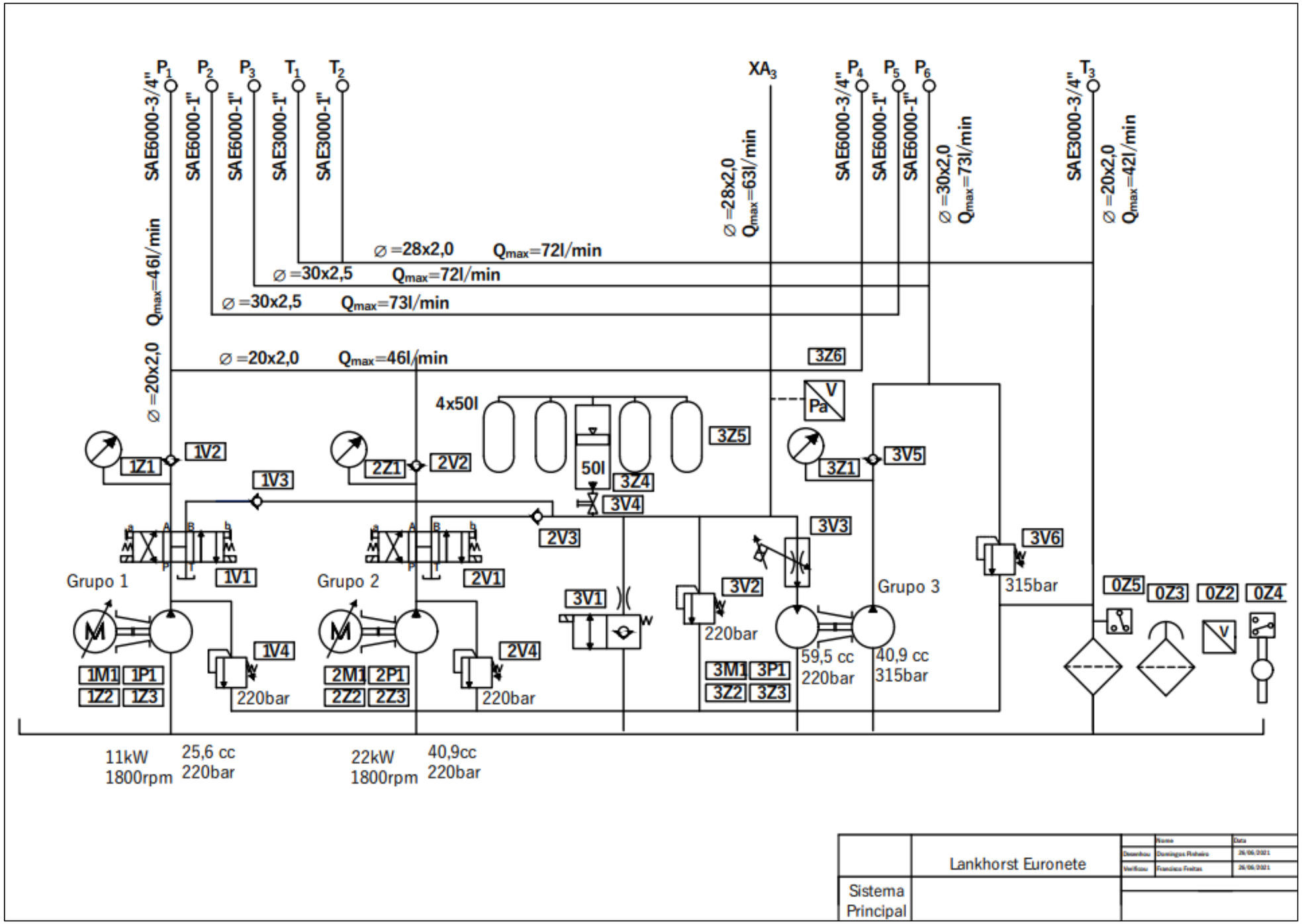


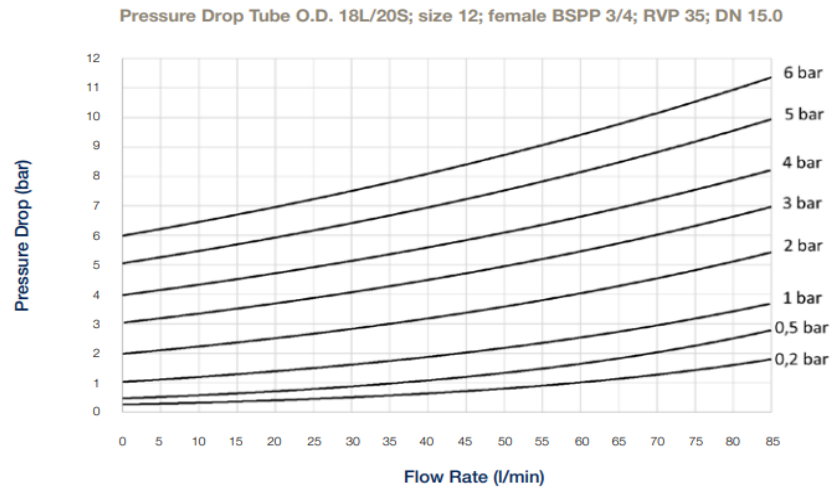
Figura A. 2- Circuito hidráulico. Parte 2.

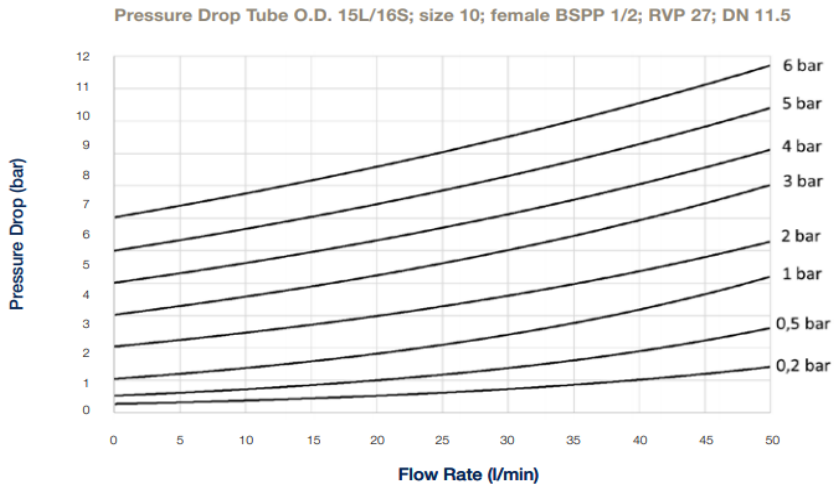
Anexo B: Dimensionamento dos componentes hidráulicos

Neste anexo estão apresentadas todas as informações referentes ao capítulo 5 da Solução construtiva do sistema hidráulico.
São apresentadas informações mais especificas das válvulas selecionadas, que permitem os calculos das perdas de carga, entre outros parâmetros.
Aqui também é apresentado um desenho de conjunto do atuador hidráulico 250x140-4000 projetado.

Non return and special valves

Flexible use and high reliability





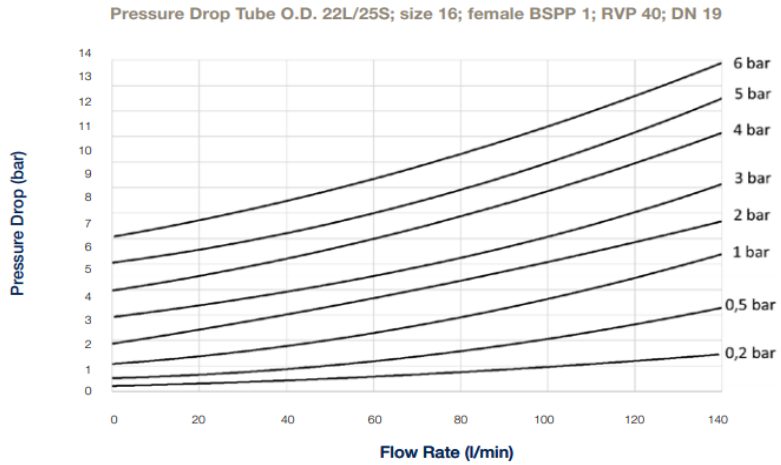
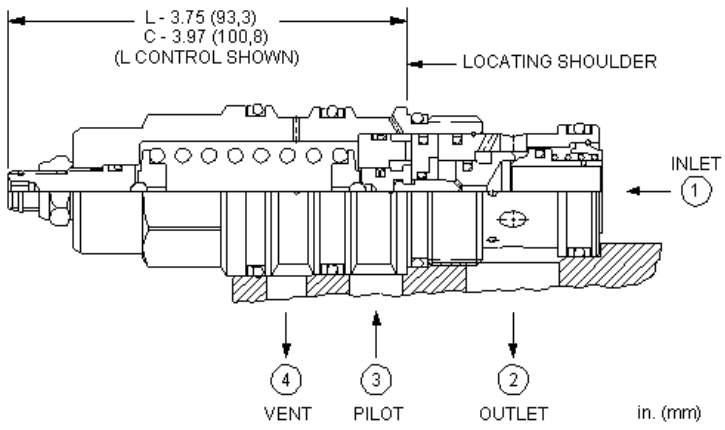
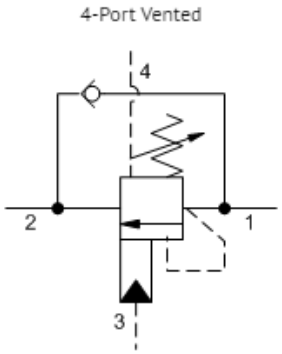


Figura B. 1-Válvulas de retenção unidirecionais.

5:1 pilot ratio, vented counterbalance valve

Capacity: 60 gpm | **Cavity:** T-23A





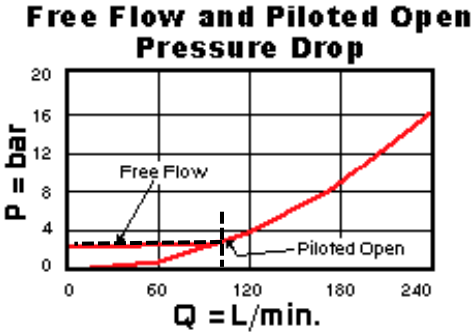
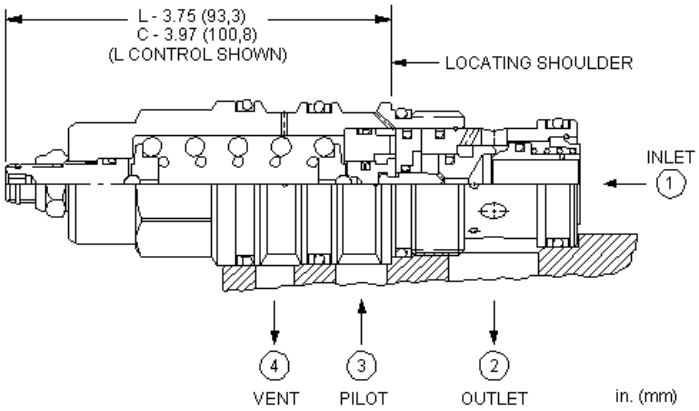
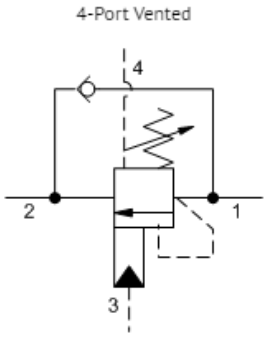


Figura B.2-Válvula de carga 6V4.

1:1 pilot ratio, vented counterbalance valve

Capacity: 60 gpm | **Cavity:** T-23A





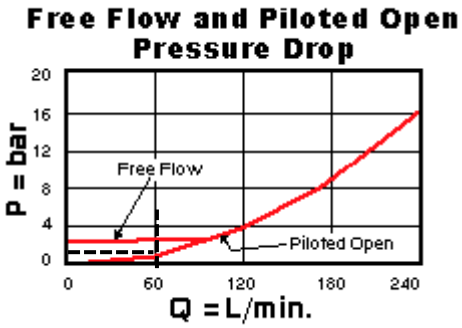


Figura B. 3-Válvula de carga 5V5.

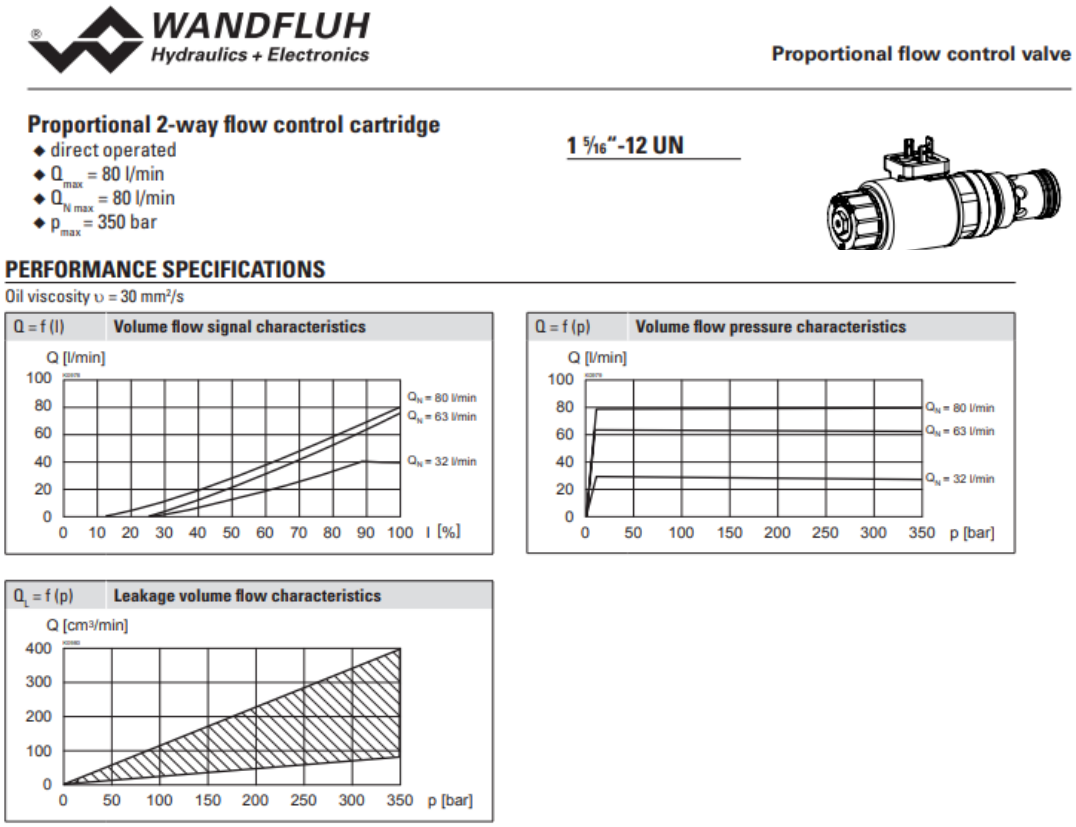


Figura B. 4-Válvula reguladora de caudal proporcional 6V5.[23]

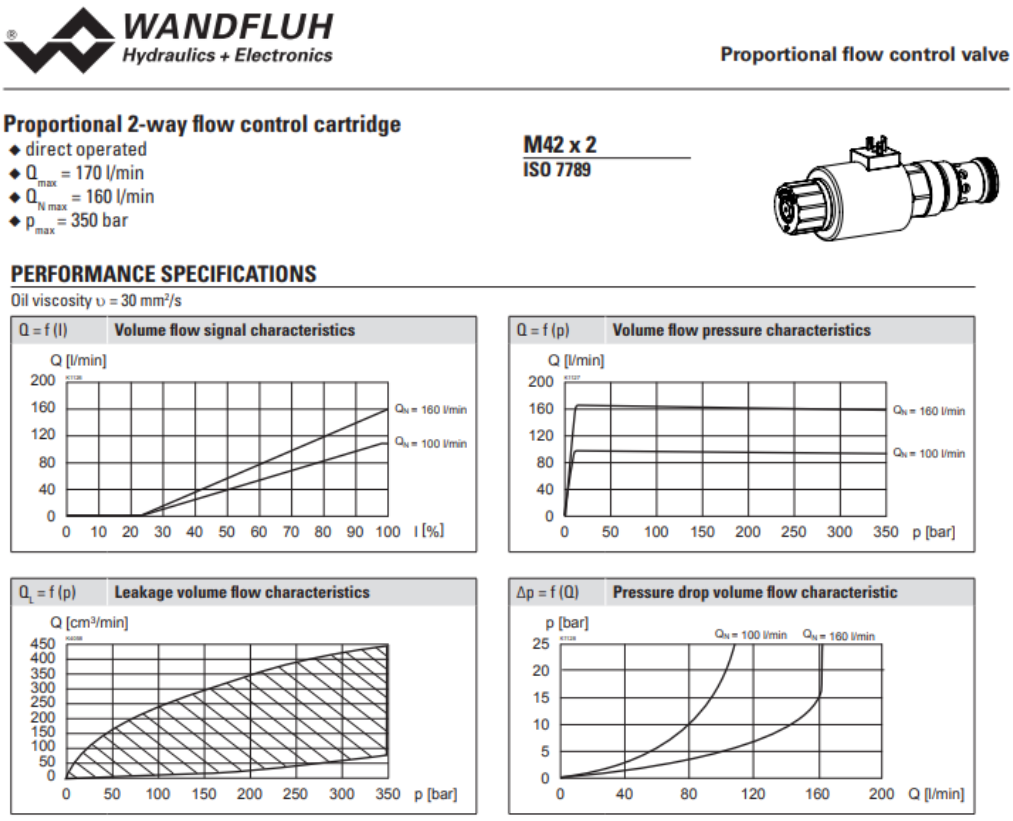
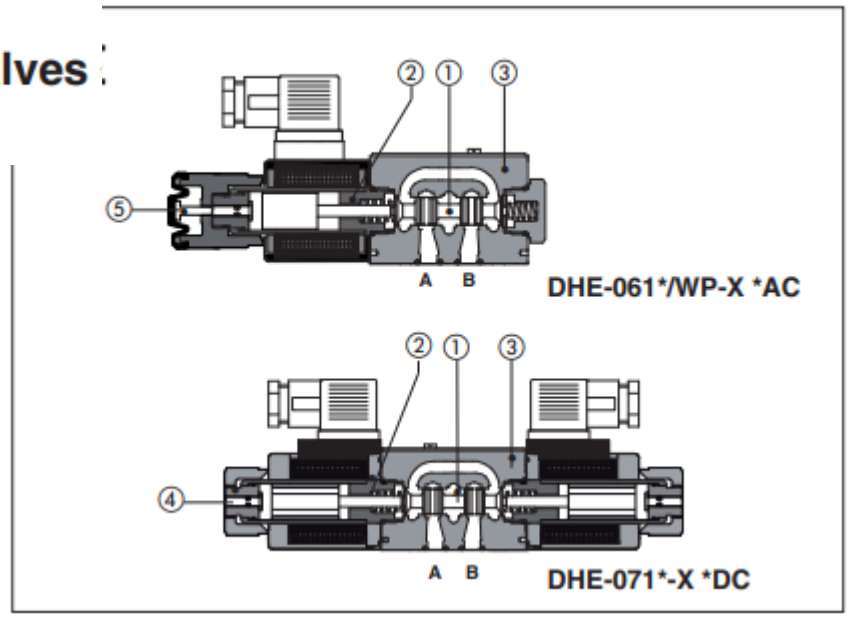


Figura B. 5-Válvula regulador de caudal proporcional 3V3.[23]

atos

Solenoid directional valves

direct, spool type, high flow

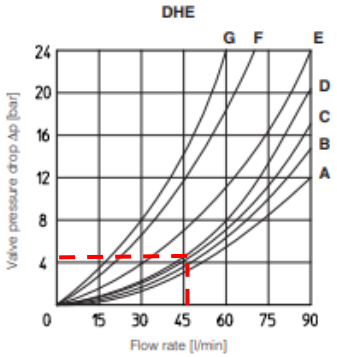


Solenoid directional valves type DHE

direct, spool type, high flow

6 **Q/ΔP DIAGRAMS** based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Spool type \ Flow direction	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0, 0/1	A	A	C	C	D
1, 1/1	D	C	C	C	
3, 3/1	D	D	A	A	
4, 4/8, 5, 5/1, 49, 58, 58/1, 94	F	F	G	C	E
1/2, 0/2	D	D	D	D	
6, 7, 16, 17	D	D	D	D	
8	A	A	E	E	
2	D	D			
2/2	F	F			
09, 19, 90, 91	E	E	D	D	



Solenoid directional valves type DKE

direct, spool type

6 **Q/ΔP DIAGRAMS** based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Spool type \ Flow direction	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T	B→A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5, 58	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
19, 91	F	F	G	G		H
1/9, 39, 93	F	F	G	G		H

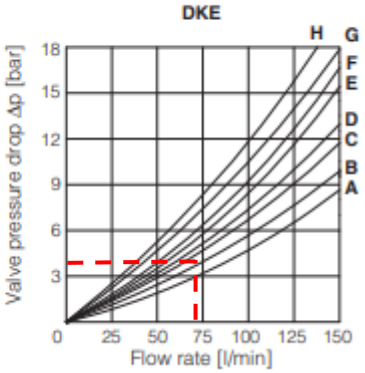


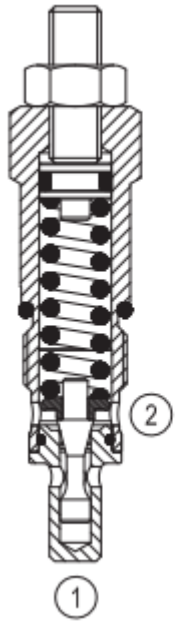
Figura B. 6-Válvulas direcionais de base 1V1 e 2V1.

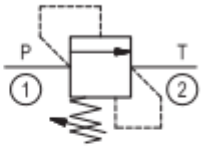
The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Relief, direct acting guided poppet type, hardened seat
Special cavity, 008

VS-30-NCF





Characteristic curve

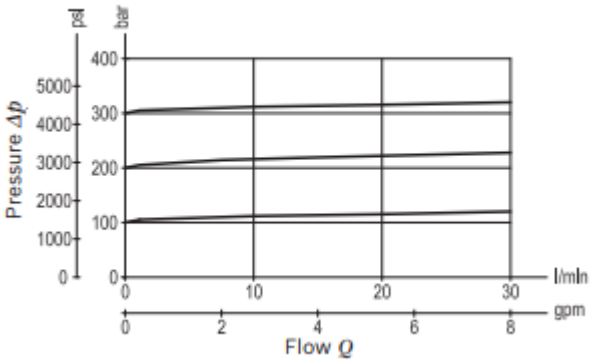


Figura B. 7-Válvula limitadora de pressão 3V2 e 1V4.

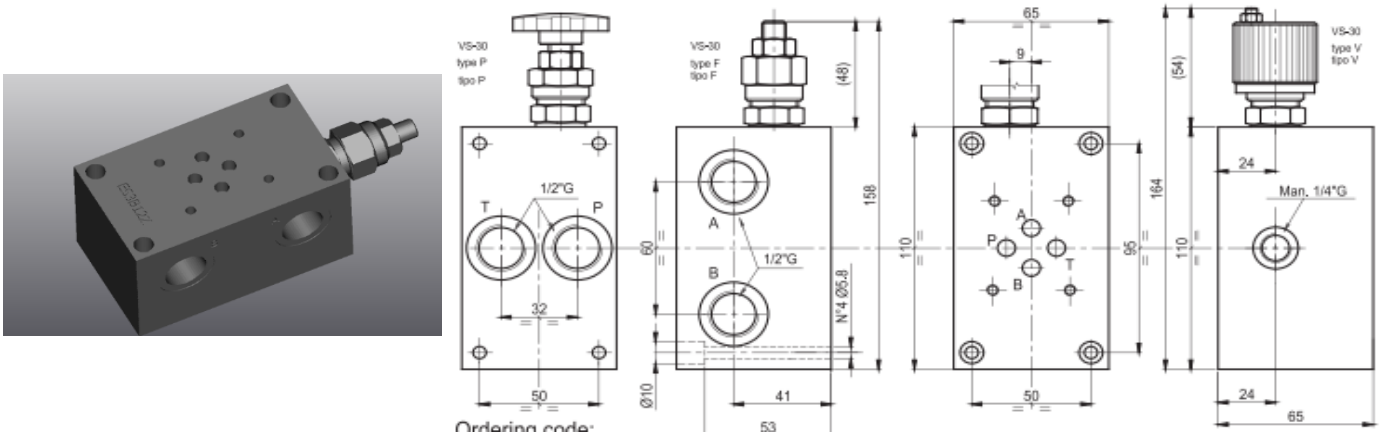


Figura B. 8-Placa base CETOP 03.

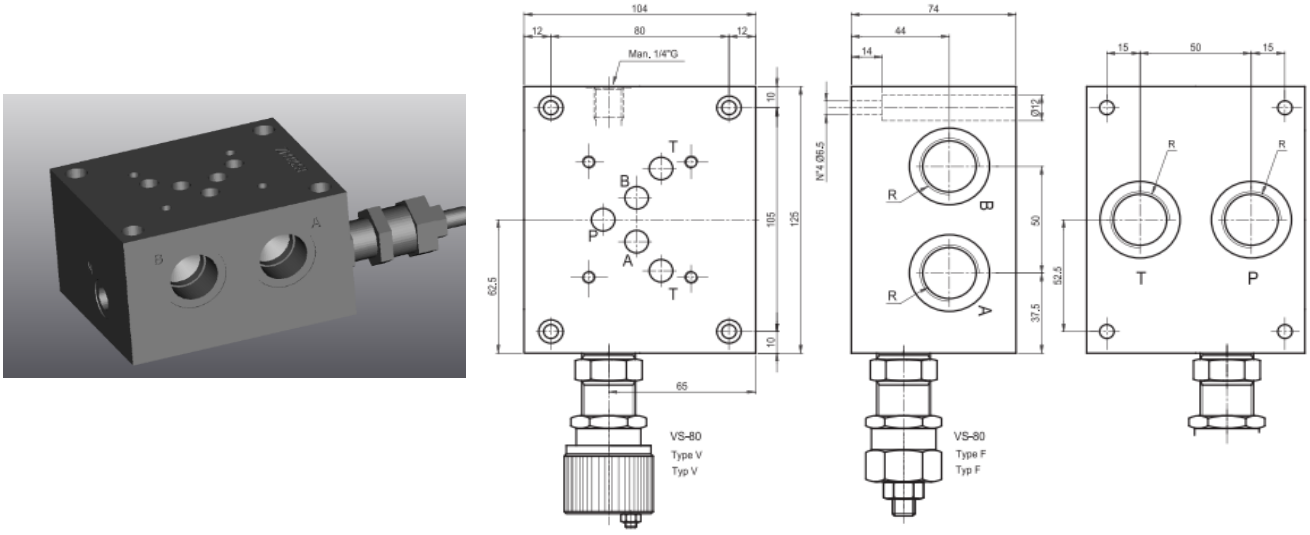


Figura B. 9-Placa base CETOP 05.

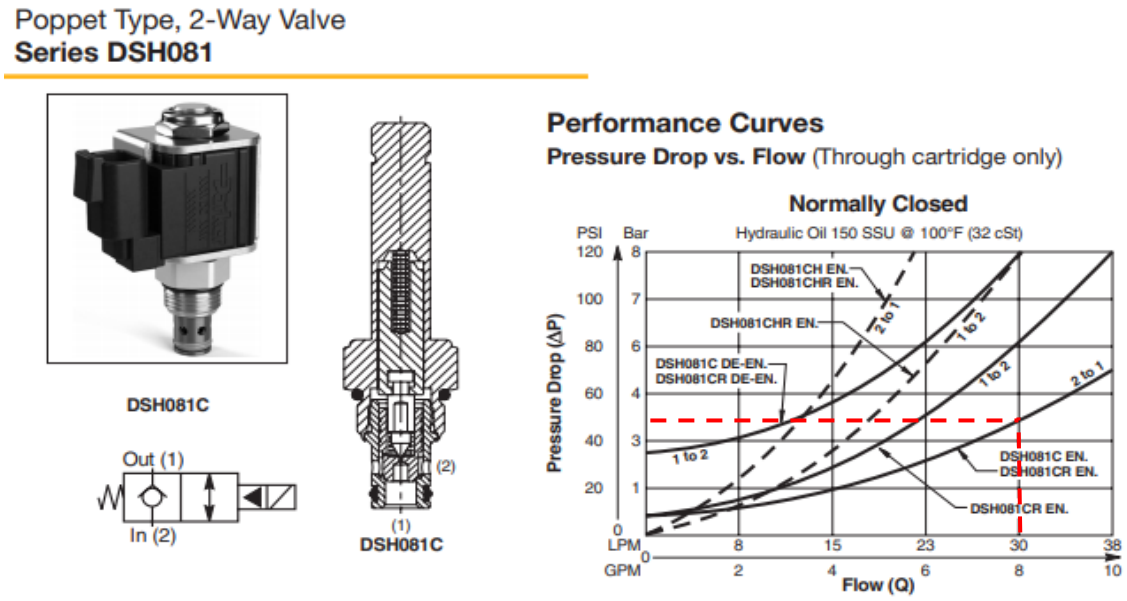
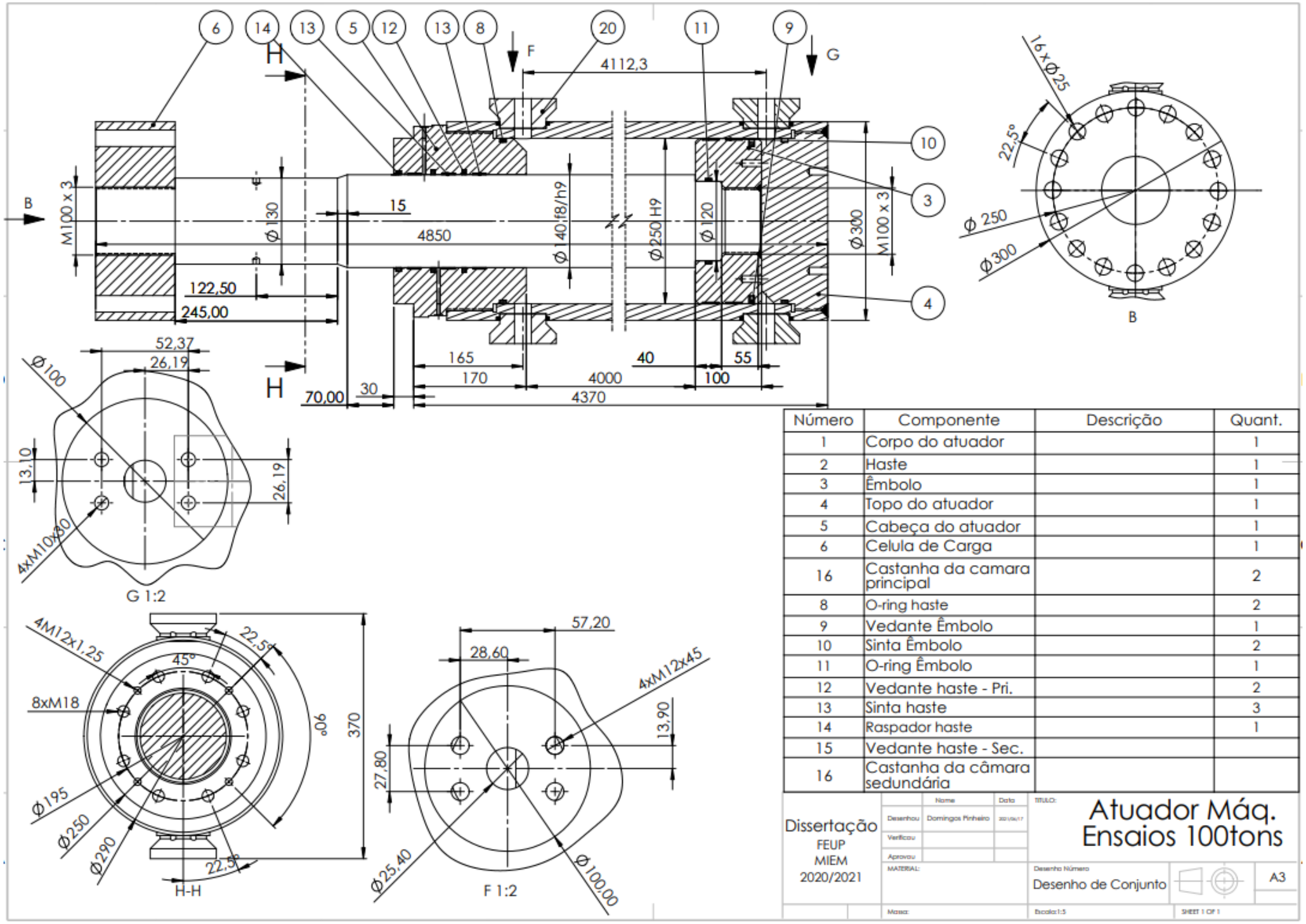


Figura B. 10-Válvula direcional de assento axial 3V1.[21]



Número	Componente	Descrição	Quant.
1	Corpo do atuador		1
2	Haste		1
3	Êmbolo		1
4	Topo do atuador		1
5	Cabeça do atuador		1
6	Celula de Carga		1
16	Castanha da camara principal		2
8	O-ring haste		2
9	Vedante Êmbolo		1
10	Sinta Êmbolo		2
11	O-ring Êmbolo		1
12	Vedante haste - Pri.		2
13	Sinta haste		3
14	Raspador haste		1
15	Vedante haste - Sec.		
16	Castanha da câmara sedundária		

Dissertação
FEUP
MIEM
2020/2021

Name | Date
Desenhou: Domingos Pinheiro
Verificou
Aprovou
MATERIAL:
Massa:

TITULO:
Atuador Máq. Ensaios 100tons

Desenho Número
Desenho de Conjunto
A3
Escala:1:5
SHEET 1 OF 1

Figura B. 11-Desenho de conjunto do atuador hidráulico.

Válvulas direcionais de cartucho

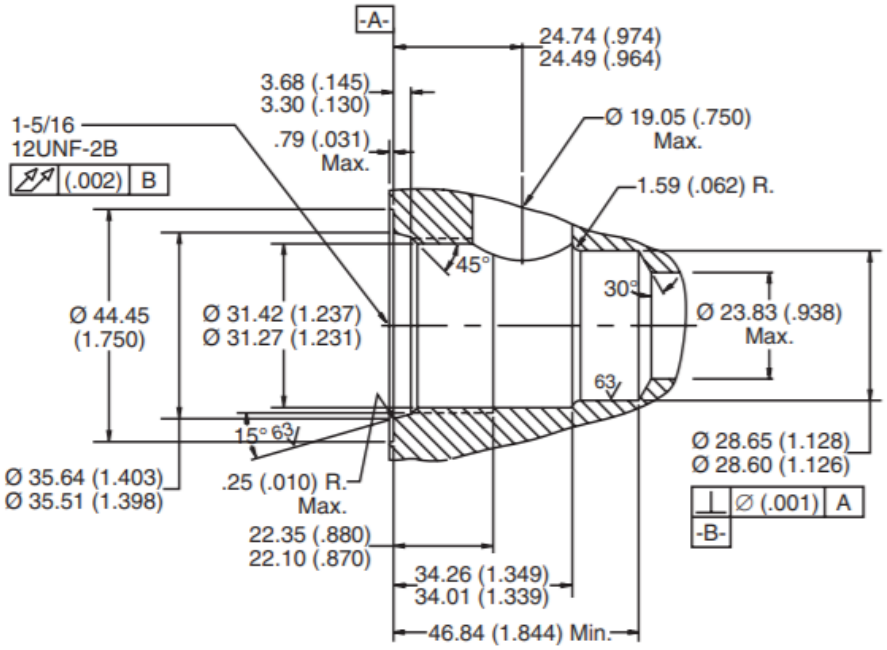


Figura B. 12-Cavidade C16-02 das válvulas direcionais 2/2[21]

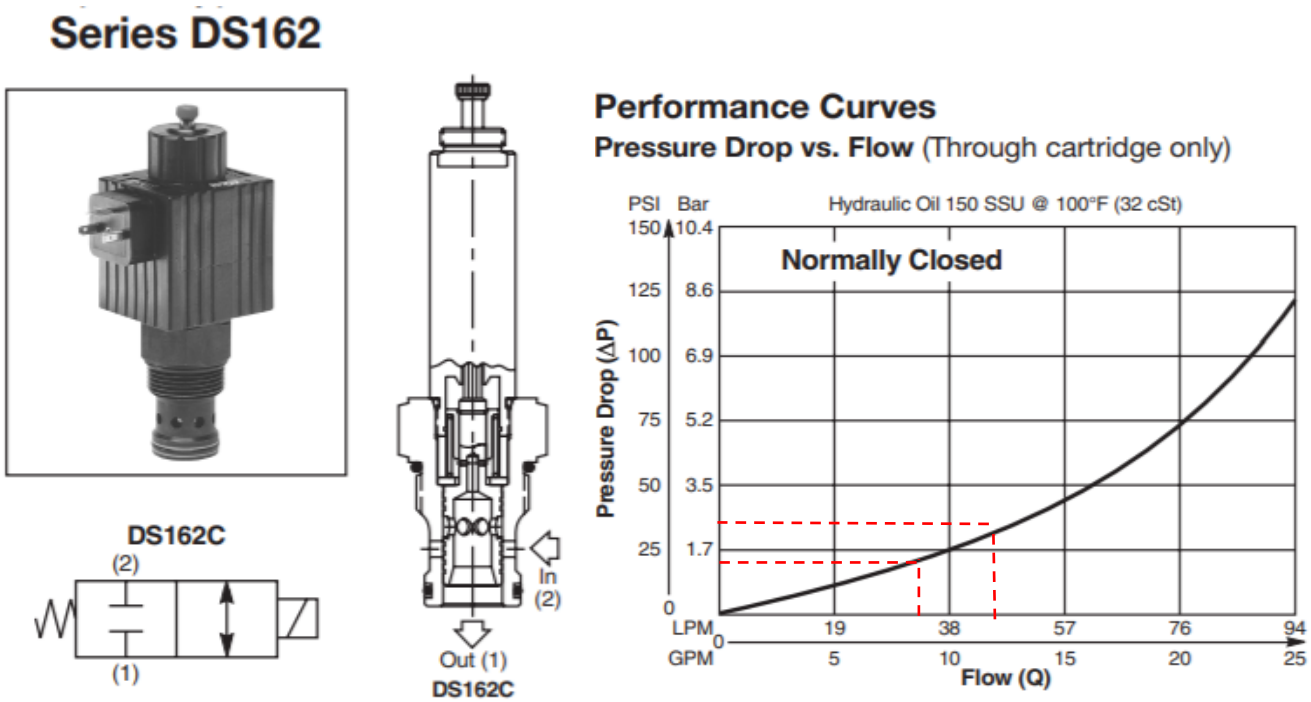


Figura B. 13-Dimensionamento das válvulas 6V2 e 5V1.[21]

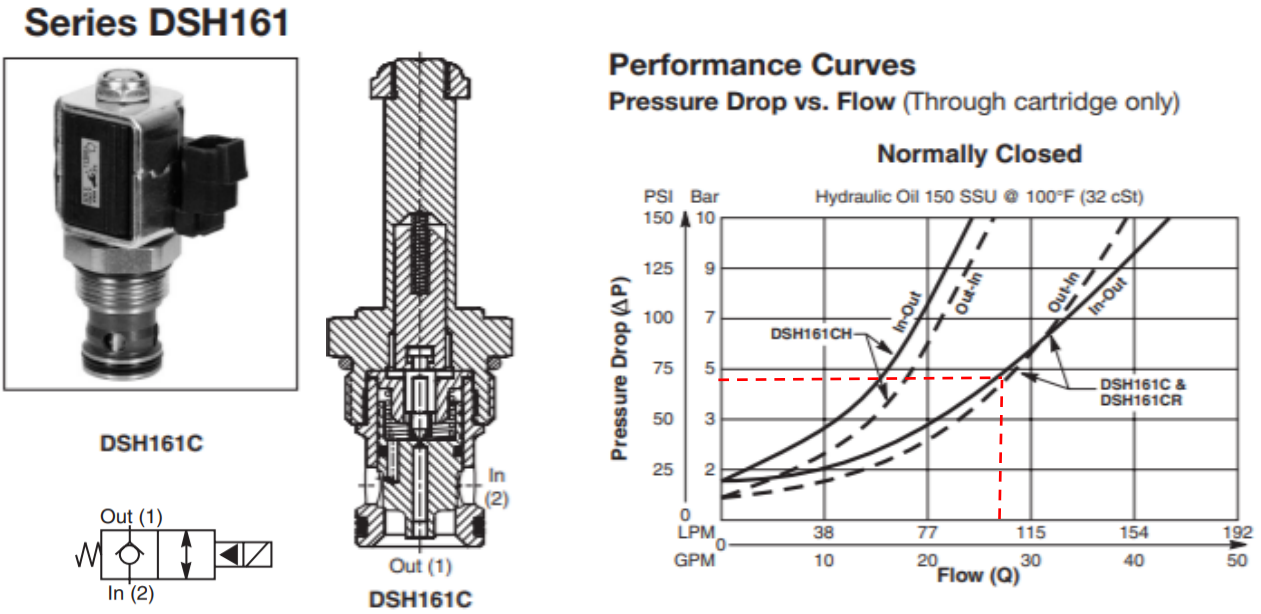


Figura B. 14-Dimensionamento da válvula 6V3. [21]

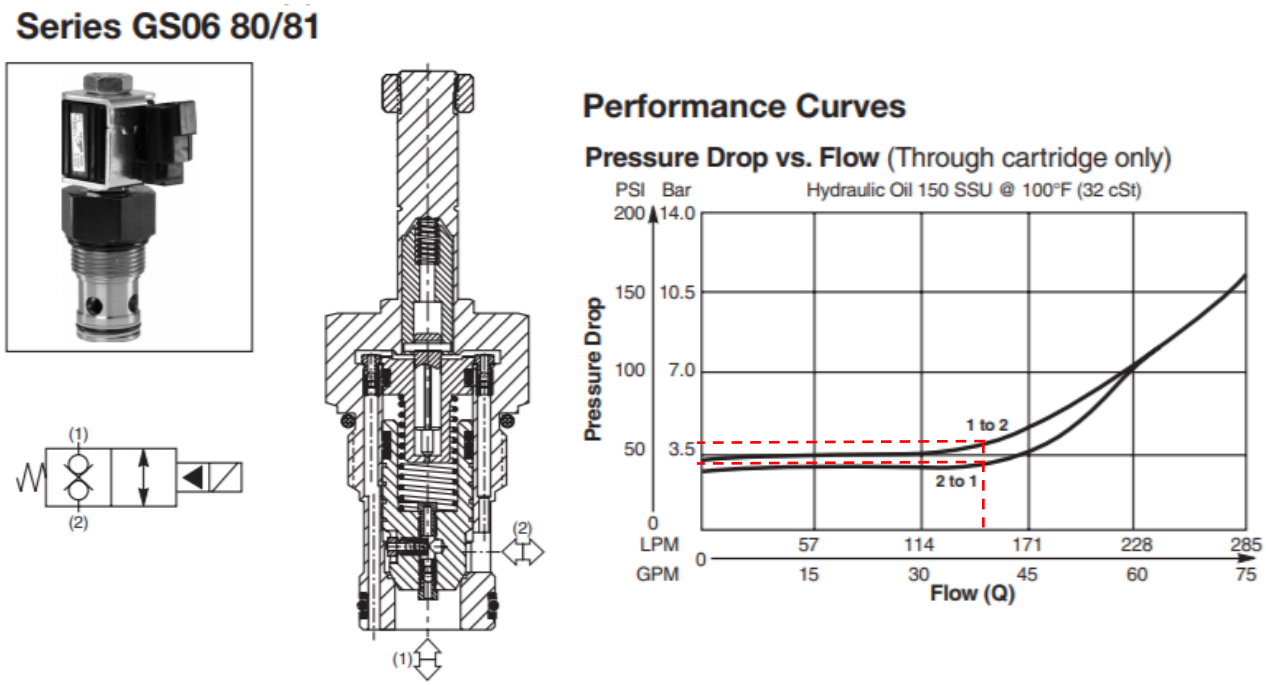


Figura B. 15-Dimensionamento das válvulas 5V2, 5V3 e 6v1. [21]

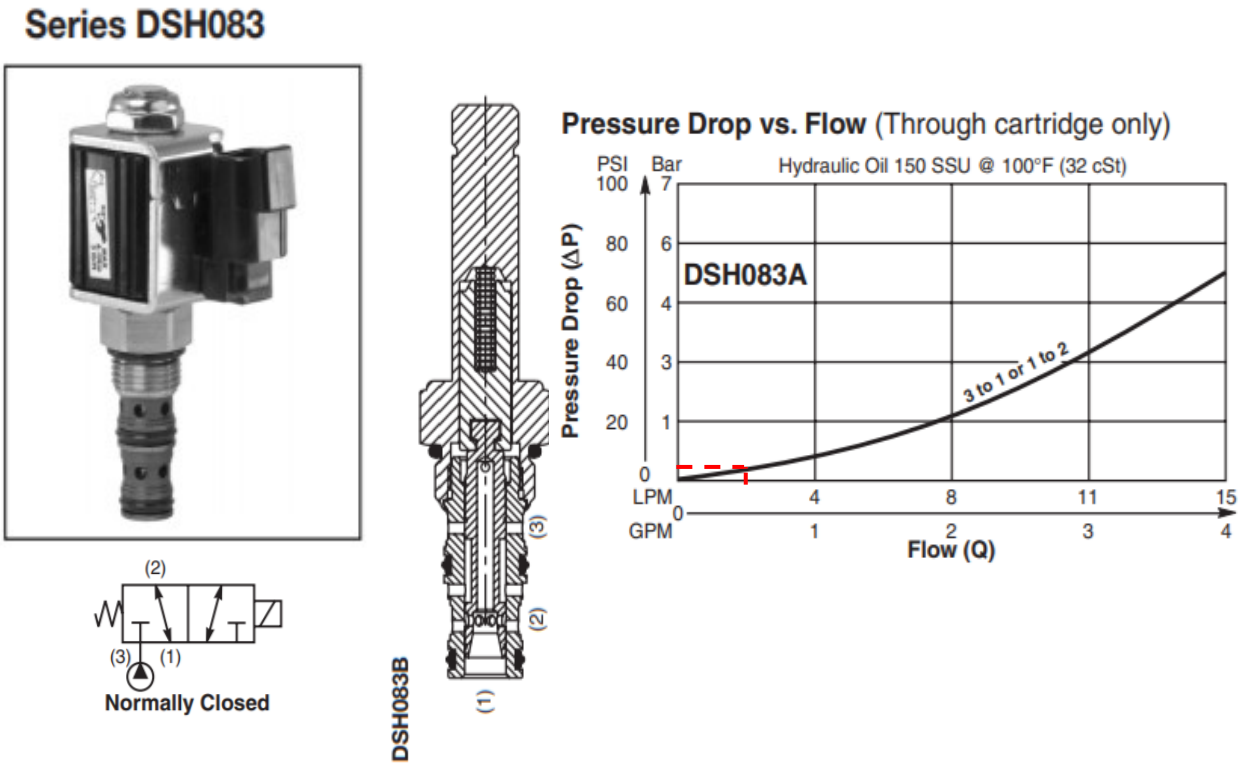


Figura B. 16-Dimensionamento da válvula 5V4.[21]

Layout da máquina de ensaios

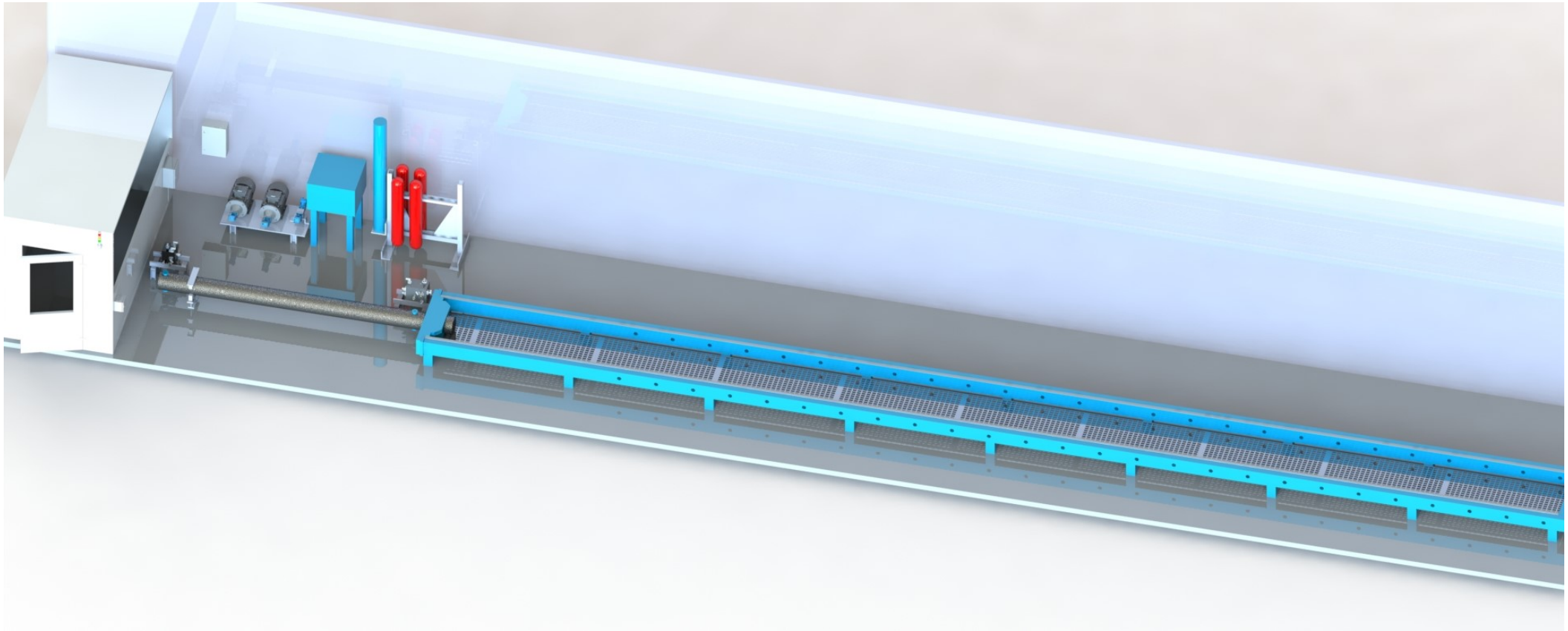


Figura B. 17-Layout total da máquina de ensaios.

Anexo C: Disposição dos quadros elétricos e cabos

Neste anexo está presente um diagrama elétrico que tem nele incluído os cabos elétricos a trocar entre os quadros elétricos e caixas concentradoras de sinal utilizadas na solução de automação da máquina de ensaios.

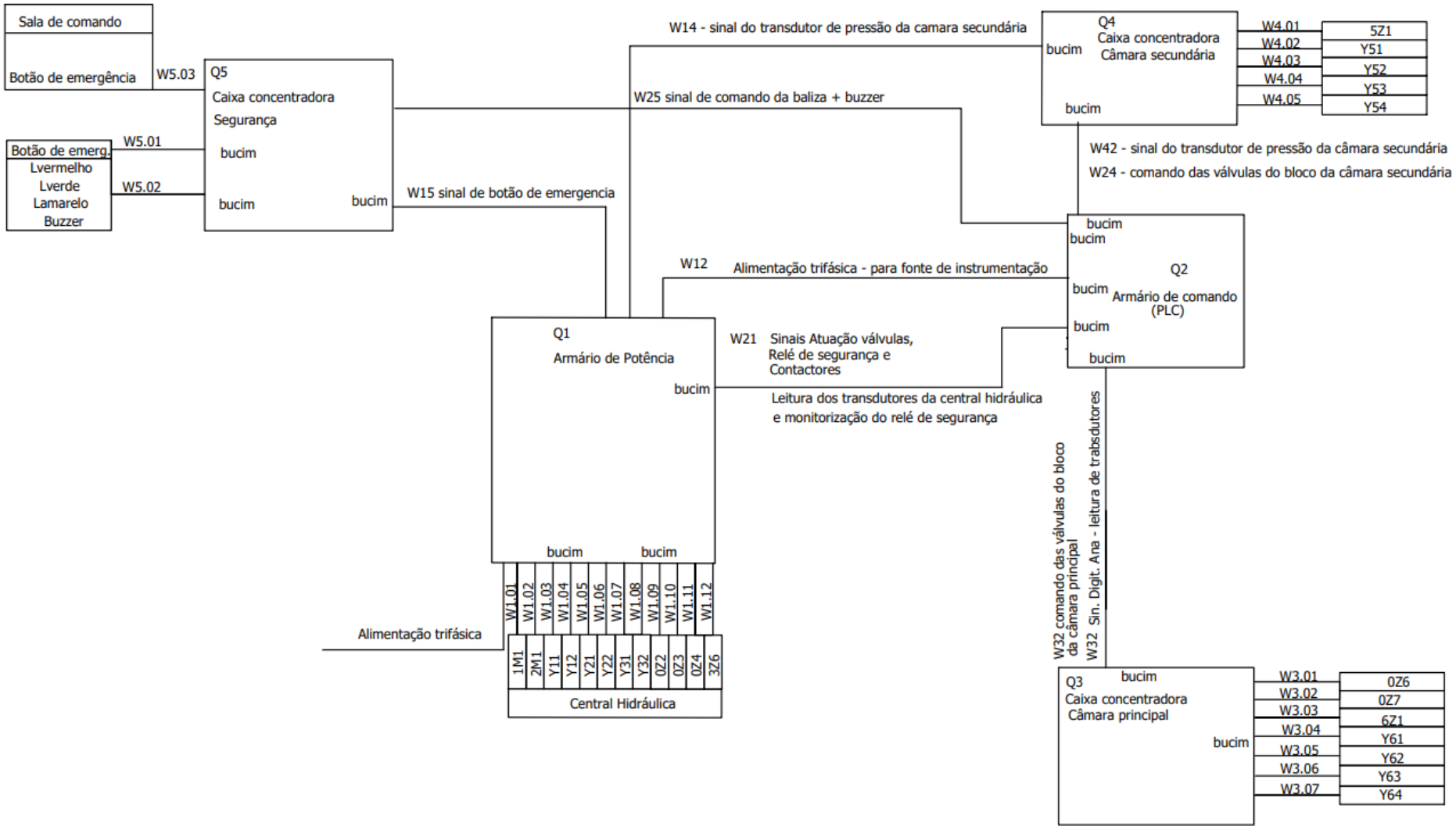


Figura C. 1-Disposição dos quadros e fios elétricos da solução de automação da máquina