

**Modelação Numérica de uma Máquina de Testes de
Elevada Potência**
Potencial de Otimização Energética

Ana Beatriz Barbosa Marques Sousa

Dissertação submetida na
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
para o grau de:

Mestrado em Engenharia Mecânica

Sob a supervisão do:
Prof. Francisco Jorge Teixeira de Freitas
(Professor Associado)

Departamento de Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, 2021

Resumo

Modelação Numérica de uma Máquina de Testes de Elevada Potência: Potencial de Otimização Energética

No panorama atual, não basta que um equipamento responda aos requisitos funcionais impostos pela aplicação. É necessário que compreenda também uma gestão adequada da energia de que dispõe. Os fabricantes e a indústria têm vindo a ser cada vez mais pressionados para adotar máquinas que obedeçam a classes de eficiência mínima, sob pena de a máquina não pode ser utilizada ou comercializada no mercado europeu.

O tema abordado nesta dissertação vai de encontro a esta problemática. Trata-se do estudo dos consumos energéticos do sistema hidráulico de acionamento de uma máquina de testes de elevada potência. A máquina realiza ensaios cíclicos, de elevada carga e de longo curso, o que justifica os elevados consumos energéticos que tem associados.

O ponto de partida é um modelo de referência, que corresponde à solução de sistema hidráulico tradicionalmente mais comum em máquinas de ensaio, que tem como principal virtude garantir o funcionamento da máquina, mas à custa de elevadas perdas energéticas. Através de um processo evolutivo, ao longo do qual se foram realizando sucessivas alterações tecnológicas ao modelo inicial, demonstra-se, através de simulações dos novos modelos de soluções propostas, a influência positiva no consumo energético do sistema.

As alterações tecnológicas passam por ajustes da energia gerada à energia requerida para a realização de um ensaio, o que pode ser feito, em cada momento, à custa do adequado comando do caudal e da pressão, no sentido de mitigar as perdas.

Para obter um modelo de otimização energética, não basta reduzir o consumo do sistema hidráulico, é preciso olhar para o funcionamento do motor de acionamento também. Os motores de indução, muitas vezes associados ao acionamento de sistemas hidráulicos, representam uma grande fatia do consumo energético da indústria, pelo que são um componente de elevado potencial de otimização.

Palavras-chave: Eficiência Energética, Sistema hidráulico de Acionamento, Modelo Numérico, Simulação, Simscape

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Abstract

Numerical Modelling of a High-Power Testing Machine: Energy Optimization Potential

At the present moment, it is not enough for an equipment to meet the functional requirements demanded by the application. An adequate energy management is mandatory. Manufacturers and the industry have been pushed to adopt machines that meet minimum efficiency ratings, otherwise the machine may not be used or traded in the European market.

The subject addressed in this dissertation is in line with this problem. Its purpose is to study the energy characteristics of the hydraulic drive system of a high-powered testing machine. The purpose of the machine is to carry out, high load and long-stroke testing, which justifies the high energy requirement associated.

The starting point is a reference model solution, which corresponds to a very common and traditional hydraulic system solution, which guarantees the operation of the machine, but at the expense of high energy losses. Through an evolutionary process, successive technological changes to the initial model are made. The positive influence on the system's energy consumption is demonstrated based on simulations of the new models obtained.

The technological changes include adjusting the energy generated to the energy required to perform the test, which can be done at the expense of flow control and pressure control in order to mitigate losses.

To obtain an energy optimization model, it is not enough to reduce the consumption of the hydraulic system. It is, indeed, necessary to look at the functioning of the engine as well. Induction motors, often associated with the drive of hydraulic systems, represent a large share of the industry's electric energy consumption and are, therefore, a component of high optimization potential.

Keywords: Energy Efficiency, Hydraulic Drive System, Numerical Modelling, Simulation, Simscape

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

*Aos meus pais, aos meus irmãos e à minha Avó Raquel,
o meu mais sentido obrigado.*

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

“Para ser grande, sê inteiro: nada
Teu exagera ou exclui.
Sê todo em cada coisa. Põe quanto és
No mínimo que fazes.”

Odes de Ricardo Reis,
Fernando Pessoa

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Agradecimentos

O trabalho desenvolvido nesta dissertação apenas foi possível graças ao apoio, ao incentivo e ao contributo de pessoas às quais estarei sempre grata.

Em primeiro lugar, o meu maior agradecimento destina-se ao Professor Francisco Freitas. O entusiasmo contagiante do Professor, o rigor e o cuidado com que aborda cada tema são inspiradores, e tornaram todo este percurso mais prazeroso. Obrigada por tudo, Professor; foi um gosto.

Aos meus colegas de laboratório e ao Sr. Joaquim, pelo vosso apetite para os nossos almoços de grupo, mas sobretudo pelo vosso companheirismo e boa disposição, que tornaram os dias de laboratório em memórias que guardo com carinho.

À Filipa, à Raquel, à Patrícia: os amigos devem ser inúteis, e bastarem só por existirem. A vossa amizade é mais do que suficiente e só vos posso agradecer por serem tão boas a tornar momentos difíceis, num pequeno eufemismo. Ao Diogo e à Helena, a vossa paciência e apoio são inesgotáveis, assim como o carinho que tenho por vocês.

À D. Alice, pela sua presença, pela sua preocupação e pelo cuidado que sempre teve comigo e com os meus irmãos. À Carlota e ao Fábio, os meus irmãos, que me acompanham desde que existo e que tornaram, e tornam, o meu crescimento mais feliz. Ao meu Pai, à minha Mãe e à minha Avó Raquel. Vocês são um exemplo de força e de perseverança, que admiro muito, e o meu obrigada nunca será suficiente para agradecer todo o vosso amor e apoio.

Aos meus amigos e à minha família, que de uma forma ou de outra tornaram todo este percurso mais agradável e sem o apoio dos quais este caminho seria muito mais difícil,

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, por um dos períodos mais felizes da minha vida e pelas oportunidades de crescimento e aprendizagem que me proporcionou.

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Conteúdos

Resumo	i
Abstract	iii
Agradecimentos	ix
Conteúdos	xi
Notação	xiv
Siglas e Acrónimos	xiv
Parâmetros	xiv
Variáveis	xvi
Lista de Figuras	xxi
Lista de Tabelas	xxvii
Capítulo 1 Introdução	1
1.1 Enquadramento e Motivação	1
1.2 Objetivos do Projeto	1
1.3 Estrutura da Dissertação	2
Capítulo 2 Relevância da Eficiência Energética	5
2.1 O Panorama Europeu	5
2.2 O Panorama Nacional	7
2.2.1 Metas a atingir por Portugal em matérias de Eficiência Energética em 2030	8
2.2.2 Políticas e Medidas a adotar para atingir as metas definidas para 2030	9
2.2.3 Situação Atual de Consumo de Energia Final por Setor	10
2.3 Motores Elétricos e a Eficiência Energética da Indústria	11
2.4 Relevância da Eficiência Energética em Máquina de Ensaio de Elevada Potência	13
2.5 Principais Conclusões	14
Capítulo 3 Caracterização de um Sistema de Acionamento de Referência	17
3.1 Contextualização da Aplicação	17
3.2 Perfis de Variação Temporal da Posição, da Velocidade e da Força	18
3.3 Sistema de Acionamento de Referência	19
3.3.1 Descrição do Sistema de Referência	20
3.3.2 Principais Componentes do Sistema de Referência	21
3.4 Modelo Numérico do Sistema Hidráulico de Acionamento	32
3.5 Principais Conclusões	38
Capítulo 4 Parametrização e Propostas de Modelos de Otimização Energética	41
4.1 Parametrização do Modelo de Referência	41
4.2 Limites Funcionais e Cenários de Simulação	44
4.3 Descrição dos Modelos de Sistemas de Acionamento Estudados	46
4.3.1 Descrição dos Modelos de Simulação sob Carga Gravítica (constante)	46

4.3.2 Descrição dos Modelos de Simulação sob Carga Elásticas (linearmente variável).....	65
4.4 Principais Conclusões.....	82
Capítulo 5 Implementação dos Modelos para Simulação.....	84
5.1 Simulação com <i>Excel</i>	84
5.2 Simulação com MATLAB <i>Simulink</i> – <i>Simscape</i>	86
5.2.1 Modelação da Carga Externa do Atuador.....	86
5.2.2 Comando da Válvula Direcional.....	87
5.2.3 Comando da Velocidade de Acionamento da Bomba.....	94
5.2.4 Exportação dos Dados de Simulação.....	98
5.3 Principais Conclusões.....	100
Capítulo 6 Análise e Discussão de Resultados.....	102
6.1 Resultados dos Modelos sob ação de Carga Gravítica (constante).....	102
6.1.1 Balanço Energético do Modelo 1 – O Modelo de Referência sob carga gravítica.....	103
6.1.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Tração.....	105
6.1.3 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Relaxação.....	108
6.1.4 Comparação de Resultados do Ciclo Completo.....	111
6.2 Resultados dos Modelos sob a ação de Carga Elástica (linearmente variável).....	113
6.2.1 Balanço Energético do Modelo 7 – O Modelo de Referência sob carga elástica.....	113
6.2.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Tração.....	116
6.2.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Relaxação.....	119
6.2.3 Comparação de Resultados de um Ciclo Completo.....	122
6.3 Principais Conclusões.....	124
Conclusões.....	126
Trabalhos Futuros.....	129
Anexo A: Circuitos Hidráulicos dos Modelos.....	130
A.1 Modelo 8 de Sistema de Acionamento: Fases de Ensaio.....	130
A.2 Modelo 10 de Sistema de Acionamento: Fases de Ensaio.....	132
Anexo B: Implementação dos Modelos de Simulação.....	137
B.1 <i>Excel</i> : Folhas de Cálculo Utilizadas na Simulação.....	137
B.2 MATLAB: <i>Modelos de Simulação</i>	139
B.3 MATLAB: Extração dos Resultados de Simulação.....	140
Referências.....	145

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Notação

Siglas e Acrónimos

ARCE	Acordo de Racionalização do Consumo de Energia
BTN	Baixa Tensão Nominal
CEP	Consumo de Energia Primária
CEF	Consumo de Energia Final
DNV	Det Norske Veritas
DGEG	Direção-Geral de Energia e Geologia
ERSE	Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos
FEE	Fundo de Eficiência Energética
IE	Classe de Eficiência Energética (<i>International Efficiency Class</i>)
IFREMER	Instituto Francês de Pesquisa de Exploração dos Recursos Marítimos (<i>L'Institut Français de Recherche pour l'Exploitation de la Mer</i>)
LCPC	Laboratório Central de Engenharia Civil (<i>Laboratoire Central des Ponts et Chaussées</i>)
LVDT	Transformador Variável Diferencial de Posição Linear (<i>Linear Variable Differential Transformer</i>)
Mtep	Milhões de toneladas equivalentes de petróleo (<i>Mtoe, Million tones of oil equivalent</i>)
PAEE	Plano de Ação para a Eficiência Energética (<i>NEEAP, National Energy Efficiency Action Plan</i>)
PNEC	Plano Nacional Integrado de Energia e Clima (<i>NECP, National Energy and Climate Plan</i>)
PPEC	Plano de Promoção de Eficiência no Consumo de Energia Elétrica
PREn	Plano de Racionalização do Consumo de Energia
SGCIE	Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia
UE	União Europeia

Parâmetros

A_1	Área da câmara principal do cilindro
A_2	Área da câmara secundária do cilindro
$A_{OF_{max}}$	Área de abertura máxima da válvula direcional do tipo <i>on/off</i>

$A_{VC_{max}}$	Área de abertura máxima da válvula de contrapressão
$A_{VD_{max}}$	Área de abertura máxima da válvula direcional proporcional
$A_{VD1_{max}}$	Área de abertura máxima da passagem P-A ou A-T da válvula de comando secundário
$A_{VD2_{max}}$	Área de abertura máxima da passagem B-T ou P-B da válvula de comando secundário
$A_{VM_{max}}$	Área de abertura máxima da válvula limitadora de pressão
$A_{VR_{max}}$	Área de abertura máxima da válvula de retenção da válvula de contrapressão
C_d	Coeficiente de descarga da válvula
c_p	Constante de variação da pressão da mola com o deslocamento do membro da válvula de contrapressão
f_n	Frequência de alimentação nominal do motor de indução
h_{max}	Abertura máxima da válvula direcional proporcional
$h_{OF_{max}}$	Curso máximo da válvula direcional do tipo <i>on/off</i>
$h_{VC_{max}}$	Curso máximo da válvula de contrapressão
I_n	Corrente de alimentação nominal do motor de indução
ℓ	Curso de teste
ℓ_0	Curso do cilindro
m	Taxa de variação da pressão com o caudal que atravessa a válvula
p	Número de pares de polos do motor elétrico de indução
p_0	Pressão de ajuste da válvula limitadora de pressão (para caudal máximo de passagem)
p_{aber}	Pressão de abertura da válvula limitadora de pressão (para caudal mínimo de passagem)
$p_{B_{max}}$	Pressão máxima da bomba hidráulica
$p_{C_{max}}$	Pressão máxima do cilindro
$P_{carga_{max}}$	Potência máxima requerida na carga
$P_{hid_{max}}$	Potência hidráulica máxima gerada
P_n	Potência nominal do motor elétrico
$p_{VC_{aber}}$	Pressão de abertura da válvula de contrapressão
Q_{max}	Caudal ideal da bomba
Q_n	Caudal nominal da válvula direcional proporcional
$Q_{VD_{max}}$	Caudal máximo que pode atravessar a válvula direcional proporcional
$Q_{VM_{max}}$	Caudal máximo que pode atravessar a válvula limitadora de pressão
r_{cont}	Razão entre as áreas do orifício de contrapressão e do orifício 1 da válvula de contrapressão
r_{pil}	Razão entre as áreas do orifício de pilotagem externa e do orifício 1 da válvula de contrapressão
s	Escurregamento do motor
T_n	Binário nominal do motor elétrico
U_n	Tensão de alimentação nominal do motor de indução
y	Perímetro da gaveta da válvula

α	Relação entre as áreas das câmaras do cilindro
Δp_n	Queda de pressão nominal na passagem do caudal nominal através da válvula direcional proporcional
$\Delta p_{VD_{max}}$	Variação de pressão na válvula direcional proporcional
$\Delta p_{VM_{max}}$	Variação de pressão na válvula limitadora de pressão
ρ	Massa específica do fluido hidráulico
Υ	Relação entre as áreas de abertura das passagens da válvula
ω_n	Velocidade nominal de rotação do motor elétrico
ω_s	Velocidade de sincronismo do motor elétrico
Φ_1	Diâmetro do êmbolo do cilindro
Φ_2	Diâmetro da haste do cilindro

Variáveis

$A_{VD}(t)$	Área de abertura da válvula direcional proporcional
$A_{VD_1}(t)$	Área de abertura da passagem P-A ou A-T da válvula direcional proporcional
$A_{VD_2}(t)$	Área de abertura da passagem B-T ou P-B da válvula direcional proporcional
$C(t)$	Cilindrada da bomba
$C_{MB01}(t)$	Cilindrada do conversor hidráulico MB01
$C_{MB02}(t)$	Cilindrada do conversor hidráulico MB02
$C_{MB03}(t)$	Cilindrada do conversor hidráulico MB03
$\cos\phi(t)$	Fator de potência do motor
$E_{acio}(t)$	Energia mecânica de acionamento
$E_{apa}(t)$	Energia elétrica aparente
$E_{ele}(t)$	Energia elétrica ativa
$E_{ele_{diss}}(t)$	Parcela da energia elétrica ativa dissipada
$E_{hid}(t)$	Energia hidráulica gerada
$E_{hid_{diss}}(t)$	Parcela de energia hidráulica dissipada sob a forma de calor
$E_{rea}(t)$	Energia elétrica reativa
$f(t)$	Frequência de alimentação da rede elétrica
$F(t)$	Carga externa a que o sistema está sujeito
$f_e(t)$	Frequência de alimentação do estator do motor de indução
$h(t)$	Abertura da válvula direcional proporcional
$h_{vc}(t)$	Abertura da válvula de contrapressão
$I(t)$	Corrente de alimentação na linha
$I_f(t)$	Corrente de alimentação da fase
$I_r(t)$	Corrente de alimentação do rotor do motor de indução
$k_1(t)$	Coeficiente de caudal da passagem P-A ou A-T da válvula direcional proporcional

$k_2(t)$	Coeficiente de caudal da passagem B-T ou P-B da válvula direcional proporcional
$k_{VD}(t)$	Coeficiente de caudal da válvula direcional proporcional
$L(t)$	Fator de carga do motor elétrico
$p(t)$	Pressão máxima efetiva disponível na fonte
$p_1(t)$	Pressão na câmara principal do cilindro
$p_2(t)$	Pressão na câmara secundária do cilindro
$P_{acio}(t)$	Potência mecânica de acionamento instantânea
$\bar{P}_{acio}(t)$	Potência mecânica de acionamento média
$P_{apa}(t)$	Potência elétrica aparente instantânea
$\bar{P}_{apa}(t)$	Potência elétrica aparente média
$p_{B01}(t)$	Pressão de alimentação da bomba B01
$p_{B10}(t)$	Pressão de alimentação da bomba B10
$p_{B20}(t)$	Pressão de alimentação da bomba B20
$P_{Bdiss}(t)$	Potência instantânea perdida na bomba
$P_{carga}(t)$	Potência instantânea consumida ou devolvida durante a tração ou relaxação, respetivamente
$\bar{P}_{carga}(t)$	Potência na carga média
$p_{cont}(t)$	Pressão de contrapressão da válvula de contrapressão
$P_{ele}(t)$	Potência elétrica ativa instantânea
$\bar{P}_{ele}(t)$	Potência elétrica ativa média
$P_{ele diss}(t)$	Potência elétrica instantânea dissipada sob a forma de calor
$\bar{P}_{ele diss}(t)$	Potência elétrica média dissipada sob a forma de calor
$P_{hid}(t)$	Potência hidráulica instantânea gerada pelo sistema
$\bar{P}_{hid}(t)$	Potência hidráulica média gerada pelo sistema
$P_{hid diss}(t)$	Potência hidráulica instantânea dissipada sob a forma de calor
$\bar{P}_{hid diss}(t)$	Potência hidráulica média dissipada sob a forma de calor
$p_{int}(t)$	Pressão de pilotagem interna da válvula de contrapressão
$P_{rea}(t)$	Potência elétrica reativa instantânea
$\bar{P}_{rea}(t)$	Potência elétrica reativa média
$p_T(t)$	Pressão no reservatório do sistema
$P_{VD diss}(t)$	Potência instantânea perdida através da válvula direcional proporcional
$P_{VM diss}(t)$	Potência instantânea perdida através da válvula limitadora de pressão
$Q(t)$	Caudal de alimentação efetivo
$Q_0(t)$	Caudal teórico de alimentação
$Q_1(t)$	Caudal da câmara principal do cilindro
$Q_2(t)$	Caudal da câmara secundária do cilindro
$Q_{MB01}(t)$	Caudal que atravessa o conversor hidráulico MB01

$Q_{MB02}(t)$	Caudal que atravessa o conversor hidráulico MB02
$Q_{MB03}(t)$	Caudal que atravessa o conversor hidráulico MB03
$Q_{VD}(t)$	Caudal que está a ser conduzido pela válvula direcional proporcional
$Q_{VM}(t)$	Caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão
$T(t)$	Binário mecânico no veio do motor
$T_0(t)$	Binário teórico de acionamento requerido pelo sistema hidráulico
$U(t)$	Tensão de alimentação na linha
$U_e(t)$	Tensão de alimentação do estator do motor de indução
$U_f(t)$	Tensão de alimentação da fase
$v(t)$	Velocidade de ensaio
$W(t)$	Trabalho realizado ou absorvido pelo sistema
$x(t)$	Comando da válvula direcional proporcional a que corresponde um deslocamento da gaveta
$\Delta p_1(t)$	Queda de pressão da passagem P-A ou A-T da válvula direcional proporcional devido à passagem de caudal
$\Delta p_2(t)$	Queda de pressão da passagem B-T ou P-B da válvula direcional proporcional devido à passagem de caudal
$\Delta p_{carga}(t)$	Queda de pressão imposta pela carga externa no sistema
$\Delta p_{MB01}(t)$	Queda de pressão no conversor hidráulico MB01
$\Delta p_{MB02}(t)$	Queda de pressão no conversor hidráulico MB02
$\Delta p_{MB03}(t)$	Queda de pressão no conversor hidráulico MB03
$\Delta p_{VD}(t)$	Queda de pressão da válvula direcional proporcional devido à passagem de caudal
$\Delta p_{VM}(t)$	Queda de pressão da válvula limitadora de pressão devido à passagem de caudal
Δt_{ava}	Duração do meio ciclo de avanço
Δt_c	Duração de um ciclo
Δt_{mc}	Duração de um meio ciclo
Δt_{rec}	Duração do meio ciclo de recuo
$\varphi_m(t)$	Fluxo magnético do campo girante, gerado pelo estator do motor de indução
$\omega_{acio}(t)$	Velocidade de acionamento da bomba
$\omega_{MB01}(t)$	Velocidade de rotação do conversor hidráulico MB01
$\omega_{MB02}(t)$	Velocidade de rotação do conversor hidráulico MB02
$\omega_{MB03}(t)$	Velocidade de rotação do conversor hidráulico MB03
$\eta_{ava}(t)$	Rendimento do sistema hidráulico durante o meio ciclo de avanço
$\eta_{global}(t)$	Rendimento global da bomba
$\eta_{mec}(t)$	Rendimento mecânico da bomba
$\eta_{motor}(t)$	Eficiência do motor
$\eta_{rec}(t)$	Rendimento do sistema hidráulico durante o meio ciclo de recuo
$\eta_{vol}(t)$	Rendimento volumétrico da bomba

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Esta página foi deixada intencionalmente em branco.

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Comparação do consumo de energia primária na Europa nos últimos 30 anos com as metas definidas para 2020 e 2030 (6).....	6
Figura 2.2 - Comparação do consumo de energia final na Europa nos últimos 30 anos com as metas definidas para 2020 e 2030 (6).....	7
Figura 2.3 – Distribuição do consumo de energia final na Europa, por setor de atividade (7)	7
Figura 2.4 – Projeções de consumo de energia primária e final sem planos de eficiência energética (Cenário BAU PRIMES 2007), estimativa do consumo da energia primária após planos de eficiência energética (CEP) e metas estabelecidas para 2020 e 2030 de redução do consumo de 25% e 35%, respetivamente (8).....	8
Figura 2.5 - Quantidade acumulada de economias de energia a atingir no período 2021-2030 que decorre do artigo 7.º da Diretiva da Eficiência Energética (8).....	9
Figura 2.6 – Fórmulas de cálculo dos indicadores energéticos definidos no PReN para instalações de consumos intensivos de energia (11).....	10
Figura 2.7 -Evolução do consumo total de energia final por setor de atividade em Portugal (8).....	11
Figura 2.8 - Escalões de pagamento da energia reativa pelo consumidor (15)	12
Figura 3.1 – Condições de ensaio de fadiga: perfil triangular de posição e de força e perfil retangular de velocidade.....	19
Figura 3.2 - Condições de ensaio de fadiga: perfil triangular da posição, perfil retangular da velocidade e força constante.....	19
Figura 3.3 - Esquema do modelo do sistema hidráulico de referência	21
Figura 3.4 - Curva de binário-velocidade típica dos motores de elétricos de indução (23)	22
Figura 3.5 – Relação entre a pressão da válvula limitadora de pressão e o caudal que a atravessa (27)	26
Figura 3.6 - Relação entre o caudal e o comando de uma válvula proporcional de elevado desempenho simétrica (29).....	29
Figura 3.7 - Relação entre o caudal e o comando de uma válvula proporcional de elevado desempenho assimétrica (29).....	30
Figura 3.8 - Diagrama representativo das principais interações entre os componentes do modelo de referência.....	33
Figura 4.1 - Gráfico da eficiência vs carga no motor de indução de 90kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz.....	43
Figura 4.2 - Gráfico do fator de potência vs carga no motor de indução de 90kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz.....	43
Figura 4.3 – Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 1 durante o movimento de tração.....	48
Figura 4.4 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 1 durante o movimento de relaxação	48
Figura 4.5 - Esquema hidráulico do modelo 2 de sistema de acionamento	49

Figura 4.6 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 2 durante o movimento de tração.....	51
Figura 4.7 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 2 durante o movimento de relaxação	51
Figura 4.8 - Esquema hidráulico do modelo 3 de sistema de acionamento	52
Figura 4.9 - Gráfico do fator de potência vs carga no motor de indução de 30kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz.....	53
Figura 4.10 - Gráfico da eficiência vs carga no motor de indução de 30kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz.....	53
Figura 4.11 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 3 durante o movimento de tração.....	54
Figura 4.12 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 3 durante o movimento de relaxação	55
Figura 4.13 - Esquema hidráulico do modelo 4 de sistema de acionamento.....	56
Figura 4.14 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 4 durante o movimento de tração.....	57
Figura 4.15 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 4 durante o movimento de relaxação	57
Figura 4.16 - Esquema hidráulico do modelo 5 de sistema de acionamento.....	58
Figura 4.17 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 5 durante o movimento de tração.....	59
Figura 4.18 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 5 durante o movimento de relaxação	60
Figura 4.19 - Gráfico da eficiência vs carga nos motores de indução de 15kW, 30kW e 55kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz.....	62
Figura 4.20 - Gráfico do fator de potência vs carga nos motores de indução de 15kW, 30kW e 55kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz	62
Figura 4.21 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 6 durante o movimento de tração.....	64
Figura 4.22 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 6 durante o movimento de relaxação	64
Figura 4.23 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 7 durante o movimento de relaxação	67
Figura 4.24 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 7 durante o movimento de tração.....	67
Figura 4.25 - Esquema hidráulico do modelo 8 de sistema de acionamento.....	69
Figura 4.26 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 8 durante o movimento de tração.....	70
Figura 4.27 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 8 durante o movimento de relaxação	71
Figura 4.28 - Esquema hidráulico do modelo 9 de sistema de acionamento.....	72
Figura 4.29 – (a) Variação da tensão de alimentação e (b) variação do binário do motor com a variação da frequência de alimentação, pelo variador de frequência (24)	74
Figura 4.30 - Paralelismo das curvas de binário-velocidade de um motor de indução, pela alteração da frequência de alimentação. A tensão é constante até 15Hz, variando a partir daí com a frequência (14)	75
Figura 4.31 - Paralelismo das curvas de binário-velocidade de um motor de indução, pela alteração da frequência de alimentação e mantendo a corrente de alimentação (14).....	75

Figura 4.32 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 9 durante o movimento de relaxação	79
Figura 4.33 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 9 durante o movimento de tração.....	79
Figura 4.34 - Esquema hidráulico do modelo 10 de sistema de acionamento	80
Figura 5.1 - Arquitetura da interface com o utilizador.....	84
Figura 5.2 - Arquitetura da unidade de geração de energia.....	85
Figura 5.3 - Arquitetura da unidade de controlo e transmissão de energia.....	85
Figura 5.4 - Arquitetura da unidade de atuação	85
Figura 5.5 - Detalhe da modelação da carga do atuador (exemplo do modelo 9)	87
Figura 5.6 - Parametrisação do bloco da mola: (a) constante da rigidez mola e (b) pré-tensionamento inicial	87
Figura 5.7 - Detalhe do comando da válvula: deteção do momento em que o cilindro atinge as posições limites de fim de curso.....	88
Figura 5.8 - <i>Grafcet</i> do comando da gaveta da válvula direcional proporcional.....	89
Figura 5.9 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no avanço” da válvula proporcional simétrica.....	90
Figura 5.10 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no recuo” da válvula proporcional simétrica.....	90
Figura 5.11 - Detalhe da comutação dos seletores do circuito lógico do comando da válvula proporcional.....	90
Figura 5.12 - Detalhe dos parâmetros de definição do valor de abertura da válvula direcional proporcional	91
Figura 5.13 - Parametrisação da gaveta da válvula direcional de comando secundário	92
Figura 5.14 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no avanço” da válvula de comando secundário.....	92
Figura 5.15 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no recuo” da válvula de comando secundário	93
Figura 5.16 - Bloco de comando da válvula direcional do tipo <i>on/off</i>	93
Figura 5.18 - Detalhe da válvula direcional 2/2 do tipo <i>on/off</i>	94
Figura 5.17 - Detalhe dos blocos que modelam a válvula direcional: bloco de comando, bloco do atuador e bloco da gaveta da válvula.....	94
Figura 5.19 - <i>Grafcet</i> do comando da velocidade de acionamento da bomba.....	96
Figura 5.20 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de avanço	96
Figura 5.21 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de recuo.....	97
Figura 5.22 - Detalhe da comutação dos seletores do circuito lógico do comando da velocidade de acionamento da bomba	97
Figura 5.23 - Detalhe do comando da velocidade de acionamento da bomba: subsistemas de comando de recuo e de comando de avanço, comando de velocidade nula e comando de baixa velocidade para inversão do movimento.....	98
Figura 5.24 - Diagrama de blocos do subsistema: Nova Frequência de Alimentação	99
Figura 5.25 - Diagrama de blocos: Consumo Energético do Motor	100
Figura 5.26 - Definições do <i>scope</i> : carregamento das variáveis em formato vetorial no <i>workspace</i>	100
Figura 6.1 - Energia disponibilizada pelo modelo 1, durante um meio ciclo (tração ou relaxação)	103

Figura 6.2 – Distribuição da energia consumida no modelo 1 durante o meio ciclo de tração	104
Figura 6.3 - Distribuição da energia consumida no modelo 1 durante o meio ciclo de relaxação.....	104
Figura 6.4 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com 30% F_{max} e 10% v_{max} ..	106
Figura 6.5 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com 30% F_{max} e 10% v_{max}	106
Figura 6.8 - Comparação do rendimento do sistema hidráulico dos modelos, no meio ciclo de tração, com uma força de ensaio constante	107
Figura 6.7 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com 60% F_{max} e 90% v_{max}	107
Figura 6.6 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com 60% F_{max} e 90% v_{max} ..	107
Figura 6.9 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com 30% F_{max} e 10% v_{max}	109
Figura 6.10 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com 30% F_{max} e 10% v_{max}	109
Figura 6.11 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com 60% F_{max} e 90% v_{max}	110
Figura 6.12 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com 60% F_{max} e 90% v_{max}	110
Figura 6.14 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos num ciclo, com 30% F_{max} e 10% v_{max}	111
Figura 6.13 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com 30% F_{max} e 10% v_{max}	111
Figura 6.15 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com 60% F_{max} e 90% v_{max}	112
Figura 6.16 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos num ciclo, com 60% F_{max} e 90% v_{max}	112
Figura 6.17 – Energia disponibilizada no modelo 7, durante a tração.....	114
Figura 6.18 – Distribuição da energia consumida no modelo 7, durante a tração.....	115
Figura 6.19 – Energia disponibilizada no modelo 7, durante a relaxação	115
Figura 6.20 - Distribuição da energia consumida no modelo 7, durante a relaxação	115
Figura 6.22 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	117
Figura 6.21 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	117
Figura 6.25 - Comparação do rendimento do sistema hidráulico dos modelos no meio ciclo de tração, com uma força de ensaio variável.....	118
Figura 6.24 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	118
Figura 6.23 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	118
Figura 6.26 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	120
Figura 6.27 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	121
Figura 6.28 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	121

Figura 6.29 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	121
Figura 6.30 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	122
Figura 6.31 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	122
Figura 6.32 - Comparação da distribuição de energia consumida pelos modelos num ciclo, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}	123
Figura 6.33 - Comparação da distribuição de energia consumida pelos modelos num ciclo, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}	123

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Parâmetros do módulo de geração de energia hidráulica: motor elétrico, bomba hidráulica e válvula manométrica.....	42
Tabela 4.2 - Parâmetros do módulo de controlo e transmissão de energia: válvula direcional.....	44
Tabela 4.3 - Parâmetros do módulo de atuação: cilindro hidráulico.....	44
Tabela 4.4 - Limites funcionais do sistema de acionamento hidráulico relativos à carga.....	45
Tabela 4.5 - Cenários de Simulação para os quais foram recolhidos os resultados da simulação dos diferentes modelos de sistemas de acionamento.....	46
Tabela 4.6 - Condições de funcionamento do modelo 1 de sistema de acionamento	47
Tabela 4.7 - Parâmetros da válvula direcional proporcional de comando secundário	50
Tabela 4.8 - Parâmetros da válvula manométrica adicional que vai definir a pressão disponível no avanço	50
Tabela 4.9 - Condições de funcionamento do modelo 2 de sistema de acionamento	50
Tabela 4.10 - Parâmetros dos componentes da fonte de energia do modelo 3 de sistema de acionamento	53
Tabela 4.11 - Condições de funcionamento do modelo 3 de sistema de acionamento.....	54
Tabela 4.12 - Condições de funcionamento do modelo 4 de sistema de acionamento.....	56
Tabela 4.13 - Condições de funcionamento do modelo 5 de sistema de acionamento.....	59
Tabela 4.14 - Parâmetros dos componentes da fonte de energia III do modelo 6 de sistema de acionamento	61
Tabela 4.15 - Comando discreto de caudal: caudal máximo disponibilizado consoante a combinação de bombas em funcionamento.....	63
Tabela 4.16 - Condições de funcionamento do modelo 6 de sistema de acionamento.....	63
Tabela 4.17 - Cenários de Simulação para as quais foram recolhidos os resultados da simulação dos modelos de sistema de acionamento sob carga externa variável	65
Tabela 4.18 - Condições de funcionamento do modelo 7 de sistema de acionamento.....	66
Tabela 4.19 - Parâmetros da válvula direcional proporcional de comando secundário.....	69
Tabela 4.20 - Condições de funcionamento do modelo 8 de sistema de acionamento.....	70
Tabela 4.21 - Condições nominais de alimentação do motor de indução de 90kW.....	75
Tabela 4.22 - Módulo de controlo e transmissão de energia do modelo 9 de sistema de acionamento	77
Tabela 4.23 - Condições de funcionamento do modelo 9 de sistema de acionamento.....	78
Tabela 5.1 - Variáveis de entrada do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional.....	88
Tabela 5.2 - Variáveis internas do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional	88
Tabela 5.3 - Variáveis de saída do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional.....	88

Tabela 5.4 - Tabela de estados do comando da válvula direcional: identificação da sequência de estados e codificação de acordo com os valores das variáveis de saída nesse estado	89
Tabela 5.5 - Variáveis de entrada do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba.....	95
Tabela 5.6 - Variáveis internas do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba.....	95
Tabela 5.7 - Variáveis de saída do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba	95
Tabela 5.8 - Tabela de estados do comando de velocidade da bomba: identificação da sequência de estados e codificação de acordo com os valores das variáveis de saída nesse estado.....	95

Capítulo 1 | Introdução

1.1 Enquadramento e Motivação

Segundo o Comissário Europeu para a Ação Climática e Energia, Miguel Arias Cañete (1):

“Let us recall that the cheapest, cleanest, and most secure form of energy is the one we do not use, the one that we save.”

Esta frase é o reflexo da atualidade da eficiência energética e de como esta se coaduna com os vários objetivos da União Europeia de atingir a neutralidade carbónica em 2050 e do compromisso assumido no Acordo de Paris de limitar a subida da temperatura na Terra a 2 °C em relação aos níveis pré-industriais, através da advocação da racionalização dos consumos energéticos.

As políticas europeias e nacionais adotadas no sentido de cumprir estes objetivos têm-se refletido ao nível das instalações industriais, regulamentando e moldando a forma como são projetadas. As diretivas de conceção ecológica de equipamentos, que limitam os produtos que podem circular no mercado europeu, e as auditorias energéticas a instalações industriais de consumo intensivo de energia, que se repercutem em Acordos de Racionalização dos Consumos de Energia, são alguns exemplos do esforço governamental e das instituições europeias para alterar o paradigma da conceção de máquinas e de instalações. Neste momento, não basta que uma máquina se limite a assegurar os requisitos funcionais da aplicação para a qual foi concebida. É necessário que o faça à custa do menor consumo de energia possível.

O facto de nos dias de hoje ser fundamental existir um alinhamento entre o projeto de máquinas e a legislação e a regulamentação em matérias de eficiência energética, conferiu utilidade e aplicabilidade ao estudo que esta dissertação se propõe realizar no âmbito da gestão da energia disponibilizada ao sistema de acionamento de uma máquina, com o propósito de otimizar essa gestão. Essa otimização passa, principalmente, por analisar a especificidade da aplicação a que a máquina se destina e adaptar a sua conceção nesse sentido.

Não só a atualidade do tema, mas também as perspetivas de aprendizagem que advêm desta dissertação, contribuíram para a tornar muito motivante, pois ligou diferentes áreas da engenharia como a área da hidráulica, a área da eletricidade e a área do controlo e simulação numérica de modelos de sistemas reais.

1.2 Objetivos do Projeto

O principal objetivo do trabalho é demonstrar o potencial de otimização energética de um sistema hidráulico, que está na base do acionamento de uma máquina de testes de elevada potência. Para o efeito, parte-se de um sistema cuja arquitetura é robusta, vulgarmente

utilizada no acionamento de máquinas servo-hidráulicas a nível industrial e, por isso tida como referência. Através da alteração dessa arquitetura, tendo em conta uma gestão mais eficiente da energia, obtém-se uma solução alternativa de sistema hidráulico, que se propõe a realizar o mesmo trabalho que o sistema de referência, à custa de menores consumos energéticos.

A aplicação foi, propositadamente, uma máquina de ensaios cíclicos, de grande carga e de longo curso, cuja duração, vai implicar gastos de energia brutais, o que vai evidenciar a necessidade de ter em conta, no projeto destes sistemas, de uma gestão adequada da energia.

No início, os requisitos funcionais de acionamento são assegurados por um sistema hidráulico tradicional, que consome a mesma quantidade de energia, independentemente das condições de ensaio. Pretende-se alterar o sistema hidráulico que é tido como referência em máquinas que têm elevada capacidade de força e controlo de velocidade, através da incorporação ou da substituição de componentes, que visam numa primeira fase, adequar o consumo de energia aos requisitos do ensaio a realizar pela máquina de elevada potência. A preocupação com a eficiência energética está também presente a montante da bomba, na qual o foco é o motor de indução, que se pretende que seja também um fator de mitigação de perdas elétricas.

A redução dos consumos energéticos irá também reduzir as perdas por efeito de joule, no motor de indução, e as perdas por calor manifestadas no aquecimento do óleo, o que para além de representar uma melhoria no rendimento da instalação, dispensa gastos extra de energia com sistemas de refrigeração.

1.3 Estrutura da Dissertação

A dissertação está dividida em seis capítulos, sendo possível consultar a informação mais detalhada de alguns aspetos nos capítulos anexos.

O capítulo inicial, respetivo à Introdução, tem por objetivo enquadrar o leitor e dar a conhecer a motivação por detrás do trabalho desenvolvido, assim como dar a conhecer os objetivos que são propostos atingir, o método adotado para o efeito e a forma como esse método foi documentado em cada um dos capítulos.

O capítulo referente à Relevância da Eficiência Energética pretende evidenciar a importância da temática em estudo e inicia-se por uma descrição geral dos objetivos europeus em matérias de eficiência energética para o horizonte de 2030, a tradução desses objetivos em pacotes de medidas e diretivas e a explicitação do panorama atual de consumo de energia primária e final da União Europeia. Depois é apresentado o impacto destas diretivas no modelo de governação nacional através da definição de metas nacionais de redução de consumos na próxima década de 2021-2030. São descritas as ferramentas a que Portugal vai recorrer para o efeito, salientando-se os benefícios e incentivos financeiros e as penalidades que decorrem se esta prioridade à eficiência energética não for adotada nos vários setores de mercado. De seguida, é focado o impacto das diretivas europeias de conceção ecológica no fabrico de motores e na limitação da circulação de equipamentos de baixas classes de eficiência no mercado europeu. Finalmente, é feito um enquadramento do âmbito da máquina de testes de elevada potência estudada no setor industrial e um levantamento das principais características de máquinas com o mesmo âmbito já existentes, assim como é descrita a relevância da eficiência energética neste tipo de máquinas.

O terceiro capítulo centra-se na solução de sistema de acionamento de um modelo tido como referência. Descreve pormenorizadamente o seu funcionamento, assim como a

dinâmica dos seus componentes, que alicerça através de equações matemáticas. No final, obtém-se o modelo numérico do sistema de referência.

O quarto capítulo, alusivo à Parametrização e Propostas de Modelos de Otimização Energética, inicia-se com a parametrização dos componentes do modelo de referência e identificação das suas limitações funcionais. De seguida são explicitados os diferentes cenários de simulação sob os quais os modelos serão ensaiados, de forma a estabelecer uma base transversal de comparação de resultados. Após uma análise da capacidade de potência do modelo de referência, face a diferentes cenários de ensaio, são identificados pontos potenciais de melhoria de eficiência energética e que sugerem a alteração tecnológica que irá dar origem ao segundo modelo de sistema de acionamento. Segue-se um processo de caracterização do funcionamento do mesmo. O modelo que é descrito depois, segue este procedimento iterativo de identificação de “falhas” do modelo anterior e proposta de alterações tecnológicas para mitigar essas falhas, o que irá tornar o capítulo quatro num capítulo de descrição da estratégia evolutiva seguida para obter um modelo energeticamente otimizado para a aplicação em causa. Para completar a caracterização dos modelos e auxiliar à compreensão do seu funcionamento, foram adicionados os esquemas de circuitos hidráulicos dos mesmos.

O quinto capítulo diz respeito à implementação dos modelos definidos no capítulo quatro nas ferramentas de simulação: o *Excel* e o *Simscape*. Num âmbito inicial, o foco é colocado sobre a implementação dos modelos numéricos no *Excel*. É de salientar o contributo desta fase inicial para a identificação das limitações desta ferramenta e para a colheita de resultados preliminares que permitem a validação dos resultados obtidos no *Simscape*. Numa segunda fase é descrita a implementação realizada no *Simscape* dos modelos de simulação, fundamentalmente com recurso a diagramas de blocos de modelos pré-concebidos dos componentes, parametrizados pelo utilizador, ou subsistemas de diagramas de blocos criados para modelizar o comando dos componentes. É também abordada a forma como foi feita a recolha de resultados nesta ferramenta, alavancada na criação de uma *script* no ambiente do *MATLAB* para o efeito.

O capítulo seis centra-se na discussão dos resultados obtidos. Inicia-se por uma análise mais pormenorizada de potência disponibilizada pelo modelo de referência, e como esta se traduz em consumos de energia para os diferentes cenários de simulação, e faz uma comparação com a energia que é de facto requerida para a realização do ensaio. Depois são apresentados os resultados energéticos dos modelos de sistemas de acionamento subsequentes, sendo comentada a influência das alterações tecnológicas implementadas nos consumos energéticos dos mesmos.

O capítulo das Conclusões permite fazer um balanceamento do processo iterativo seguido, assim como apreciar os resultados obtidos.

No capítulo dos Trabalhos Futuros são apontadas estratégias interessantes a adotar no modelo de sistema de acionamento e que se podem traduzir em mais um veículo de eficiência energética. É também salientado o potencial da simulação de um modelo de sistema de acionamento que para além do ajuste da energia disponível sob diferentes condições de ensaio, permite a recuperação da energia e a sua reintegração no ciclo de ensaio.

Capítulo 2 | Relevância da Eficiência Energética

A gestão eficiente da energia é extremamente relevante, não só pelo impacto óbvio na redução de consumos e de custos, mas também do ponto de vista ambiental, das alterações climáticas, da contribuição para uma melhor qualidade de vida dos cidadãos e, sobretudo, da maior independência nacional e da Europa de fornecedores externos de petróleo e de gás natural (2).

A otimização de todo o potencial de eficiência energética só é conseguida se for transversal a toda a cadeia de valor do setor energético: produção, transmissão, distribuição e utilização final da energia.

Na primeira secção deste capítulo, é feita uma análise da eficiência energética do ponto de vista macro da União Europeia, sendo expostos os pacotes de medidas e as diretivas que estão em vigor, as metas para a próxima década em matérias de eficiência energética e o panorama europeu na distribuição setorial do consumo energético. Depois, a análise é mais circunstanciada, sendo apresentada a forma como as políticas europeias estão a ser inseridas nos modelos de governação nacionais. De igual forma, é apresentada a distribuição do consumo de energia nacional por setor de atividade. De seguida, é feito um breve périplo ao impacto das diretivas ambientais na conceção dos motores elétricos de indução, os quais representam uma elevada fatia do consumo de energia elétrica no setor industrial. Finalmente, é realizado um breve enquadramento da aplicação da máquina de testes que é alvo de estudo nesta dissertação, salientando-se os elevados consumos energéticos que tem associados e fazendo-se um breve resumo de máquinas semelhantes que já existem no mercado. Completa-se este enquadramento com as imposições legais relacionadas com a eficiência energética de instalações industriais, a fim de salientar a necessidade de adoção de uma gestão adequada da energia no projeto do sistema de acionamento da máquina.

2.1 O Panorama Europeu

Muitas são as medidas, e os esforços, que têm vindo a ser desenvolvidos pela União Europeia no sentido de honrar o compromisso que assumiu no Acordo de Paris. Entre elas, destaca-se o Pacote Energia Limpa para todos os Europeus, que define um conjunto de 8 atos legislativos que facilitam a implementação da Estratégia da Energia da União - COM/2015/080 - publicada em 2015 e que tem como dimensões de atuação (3):

- a segurança, a confiança e a solidariedade no abastecimento de energia (3);
- o mercado energético interno integrado (3);
- a descarbonização da economia (3);
- a fomentação da investigação, inovação e competitividade através do apoio e investimento na pesquisa e desenvolvimento de tecnologias limpas e associadas a baixas emissões de gases com efeito de estufa (3);

- a eficiência energética (3).

Um dos focos do Pacote Energia Limpa para todos os Europeus é a prioridade à eficiência energética. Neste âmbito, em 2018 foi revista a Diretiva para a Eficiência Energética – Diretiva UE 2018/2002 – que redimensionou os objetivos de eficiência energética da UE para 32,5% em 2030 (em comparação com as previsões de 2017 da tendência do consumo de energia para 2030). Traduzido em números, este objetivo limita o consumo de energia primária a 1128Mtep (milhões de toneladas equivalentes de petróleo) e/ou o consumo de energia final a 846Mtep (4).

É de salientar as medidas implementadas na Europa como consequência desta Diretiva, como a definição de *standards* mínimos de eficiência energética que os equipamentos e as estruturas devem assegurar para circular no mercado europeu e a caracterização e a amplificação do sistema de etiquetagem energética a uma vasta gama de produtos (4).

Como parte do Pacote Energia Limpa para todos os Europeus, foi aprovado e entrou em vigor em 2018, o Regulamento da Governação da União da Energia e da Ação Climática – Regulamento EU 2018/1999 – que enfatiza a necessidade de cooperação entre a União e os estados-membros para cumprir os objetivos definidos para 2030 em matérias da energia e do clima (3).

A ambição da UE em se tornar no primeiro continente com impacto neutro no clima em 2050, oficializada através do Pacto Ecológico Europeu, colocou ainda mais pressão na implementação de medidas que potenciem a eficiência energética, pelo que a atual Diretiva da Eficiência Energética irá sofrer uma nova revisão, que vai estabelecer objetivos de poupanças energéticas ainda mais exigentes (4).

Em 2018, o consumo de energia primária da Europa dos 27 foi de 1375Mtep e o consumo de energia final de 989Mtep. Na Figura 2.1 e na Figura 2.2 são apresentados os consumos europeus à data e o seu distanciamento das metas definidas na diretiva da eficiência energética para 2030. É ainda visível que os consumos de 2018, 2019 e 2020 ficaram acima da meta definida para 2020 (5).

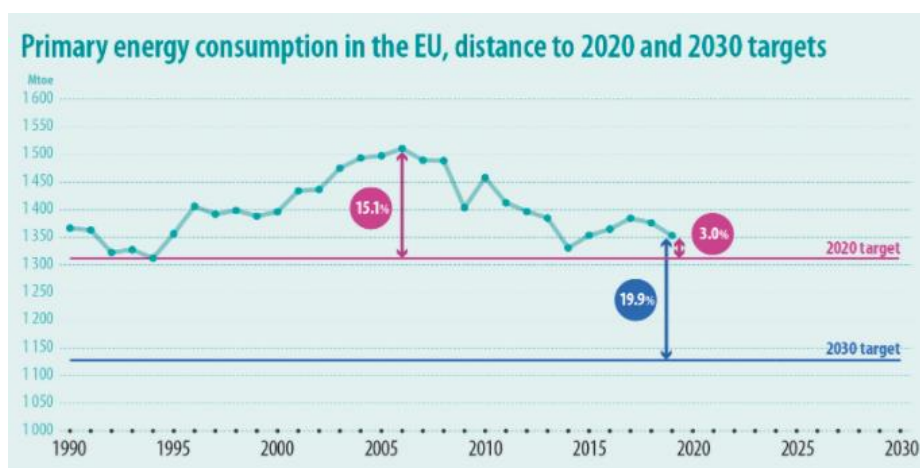


Figura 2.1 - Comparação do consumo de energia primária na Europa nos últimos 30 anos com as metas definidas para 2020 e 2030 (6)

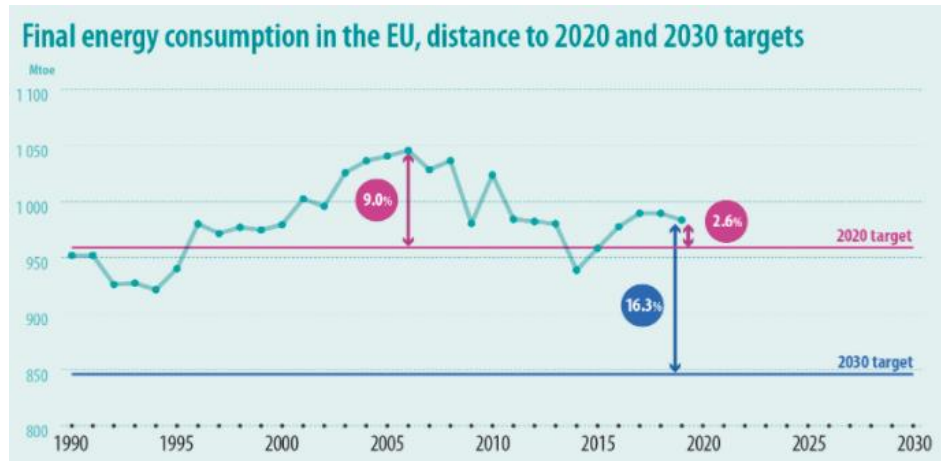


Figura 2.2 - Comparação do consumo de energia final na Europa nos últimos 30 anos com as metas definidas para 2020 e 2030 (6)

Em 2018, o setor industrial era responsável por uma fatia de 25,8% de todo o consumo de energia final na Europa (Figura 2.3) (7).

Final energy consumption by sector, EU-27, 2018
(% of total, based on tonnes of oil equivalent)

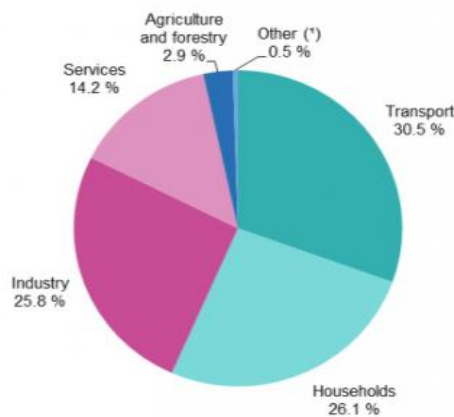


Figura 2.3 – Distribuição do consumo de energia final na Europa, por setor de atividade (7)

2.2 O Panorama Nacional

O Regulamento de Governação da União de Energia e Ação Climática veio impor que a estratégia para a próxima década, adotada por cada estado-membro para dar o seu contributo para atingir os objetivos da União Europeia em 2030, em matérias de eficiência energética e outros indicadores de sustentabilidade, ficasse delineada no Plano Nacional Integrado de Energia e Clima (PNEC, ou em inglês, *NECP, National Energy and Climate Plan*). O PNEC que Portugal submeteu à Comissão Europeia em dezembro de 2019 para o período de 2021-2030 tem cinco dimensões de atuação (8):

- descarbonização (emissões e energias renováveis) (8);
- a eficiência energética (8);
- a segurança energética (8);
- o mercado interno da energia (infraestruturas, interligações, mercado e pobreza energética) (8);

- a investigação inovação e competitividade (8).

Para uma eficaz monitorização do progresso dos estados-membros é ainda necessário definir Planos de Ação para a Eficiência Energética (PAEE, ou em inglês, *NEEAP, National Energy Efficiency Action Plan*), revistos com uma periodicidade trienal, e a emissão de *reports* anuais (4).

2.2.1 Metas a atingir por Portugal em matérias de Eficiência Energética em 2030

Portugal comprometeu-se a atingir, em 2030, 35% de eficiência energética, o que se repercute numa meta de redução do consumo de energia primária para 20,7Mtep. Na Figura 2.4, é apresentado um gráfico com as projeções do cenário de referência da UE de 2007 (cenário BAU PRIMES 2007) do consumo de energia primária ou final até 2030, com referência ao ano de 2005 e sem ter em consideração planos de eficiência energética; a estimativa de consumo de energia primária para o período de 2005-2030 com a aplicação de medidas em matéria da eficiência energética e as metas estabelecidas para a redução 25% de consumo de energia primária em 2020 e de 35% em 2030 (8).

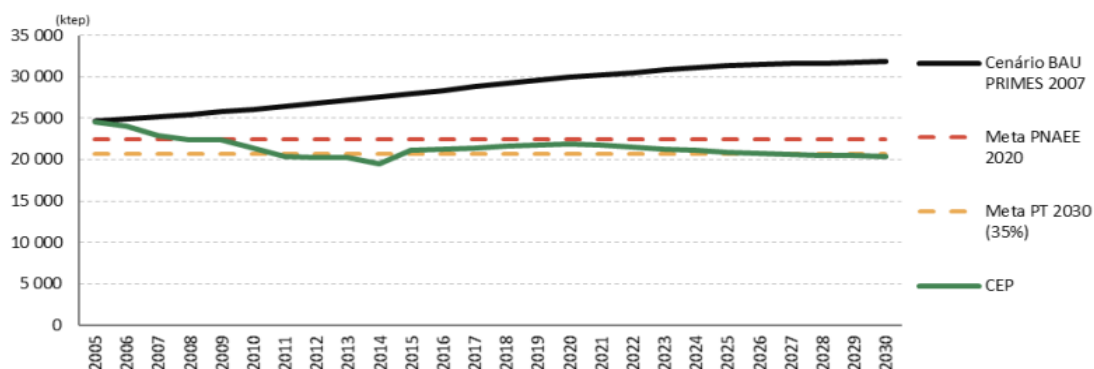


Figura 2.4 – Projeções de consumo de energia primária e final sem planos de eficiência energética (Cenário BAU PRIMES 2007), estimativa do consumo da energia primária após planos de eficiência energética (CEP) e metas estabelecidas para 2020 e 2030 de redução do consumo de 25% e 35%, respetivamente (8)

De acordo com o artigo 7º da Diretiva da Eficiência Energética, todos os estados-membros devem assegurar economias acumuladas do consumo de energia final para o período de 2021-2030 que sejam equivalentes ao incremento anual de novas economias de 0,8% do consumo médio de energia final dos três anos que antecederam 1 de janeiro de 2019 (8).

Os 0,8% de poupanças anuais no consumo de energia final de Portugal são traduzidos na meta de economias cumulativas da energia final para o período de 2021-2030 de 6,8Mtep, que na Figura 2.5 corresponde ao somatório das economias anuais de todos os anos do período (8).

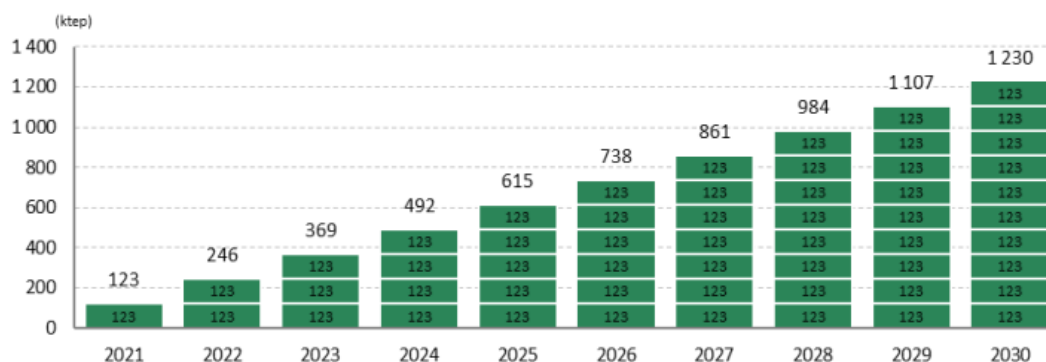


Figura 2.5 - Quantidade acumulada de economias de energia a atingir no período 2021-2030 que decorre do artigo 7.º da Diretiva da Eficiência Energética (8)

2.2.2 Políticas e Medidas a adotar para atingir as metas definidas para 2030

Nesta secção apenas serão abordadas as medidas decorrentes das linhas de atuação definidas no PNEC relacionadas com a dimensão da eficiência energética e direcionadas para o setor da indústria.

Uma das medidas da linha de atuação 2.2 - Promover Equipamentos Mais Eficientes é a substituição de equipamentos ineficientes dos vários setores e apresenta o Plano de Promoção de Eficiência no Consumo de Energia Elétrica (PPEC) como mecanismo de apoio à adoção de medidas que se traduzam numa diminuição efetiva do consumo (8). O PPEC é gerido pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE) e procura financiar a instalação de equipamentos e máquinas de classe de eficiência superior à classe *standard*, assim como promover a divulgação de informação que promova alterações comportamentais na gestão adequada da energia consumida, atuando nos diferentes segmentos de mercado: indústria, agricultura, comércio, serviços e residencial (9).

A linha de atuação 7.2 – Promover a Eficiência Energética e de Recursos prevê a revisão do Regulamento da Eficiência Energética da Indústria do qual resultou o SGCIE – Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia, gerido pela Agência para a ENergia (ADENE), que combina os resultados da realização de auditorias energéticas obrigatórias a instalações de consumos intensivos de energia (consumos superiores a 500tep anuais) com a elaboração e execução de Planos de Racionalização dos Consumos de Energia (PREn). Estes planos visam garantir o cumprimento dos indicadores de eficiência energética mínimos e, após aprovados pela Direção-Geral de Energia e Geologia (DGEG), passam a constituir Acordos de Racionalização de Consumos de Energia (ARCE), em que os operadores da instalação se comprometem a implementar as medidas definidas, sob prejuízo da aplicação de penalidades (10).

Os indicadores energéticos são os seguintes (Figura 2.6):

- Intensidade energética: é também um indicador da eficiência energética e muitas vezes visto como sendo a eficiência energética da perspetiva da economia. Caracteriza a correlação entre o consumo de energia e o valor acrescentado bruto e, para o caso das instalações industriais, é obtido como o quociente entre o consumo total de energia e o valor acrescentado bruto do contributo que essa instalação dá à empresa (11);
- Consumo específico de energia: indicador que explicita a repercussão do consumo total de energia da instalação no volume de produção (11);

- Intensidade carbónica: indicador que traduz a parcela de emissões de gases de efeito de estufa do consumo total de energia da instalação (11).

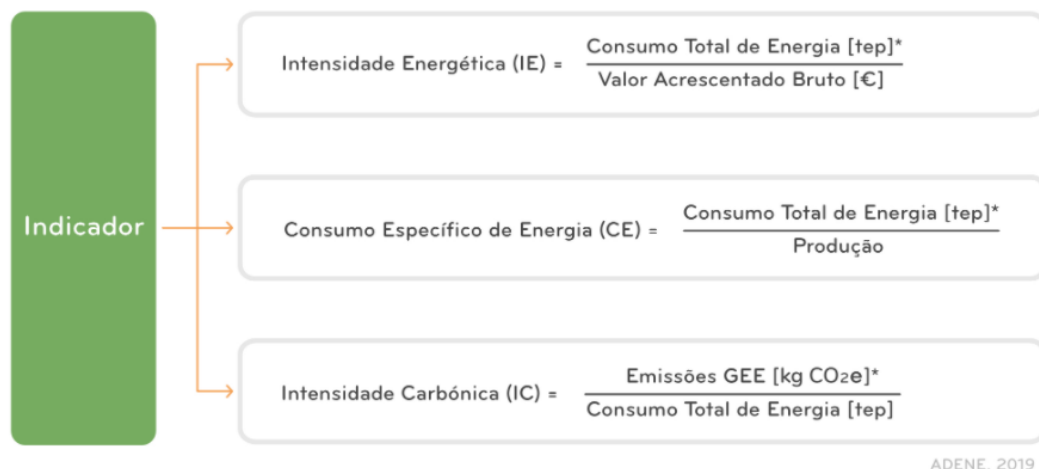


Figura 2.6 – Fórmulas de cálculo dos indicadores energéticos definidos no PREn para instalações de consumos intensivos de energia (11)

Com a execução do PREn espera-se a redução, no mínimo, da intensidade energética e do consumo específico de energia em 6%, para instalações com consumos iguais ou superiores a 1000tep/ano, ou em 4% para instalações de consumo intensivo inferior. Em relação à intensidade carbónica, no máximo, não deve ser superior aos valores de histórico (11).

Para incentivar à adoção do ARCE, o operador da instalação é ressarcido, em parte, dos custos com auditorias energéticas obrigatórias e dos custos das medidas definidas no acordo implementadas, através do Fundo de Eficiência Energética (FEE). Pode ainda beneficiar da isenção de impostos em alguns combustíveis (11).

O incumprimento das medidas e objetivos acordados no ARCE têm como consequência a aplicação de penalidades que se traduzem em pagamentos pelo operador consoante o desvio dos valores estabelecidos. Se o desvio for igual ou superior a 25%, o operador deve pagar 50€ por tep/ano a mais; se for reincidente, passa para 100€. No caso de o desvio ser igual ou superior a 50%, ao pagamento anterior soma-se a devolução dos incentivos recebidos (11).

Existe ainda à disposição uma ampla gama de fundos de investimento e financiamento públicos e privados, como o já mencionado Fundo de Eficiência Energética (FEE) e a linha de crédito para a eficiência energética (8).

2.2.3 Situação Atual de Consumo de Energia Final por Setor

Após o apuramento dos dados de consumos de energia primária (CEP), em território nacional, constatou-se que a taxa de crescimento média anual deste consumo, reportado à última década de 2009-2018, foi de -0,7%, o que culminou num consumo de 22,6Mtep em 2018, um valor muito próximo da meta definida para 2020 de 22,5Mtep (8).

Relativamente ao consumo de energia final (CEF), verificou-se uma taxa de crescimento média anual na última década de -0,9%, que culminou num consumo de 16,5Mtep em 2018. Verificou-se ainda que a implementação de medidas de promoção à eficiência energética contribuiu positivamente para diminuir este consumo no setor industrial, o

que pode ser comprovado pela observação da Figura 2.7. À data, o segmento da indústria é responsável por 30% do consumo de energia final em Portugal (8).

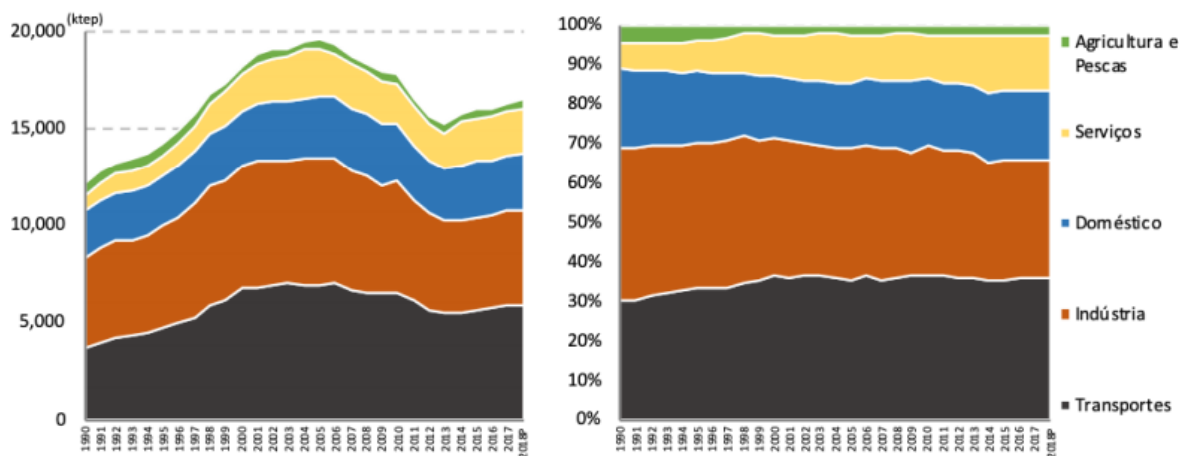


Figura 2.7 -Evolução do consumo total de energia final por setor de atividade em Portugal (8)

2.3 Motores Elétricos e a Eficiência Energética da Indústria

Os motores elétricos absorvem quase 50% da eletricidade consumida na atividade industrial na União Europeia, sendo um veículo de elevado potencial de eficiência energética (12).

A Diretiva *EcoDesign* 2019/125/EC estipulou um conjunto de medidas para que desde a fase de projeto e conceção do produto, sejam adotados cuidados com a mitigação do seu impacto no ambiente, os quais se devem estender ao longo de todo o ciclo de vida do produto. Entre as medidas endereçadas, destaca-se o regulamento EC No 640/2009, que obriga a que os motores que circulam no mercado europeu cumpram os níveis mínimos de eficiência energética regulamentados (13).

A eficiência de um motor elétrico corresponde ao rácio da potência mecânica disponível no veio pela potência elétrica fornecida. Atualmente, a caracterização do nível de eficiência energética de um motor está estratificada nas chamadas classes de eficiência energética internacionais (IE, *International efficiency classes*) (14):

- IE1: *Standard efficiency* (14);
- IE2: *High efficiency* (14);
- IE3: *Premium efficiency* (14);
- IE4: *Super Premium efficiency* (14);
- IE5: *Ultra Premium efficiency* (ainda não entrou em vigor e prevê a redução em 20% das perdas da classe IE4. À data, os fabricantes de motores apenas conseguiram atingir esta classe na conceção de motores com uma tecnologia diferente do motor de indução, como motores de íman permanente ou de relutância, por exemplo (14)).

As políticas de *EcoDesign* propuseram uma calendarização faseada no âmbito da limitação de circulação no mercado europeu de motores elétricos de classes de eficiência abaixo dos *standards* mínimos europeus estabelecidos:

- atualmente, motores de indução trifásicos de médio calibre, isto é, com uma potência nominal entre 0,75kW e 375kW, inclusive, devem, apenas, poder ser instalados se forem, no mínimo, de classe IE3 ou de classe IE2, se associados a um variador eletrónico de velocidade (13);

- a partir de julho de 2021, o regulamento EC No 640/2009 será alvo de revisão e dará lugar a uma nova regulação para os motores elétricos e variadores eletrónicos de velocidade – EU 2019/1781 -, que irá estabelecer que (13):
 - os motores de potência nominal entre 0,75kW e 1000kW passarão a ter de ser, no mínimo, de classe IE3 (13);
 - a partir de julho de 2023, os motores de potência nominal entre 75kW e 200kW terão de ser de classe igual ou superior a IE4 (13).

A importância da eficiência energética dos motores de indução ganha outra dimensão, pelo facto de se ter verificado que a maioria dos motores utilizados em diferentes aplicações industriais se encontrar sobredimensionada, trabalhando sob fatores de carga de cerca de 60%, conforme indica um estudo realizado em seis países europeus. A razão cinge-se, por um lado, à estratégia conservadora adotada no projeto de máquinas, através da consideração de diversos fatores de segurança, mas sobretudo pelo facto da conceção da máquina ter de dar resposta a uma ampla gama de perfis de carga. Baixos fatores de carga incorrem num prejuízo do rendimento e do fator de potência das máquinas de indução (como será analisado mais adiante), pelo que, para atenuar este efeito, os motores de classes de eficiência mais elevadas são preponderantes (14).

Um baixo fator de potência reproduz-se num aumento da parcela de energia reativa, que limita o transporte de energia elétrica ativa, a energia que é, de facto, convertida em trabalho, criando trânsito na rede elétrica. Na atual legislação em vigor, apesar dos consumidores de energia elétrica de baixa tensão nominal (BTN) não serem faturados pela energia ativa, o mesmo não acontece com os restantes consumidores. A energia reativa passa a ser uma componente integrante da fatura da eletricidade mensal e a tarifa a cobrar está dividida em três escalões, aumentando o seu valor com a quantidade de energia reativa, relativamente à quantidade de energia ativa consumida. Associado aos custos com esta parcela da energia, existem ainda outros inconvenientes, como a necessidade de ter condutores de secção mais elevada, a ocorrência de quedas de tensão e perdas elevadas, entre outros, pelo que o consumidor é aconselhado a compensar o fator de potência. Essa compensação faz-se com a instalação de baterias de condensadores que, apesar de resolverem o problema, a sua instalação e manutenção torna-se onerosa para o cliente (15).

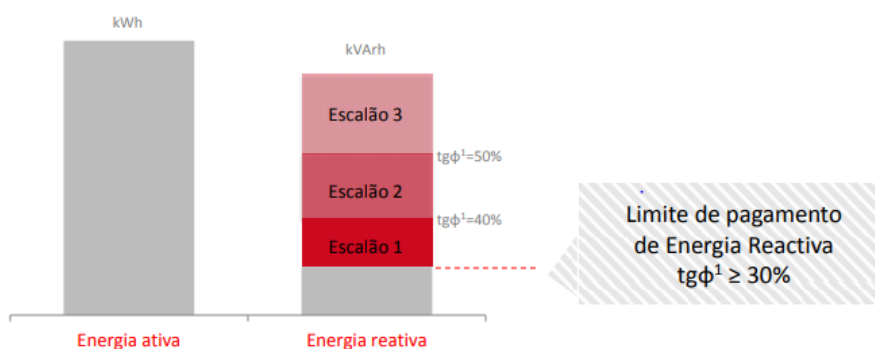


Figura 2.8 - Escalões de pagamento da energia reativa pelo consumidor (15)

O acoplamento de variadores de frequência aos motores de indução, surge como uma solução de otimização energética, que permite adaptar a curva de funcionamento destes motores consoante as necessidades de carga externa. Isto vai-se repercutir em fatores de carga mais elevados e, por isso, num melhor rendimento e fator de potência da máquina (14).

2.4 Relevância da Eficiência Energética em Máquinas de Testes de Elevada Potência

A máquina que é alvo de estudo nesta dissertação é uma máquina cujo foro de aplicação no setor industrial é ao nível da qualidade, nomeadamente para testagem de produtos, e não ao nível da produtividade. Não obstante, embora a máquina não esteja inserida na esfera que impacta diretamente a capacidade de resposta da empresa ao volume de negócios, traz valor acrescentado ao produto produzido, no sentido em que faz a validação/certificação das características com que este é divulgado junto do cliente.

Para o caso, os produtos a serem ensaiados são cabos de comportamento elástico, destinados a aplicações de ancoragem em ambiente marítimo, sob condições de operacionalidade de elevada exigência de trabalho e cuja característica que é alvo de certificação é o seu tempo de vida útil (durabilidade).

Qualquer ensaio realizado para validar esta ou outras características de um produto, deve representar, de forma fiel, o quadro real de solicitações a que o mesmo será sujeito. Desta forma, o sistema hidráulico que aciona a máquina de ensaios será chamado a funcionar sob a ação de uma carga elástica, linearmente variável, com elevados requisitos de energia e sob uma velocidade de ensaio controlada, cujo comando soma gastos energéticos à energia requerida na carga, o que se traduz num consumo energético da máquina elevado.

A máquina cujo sistema de acionamento será alvo de estudo tem uma potência instalada de 90kW, capacidade de força estática até 490ton e um curso de teste de 2m. No entanto, no mercado existem um conjunto, ainda que limitado, de empresas e laboratórios com máquinas de ensaio que se dedicam à realização de ensaios de elevada potência e de longos cursos, para certificação de cabos com este tipo de perfil, alguns dos quais com máquinas com uma capacidade de carga que é quase seis vezes superior à capacidade da máquina desta dissertação e com disponibilidade para acoplar provetes de longo comprimento:

- na DNV, uma entidade de certificação norueguesa, encontra-se a maior máquina de testes de cabos instalada na Europa, capaz de realizar ensaios cíclicos, de rotura e outros, com cursos de teste de 2m, cargas até 2900ton e capacidade para acomodar provetes até 20m de comprimento (16);
- no laboratório francês LCPC, existe uma máquina de ensaios cíclicos com uma capacidade de carga até 3000ton, embora com limitação de curso (17);
- nos laboratórios Applus+, existe uma máquina de ensaio estrutural, acionada por um sistema hidráulico com uma capacidade de carga estática e cíclica de 1500ton (18);
- a empresa americana Oil States Houma prestadora de serviços e fabricante de equipamentos a ser utilizados em aplicações “offshore”, tem uma instalação dedicada à realização de testes de elevada potência, na qual podem ser realizados ensaios de cabos até 1250ton (18);
- na Lankhorst, um fabricante de cabos para aplicações marítimas, em Portugal, existe uma máquina de testes com uma potência instalada de 350kW e capacidade de realizar ensaios com cursos de teste de 3m, cargas até 1200ton e capacidade para acomodar provetes até 27m de comprimento (17);
- no laboratório Reliance Hexham, existe uma máquina de testes com capacidade de força de 200ton e disponibilidade para acomodar provetes de 12m (20);
- no instituto francês IFREMER, em Brest, existe uma máquina de testes capaz de realizar ensaios de provetes até 10m de comprimento e carga estática ou cíclica até 100ton (17).

Com o fim de contextualizar o leitor, é de notar que:

- o valor económico obtido com os resultados destes ensaios, que permitem a certificação dos cabos, acaba por compensar as perdas energéticas que estão associadas aos sistemas de acionamento, tipicamente pouco eficientes, destas máquinas;
- dada a especificidade da aplicação e o investimento que lhes está associado, estas máquinas representam um conjunto de casos isolados na indústria, o que é ainda mais exponenciado quando se trata de máquinas com uma elevada capacidade de potência instalada e que realizam ensaios cíclicos e de longa duração.

Este enquadramento pode justificar, de certa forma, a negligência tida no projeto destas máquinas numa gestão eficiente da energia que é disponibilizada. Porém, tanto as máquinas de ensaio existentes, como as novas máquinas que serão projetadas, têm de responder perante um volume crescente e cada vez mais exigente, a nível europeu e a nível nacional, de legislação focada em matérias de eficiência energética das instalações industriais, que obriga a que estas assegurem um conjunto de critérios, nomeadamente:

- valores máximos de intensidade carbónica;
- standards mínimos de eficiência energética, não só ao nível do sistema hidráulico, mas também ao nível do motor elétrico que o aciona;
- valores mínimos de fatores de potência da instalação, sob pena de custos avultados, e agravados, com o peso da parcela da energia reativa no funcionamento da máquina, que pode, inclusive, levar à necessidade de uma instalação de baterias de condensadores, para fazer a sua compensação.

É ainda importante notar que, embora estas máquinas contribuam para um elevado valor acrescentado no produto final, têm consumos energéticos demasiado elevados, pelo que, as empresas, quer por via legislativa quer por via de avultados custos energéticos, são incentivadas a investir em soluções energeticamente mais eficientes de acionamento.

2.5 Principais Conclusões

Muitas são as políticas e diretivas europeias e nacionais que estabelecem a eficiência energética como uma dimensão de atuação, procurando ser um fator de disrupção na relação que existe entre o crescimento económico e o consumo de energia. De facto, a prioridade à eficiência energética torna Portugal e a Europa mais independentes de fontes de energia externa, permite a redução de consumos e de custos, mitiga o impacto do consumo de energia no ambiente e favorece a descarbonização, fundamental para combater as alterações climáticas e contribuir para uma melhoria na qualidade de vida dos cidadãos.

A União Europeia definiu como meta a redução de 32,5% do consumo de energia primária e/ou final até ao final da década de 2030. A transposição deste objetivo no modelo de governação nacional levou à conceção do Plano Nacional Integrado de Energia e Ação Climática 2021-2030, onde Portugal se compromete a reduzir o consumo de energia primária em 35% até 2030 e a acumular, de forma incremental, economias de consumo de energia final anuais de 0,8%.

Para atingir os objetivos, Portugal serve-se de uma gama de medidas e ferramentas que, por um lado, facilitam o financiamento para desbloquear o investimento em equipamentos e instalações energeticamente mais eficientes, como o Fundo de Eficiência Energética (FEE) e o Plano de Promoção de Eficiência no Consumo de Energia Elétrica (PPEC), e que, por outro, monitorizam e penalizam os setores que não estiverem

alinhados com este cenário de poupança energética, conforme estabelecido nos Acordos de Racionalização de Consumos de Energia.

O setor industrial representa uma grande parcela do consumo de energia final na Europa e em Portugal, que ascendeu em 2018 a 25,8% e a 30%, respetivamente. Entre os destinatários de energia do setor destacam-se os motores elétricos, que absorvem quase 50% da energia elétrica. Verificou-se também que num estudo efetuado em seis países europeus, a grande maioria dos motores do setor está sobredimensionada e trabalha em média sob fatores de carga que rondam os 60%, o que tem efeitos prejudiciais no seu rendimento e fator de potência, traduzidos em custos com os consumos elevados.

As Diretivas de conceção ecológica (*Ecodesign*) vieram regulamentar a circulação de motores no mercado europeu a equipamentos com *standards* mínimos de eficiência energética, colocando desafios aos fabricantes destas máquinas, que para além dos requisitos funcionais devem assegurar uma gestão adequada da energia.

A máquina de ensaios, que é alvo de estudo nesta dissertação, pertence a um conjunto de máquinas com uma aplicação muito específica na indústria, que é a realização de testes de qualidade. Neste caso, o seu propósito é avaliar o tempo de vida de um produto, caracterizado por um comportamento elástico, e que será solicitado para realizar um elevado trabalho durante o seu ciclo de vida. A especificidade da aplicação deste tipo de máquinas reduz a sua existência a um conjunto de casos isolados na indústria, no entanto a questão da eficiência energética continua a ser um cuidado que tem de ser incorporado na sua conceção.

Esta incorporação é motivada, principalmente, pela obrigatoriedade legal de as instalações industriais, principalmente as instalações com consumos de energia intensivos, como é o caso, assegurarem níveis mínimos de eficiência energética e limitarem as suas perdas energéticas.

Capítulo 3 | Caracterização de um Sistema de

Acionamento de Referência

A facilidade com que os sistemas hidráulicos asseguram o controlo e a transmissão de energia para realizar uma variedade de tarefas de acionamento - como por exemplo, realizar movimentos reversíveis ou variar continuamente a velocidade de um movimento, com limitação inerente de força, à custa do comando e da articulação de componentes relativamente simples (21)- justifica a sua ampla gama de aplicações, desde pequenos dispositivos, e.g. assistindo o sistema de travagem de um automóvel, até ambientes em grande escala, e.g. dando assistência às linhas de indústrias pesadas, como aciarias e fundições.

Intrinsecamente ligada à sua capacidade de acionamento de máquinas de elevada potência e da realização de movimentos de velocidade controlável, estão eventuais perdas energéticas, que no panorama atual são cada vez menos aceitáveis, e que se pretendem mitigar através da realização de alterações tecnológicas a uma solução de sistema de acionamento de referência, que é comum encontrar numa percentagem grande de máquinas.

No capítulo 3, é feito um enquadramento de uma aplicação a uma máquina de teste de elevada potência para a qual se pretende analisar diferentes possibilidades de sistema de acionamento, de modo a permitir atender às preocupações e aos requisitos que devem ser assegurados. De seguida, é feita uma descrição detalhada de um modelo de solução de referência e respetivos componentes e, finalmente, o processo de obtenção de um modelo matemático de base que possa permitir uma posterior comparação com outras soluções tecnológicas, na base da otimização energética.

3.1 Contextualização da Aplicação

O sistema de acionamento em questão destina-se a mover uma máquina de ensaio de fadiga de cabos de fibras sintéticas de grande diâmetro, destinados a aplicações de ancoragem na indústria naval e de exploração de petróleo “*offshore*” que, marcados pelo seu comportamento elástico e flexível, requerem a realização de longos cursos de deformação em teste.

Tratando-se de ensaios de fadiga, um único teste pode implicar a realização de milhões de ciclos. Durante um ciclo, é realizado um movimento de vaivém que é replicado repetidas vezes durante um teste. Torna-se, assim, clara a representatividade que um único ciclo tem, podendo-se optar por um estudo do sistema de acionamento hidráulico e, respetivos consumos, a este nível granular que, através de um fator multiplicativo, pode ser transposto para o universo de ciclos que compõem um teste.

Um ciclo decorre da seguinte forma:

- num primeiro momento o provete irá ser tracionado, através do recuo do atuador hidráulico. A carga tratora exercida no sistema irá assim aumentar o seu módulo, até um valor máximo, coincidente com a posição do cilindro quase totalmente recuado;
- de seguida, o provete irá ser elasticamente relaxado, através do avanço do atuador. A carga que irá atuar no sistema será, neste caso, uma carga motora, dado o comportamento do provete semelhante ao de uma mola que foi tracionada e depois aliviada. O provete “auxilia”, assim, o movimento de avanço do atuador, que é acompanhado por um decréscimo da carga no sistema;
- do ponto de vista do sistema hidráulico, o provete vai ser considerado como uma carga combinada, arbitrada positiva durante o meio ciclo de tração, quando atua na direção contrária ao movimento do atuador, e negativa durante o meio ciclo de relaxação, quando favorece o avanço do atuador.

A natureza cíclica dos ensaios e o comportamento elástico dos provetes justifica a duração destes testes (entre semanas e meses), que se irá refletir em elevados requisitos de potência e enormes consumos de energia. É, assim, enfatizada a relevância da otimização da eficiência energética do sistema de acionamento.

O enquadramento do propósito da máquina e a tipificação dos provetes a ensaiar aqui expostos podem ser traduzidos nas duas preocupações que o projeto do seu sistema de acionamento deverá ter:

- a preocupação em assegurar a funcionalidade, permitindo ao sistema fazer o controlo da velocidade, com limitação de força, ou o controlo da força, com limitação de velocidade;
- a preocupação com a eficiência energética do sistema, requerida e incentivada pelas organizações governamentais e pelas próprias empresas, tendo em vista a mitigação das perdas energéticas na indústria. De salientar que no caso particular desta dissertação, esta eficiência pode ser desagregada em duas componentes: a da componente elétrica e a da componente hidráulica.

3.2 Perfis de Variação Temporal da Posição, da Velocidade e da Força

Embora os perfis de variação temporal da posição, da velocidade e da força adotados nas condições de ensaio não sejam alvo de discussão no âmbito desta dissertação, não deixam de ser relevantes, pois têm impacto nos consumos de energia e na controlabilidade do sistema de acionamento.

Teoricamente, num ensaio, a força varia o valor do seu módulo, aumentando durante o movimento de recuo (de tração) e diminuindo com o avanço do cilindro (relaxação), adotando assim um perfil triangular. A velocidade, que se pretende constante, mas que inverte o seu sentido com a inversão do movimento, adota um perfil retangular, do que resulta um perfil triangular para a posição, reflexo do movimento de vaivém descrito pela haste do atuador (ver Figura 3.1).

Foi considerado também neste estudo o caso da caracterização comportamental de um sistema face a uma carga de valor constante ao longo do tempo (Figura 3.2). Este caso permite estudar o comportamento de um sistema semelhante ao de um guincho, na movimentação de subida e de descida de uma massa. Também a velocidade foi

considerada constante, invertendo o seu sentido de atuação no final de cada meio ciclo (módulo da velocidade arbitrado negativo durante o recuo e positivo durante o avanço).

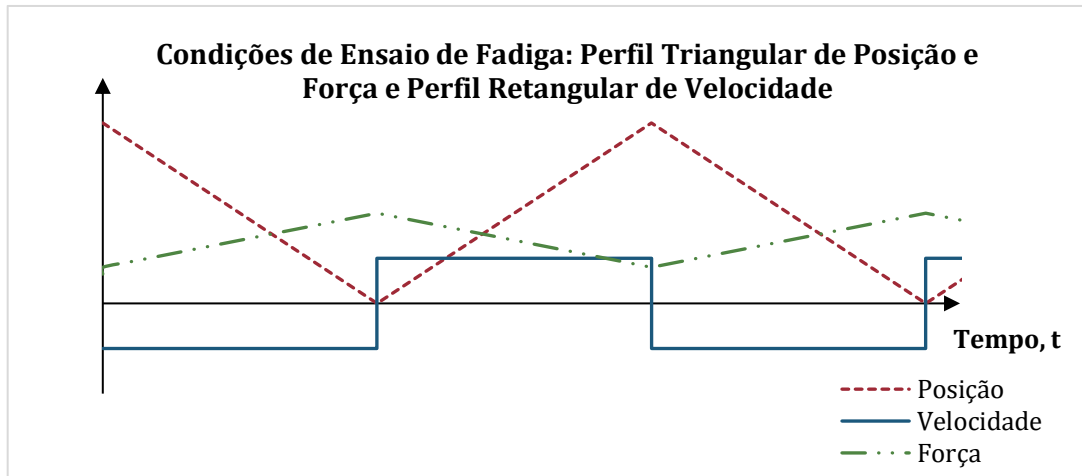


Figura 3.1 – Condições de ensaio de fadiga: perfil triangular de posição e de força e perfil retangular de velocidade

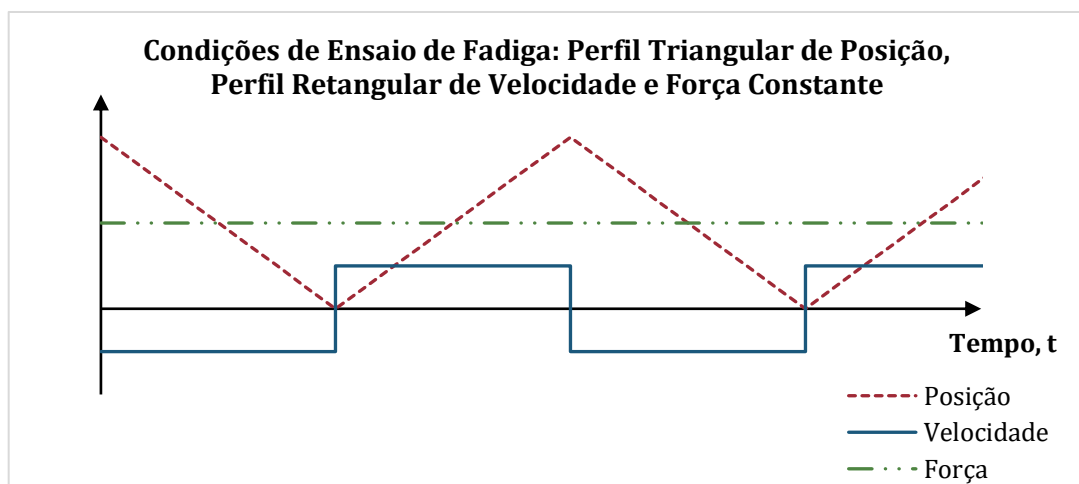


Figura 3.2 - Condições de ensaio de fadiga: perfil triangular da posição, perfil retangular da velocidade e força constante

A situação que se pretende estudar, como dito anteriormente, corresponde a cursos de ensaio particularmente longos, o que faz com que as condições de inversão de sentido de movimento sejam irrelevantes, em termos temporais, para a caracterização energética de uma qualquer solução de acionamento.

Assim, em termos de implementação, os instantes de arranque, inversão e paragem de movimento, são associados a rampas de variação de velocidade, que permitem a suavização destas transições e evitam qualquer efeito dinâmico de choque na inversão do movimento.

3.3 Sistema de Acionamento de Referência

Após a contextualização da aplicação que deverá ser assegurada pelo sistema de acionamento, é possível, nesta fase, descrever o sistema hidráulico comumente utilizado para o controlo do movimento. Este sistema pretende, acima de tudo, ser avaliado pela sua componente energética, de modo a poder ser considerado como referência para uma sucessão de alternativas de solução tecnológica, para crescente

otimização energética. As modificações implementadas e que vão distinguir os diferentes casos de sistemas simulados atuarão ao nível dos parâmetros dos seus componentes, mas também poderão implicar a inclusão de novos elementos, sempre com o objetivo de favorecer a migração do caso de referência para um modelo otimizado de eficiência energética.

3.3.1 Descrição do Sistema de Referência

O caso do sistema hidráulico de acionamento que se tomou como referência pode ser observado na Figura 3.3, na qual se podem identificar os seguintes componentes:

- uma fonte de energia composta por um motor elétrico de indução que aciona uma bomba hidráulica de cilindrada fixa (B01), responsável pela conversão de energia elétrica em energia hidráulica;
- uma válvula proporcional de elevado desempenho (VD10), que acumula a função de controlo do movimento do cilindro, com a função de controlo de velocidade, através do estrangulamento do caudal que a atravessa;
- um cilindro assimétrico de duplo efeito (C01), onde a energia hidráulica é convertida em energia mecânica, materializada no movimento alternativo do cilindro que permite a tração e a relaxação de um provete, repetidas vezes, para realizar um ensaio de fadiga.
- uma válvula limitadora de pressão (VM01), cujo valor de ajuste limita a pressão máxima de alimentação e, consequentemente, a força máxima do cilindro, protegendo o sistema de sobrecargas;
- uma válvula de retenção (VF01), colocada para evitar o retorno de óleo para a bomba;
- uma válvula direcional (VD01), que permite direccionar o óleo da bomba para o reservatório, quando se pretende colocar o sistema em carga/descarga;
- um filtro (F01), colocado entre o sistema e o reservatório, cuja função é reter a contaminação existente no fluido circulante, antes de este ir para o reservatório.

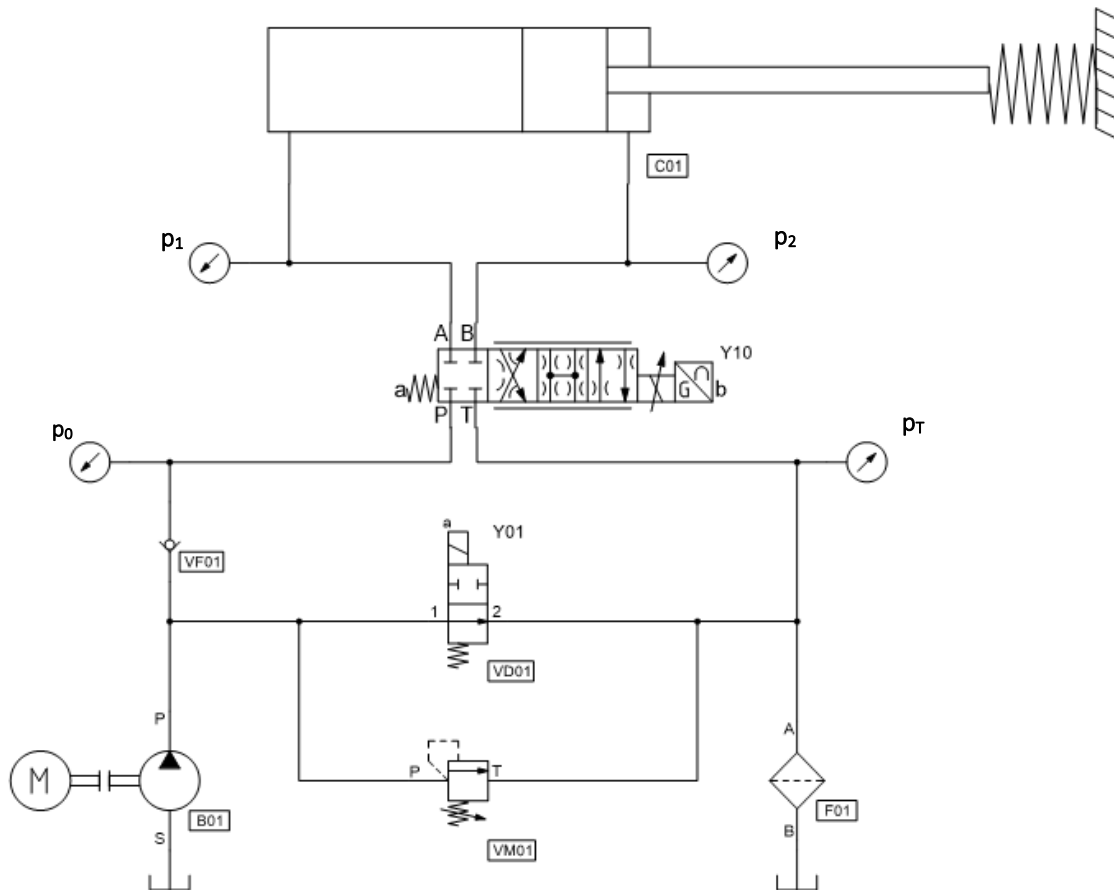


Figura 3.3 - Esquema do modelo do sistema hidráulico de referência

3.3.2 Principais Componentes do Sistema de Referência

Fonte de Energia

Conforme mencionado acima, a fonte de energia, composta pelo motor de indução e pela bomba hidráulica, é responsável por fornecer a energia necessária ao circuito hidráulico para realizar cada ciclo que compõe um ensaio, para as condições de força e de velocidade requeridas.

Nesse sentido, é importante compreender que a fonte de energia pode funcionar de duas formas distintas:

- pode funcionar como uma “fonte de pressão”, com a bomba a trabalhar à pressão máxima. Nestas condições, a pressão de alimentação do circuito é definida pela válvula limitadora de pressão e, embora em teoria seja igual ao seu valor de ajuste de abertura, p_0 , na realidade será ligeiramente diferente, sendo definida uma pressão efetiva $p(t)$, resultado da influência do aumento de pressão neste componente, proporcionada pela maior ou menor passagem de caudal para o reservatório. O caudal disponibilizado pela fonte é fixado pela bomba de cilindrada fixa e a velocidade do atuador determinada pelo estrangulamento do caudal na válvula proporcional, à custa da queda de pressão neste componente. O caudal em excesso é conduzido para o reservatório, através da válvula limitadora de pressão. Este foi o modo de funcionamento adotado pela fonte de energia no modelo de referência, para permitir um controlo da velocidade dos movimentos a efetuar;
- pode funcionar, alternativamente, como “fonte de caudal”, conforme será analisado mais à frente, na discussão de soluções alternativas.

O caudal que é gerado pela fonte de energia, $Q_0(t)$, é, idealmente, resultado do produto da cilindrada da bomba, $C(t)$, pela velocidade de acionamento do veio da bomba, imposta pelo motor de indução, $\omega_{acio}(t)$, conforme indica a Equação (3.1):

$$Q_0(t) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot C(t) \cdot \omega_{acio}(t) \quad (3.1)$$

Na realidade, o caudal efetivamente fornecido ao circuito hidráulico pela bomba será menor que o calculado através da Equação (3.1), $Q_0(t)$, devido a perdas, cujo efeito é retratado através do rendimento volumétrico, $\eta_{vol}(t)$ (Equação (3.2)). De notar que o rendimento volumétrico não é um valor constante, pois é influenciado pela pressão a que a bomba é sujeita e pela velocidade a que é acionada (22). Para bombas de elevada qualidade e de elevada potência, como se pretende numa máquina destinada a ensaios contínuos e de longa duração, os valores de $\eta_{vol}(t)$ são sempre relativamente próximos de 100%.

$$Q(t) = \eta_{vol}(t) \cdot Q_0(t) \quad (3.2)$$

O valor da velocidade de rotação do veio da bomba, $\omega_{acio}(t)$, pode ser obtido através da interpolação (Equação (3.3)) da reta que une o ponto nominal de funcionamento do motor elétrico, caracterizado pelo binário nominal (*rated torque*), T_n , e pela velocidade nominal (*rated speed*), ω_n , com o ponto de sincronismo de velocidade (*synchronous speed*), ω_s , com o binário de acionamento requerido pela carga externa que atua no sistema, $T_{acio}(t)$. Isto é possível, porque a zona típica de funcionamento dos motores elétricos de indução pode ser aproximada por uma reta limitada entre o ponto de funcionamento às condições nominais e a velocidade de sincronismo, como é observado na curva característica apresentada na Figura 3.4.

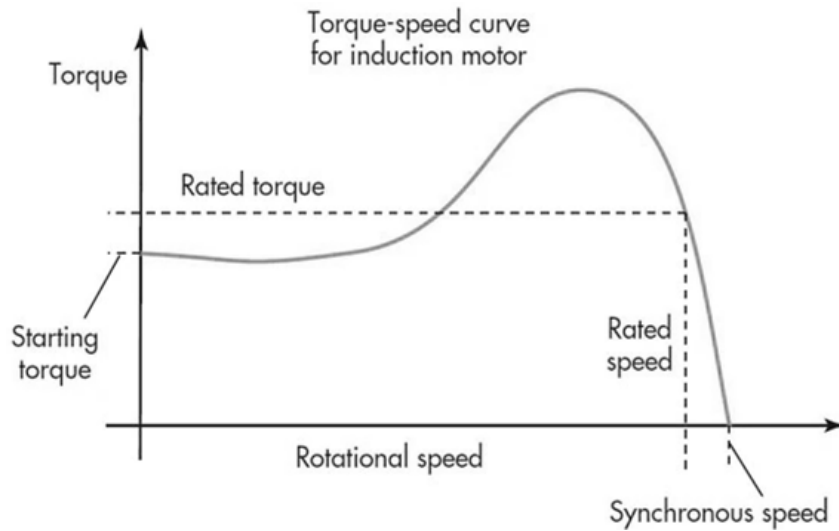


Figura 3.4 - Curva de binário-velocidade típica dos motores de elétricos de indução (23)

$$\omega_{acio}(t) = \omega_n - \frac{T_{acio}(t) - T_n}{T_n} \cdot (\omega_s - \omega_n) \quad (3.3)$$

A velocidade de sincronismo do motor elétrico depende da frequência de alimentação da rede, $f(t)$, e do número de pares de polos do motor, p , e é dado pela Equação (3.4) :

$$n_s = \frac{f(t) \cdot 60}{p} \quad (3.4)$$

onde:

n_s é a velocidade de sincronismo expressa em rpm

O binário nominal do motor elétrico é um parâmetro obtido através do quociente entre a potência nominal do motor e a sua velocidade nominal, conforme está indicado na Equação (3.5):

$$T_n = \frac{P_n}{\omega_n} \quad (3.5)$$

O binário de acionamento requerido ao motor, $T_{acio}(t)$, por sua vez, será ligeiramente superior ao binário de acionamento teórico, $T_0(t)$, devido principalmente às perdas mecânicas entre as partes móveis da bomba e que é traduzido pelo seu rendimento mecânico, $\eta_{mec}(t)$, (Equação (3.6)). O binário de acionamento teórico, $T_0(t)$, é resultado do produto da cilindrada da bomba, $C(t)$, pela pressão de alimentação efetiva, $p(t)$ (Equação (3.7)).

$$T_{acio}(t) = \frac{T_0(t)}{\eta_{mec}(t)} \quad (3.6)$$

$$T_0(t) = p(t) \cdot C(t) \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \quad (3.7)$$

Através do binário de acionamento, $T_{acio}(t)$, e da velocidade de acionamento, $\omega_{acio}(t)$, obtém-se a potência de acionamento da bomba, que não é mais do que a potência mecânica no veio do motor, $P_{acio}(t)$ (Equação (3.8)).

$$P_{acio}(t) = T_{acio}(t) \cdot \omega_{acio}(t) \quad (3.8)$$

O quociente entre a potência de acionamento, $P_{acio}(t)$, e a potência nominal do motor, P_n , estabelece o fator de carga, $L(t)$, a que o motor elétrico está sujeito (Equação (3.9)).

$$L(t) = \frac{P_{acio}(t)}{P_n} \quad (3.9)$$

De acordo com o valor do fator de carga, $L(t)$, o motor terá um correspondente valor de eficiência energética, $\eta_{motor}(t)$, e de fator de potência, $\cos\varphi(t)$. Os gráficos que relacionam estes dois parâmetros com a carga a que o motor está sujeito são curvas de desempenho específicas de cada motor. Independentemente disso, são importantes parâmetros, sobretudo para apurar a potência elétrica que está a ser requerida à rede.

A eficiência, $\eta_{motor}(t)$, relaciona a potência à saída do motor, $P_{acio}(t)$, com a potência elétrica ativa, $P_{ele}(t)$, por meio da Equação (3.10), sendo a potência elétrica que é perdida no processo, e transformada em calor, traduzida pela Equação (3.11).

$$P_{acio}(t) = \eta_{motor}(t) \cdot P_{ele}(t) \quad (3.10)$$

$$P_{ele_{diss}}(t) = P_{ele}(t) - P_{acio}(t) \quad (3.11)$$

O fator de potência, $\cos\varphi(t)$, relaciona a potência elétrica de entrada, também chamada de potência aparente, $P_{apa}(t)$, com a potência ativa, $P_{ele}(t)$, e com a potência reativa, $P_{rea}(t)$, por meio das Equações (3.12) e (3.13).

$$P_{apa}(t) = \frac{P_{ele}(t)}{\cos\varphi} \quad (3.12)$$

$$P_{rea}(t) = P_{apa}(t) \cdot \sin\varphi \quad (3.13)$$

Para contextualização e clarificação do leitor, vai-se dar uma breve definição das variáveis mencionadas acima, nomeadamente da potência aparente, da potência reativa, da potência ativa e do fator de potência.

Os componentes dos circuitos de corrente alternada, como é o caso do motor de indução trifásico, podem ser caracterizados como cargas resistivas ou cargas indutivas.

No caso de se tratar de uma carga resistiva, os valores da potência elétrica aparente e da potência elétrica ativa são iguais e resultam do produto da tensão de alimentação, $U(t)$, pela corrente, $I(t)$. Como o circuito é trifásico, a potência aparente vem dada pela Equação (3.14) (24).

$$P_{apa}(t) = \sqrt{3} \cdot U(t) \cdot I(t) \quad (3.14)$$

No caso de uma carga indutiva, já não é bem assim, pois existe um desfasamento entre os vetores de tensão e corrente, traduzidos pelo ângulo, ω , do fator de potência, $\cos\omega$, devido à necessidade de magnetização do motor para produzir movimento. Isto vai-se repercutir na potência elétrica que pode, de facto, ser convertida em trabalho pelo motor elétrico, a potência elétrica ativa, $P_{ele}(t)$, que será inferior à potência aparente, $P_{apa}(t)$, que corresponde à potência que seria disponibilizada se não existisse esta desfasagem ($\cos\omega=1$). A outra parcela da potência aparente será a potência elétrica reativa, $P_{reat}(t)$, que traduz o consumo de uma potência necessária à criação de fluxo magnético, para operacionalizar o motor de indução trifásico, e que não pode ser convertida em trabalho (24).

Em termos de consumo elétrico da rede, a potência elétrica ativa é um encargo do consumidor e a potência elétrica reativa apenas é um encargo do comercializador de energia elétrica, se a instalação detida pelo consumidor for em regime de baixa tensão nominal (BTN), caso contrário, a partir de valores de energia reativa superiores a 30% da energia ativa, os custos com energia reativa passam a integrar a fatura da eletricidade do consumidor. Existem três escalões de faturação da energia reativa indutiva, consoante a parcela da energia ativa a que corresponde (25):

- 1º escalão: se a energia reativa for superior a 30% da energia ativa e inferior ou igual a 40% ($0,30 < \text{tg}\omega \leq 0,40$), o fator multiplicativo sobre o preço de referência em vigor da ERSE é de 0,33 (25);
- 2º escalão: se a energia reativa for superior a 40% da energia ativa e inferior ou igual a 50% ($0,40 < \text{tg}\omega \leq 0,50$), o fator multiplicativo sobre o preço de referência em vigor da ERSE é de 1 (25);
- 3º escalão: se a energia reativa for superior a 50% da energia ativa ($\text{tg}\omega > 0,50$), o fator multiplicativo sobre o preço de referência em vigor da ERSE é de 1,33 (25).

Assim, é perceptível que um baixo fator de potência se traduz em elevados custos operacionais da instalação.

A potência hidráulica gerada pela fonte de energia, $P_{hid}(t)$, é obtida através do produto entre o caudal de alimentação efetivo gerado pela bomba, $Q(t)$, e a pressão de alimentação efetiva do sistema, $p(t)$, (Equação (3.15)) e está relacionada com a potência de acionamento por meio do rendimento global da bomba, $\eta_{global}(t)$ (Equação (3.16)), de acordo com a Equação (3.17).

$$P_{hid}(t) = Q(t) \cdot p(t) \quad (3.15)$$

$$\eta_{global}(t) = \eta_{mec}(t) \cdot \eta_{vol}(t) \quad (3.16)$$

$$P_{hid}(t) = \eta_{global}(t) \cdot P_{acio}(t) \quad (3.17)$$

A parcela da potência de acionamento, $P_{B_{diss}}(t)$, perdida devido à fricção entre as partes móveis da bomba ou devido ao caudal de fugas, vem dada pela Equação (3.18).

$$P_{B_{diss}}(t) = (1 - \eta_{global}(t)) \cdot P_{acio}(t) \quad (3.18)$$

Válvula Limitadora de Pressão

A válvula limitadora de pressão é o componente cujo ajuste vai definir, como já foi mencionado, a pressão efetivamente disponível do sistema hidráulico, $p(t)$.

O ajuste da válvula manométrica pode seguir duas vias diferentes, que vão afetar o cálculo da pressão efetiva do sistema hidráulico.

Se a pressão de ajuste da válvula corresponder à sua pressão de abertura, isso significa que a válvula limitadora de pressão abre efetivamente para valores de pressão do circuito superiores ao valor de ajuste, conduzindo para o reservatório o caudal necessário para evitar o aumento da pressão do circuito. Consequentemente, a pressão efetiva de alimentação será superior à pressão de ajuste da válvula manométrica.

Se o ajuste da válvula for estabelecido para o valor de pressão deste componente quando é atravessado pelo caudal máximo da bomba, como é mais comum ser usado, então a abertura da válvula ocorre para um caudal mínimo, e a pressão efetiva de alimentação vai igualar a pressão de ajuste apenas quando todo o caudal da bomba estiver a ser conduzido para o reservatório (26).

Neste relatório, estabeleceu-se que a pressão de ajuste corresponde ao valor da pressão imposta pela válvula limitadora de pressão quando esta conduz para o reservatório o caudal máximo gerado pela bomba.

Esta variação da pressão de alimentação efetiva com o caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão deve-se ao princípio de funcionamento deste componente. A pressão de ajuste da válvula traduz-se na força que equilibra uma mola que está ligada a um obturador de assento cónico, que mantém a válvula fechada. A passagem de caudal do sistema para o reservatório apenas vai ser possível quando a pressão do circuito vencer a pressão que equilibra a força da mola, existindo assim um diferencial de pressão, que vai incrementar ligeiramente a pressão efetiva de alimentação do sistema, da pressão de abertura. Este valor de variação de pressão depende da constante da mola e do caudal que atravessa a válvula manométrica (26).

Na Figura 3.5 é apresentada a relação, quase linear, entre a pressão do circuito e o caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão e a sua análise permite assinalar alguns aspetos de *performance* deste componente: a pressão de abertura, que marca o momento de abertura da válvula que ocorre quando a pressão do circuito iguala esse valor (*cracking pressure*); o valor de pressão quando todo o caudal da bomba está a ser conduzido para o reservatório (*full flow pressure*); a histerese (*hysteresis*) característica do componente e que representa o desvio de valores entre o percurso no sentido do aumento de caudal e de pressão e o percurso inverso; a pressão de fecho (*reseat pressure*), que corresponde ao momento em que deixa de passar caudal através da válvula; e o máximo intervalo de pressão entre a condição de abertura e a condição da válvula com a abertura máxima (*pressure override*) (26).

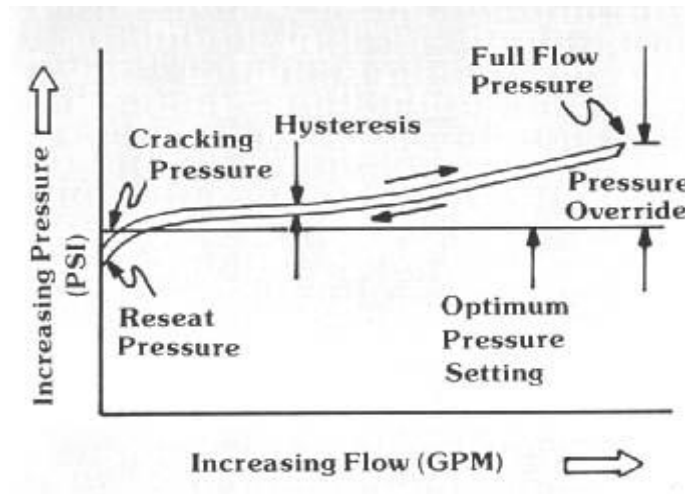


Figura 3.5 – Relação entre a pressão da válvula limitadora de pressão e o caudal que a atravessa (27)

Torna-se, assim, fundamental, obter a relação entre a pressão de ajuste da válvula limitadora de pressão, que corresponde à pressão máxima de alimentação do sistema, p_0 , e a pressão efetiva de alimentação, $p(t)$, num determinado instante de tempo (Equação (3.19)).

$$p(t) = m \cdot Q_{VM}(t) + p_{aber} \quad (3.19)$$

onde:

$Q_{VM}(t)$, diz respeito ao caudal que atravessa a válvula manométrica
 m , diz respeito ao declive da reta à qual pode ser aproximada a curva característica deste componente

A relação entre a queda de pressão na válvula manométrica e o caudal que a atravessa num certo instante de tempo e que corresponde ao declive, m , do gráfico da Figura 3.5, é um parâmetro característico deste componente. Por outro lado, e pela definição de declive, considerando as coordenadas do ponto de abertura da válvula - com pressão igual à de abertura e caudal igual ao caudal de fuga, embora aqui seja aproximado a zero - e as coordenadas do ponto em que o caudal máximo de alimentação, Q_{max} , é conduzido para o reservatório, sendo a pressão igual à pressão de ajuste, pode-se chegar à Equação (3.20):

$$m = \frac{\Delta p_{VM_{max}}}{Q_{max}} \quad (3.20)$$

onde $\Delta p_{VM_{max}}$ é a amplitude de variação de pressão da válvula limitadora de pressão

Substituindo o numerador da Equação (3.20) pela diferença entre a sua pressão de ajuste, p_0 , e a pressão de abertura, que é o único parâmetro da equação que não é conhecido, obtém-se a Equação (3.21), que rearranjada dá origem à Equação (3.22):

$$m = \frac{p_0 - p_{aber}}{Q_{max}} \quad (3.21)$$

$$p_{aber} = p_0 - m \cdot Q_{max} \quad (3.22)$$

A diferença entre a pressão de ajuste e a pressão efetiva de alimentação, num determinado momento, $\Delta p_{VM}(t)$, é dada pela Equação (3.23):

$$\Delta p_{VM}(t) = p_0 - p(t) \quad (3.23)$$

O caudal que a válvula limitadora de pressão conduz para o reservatório corresponde ao caudal em excesso que é fornecido pela bomba ao sistema, $Q(t)$, mas que não é absorvido, isto é, não é conduzido pela válvula direcional para a câmara ativa do cilindro, pelo que tem de ser libertado. No caso do movimento de avanço, o caudal da válvula manométrica, $Q_{VM}(t)$, é dado pela diferença entre o caudal da bomba e o caudal conduzido para a câmara principal do cilindro, $Q_1(t)$ (Equação (3.24)); no caso do recuo, será dado pela diferença entre o caudal da bomba e o caudal conduzido para a câmara secundária do cilindro, $Q_2(t)$ (Equação (3.25)).

$$Q_{VM}(t) = Q(t) - Q_1(t) \quad (3.24)$$

$$Q_{VM}(t) = Q(t) - Q_2(t) \quad (3.25)$$

Associado a esta condução de caudal, necessário para manter a pressão do sistema abaixo da pressão definida, p_0 , está, evidentemente, associada uma perda energética, que se vai manifestar no aquecimento do óleo. A potência perdida através deste componente, $P_{VMdiss}(t)$, pode ser quantificada através do caudal da válvula limitadora de pressão $Q_{VM}(t)$, e da pressão efetiva de alimentação, $p(t)$, como se mostra na Equação (3.26):

$$P_{VMdiss}(t) = Q_{VM}(t) \cdot p(t) \quad (3.26)$$

A área de abertura máxima da válvula limitadora de pressão, A_{VMmax} , é também um parâmetro a ter em consideração e pode ser determinada através do caudal máximo que atravessa este componente, que será pelo menos igual ao caudal máximo de alimentação, Q_{max} , do coeficiente de descarga da válvula, C_d , que modela a relação entre o caudal real da válvula e o caudal que, teoricamente, a deveria atravessar, da pressão máxima de alimentação, p_0 , e da massa específica do fluido, ρ (Equação (3.27)).

$$A_{VMmax} = \frac{Q_{max}}{C_d} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot p_0}} \quad (3.27)$$

É importante notar que a relevância deste parâmetro se deve ao facto de marcar o ponto até ao qual a característica da válvula manométrica pode ser aproximada a uma reta e a partir do qual é aproximada a uma curva quadrática, semelhante à de um estrangulador. Como o valor de área máxima foi parametrizado para uma queda de pressão de 210 bar, é expectável que o caudal máximo que atravessa esta área de abertura máxima diminua com a diminuição da pressão de ajuste. Assim, para pressões de ajuste mais pequenas, a válvula adota uma curva de pressão-caudal linear até valores de caudais máximos menores do que o caudal máximo a 210 bar. Esta situação apenas seria alvo de preocupação no caso dos modelos em que se adotou uma lógica de *load-sensing*, no

entanto foram tidos cuidados para que em nenhuma circunstância esta abertura máxima fosse atingida.

Válvula Proporcional de Elevado Desempenho

Nas válvulas direccionais do tipo *on/off*, operadas por um solenoide convencional, o deslocamento da gaveta é sempre completo, o que significa que a válvula ou está totalmente aberta, ou totalmente fechada. Desta forma, quando a válvula é atuada, há um reposicionamento da gaveta, caracterizado por ser uma transição quase instantânea e a elevada velocidade, o que pode provocar “solavancos” no movimento do atuador – por exemplo, no momento de inversão de sentido de movimento ou no momento de início de movimento – ou potenciar o aparecimento de choque, quando o atuador é imobilizado, sempre que uma massa de valor significativo estiver presente. Todas estas ocorrências geram picos de pressão que, no limite, podem levar ao aparecimento de pontos de fuga nas tubagens do sistema ou a outras consequências negativas (28). Outra limitação deste tipo de válvulas, que também está relacionado com o seu comportamento “discreto”, é a sua incapacidade para regular o caudal que passa através delas e, assim, a velocidade do atuador. As válvulas *on/off* apenas conseguem fazer o comando do sentido do movimento, em termos de avanço, recuo e imobilização de um atuador.

Esta limitação é vencida com as válvulas direccionais proporcionais que, pela sua forma construtiva e atuação proporcional, associam à capacidade de comando do sentido do movimento a função de variação de velocidade e de aceleração, tornando as transições referidas mais suaves e graduais. De facto, a variação da corrente aplicada à bobine de um solenoide proporcional troca um sinal associado a um deslocamento do tipo *all the way*, por um sinal sinónimo de um deslocamento progressivo da gaveta da válvula, o que permite uma variação contínua da sua secção de abertura (28). A geometria adotada pela gaveta apresenta entalhes maquinados que estabelecem uma ligação continuamente variável entre o perímetro da gaveta e o perímetro da camisa da válvula, favorecendo o estrangulamento do caudal. Neste seguimento, é ainda importante referir que o recobrimento entre a gaveta e a camisa da válvula é, teoricamente, nulo, o que se consegue à custa de uma maquinagem precisa e que significa que a válvula é sensível mesmo a valores pequenos do sinal elétrico de comando. Isto pode ser comprovado na Figura 3.6, onde é exibida a relação proporcional entre o caudal e o sinal de comando de uma válvula proporcional de elevado desempenho. É de assinalar o facto de o comportamento adotado pela válvula de elevado desempenho ser diferente da relação caudal/comando quadrática típica dos estranguladores e das válvulas proporcionais de recobrimento positivo, assim como a inexistência de zona morta, que potencia a passagem de caudal ao mínimo sinal de comando (21).

O princípio de funcionamento desta tecnologia assenta no acoplamento de um transdutor de posição - LVDT (*linear variable differential transformer*, ou, em português, transformador linear diferencial variável de posição) – à gaveta da válvula, que fará o

controlo da posição da gaveta em malha fechada, através do comando elétrico proporcional (28).

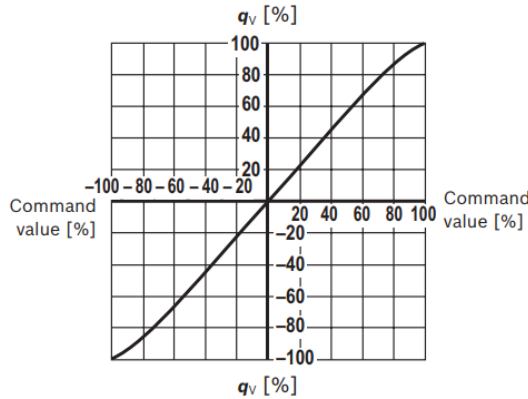


Figura 3.6 - Relação entre o caudal e o comando de uma válvula proporcional de elevado desempenho simétrica (29)

Como foi mencionado, estas válvulas têm a capacidade de estrangular o caudal que passa através delas, pois existe uma relação de proporcionalidade entre o caudal e a raiz quadrada da queda de pressão. Assim, o caudal que passa através de uma passagem na válvula, $Q_{VD}(t)$, depende do deslocamento da gaveta, que se traduz na correspondente área de abertura, num determinado instante, $A_{VD}(t)$, e da queda de pressão, $\Delta p_{VD}(t)$, como mostrado na Equação (3.28):

$$Q_{VD}(t) = C_d \cdot A_{VD}(t) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{VD}(t)}{\rho}} \quad (3.28)$$

Considerando $k_{VD}(t) = C_d \cdot A_{VD}(t) \cdot \sqrt{2/\rho}$, e assumindo que a abertura da válvula se mantém constante, obtém-se a Equação (3.29), onde a relação quadrática entre o caudal e a queda de pressão é evidenciada:

$$Q_{VD}(t) = k_{VD} \cdot \sqrt{\Delta p_{VD}(t)} \quad (3.29)$$

onde,

- C_d é o coeficiente de descarga da válvula
- ρ é a massa específica do fluido
- k_{VD} é um coeficiente do caudal da válvula

Esta capacidade de estrangulamento pode ser realizada de forma distinta em cada uma das passagens da válvula, através do número ou da geometria dos entalhes na gaveta da válvula que podem, ou não, ser iguais nas suas passagens. De acordo com o grau de simetria entre as suas passagens, a válvula pode ser classificada como simétrica, assimétrica ou de comando secundário.

Uma gaveta simétrica estrangula de igual forma o caudal, em ambas as passagens, pelo que para um determinado comando, a área de abertura da válvula será a mesma e, no caso de a válvula estar ligada a um cilindro simétrico, também o caudal que a atravessa será igual em ambas as passagens. No caso de uma gaveta ser assimétrica, o estrangulamento de cada uma das passagens é diferente e, por consequência, também o será a respetiva área de abertura. Caso estivesse ligada a um atuador assimétrico, com a mesma relação de assimetria da gaveta, apesar de o caudal que a atravessaria ser diferente, como está indicado na Figura 3.7, as quedas de pressão nas passagens seriam, aproximadamente

iguais, pelo que o sistema global teria um comportamento simétrico. A utilidade destas válvulas é evidenciada, precisamente, no controlo de cilindros assimétricos, pois o estrangulamento diferencial nas suas passagens permite compensar o caudal absorvido pela câmara principal do cilindro, que é superior ao absorvido pela câmara secundária, à custa de quedas de pressão equivalentes nas suas passagens (21).

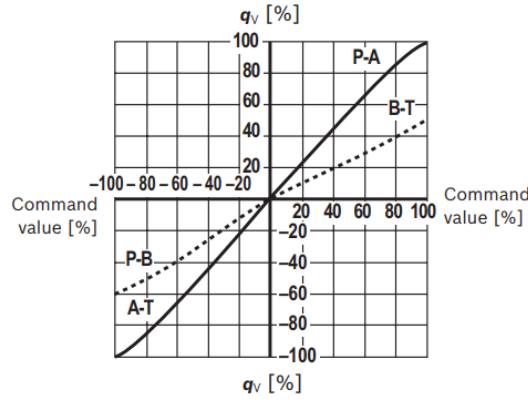


Figura 3.7 - Relação entre o caudal e o comando de uma válvula proporcional de elevado desempenho assimétrica (29)

Considerando o que foi dito, torna-se relevante clarificar a relação que existe entre as quedas de pressão nas passagens da válvula, nomeadamente entre a queda de pressão na passagem P-A ou na passagem A-T, $\Delta p_1(t)$, e a queda de pressão na passagem B-T ou na passagem P-B, $\Delta p_2(t)$.

Partindo da Equação (3.28) e considerando $k_1(t)$ e $k_2(t)$ os coeficientes do caudal, respetivamente, da passagem que liga a válvula à câmara principal (Equação (3.30)) e da passagem que liga a válvula à câmara secundária (Equação (3.31)), pode-se estabelecer uma relação entre as áreas de abertura das passagens da válvula, γ , reflexo da simetria da gaveta (Equação (3.32)) e obter-se a Equação (3.33).

$$k_1(t) = C_d \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot A_{VD_1}(t) \quad (3.30)$$

$$k_2(t) = C_d \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot A_{VD_2}(t) \quad (3.31)$$

onde,

$A_{VD_1}(t)$, é a área de abertura da passagem P-A ou da passagem A-T da válvula

$A_{VD_2}(t)$, é a área de abertura da passagem B-T ou da passagem P-B da válvula

$$\gamma = \frac{k_1(t)}{k_2(t)} \quad (3.32)$$

$$\frac{Q_1(t)}{Q_2(t)} = \frac{k_1(t) \cdot \sqrt{\Delta p_1(t)}}{k_2(t) \cdot \sqrt{\Delta p_2(t)}} \quad (3.33)$$

Como o caudal é igual ao produto da velocidade pela área, para uma velocidade, v , de movimento do atuador, a relação entre os caudais que passam através das passagens da válvula e que vão alimentar a câmara principal do cilindro, $Q_1(t)$, e a câmara secundária do cilindro, $Q_2(t)$, no lado esquerdo da Equação (3.33), pode ser substituída pela relação entre a área da câmara principal, A_1 , e a área da câmara secundária, A_2 , do cilindro, α , e que traduzem a sua condição, ou não, de simetria (Equação (3.34)).

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2} \quad (3.34)$$

Rearranjando a Equação (3.33), de acordo com as Equações (3.32) e (3.34), pode-se obter a relação entre as quedas de pressão nas passagens da válvula (Equação (3.35)):

$$\frac{\Delta p_1(t)}{\Delta p_2(t)} = \left(\frac{\alpha}{\gamma} \right)^2 \quad (3.35)$$

Ao contrário das válvulas de gaveta simétrica ou assimétrica, que fazem o controlo das passagens de caudal para o atuador, quer em *meter-in*, quer em *meter-out*, as válvulas de comando secundário ou válvulas do tipo “só na linha B”, como o nome indica, apenas têm estrangulamento na passagem conectada à câmara secundária do atuador (passagem B-T ou passagem P-B). A passagem conectada à câmara principal do cilindro (passagem P-A ou passagem A-T) não faz qualquer estrangulamento de caudal, não apresentando entalhes e sendo a sua geometria semelhante à passagem de uma válvula direcional convencional, pelo que a queda de pressão através dela, $\Delta p_1(t)$, será, aproximadamente, nula (Equação (3.36)).

$$\Delta p_1(t) \approx 0 \quad (3.36)$$

Uma aplicação que pode ser apontada para este tipo de válvulas é um sistema sob a ação de uma carga externa motora, cuja prioridade é garantir a capacidade de frenagem do sistema, pelo que apenas se justifica a regulação do caudal conduzido para a câmara secundária do cilindro, fazendo-se assim o controlo de velocidade, e evitando-se os gastos de energia associados à queda de pressão necessária na passagem da válvula ligada à câmara principal para regular o caudal (21). É também importante referir que este tipo de válvulas não é adequado para aplicações em sistemas sob cargas inerciais, isto é, cargas que alteram o seu sentido de atuação durante o avanço ou o recuo do atuador várias vezes.

Após esta breve diferenciação de válvulas consoante o estrangulamento das suas passagens, podem-se agora definir mais dois parâmetros que devem ser considerados na caracterização de uma válvula direcional proporcional:

- o caudal nominal da válvula, Q_n ;
- a queda de pressão nominal para a qual o caudal que atravessa a válvula iguala o caudal nominal, Δp_n .

O caudal nominal é definido, para uma válvula simétrica, como o caudal conduzido pela válvula quando:

- está totalmente aberta (o comando da válvula é igual a 100%);
- os orifícios A e B da válvula estão em curto-circuito;
- a queda de pressão da válvula é de 5+5=10 bar, no caso de a válvula ser concebida para ser aplicada num sistema em malha aberta, ou 35+35=70 bar, no caso de a válvula ser concebida para ser aplicada num sistema em malha fechada.

É, assim, possível relacionar o caudal que atravessa a válvula, $Q_{VD}(t)$, sob uma determinada queda de pressão, $\Delta p_{VD}(t)$, com as condições nominais (Equação ((3.37)):

$$\frac{Q_{VD}(t)}{Q_n} = \sqrt{\frac{\Delta p_{VD}(t)}{\Delta p_n}} \quad (3.37)$$

As válvulas proporcionais de elevado desempenho são, tipicamente, concebidas para serem aplicadas em sistemas de controlo em malha fechada. Nesse sentido, a sua queda de pressão nominal tomará o valor de 70 bar. De notar que, como por definição, nas condições nominais se considera a gaveta da válvula simétrica, a queda de pressão nas

passagens da válvula será metade dos 70 bar da queda de pressão da válvula, ou seja, igual a 35 bar. No caso de uma válvula assimétrica, o caudal nominal é definido individualmente para cada passagem.

Estabeleceu-se que a área de abertura máxima da válvula direcional, $A_{VD_{max}}$, considerando as duas passagens da válvula, seria estipulada para as condições nominais, pelo que vem dada pela Equação (3.38), abaixo:

$$A_{VD_{max}} = \frac{Q_n}{C_d} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_n}} \quad (3.38)$$

Finalmente, a potência perdida neste componente, devido à queda de pressão, $P_{VD_{diss}}(t)$, é dada pela Equação (3.39).

$$P_{VD_{diss}}(t) = Q_1(t) \cdot \Delta p_1(t) + Q_2(t) \cdot \Delta p_2(t) \quad (3.39)$$

Atuador de Duplo Efeito Assimétrico

O atuador irá desempenhar a função de converter a energia hidráulica que recebe em energia mecânica, assegurando assim o movimento de tração, sendo essa energia mecânica absorvida pelo provete. Na relaxação o atuador deve assegurar, também, a função de converter a energia mecânica que é devolvida pelo provete em energia hidráulica de frenagem, devido à carga motora.

Na realização de um ensaio, a carga externa que atua sobre o sistema deve ser vencida através da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro hidráulico, $\Delta p_{load}(t)$. A carga externa máxima comportada pelo sistema está limitada pela pressão máxima de alimentação que foi ajustada na válvula limitadora de pressão, p_0 .

Tendo em conta que se trata de um cilindro assimétrico, torna-se óbvio que a área da câmara principal, A_1 , será diferente da área da câmara secundária, A_2 , através do diâmetro do êmbolo, ϕ_1 , e da haste, ϕ_2 , que são parâmetros conhecidos, e das Equações (3.40) e (3.41).

$$A_1 = \frac{\phi_1^2}{4} \cdot \pi \quad (3.40)$$

$$A_2 = \frac{(\phi_1^2 - \phi_2^2)}{4} \cdot \pi \quad (3.41)$$

Faz-se notar que, sendo a carga permanentemente tratora, é sempre a câmara secundária que desempenha tanto a função tratora no meio ciclo recuo, como a função frenante no meio ciclo de avanço.

Caso a carga fosse permanentemente compressora da haste haveria uma utilização mais eficaz do atuador, uma vez que seria a câmara principal, a câmara maior, que realizaria a função motora.

Finalmente, é relevante mencionar o curso do cilindro, ℓ_o , que é um parâmetro que vai influenciar o tempo de um ciclo de funcionamento da máquina, por exemplo, e a pressão máxima do cilindro, $p_{C_{max}}$, que vai igualmente influenciar as condições de funcionamento de um ensaio.

3.4 Modelo Numérico do Sistema Hidráulico de Acionamento

Um modelo de simulação é uma forma de representar graficamente, de simular numericamente e de prever o comportamento real de um sistema, permitindo uma melhor compreensão de como os seus dados de entrada (parâmetros ou variáveis) e

condições iniciais irão influenciar os dados de saída. Esta relação está implícita nas equações matemáticas e fórmulas que compõem o modelo matemático do sistema. O modelo matemático torna visível a interação entre variáveis de decisão, variáveis de entrada, condições iniciais, valores de referência, restrições e limitações funcionais e as variáveis de saída do sistema, possibilitando a monitorização do desempenho do sistema e tornando clarividente o seu comportamento dinâmico (30). O modelo matemático é, assim, a base deste modelo de simulação, que pode ser adaptável consoante as particularidades comportadas por cada caso de sistema de acionamento.

Nesta secção, são apresentadas as equações matemáticas e os parâmetros que originaram o modelo numérico do sistema hidráulico de acionamento, assim como as restrições dos respetivos componentes e eventuais aproximações que foram necessárias adotar. Um diagrama resumo das interações entre os diferentes componentes do modelo de referência pode ser observado na Figura 3.8.

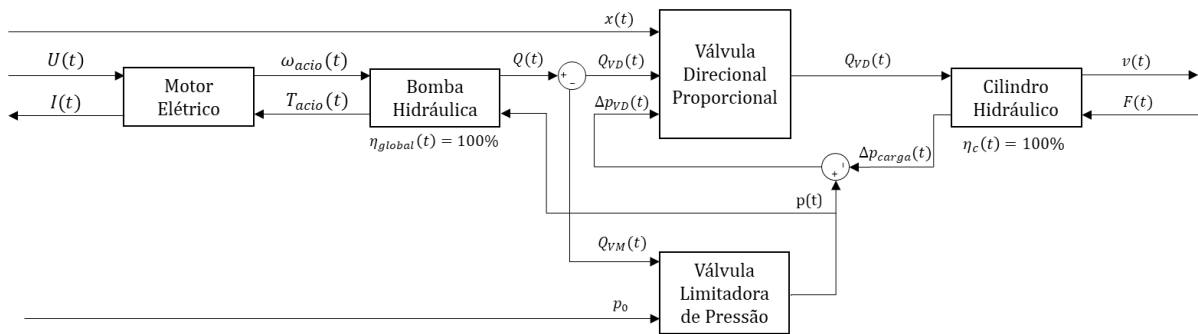


Figura 3.8 - Diagrama representativo das principais interações entre os componentes do modelo de referência

Chama-se a atenção para o facto de estas interações poderem ser traduzidas em fluxos de energia (por exemplo, o produto da velocidade do atuador pela força a que é sujeito corresponde à potência na carga), dando uma melhor perceção da distribuição da energia e das perdas energéticas pelos vários componentes. Os rendimentos quer da bomba hidráulica quer do atuador foram considerados iguais a 100%, pela razão de o seu efeito não influenciar nem ser influenciado pelas alterações tecnológicas implementadas nos vários modelos de sistemas de acionamento estudados e, pelo facto de o foco desta dissertação ser analisar a variação nos consumos energéticos, para realizarem o mesmo trabalho, com a implementação destas alterações, e não o de apurar o consumo energético absoluto e específico de cada modelo simulado.

Tendo em conta o esquema hidráulico mostrado na Figura 3.3, na secção 3.2 deste capítulo, pode-se estabelecer uma equação de equilíbrio de forças entre a carga externa, $F(t)$, e as forças decorrentes da pressão nas câmaras principal, $p_1(t)$, e secundária do cilindro, $p_2(t)$, durante o movimento de avanço (Equação(3.42)) e durante o movimento de recuo (Equação(3.43)).

$$p_1(t) \cdot A_1 = p_2(t) \cdot A_2 + F(t) \quad (3.42)$$

$$p_1(t) \cdot A_1 = p_2(t) \cdot A_2 - F(t) \quad (3.43)$$

Rearranjando as Equações (3.42) e (3.43), considerando a relação entre as áreas das câmaras do cilindro, traduzidas por α (Equação (3.34)), obtêm-se as Equações (3.44) e (3.45).

$$p_1(t) = \frac{p_2(t)}{\alpha} + \frac{F(t)}{A_1} \quad (3.44)$$

$$p_1(t) = \frac{p_2(t)}{\alpha} - \frac{F(t)}{A_1} \quad (3.45)$$

À exceção das pressões das câmaras do cilindro, todos os dados são conhecidos. No sentido de determinar o valor destas variáveis, vai-se estabelecer a relação entre estas variáveis e as quedas de pressão das passagens da válvula direcional, as quais são influenciadas pela característica do tipo de atuador e pelo número de passagens que realizam estrangulamento da válvula direcional. Desta forma, caso a válvula direcional efetue estrangulamento em ambas as passagens, para o avanço, as quedas de pressão das passagens P-A, $\Delta p_1(t)$, e B-T, $\Delta p_2(t)$, são dadas pelas Equações (3.46) e (3.47), respetivamente; para o recuo, as quedas de pressão das passagens A-T, $\Delta p_1(t)$, e P-B, $\Delta p_2(t)$, são dadas pelas Equações (3.48) e (3.49), respetivamente.

$$\Delta p_1(t) = p(t) - p_1(t) \quad (3.46)$$

$$\Delta p_2(t) = p_2(t) - p_T(t) \quad (3.47)$$

$$\Delta p_1(t) = p_1(t) - p_T(t) \quad (3.48)$$

$$\Delta p_2(t) = p(t) - p_2(t) \quad (3.49)$$

onde:

$p_T(t)$ diz respeito à pressão do reservatório (que foi considerada, aproximadamente, nula).

Caso apenas uma passagem da válvula direcional realize estrangulamento, como é o caso da válvula direcional proporcional de comando secundário, então a queda de pressão na passagem P-A ou A-T, $\Delta p_1(t)$, será aproximada a zero (Equação (3.36)) e a queda de pressão da passagem B-T ou P-B, $\Delta p_2(t)$, é dada pela Equação (3.47), para o avanço, e pela Equação (3.48), para o recuo.

Como, no caso de referência ao qual este modelo matemático se refere, a fonte de energia trabalha em fonte de pressão, isto é, o caudal é fornecido ao sistema à pressão máxima, então a pressão de alimentação, $p(t)$, é a determinada pela válvula limitadora de pressão, consoante o caudal em excesso fornecido pela fonte ao sistema e que acaba por ser conduzido para o reservatório por este componente, $Q_{VM}(t)$. Desta forma, o valor desta variável pode ser determinado com recurso à Equação (3.19).

Para além disto, existe ainda uma outra relação que pode ser evidenciada, que é a relação entre as quedas de pressão nas passagens da válvula direcional proporcional. Essa relação é visível na Equação (3.35), aplica-se, naturalmente, a válvulas com estrangulamento em ambas as passagens. No entanto, para válvulas de comando secundário pode-se atribuir um valor elevado à relação de assimetria, γ , uma vez que o quadrado desse valor passa a ser um número ainda muito mais elevado.

Neste sentido, para o avanço, as Equações (3.46) e (3.47) podem ser transformadas na Equação (3.50). Substituindo a variável da pressão da câmara principal do cilindro, $p_1(t)$, pela Equação (3.44), obtém-se a Equação (3.51), que possibilita a obtenção da variável da pressão da câmara secundária do cilindro, $p_2(t)$, para o avanço.

$$p(t) - p_1(t) = \left(\frac{\alpha^2}{\gamma^2}\right) \cdot (p_2(t) - p_T(t)) \quad (3.50)$$

$$p_2(t) = \frac{p(t) - \frac{F(t)}{A_1} + \left(\alpha^2/\gamma^2\right) \cdot p_T(t)}{\left(\alpha^2/\gamma^2\right) + 1/\alpha} \quad (3.51)$$

Analizando agora o movimento de recuo, para o mesmo caso da válvula direcional com estrangulamento em ambas as passagens, se a Equação (3.35), for combinada com as Equações (3.48) e (3.49), obtém-se a Equação (3.52). Da mesma forma, substituindo $p_1(t)$ pela Equação (3.45), na Equação (3.52), chega-se à Equação (3.53), que permite obter o valor da variável $p_2(t)$ para o movimento de recuo.

$$p_1(t) - p_T(t) = \left(\frac{\alpha^2}{\gamma^2} \right) \cdot (p(t) - p_2(t)) \quad (3.52)$$

$$p_2(t) = \frac{\left(\alpha^2 / \gamma^2 \right) \cdot p(t) + F(t) / A_1 + p_T(t)}{\left(\alpha^2 / \gamma^2 \right) + 1 / \alpha} \quad (3.53)$$

No caso de a válvula direcional ser de comando secundário, apresentando estrangulamento apenas na passagem B-T ou na passagem P-B, o cálculo da variável $p_2(t)$ é dado pela combinação das Equações (3.36), (3.44), (3.46) e (3.47), para o avanço, e pela combinação das Equações (3.36), (3.45), (3.48) e (3.49), para o recuo, originando as Equações (3.54) e (3.55), respetivamente.

$$p_2(t) = \alpha \cdot \left(p(t) - F(t) / A_1 \right) \quad (3.54)$$

$$p_2(t) = \alpha \cdot \left(p_T(t) + F(t) / A_1 \right) \quad (3.55)$$

A partir da velocidade de ensaio, $v(t)$, obtém-se o valor de caudal que deve alimentar a câmara secundária do cilindro, $Q_2(t)$ (Equação (3.56)).

$$Q_2(t) = -v(t) \cdot A_2 \quad (3.56)$$

Nota: Sinal negativo na fórmula é meramente indicativo e surge porque nesta dissertação se convencionou que o caudal que está a entrar no cilindro é positivo e o caudal que está a ser retirado é negativo. No caso do recuo, por exemplo, como a velocidade é negativa, o caudal calculado pela Equação (3.56) será positivo.

Tendo já sido determinados os valores das variáveis $p_1(t)$, $p_2(t)$ e, consequentemente, $\Delta p_1(t)$ e $\Delta p_2(t)$, assim como da variável $Q_2(t)$, e sabendo da relação quadrática existente entre a queda de pressão da válvula e o caudal que a atravessa (evidenciado na Equação (3.37)), obtém-se o comando que é necessário atuar na válvula (Equação (3.57)).

$$x(t) = \frac{Q_2}{Q_n} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_n / 2}{\Delta p_2(t)}} \quad (3.57)$$

A relação linear que a Equação (3.57) expressa deve-se ao facto de a válvula em causa ser uma válvula proporcional de elevado desempenho. No caso de uma válvula proporcional convencional, esta relação seria quadrática e para esta equação ser verdade, teria de se relacionar o comando com a área de abertura da passagem da válvula, e não com o caudal. O deslocamento da gaveta da válvula necessário para se obter uma abertura, $h(t)$, que vai permitir que o caudal conduzido para o cilindro se reflita na velocidade de teste desejada, está relacionada pelo comando, $x(t)$, com abertura máxima da válvula (Equação (3.58)), $h_{\max}$. É importante lembrar que o controlo da velocidade, através da válvula proporcional, se faz por intermédio da regulação da abertura da gaveta e à custa de uma certa queda de pressão da válvula.

$$h(t) = x(t) \cdot h_{\max} \quad (3.58)$$

A área de abertura da válvula pode ser aproximada a uma área retangular, pelo que se relaciona com o perímetro da gaveta, y , que é um parâmetro da válvula, e a abertura, $h(t)$, através da Equação (3.59).

$$A_{VD}(t) = y \cdot h(t) \quad (3.59)$$

Tal como o caudal da câmara secundária do cilindro, $Q_2(t)$, foi relacionado na Equação (3.56) com a área A_2 e a velocidade de ensaio, $v(t)$, também o caudal da câmara principal, $Q_1(t)$, pode ser relacionado com a área A_1 e a mesma velocidade de ensaio (Equação (3.60)), visto que nos ensaios a velocidade de avanço é igual à velocidade de recuo. Nesse sentido, e considerando a relação entre áreas do atuador, α , substituindo as áreas A_1 e A_2 , pelos caudais, obtém-se a Equação (3.61).

$$Q_1(t) = v(t) \cdot A_1 \quad (3.60)$$

$$\frac{Q_1(t)}{Q_2(t)} = -\alpha \quad (3.61)$$

De notar que, apesar da velocidade de ensaio, $v(t)$, ser de módulo constante, foi arbitrado que seria negativa para o recuo e positiva para o avanço.

Através da velocidade de ensaio, $v(t)$, e da força externa, $F(t)$, que atua no sistema, pode-se determinar a potência associada à carga, $P_{carga}(t)$, através da Equação (3.62).

$$P_{carga}(t) = F(t) \cdot v(t) \quad (3.62)$$

Para além disto, a duração do meio ciclo de recuo, Δt_{rec} , e do meio ciclo de avanço, Δt_{ava} , (Equação (3.63)), e de um ciclo completo (Equação (3.64)), Δt_c , podem ser apuradas, pois o curso de ensaio, ℓ , é um parâmetro definido e a velocidade de ensaio, $v(t)$, é uma variável previamente estipulada.

$$\Delta t_{ava} = \Delta t_{rec} = \frac{v(t)}{\ell} \quad (3.63)$$

$$\Delta t_c = \Delta t_{rec} + \Delta t_{ava} \quad (3.64)$$

Concluindo, podem-se determinar os consumos energéticos de cada meio ciclo e do ciclo completo, através do produto da potência média respetiva pelo tempo de duração.

Considerando, agora, a motorização elétrica de todo o sistema e a sua relação com a energia hidráulica gerada, temos que, as grandezas para o meio ciclo de recuo, da energia aparente, $E_{apa}(\Delta t_{rec})$, da energia reativa, $E_{rea}(\Delta t_{rec})$, da energia ativa, $E_{ele}(\Delta t_{rec})$, da energia elétrica dissipada, $E_{ele_{diss}}(\Delta t_{rec})$, da energia de acionamento, $E_{acio}(\Delta t_{rec})$, da energia hidráulica gerada, $E_{hid}(\Delta t_{rec})$, da energia hidráulica dissipada, sob a forma de calor, $E_{hid_{diss}}(\Delta t_{rec})$, do trabalho realizado pelo sistema para tracionar o provete, $W(\Delta t_{rec})$, e do rendimento médio da instalação hidráulica no meio ciclo, $\eta_{rec}(\Delta t_{rec})$, vêm dadas pelas Equações (3.65), (3.66), (3.67), (3.69), (3.69), (3.70), (3.71), (3.72) e (3.73), respetivamente.

$$\text{Energia aparente:} \quad E_{apa}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{apa}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec} \quad (3.65)$$

$$\text{Energia reativa:} \quad E_{rea}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{rea}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec} \quad (3.66)$$

Energia elétrica ativa: $E_{ele}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{ele}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec}$ (3.67)

Energia de acionamento: $E_{acio}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{acio}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec}$ (3.68)

Energia elétrica dissipada: $E_{ele\,diss}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{ele\,diss}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec}$ (3.69)

Energia hidráulica gerada: $E_{hid}(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{hid}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec}$ (3.70)

Energia hidráulica dissipada: $E_{hid\,diss}(\Delta t_{rec}) = E_{hid}(\Delta t_{rec}) + W(\Delta t_{rec})$ (3.71)

Trabalho para tracionar o provete: $W(\Delta t_{rec}) = \bar{P}_{carga}(\Delta t_{rec}) \cdot \Delta t_{rec}$ (3.72)

Rendimento hidráulico da instalação no meio ciclo de recuo: $\eta_{rec}(t) = \bar{P}_{carga}(\Delta t_{rec}) / \bar{P}_{hid}(\Delta t_{rec})$ (3.73)

As fórmulas correspondentes, no meio ciclo de avanço da energia aparente, $E_{apa}(\Delta t_{ava})$, da energia reativa, $E_{rea}(\Delta t_{ava})$, da energia elétrica ativa, $E_{ele}(\Delta t_{ava})$, da energia elétrica dissipada, $E_{ele\,diss}(\Delta t_{ava})$, da energia de acionamento, $E_{aci}(\Delta t_{ava})$, da energia hidráulica gerada, $E_{hid}(\Delta t_{ava})$, da energia hidráulica dissipada, sob a forma de calor, $E_{hid\,diss}(\Delta t_{ava})$ e do trabalho realizado pelo provete no sistema, $W(\Delta t_{ava})$, vêm dadas pelas Equações (3.74), (3.75), (3.76), (3.77), (3.78), (3.79), (3.80) e (3.81), respetivamente.

De notar que, no meio ciclo de avanço, o valor do rendimento da instalação hidráulica, $\eta_{ava}(t)$, é nulo (Equação (3.82)), uma vez que neste meio ciclo a carga favorece o movimento do atuador, atuando no sistema como uma fonte de energia adicional, e não como um consumidor de energia, como acontece no meio ciclo de tração.

Energia aparente: $E_{apa}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{apa}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.74)

Energia reativa: $E_{rea}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{rea}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.75)

Energia elétrica ativa: $E_{ele}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{ele}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.76)

Energia de acionamento: $E_{acio}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{acio}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.77)

Energia elétrica dissipada: $E_{ele\,diss}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{ele\,diss}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.78)

Energia hidráulica gerada: $E_{hid}(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{hid}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.79)

Energia hidráulica dissipada: $E_{hid\,diss}(\Delta t_{ava}) = E_{hid}(\Delta t_{ava}) + W(\Delta t_{ava})$ (3.80)

Trabalho realizado pelo provete no sistema: $W(\Delta t_{ava}) = \bar{P}_{carga}(\Delta t_{ava}) \cdot \Delta t_{ava}$ (3.81)

Rendimento hidráulico da instalação no meio ciclo de avanço: $\eta_{ava}(t) = 0$ (3.82)

O consumo total de um ciclo irá ser o resultado do consumo durante o meio ciclo de tração somado do consumo durante o meio ciclo de relaxação, pelo que os valores de energia aparente, $E_{apa}(\Delta t_c)$, energia reativa, $E_{rea}(\Delta t_c)$, energia elétrica ativa, $E_{ele}(\Delta t_c)$, energia de acionamento, $E_{acio}(\Delta t_c)$, energia elétrica dissipada, $E_{ele_{diss}}(\Delta t_c)$, energia hidráulica consumida, $E_{hid}(\Delta t_c)$, energia hidráulica perdida, $E_{hid_{diss}}(\Delta t_c)$, e trabalho realizado, $W(\Delta t_c)$, vêm sob a forma das Equações (3.83), (3.84), (3.85), (3.86), (3.87), (3.88), (3.89) e (3.90), respetivamente.

É de salientar que, como há energia entregue à carga num meio ciclo, o meio ciclo de tração, que depois é devolvida pela carga no outro meio ciclo, o meio ciclo de relaxação, então, isto significa que toda a energia consumida, num ciclo global, é traduzida em energia dissipada apenas, pois não há qualquer recuperação de energia. Esta energia dissipada será convertida em calor e vai-se refletir no aquecimento do óleo.

$$\text{Energia aparente:} \quad E_{apa}(\Delta t_c) = E_{apa}(\Delta t_{ava}) + E_{apa}(\Delta t_{rec}) \quad (3.83)$$

$$\text{Energia reativa:} \quad E_{rea}(\Delta t_c) = E_{rea}(\Delta t_{ava}) + E_{rea}(\Delta t_{rec}) \quad (3.84)$$

$$\text{Energia elétrica ativa:} \quad E_{ele}(\Delta t_c) = E_{ele}(\Delta t_{ava}) + E_{ele}(\Delta t_{rec}) \quad (3.85)$$

$$\text{Energia de acionamento:} \quad E_{acio}(\Delta t_c) = E_{acio}(\Delta t_{ava}) + E_{acio}(\Delta t_{rec}) \quad (3.86)$$

$$\text{Energia elétrica dissipada:} \quad E_{ele_{diss}}(\Delta t_c) = E_{ele_{diss}}(\Delta t_{ava}) + E_{ele_{diss}}(\Delta t_{rec}) \quad (3.87)$$

$$\text{Energia hidráulica gerada:} \quad E_{hid}(\Delta t_c) = E_{hid}(\Delta t_{ava}) + E_{hid}(\Delta t_{rec}) \quad (3.88)$$

$$\text{Energia hidráulica dissipada:} \quad E_{hid_{diss}}(\Delta t_c) = E_{hid_{diss}}(\Delta t_{ava}) + E_{hid_{diss}}(\Delta t_{rec}) \quad (3.89)$$

$$\text{Trabalho realizado pelo provete no sistema:} \quad W(\Delta t_c) = W(\Delta t_{ava}) + W(\Delta t_{rec}) \quad (3.90)$$

3.5 Principais Conclusões

Com o objetivo de definir os requisitos básicos que qualquer sistema hidráulico de acionamento da máquina deve ter, clarificou-se o âmbito da aplicação desta máquina de elevada potência, mais concretamente o tipo de testes que é requerida executar, assim como se caracterizou o comportamento dos provetes a ser ensaiados.

Neste sentido, foi considerado um sistema hidráulico de acionamento que se tomou como referência, sendo modelizadas as interações entre os seus componentes e cujo funcionamento, pode ser descrito da seguinte forma:

- No meio ciclo de recuo (subida da massa), a energia mecânica fornecida pelo sistema de hidráulico de acionamento é absorvida pelo provete durante a sua tração e armazenada na forma de energia mecânica potencial. A energia que o sistema hidráulico não converteu em energia mecânica é perdida em energia térmica e materializada no aquecimento do óleo.
- No meio ciclo de avanço (descida da massa), a energia hidráulica gerada não é de todo usada para conversão em energia mecânica, sendo ainda requerido ao sistema hidráulico assegurar a dissipação da energia mecânica potencial da massa, traduzindo-se ambas numa soma de energia a ser dissipada e convertida em calor e aquecimento do óleo.

É notório, neste modelo de referência, um potencial de melhoria de eficiência energética, que sugere a implementação de um mecanismo que aproveite esta energia devolvida pelo provete no avanço e a utilize no meio ciclo de tração. Desta forma, os requisitos de potência da fonte de energia poderiam ser aliviados, o que iria reduzir o consumo energético do ciclo. Isto apenas resume uma das medidas cuja implementação no sistema de acionamento se repercutiria numa otimização do seu rendimento. No entanto, existem outras.

Capítulo 4 | Parametrização e Propostas de Modelos de Otimização Energética

Neste capítulo são parametrizados os componentes utilizados no modelo de sistema de acionamento discutido no capítulo 3, de forma a tornar esse modelo passível de simulação e de avaliação de desempenho energético. Feita esta definição, serão estabelecidos os limites funcionais do modelo de referência e caracterizados os cenários de simulação que irão servir como método de comparação com os diferentes modelos alternativos de sistemas de acionamento.

Faz-se o reparo que a análise dos modelos está dividida consoante o tipo de cenários de simulação de que foram alvo, isto é, primeiramente faz-se uma análise e comparação entre modelos que foram sujeitos a uma carga externa constante, correspondente a uma carga gravítica, e, depois, foca-se no estudo dos modelos sob carga externa linearmente variável, correspondente a uma carga elástica, como de uma mola se tratasse.

É ainda feita uma descrição de cada um dos modelos de sistemas de acionamento simulados, acompanhada, quando necessário, pela parametrização de novos componentes e de esquemas hidráulicos que auxiliem a compreensão do seu funcionamento. Para além disto, e para evidenciar o processo evolutivo por detrás da definição de cada modelo de sistema hidráulico, compararam-se as condições de alimentação energética, em termos de caudal e de pressão disponível, bem como potência hidráulica gerada.

Finalmente, é discutido um modelo de sistema de acionamento que não foi simulado, mas cuja solução traz a novidade de aliar à redução da potência hidráulica gerada a recuperação da energia devolvida pelo provete durante o movimento de avanço.

4.1 Parametrização do Modelo de Referência

Após a exposição da problemática em estudo e a definição geral do modelo de referência realizada no capítulo 3, para que este modelo possa ser suscetível de simulação, é necessário particularizar essa definição para um cenário específico de condições de funcionamento. Nesta secção vão-se caracterizar numericamente os parâmetros dos principais componentes tratados no capítulo anterior, o que vai permitir definir os limites funcionais do sistema de acionamento de referência.

O sistema de acionamento hidráulico pode ser dividido em três grandes módulos, de acordo com o seu contributo funcional: o módulo de geração de energia hidráulica, o módulo de controlo e transmissão dessa energia e o módulo de atuação.

O módulo geração de energia hidráulica é constituído pelo conjunto do grupo motor elétrico/bomba gerador de energia e pela válvula limitadora de pressão, responsável por

converter a energia elétrica em energia hidráulica à saída da bomba que, em conjunto com a válvula limitadora de pressão, define a energia hidráulica que é disponibilizada ao sistema.

A fonte de energia é composta por um motor de indução trifásico de 2 pares de polos que, nas condições nominais de funcionamento, tem uma potência disponível de 90kW e uma velocidade nominal de rotação do veio de 1488 rpm. O motor elétrico aciona uma bomba hidráulica de cilindrada fixa de 175 cm³/rot.

A válvula limitadora de pressão está ajustada para o valor máximo de 210 bar, para o caudal máximo que a atravessa, que é o caudal da bomba. Os parâmetros e aspetos mais importantes destes componentes encontram-se resumidos na Tabela 4.1, assim como o valor da massa específica do fluido hidráulico.

Faz-se o reparo de que, embora os cálculos tenham sido efetuados com valores das variáveis e dos parâmetros em unidades S.I, a sua exposição neste capítulo e no capítulo de discussão de resultados adotou outras unidades mais inteligíveis, com o objetivo de tornar estes valores mais compreensíveis ao leitor.

Na Figura 4.1 e na Figura 4.2 são apresentados os gráficos de dispersão, juntamente com o polinómio que mais se ajusta aos valores retratados, da variação da eficiência do motor e da variação do seu fator de potência, com a carga a que o motor está sujeito, respetivamente.

Tabela 4.1 - Parâmetros do módulo de geração de energia hidráulica: motor elétrico, bomba hidráulica e válvula manométrica

MÓDULO DE GERAÇÃO DE ENERGIA FONTE DE ENERGIA I E VÁLVULA MANOMÉTRICA			
M01: Motor Elétrico de Velocidade Constante			
Potência nominal	P_n	90	kW
Velocidade de rotação nominal	ω_n	1488	rpm
Binário nominal	T_n	580	N.m
Velocidade de rotação síncrona	ω_s	1500	rpm
Número de pares de polos	n	2	n/a
B01: Bomba Hidráulica de Cilindrada Fixa			
Cilindrada	$C(t)$	175	cm ³ /rot
Caudal ideal da bomba	Q_{max}	263	l/min
Pressão máxima da bomba	p_{Bmax}	300	bar
Rendimento volumétrico da bomba	$\eta_{vol}(t)$	100	%
Rendimento mecânico da bomba	$\eta_{mec}(t)$	100	%
VM01: Válvula Limitadora de Pressão			
Pressão de ajuste (para caudal máximo de passagem Q_{VMmax})	p_0	210	bar
Pressão de abertura (para caudal mínimo)	p_{aber}	197	bar
Variação de pressão (para a variação de caudal)	Δp_{VMmax}	13	bar
Caudal máximo na válvula manométrica	Q_{VMmax}	263	l/min
Área máxima de abertura da válvula manométrica	A_{VMmax}	28,1	mm ²
Coeficiente de descarga	C_d	0,7	n/a
Taxa de variação da pressão com o caudal que atravessa a válvula	s	0,05	bar/l/min
Fluido Hidráulico			
Massa específica do óleo	ρ	851,6	kg/m ³

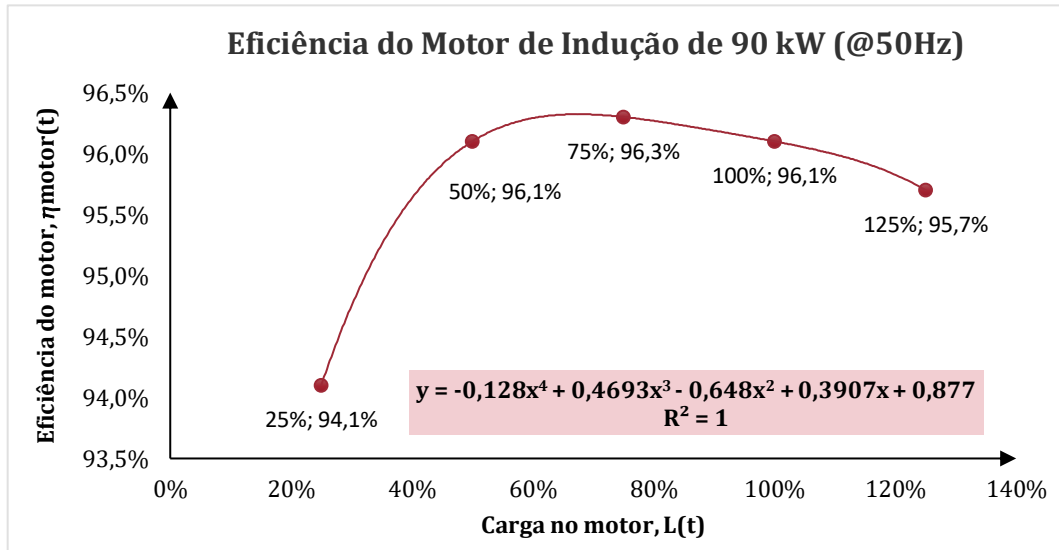


Figura 4.1 - Gráfico da eficiência vs carga no motor de indução de 90kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

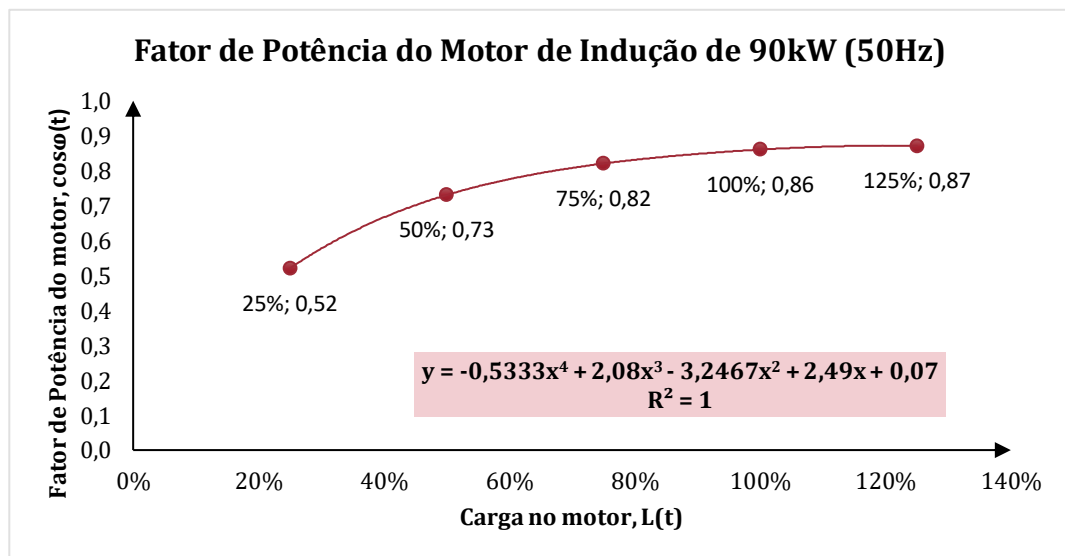


Figura 4.2 - Gráfico do fator de potência vs carga no motor de indução de 90kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

O módulo que realiza o controlo da transmissão de energia do sistema hidráulico é constituído pela válvula direcional proporcional de elevado desempenho, de característica linear, sem zona morta e com um caudal nominal de 230 l/min que provoca uma queda de pressão nominal de 70bar. Os principais parâmetros deste componente vêm resumidos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Parâmetros do módulo de controlo e transmissão de energia: válvula direcional

MÓDULO DE CONTROLO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA			
VD01: Válvula Direcional Proporcional de Elevado Desempenho			
Caudal nominal	Q_n	230	l/min
Queda de pressão nominal	Δp_n	70	bar
Caudal máximo na válvula	Q_{VDmax}	300	l/min
Queda de pressão máxima na válvula	Δp_{VDmax}	400	bar
Área máxima de abertura da válvula	A_{VDmax}	60,4	mm ²
Curso máximo da válvula	h_{max}	1	mm
Relação entre as áreas de abertura das passagens da válvula	Υ	1	n/a
Coefficiente de descarga da válvula direcional	C_d	0,7	n/a
Zona morta		0	%abertura máxima

O terceiro módulo do sistema corresponde ao módulo de atuação e é constituído pelo cilindro hidráulico de duplo efeito assimétrico, que assegura a conversão de energia hidráulica em energia mecânica, e vice-versa, para realizar o ensaio de fadiga do provete. O cilindro tem um curso de 3000mm, um diâmetro de êmbolo de 600mm e um diâmetro de haste de 250mm. À semelhança dos módulos anteriores, os parâmetros mais importantes do módulo de atuação são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Parâmetros do módulo de atuação: cilindro hidráulico

MÓDULO DE ATUAÇÃO			
C01: Cilindro Hidráulico de Duplo Efeito Assimétrico			
Diâmetro do êmbolo	ϕ_1	600	mm
Diâmetro da haste	ϕ_2	250	mm
Área da câmara principal	A_1	2827	cm ²
Área da câmara secundária	A_2	2336	cm ²
Curso	l_0	3000	mm
Pressão máxima admissível	p_{cmax}	300	bar
Relação entre as áreas	α	1,21	n/a

4.2 Limites Funcionais e Cenários de Simulação

A definição dos parâmetros dos componentes do sistema hidráulico permite delimitar a sua capacidade funcional, em termos de força estática máxima disponível no sistema - na tração, que consiste na condição de teste mais exigente -, em termos de velocidade máxima permitida - sem carga externa, sendo esse valor restringido, primeiro, pelo caudal disponibilizado pela bomba e, depois, pelo caudal que a válvula direcional é capaz de conduzir – e em termos de potência máxima teórica que pode ser requerida na carga, $P_{carga_{max}}$. Para além disto, pode-se ainda definir o curso de ensaio, que será inferior ao curso do cilindro (Tabela 4.4).

Tabela 4.4 - Limites funcionais do sistema de acionamento hidráulico relativos à carga

LIMITES FUNCIONAIS (relativos à carga)			
Força estática máxima (teórica) disponível	F_{max}	4906	kN
Velocidade máxima (teórica) no recuo	v_{max}^{rec}	-1068	mm/min
Velocidade máxima (teórica) no avanço	v_{max}^{ava}	882	mm/min
Curso de ensaio	ℓ	2000	mm
Potência máxima teórica requerida pela carga	$P_{carga_{max}}$	87	kW

Atendendo aos parâmetros definidos para o motor de indução, facilmente se compreende que a potência máxima teórica disponibilizada pelo sistema não pode ser inferior a 90kW. Contrapondo com a potência máxima teórica requerida pela carga de 87kW, é perceptível a impossibilidade de conseguir cumprir, em simultâneo, a condição de força máxima e a condição de velocidade máxima num ensaio, pois é muito improvável perder apenas 3kW na transmissão de energia.

Foram definidos oito cenários de simulação, que permitem avaliar e comparar o desempenho de cada modelo de sistema de acionamento face a diferentes níveis de exigência de ensaio, isto é, cenários de ensaio pautados por menores valores de carga externa e de velocidade, e cenários em que os requisitos de velocidade e de carga se aproximam dos limites funcionais do sistema. Para melhorar esta perceção, os valores foram apresentados como uma percentagem da condição limite (percentagem da velocidade máxima e percentagem da força máxima) e não como valores absolutos de velocidade e força de ensaio (Tabela 4.5).

De notar que a velocidade máxima foi calculada para ambos os sentidos, de avanço e de recuo, sendo que na definição dos cenários de simulação se escolheu para valor limite o menor valor obtido (que foi o valor da velocidade máxima no avanço). Isto foi refletido nos valores percentuais do requisito de potência na carga em cada cenário de simulação.

Analisando a Tabela 4.5, conclui-se que, para as várias condições de ensaio, é exigido ao sistema a disponibilização, no mínimo, de uma potência de 3% e, no máximo, de 45% da potência máxima teórica requerida na carga.

Ao contrário da velocidade de ensaio, cuja gama vai desde 10% a 90% da condição máxima, para a força de ensaio apenas se adotaram os valores de 30% e 60% da capacidade máxima do sistema. Não se simulou uma força de ensaio que fosse 10% da força máxima disponível, porque as perdas energéticas seriam tão grandes, que a máquina se tornaria desadequada para esse tipo de cenários. Não se simulou uma força de ensaio igual a 90% da capacidade estática máxima pois, num sistema hidráulico em que se pretende ter controlo de velocidade, é necessário disponibilizar um diferencial de pressão na válvula direcional para que esta deixe passar o caudal requerido. Face a um valor tão elevado de carga externa, o sistema não conseguiria atingir as velocidades de ensaio pretendidas. Na verdade, ficaria quase imobilizado.

De facto, para o modelo de referência, a condição de carga externa a que corresponde a maximização da transmissão de energia é para uma carga de 2/3 da carga máxima. Este valor está suficientemente próximo do valor 60% da carga máxima definido como força de ensaio para os cenários de simulação do 5 ao 8.

Tabela 4.5 – Cenários de Simulação para os quais foram recolhidos os resultados da simulação dos diferentes modelos de sistemas de acionamento

Cenário de Simulação	Força de Ensaio [% F_{max}]	Velocidade de Ensaio [% v_{max}]	Potência na Carga [% $P_{carga,max}$]
1	30	10	3
2		30	8
3		60	15
4		90	22
5	60	10	5
6		30	15
7		60	30
8		90	45

4.3 Descrição dos Modelos de Sistemas de Acionamento Estudados

Como já foi mencionado, o objetivo principal desta dissertação consiste em obter um sistema de acionamento que assegure a funcionalidade desempenhada pelo modelo do sistema de referência, mas tendo por objetivo uma minimização das perdas energéticas que lhe estão associadas. Desta forma, estabeleceu-se um processo evolutivo de simulação de diferentes modelos de sistemas de acionamento, onde a otimização do fator de desperdício de um determinado modelo serve de mote para o estudo do modelo seguinte. Essa otimização pode passar por uma alteração dos parâmetros iniciais ou pela inclusão de novos componentes.

Foram estabelecidos nove modelos de sistemas hidráulicos, cujas particularidades serão descritas nesta secção. De forma a ganhar sensibilidade para a problemática em análise, até ao sexto modelo de simulação, a carga externa foi considerada de módulo constante. Nos três modelos finais simulados, já existe uma melhor aproximação dos cenários de simulação à realidade das condições de ensaio, uma vez que a carga externa adota um perfil triangular: de módulo crescente durante o recuo e decrescente durante o avanço. Relativamente à velocidade, esta adotou em todos os cenários de simulação um perfil retangular, mantendo-se constante e invertendo o seu sentido a cada meio ciclo.

4.3.1 Descrição dos Modelos de Simulação sob Carga Gravítica (constante)

Modelo 1 de Sistema de Acionamento – O Modelo de Referência

Este modelo já foi descrito nas secções anteriores, pelo que nesta secção apenas se vai chamar a atenção para alguns pontos chave.

Trata-se de um sistema de acionamento hidráulico típico, cujo único foco reside no cumprimento dos requisitos de funcionalidade – realização de um ensaio de cíclico – não existindo qualquer preocupação com uma gestão eficiente da energia disponibilizada.

O modelo de referência contém um motor elétrico com velocidade constante, estando a bomba a trabalhar em fonte de pressão, fornecendo ao circuito um caudal fixo, à pressão máxima, ajustada na válvula limitadora de pressão para 210bar (embora devido à característica da válvula o valor seja ligeiramente diferente e igual a $p(t)$), independentemente da carga a que o sistema está sujeito e da velocidade de teste necessária. Como consequência, os consumos energéticos de um ensaio acionado por esta arquitetura de sistema são invariavelmente elevados e, poder-se-á prever que, embora o

desperdício possa não parecer muito evidente no cenário de simulação mais exigente, em condições de ensaio que dispensem grandes velocidade do atuador e onde a carga externa a vencer não é assinalável, o sistema estará, indiscutivelmente, muito sobredimensionado.

Como o caudal da bomba é constante, o controlo da velocidade do atuador é feito ao nível da válvula direcional proporcional, por estrangulamento de caudal, à custa de uma certa queda de pressão, sendo o caudal em excesso desviado pela válvula limitadora de pressão para o reservatório.

É importante notar que no movimento de avanço, a carga favorece o movimento do atuador, havendo uma multiplicação de pressão da câmara principal para a câmara secundária do cilindro. Para evitar cavitação, a queda de pressão na passagem da válvula que liga o cilindro ao reservatório, Δp_{B-T} , deve ser no mínimo aquela que a carga impõe. Como a válvula é simétrica, mas o atuador não (apresentando uma relação de áreas, α), para ter o mesmo caudal a atravessar as passagens, a queda de pressão na passagem da válvula que liga a fonte ao cilindro, Δp_{A-T} , deverá ser maior α^2 vezes o valor da queda de pressão da passagem B-T, o que se vai repercutir numa maior necessidade de pressão disponível no sistema. O requisito de velocidade de ensaio vai ser outro fator a determinar a pressão no avanço, pois vai impor uma queda de pressão na passagem da válvula que corresponde ao estrangulamento de caudal necessário, e que pode ser superior ao valor mínimo de queda de pressão que evita cavitação.

A energia que não for absorvida para mover a carga vai traduzir-se em aquecimento do óleo: na tração essa energia será apenas uma parcela da energia disponibilizada, mas na relaxação será a soma da energia disponibilizada com a energia devolvida pela carga, quer esta seja gravítica, que esta seja elástica. Teoricamente, a energia devolvida pela carga no movimento de relaxação é igual à energia que é absorvida durante o movimento de tração.

Pela observação da Tabela 4.6, onde são apresentadas as condições de alimentação do sistema de acionamento, verifica-se que os valores não diferem muito entre meio ciclo e entre cenários de simulação extremos.

Tabela 4.6 - Condições de funcionamento do modelo 1 de sistema de acionamento

MODELO 1 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	209	209	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	260		l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	90,64	90,55	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	200	199	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	261		l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	87,09	86,25	kW

No gráfico da Figura 4.3 é perceptível o valor constante de potência hidráulica que o sistema disponibiliza no meio ciclo de tração, independentemente do requisito de potência na carga a ser ensaiada. Atentando aos cenários de simulação menos exigentes, comprova-se o sobredimensionamento do sistema, que se traduz em rendimentos da instalação hidráulica que podem chegar a 2,4%.

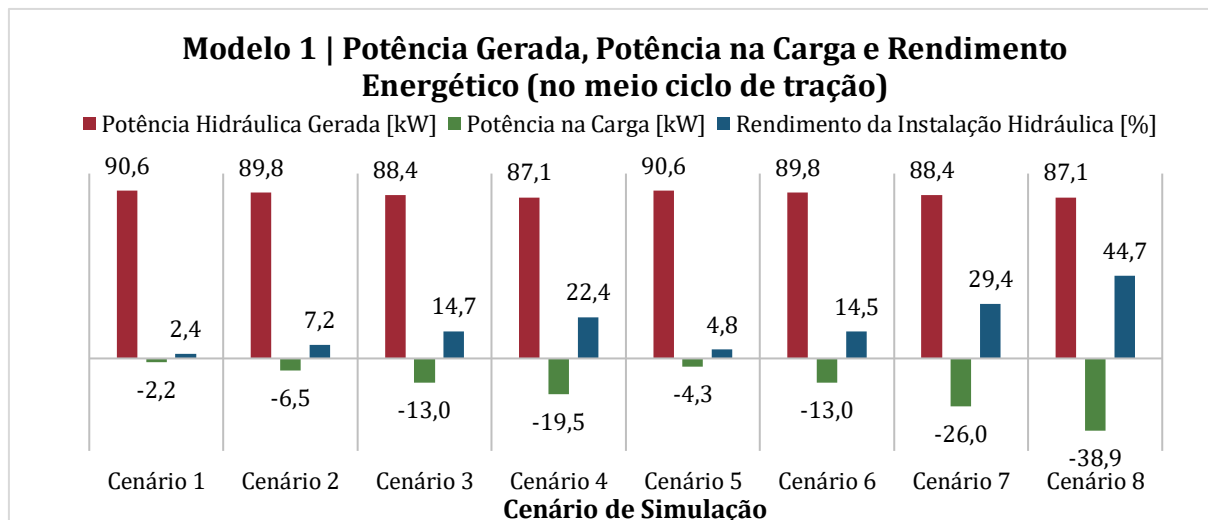


Figura 4.3 – Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 1 durante o movimento de tração

O gráfico da Figura 4.4 traduz o impacto que, no meio ciclo de relaxação, a carga tem ao funcionar como uma fonte geradora de energia, devolvendo energia ao sistema, que terá de ser dissipada por este, juntamente com a energia hidráulica gerada. Assim, por um lado temos duas fontes de energia e nenhum trabalho a ser realizado, o que se reflete num rendimento da instalação nulo e, por outro, há libertação de energia sob a forma de calor, através do aquecimento do óleo. O sistema é chamado a assegurar estas condições de dissipação de energia, o que vai exigir gastos adicionais de energia para um sistema de refrigeração que assegure esta dissipação. Se se prestar atenção ao cenário de simulação 8 do gráfico da Figura 4.4, repara-se que a potência dissipada neste meio ciclo é de 125,2kW.

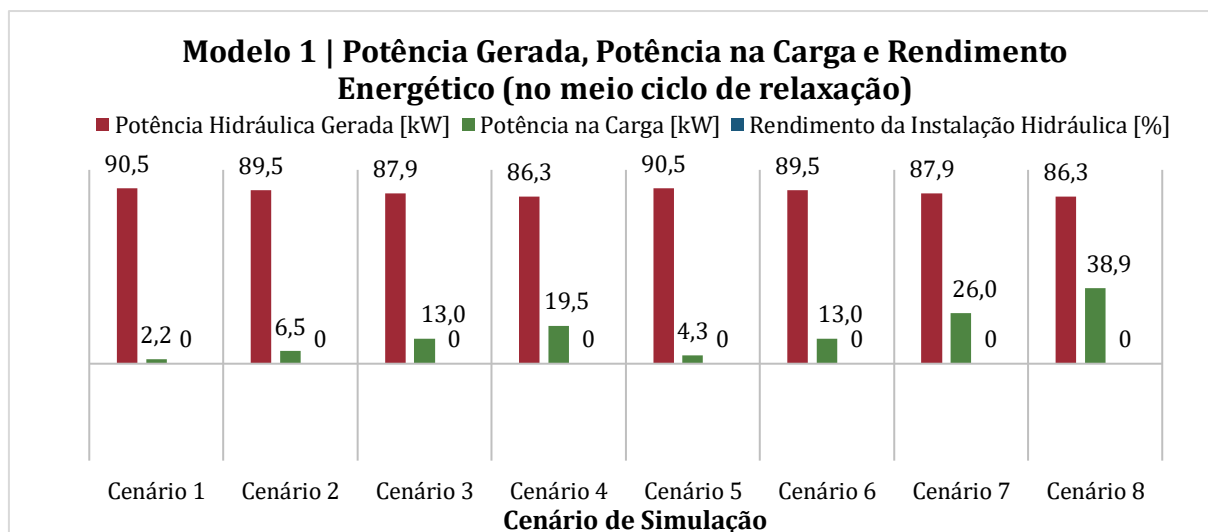


Figura 4.4 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 1 durante o movimento de relaxação

**Modelo 2 de Sistema de Acionamento – Melhoria no meio ciclo de avanço
(pressão disponível)**

No modelo de referência torna-se evidente que não faz sentido que a energia hidráulica gerada no avanço seja igual à do recuo. De forma a diminuir as perdas energéticas do sistema, o modelo 2 foca-se na redução da potência hidráulica gerada no meio ciclo de relaxação, através da redução da pressão disponível.

É preciso notar que o valor ajustado da pressão disponível no avanço, tem de ser suficiente para garantir a capacidade de frenagem do atuador, necessária a cada velocidade de ensaio, e prevenir a ocorrência de cavitação. O facto de a válvula proporcional ter estrangulamento em ambas as passagens, aliado ao comportamento de característica motora da carga no movimento de avanço e à assimetria do atuador, impõe uma relação das quedas de pressão nas passagens da válvula que se traduzem numa dificuldade de redução da pressão disponível. De facto, se o cilindro tivesse uma relação de áreas mais pequena ou a relação entre as áreas das passagens da válvula fosse superior, então a queda de pressão da válvula necessária vencer pela pressão de alimentação, entre a câmara secundária do cilindro e o reservatório, seria menor (ver Equação (3.35)).

Substituindo a válvula proporcional atual do modelo de referência por uma válvula de comando secundário, que apenas tem estrangulamento na passagem ligada à câmara secundária do cilindro, a câmara que desempenha a função tratora no meio ciclo de recuo e a função frenante no meio ciclo de relaxação, é possível reduzir de forma assinalável a necessidade de pressão a disponibilizar pela fonte. Na passagem P-A ou A-T o funcionamento da válvula é semelhante ao de uma válvula convencional, não existindo estrangulamento de caudal e, por isso, a queda de pressão nesta passagem é aproximadamente nula (Equação (3.36)). A passagem B-T ou P-B faz o controlo da velocidade do atuador em *meter-out*.

Na Figura 4.5 é apresentado o esquema hidráulico do modelo 2, na qual é de salientar a válvula de comando secundário que passou a desempenhar a função de controlo e transmissão de energia do sistema, e a adição de uma nova válvula limitadora de pressão, cujo valor de ajuste será o novo valor de pressão máxima disponível durante o meio ciclo de avanço. Os parâmetros da válvula direcional e da válvula manométrica vêm apresentados na Tabela 4.7 e na Tabela 4.8.

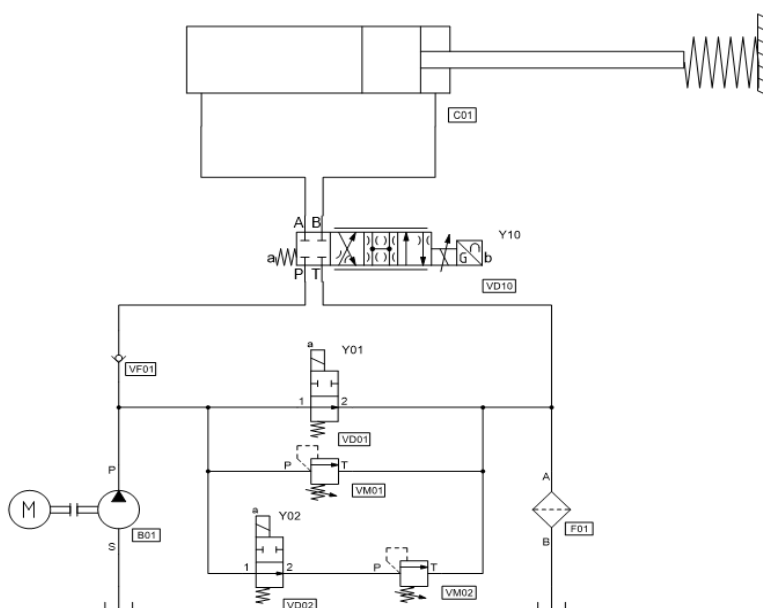


Figura 4.5 - Esquema hidráulico do modelo 2 de sistema de acionamento

Tabela 4.7 – Parâmetros da válvula direcional proporcional de comando secundário

VD01: Válvula Direcional Proporcional de Comando Secundário			
Caudal nominal	Q_n	230	l/min
Queda de pressão nominal	Δp_n	35	bar
Caudal máximo na válvula	Q_{VDmax}	400	l/min
Queda de pressão máxima na válvula	Δp_{VDmax}	200	bar
Área máxima de abertura da passagem P-A ou A-T da válvula	A_{VD1max}	604,0	mm ²
Área máxima de abertura da passagem B-T ou P-B da válvula	A_{VD2max}	60,4	mm ²
Curso máximo da válvula	h_{max}	1	mm
Coefficiente de descarga da válvula	C_d	0,7	n/a
Zona morta		0	%abertura máxima

Tabela 4.8 - Parâmetros da válvula manométrica adicional que vai definir a pressão disponível no avanço

VM02: Válvula Limitadora de Pressão			
Pressão de ajuste (para caudal máximo de passagem Q_{VMmax})	p_0	20	bar
Pressão da abertura (para caudal mínimo)	p_{aber}	7	bar
Variação de pressão (para variação máxima de caudal)	Δp_{VMmax}	13	bar
Caudal máximo na válvula manométrica	Q_{VMmax}	263	l/min
Área máxima de abertura da válvula manométrica	A_{VMmax}	91,2	mm ²
Coefficiente de descarga	C_d	0,7	n/a
Taxa de variação da pressão com o caudal que atravessa a válvula	s	0,05	bar/l/min

Observando as condições de funcionamento deste modelo, na Tabela 4.9, pode-se concluir que a redução da pressão teórica máxima disponível no movimento de avanço, de 210 bar para 20 bar no modelo 2, traduz-se num valor da potência hidráulica disponibilizada, relativamente ao cenário de simulação 1, que é 9% da potência disponível no primeiro modelo, e que é 4,45%, para o cenário de simulação 8.

De notar que, dado o maior requisito de caudal no cenário 8, menor será a parcela de caudal a ser desviada para o reservatório pela válvula limitadora de pressão, o que se reflete numa menor pressão efetiva disponível e, por isso, numa menor potência hidráulica gerada, comparativamente com o cenário 1.

Tabela 4.9 - Condições de funcionamento do modelo 2 de sistema de acionamento

MODELO 2 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	209	19	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	260	262	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	90,64	8,19	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	201	9	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	260	262	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	87,09	3,84	kW

Atendendo à Figura 4.6, verifica-se que os valores de potência hidráulica gerada e de rendimento da instalação são idênticos aos obtidos para o movimento de tração do modelo de referência, o que era previsível. No modelo 2 continua a ser patente, para este meio ciclo, a ausência na adaptação do caudal e pressão disponíveis na fonte às exigências de cada ensaio, pelo que a potência hidráulica gerada continua a manter-se constantes, independentemente da potência necessária para tracionar a carga.

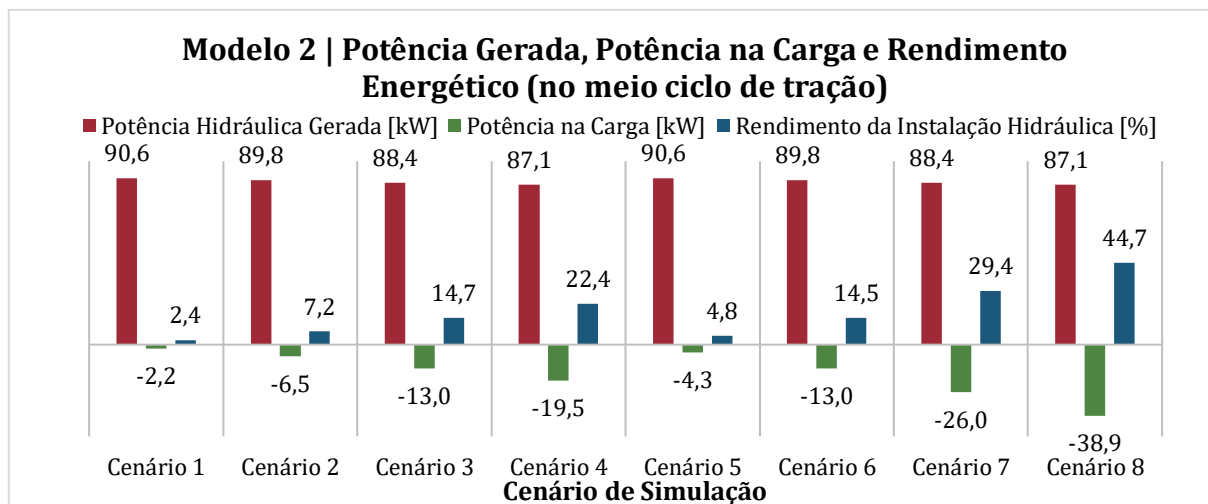


Figura 4.6 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 2 durante o movimento de tração

Na Figura 4.7, por outro lado, é manifesta a diferença entre valores de potência hidráulica gerada na relaxação do modelo 2 e os valores obtidos no modelo 1, nas mesmas circunstâncias, notoriamente mais reduzidos, o que se vai traduzir num decréscimo das perdas energéticas. De facto, para o cenário de simulação 8, por exemplo, o valor da potência dissipada que no modelo 1 era de 125,2kW, vem agora como 42,7kW.

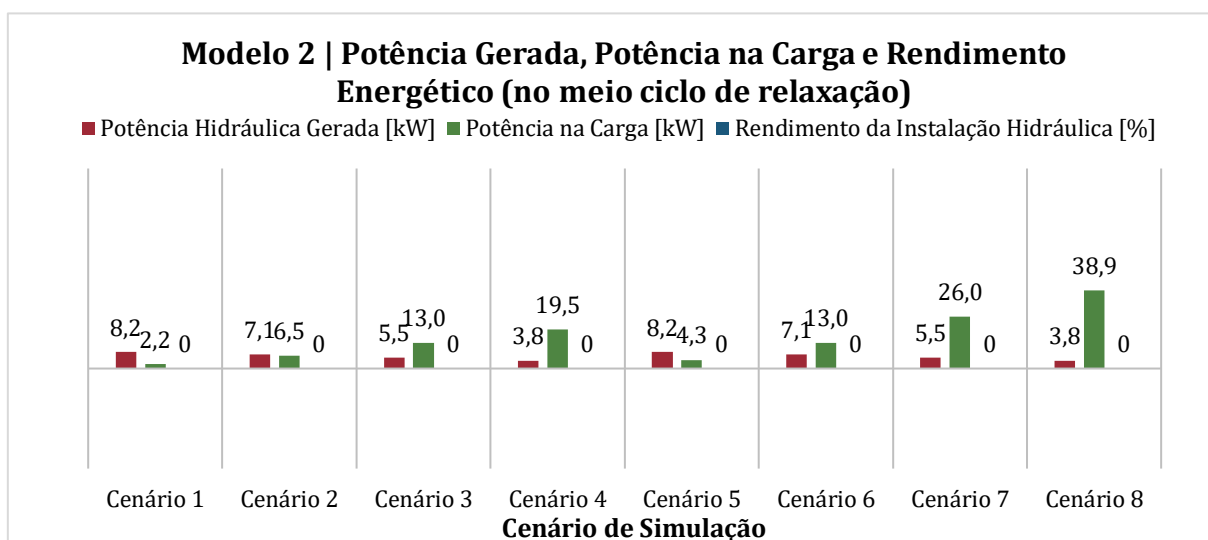


Figura 4.7 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 2 durante o movimento de relaxação

Modelo 3 de Sistema de Acionamento – Adaptação do caudal disponível

O terceiro modelo de simulação vai dar continuidade à estratégia de otimização da eficiência do sistema de acionamento pela adaptação da potência hidráulica disponível às efetivas necessidades dos diferentes cenários de funcionamento pretendidos.

Através da substituição da fonte de energia composta por uma bomba de 175cm³ e um motor de 90kW, por três fontes de energia iguais, de potência instalada igual a 1/3 da potência de referência e selecionáveis pode-se, assim, comandar discretamente o caudal disponível adaptando-o aos efetivos requisitos de ensaio e, assim, reduzir a parcela de caudal desviada para o reservatório, por não ser necessário à movimentação do atuador.

O módulo de geração de energia hidráulica deste modelo será composto por três bombas, com um terço da cilindrada da bomba dos modelos anteriores, que irão ser acionadas por motores de indução de 30kW, cuja ação conjunta totalizará a mesma potência disponível no modelo de referência, que é de 90kW.

Com este tipo de solução, é possível escolher, para cada velocidade de ensaio pretendida, o número de bombas em funcionamento efetivo. Esse número será fixo para cada cenário de simulação e escolhido em função da necessidade de caudal do meio ciclo de avanço que devido à relação de áreas do cilindro, consome mais 20% de caudal que o meio ciclo de recuo, para a mesma velocidade de ensaio. A pressão máxima teórica disponível será igual à do primeiro caso de simulação, isto é, de 210 bar (Figura 4.8).

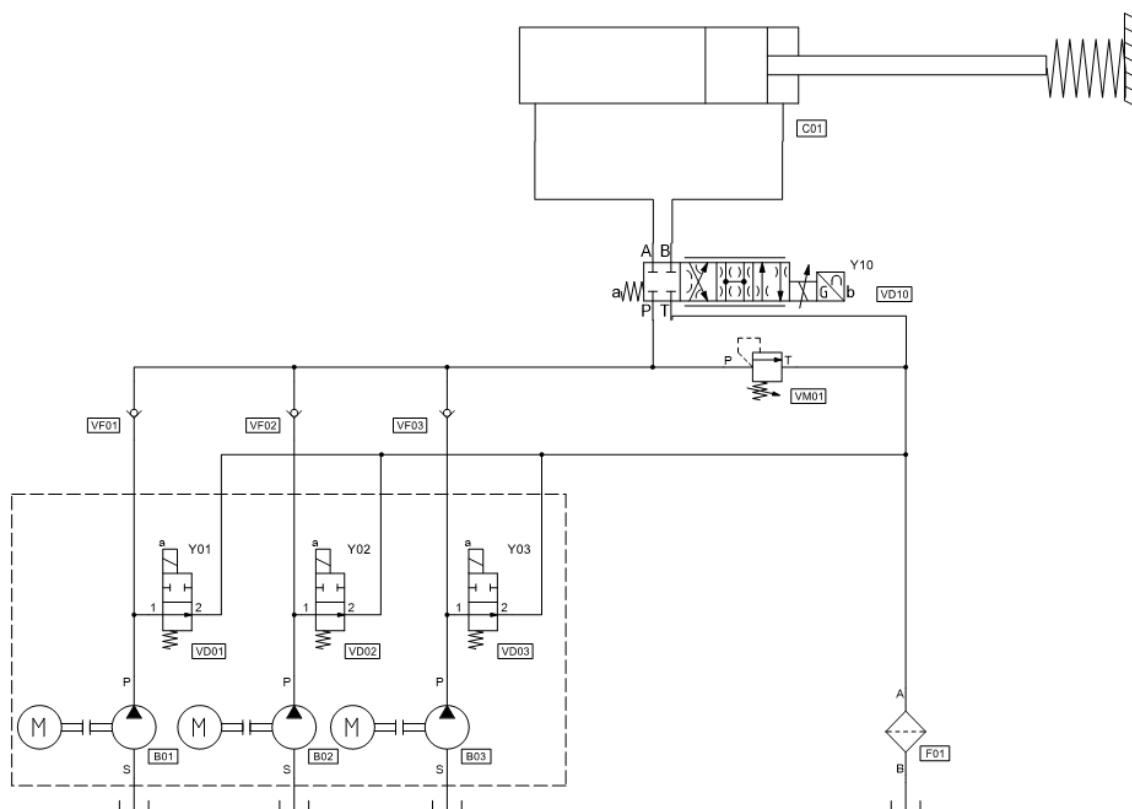


Figura 4.8 - Esquema hidráulico do modelo 3 de sistema de acionamento

Os parâmetros das 3 bombas e dos 3 motores vêm apresentados na Tabela 4.10 e os gráficos de dispersão da eficiência e do fator de potência do motor, em função da carga, são exibidos na Figura 4.10 e Figura 4.9, respetivamente.

Tabela 4.10 - Parâmetros dos componentes da fonte de energia do modelo 3 de sistema de acionamento

MÓDULO DE GERAÇÃO DE ENERGIA FONTE DE ENERGIA II			
M01: Motor Elétrico de Velocidade Constante			
Potência nominal	P_n	30	kW
Velocidade nominal de rotação	ω_n	1475	rpm
Binário nominal	T_n	194	N.m
Velocidade de rotação síncrona	ω_s	1500	rpm
Número de pares de polos	n	2	n/a
B01: Bomba Hidráulica de Cilindrada Fixa			
Cilindrada	$C(t)$	58	cm ³ /rot
Caudal máximo de cada bomba	Q_{max}	88	l/min
Pressão máxima da bomba	$p_{B_{max}}$	300	bar
Rendimento volumétrico da bomba	$\eta_{vol}(t)$	100	%
Rendimento mecânico da bomba	$\eta_{mec}(t)$	100	%

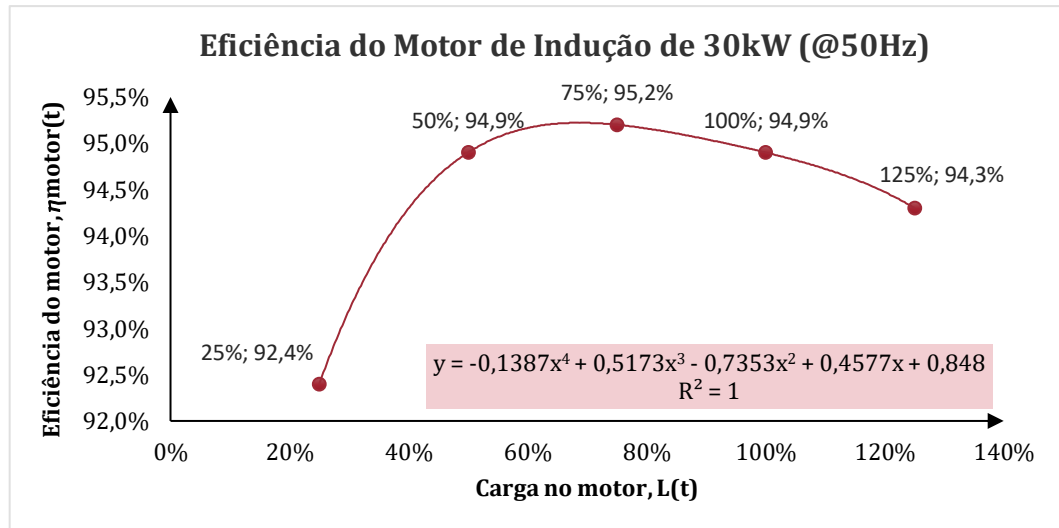


Figura 4.9 - Gráfico do fator de potência vs carga no motor de indução de 30kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

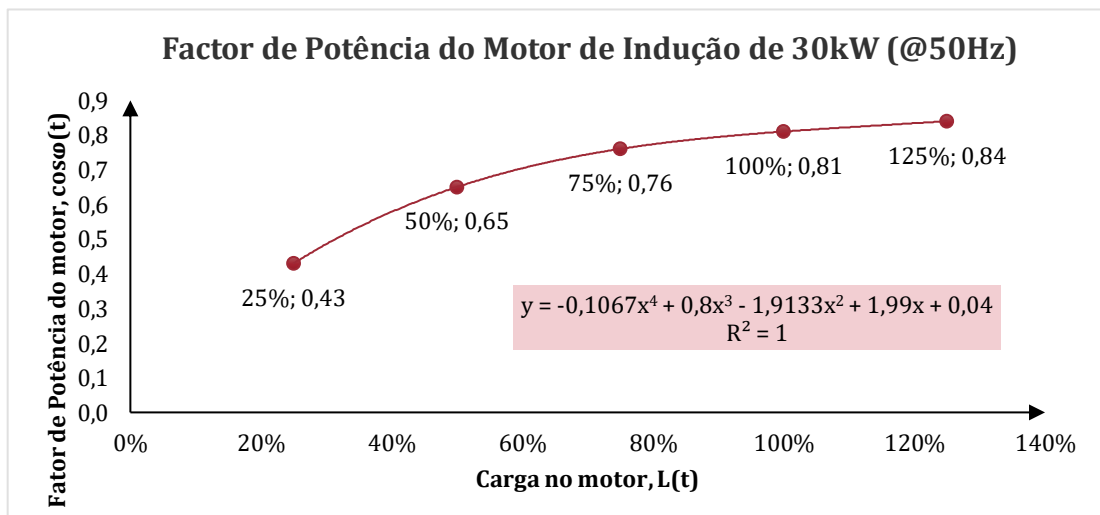


Figura 4.10 - Gráfico da eficiência vs carga no motor de indução de 30kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

As condições gerais de funcionamento, para os cenários de simulação 1 e 8, vêm exibidas na Tabela 4.11, onde se chama a atenção para as diferenças nos dois cenários entre caudais disponíveis e entre potências hidráulicas geradas. É de notar, também, a redução de quase 67% do caudal disponível no cenário 1, comparativamente com o disponível, nas mesmas circunstâncias, no primeiro modelo, o que se repercute na potência hidráulica gerada, que é, neste caso, 32% da potência hidráulica gerada nesse modelo.

Tabela 4.11 - Condições de funcionamento do modelo 3 de sistema de acionamento

MODELO 3 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	200	200	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	86	86	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	28,72	28,69	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	201	199	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	258	258	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	86,32	85,50	kW

Analisando o gráfico da Figura 4.11 é perceptível o impacto da adaptação da potência hidráulica disponibilizada, fruto do comando discreto de caudal da fonte, nos rendimentos dos diferentes cenários do meio ciclo de tração, que são superiores aos obtidos, nas mesmas circunstâncias, nos modelos 1 e 2.

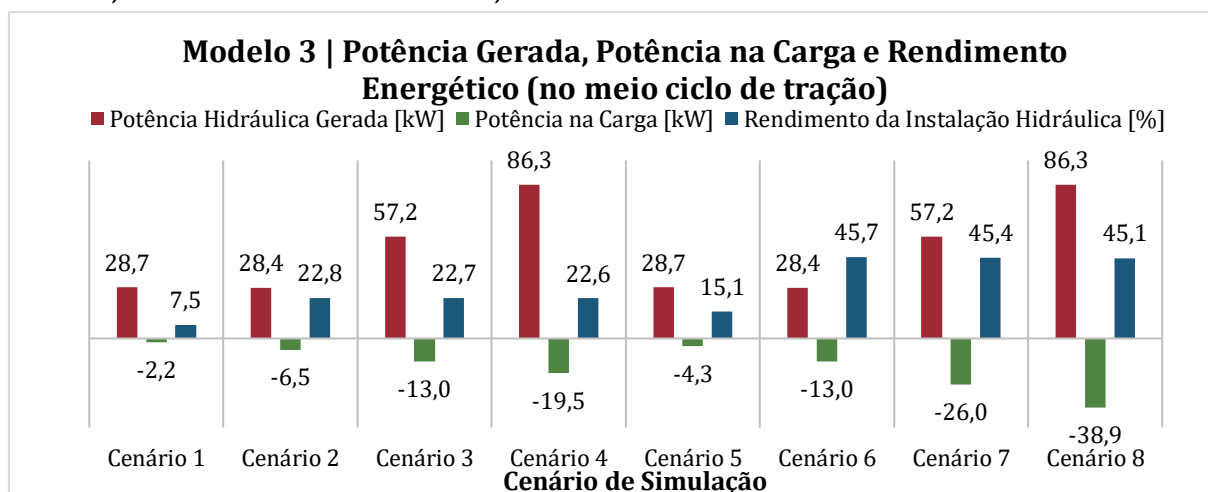


Figura 4.11 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 3 durante o movimento de tração

Também ao nível do meio ciclo de relaxação, verifica-se uma redução das perdas energéticas, devido à redução da potência hidráulica gerada, comparativamente com a gerada no modelo de referência, para todos os cenários de simulação, à exceção do cenário cuja velocidade de ensaio é 90% da velocidade máxima (que requisitou o funcionamento dos três grupos energéticos) (Figura 4.12). Não obstante, importa reparar que no movimento de avanço continua a ser disponibilizada na fonte um valor demasiado elevado de pressão, quando este é um meio ciclo no qual o sistema não realiza trabalho e a carga externa que nele atua favorece o movimento do atuador.

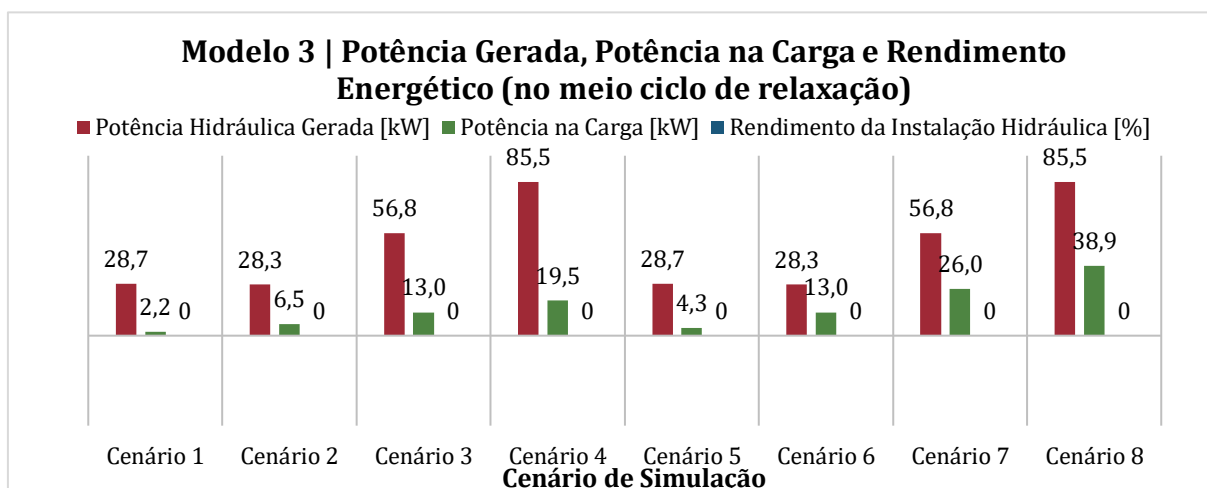


Figura 4.12 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 3 durante o movimento de relaxação

Modelo 4 de Sistema de Acionamento – Adaptação da potência disponível na relaxação

Enquanto que o modelo 3 pretendeu adaptar o sistema gerador de energia às efetivas necessidades de velocidade requeridas pelo atuador, disponibilizando assim 3 níveis de caudal, este modelo pretende potenciar a redução das perdas energéticas associadas ao modelo 3, através da redução da pressão máxima teórica disponível no movimento de avanço para 20bar, à semelhança do que foi feito no modelo 2. A pressão máxima teórica disponível no recuo vai-se manter igual a 210bar.

Na Figura 4.13 é apresentado o esquema hidráulico do modelo 4, no qual se podem observar os três grupos energéticos que compõem o módulo de geração de energia, a válvula proporcional de comando secundário, que veio substituir a válvula proporcional do modelo 3 e que controla o atuador em *meter-out*, permitindo eliminar a necessidade da queda de pressão da passagem ligada à câmara principal do atuador, viabilizando assim a redução da pressão disponível no movimento de avanço, e a válvula manométrica adicional, cujo ajuste determina a pressão máxima disponível no avanço.

A pressão efetiva disponível na fonte no avanço é neste modelo ligeiramente superior à pressão efetiva do modelo 2, devido ao comando discreto de fontes de energia, que vai permitir um menor desperdício de caudal através da válvula limitadora de pressão. Uma menor quantidade de caudal a atravessar a válvula manométrica repercute-se numa menor pressão efetiva disponível.

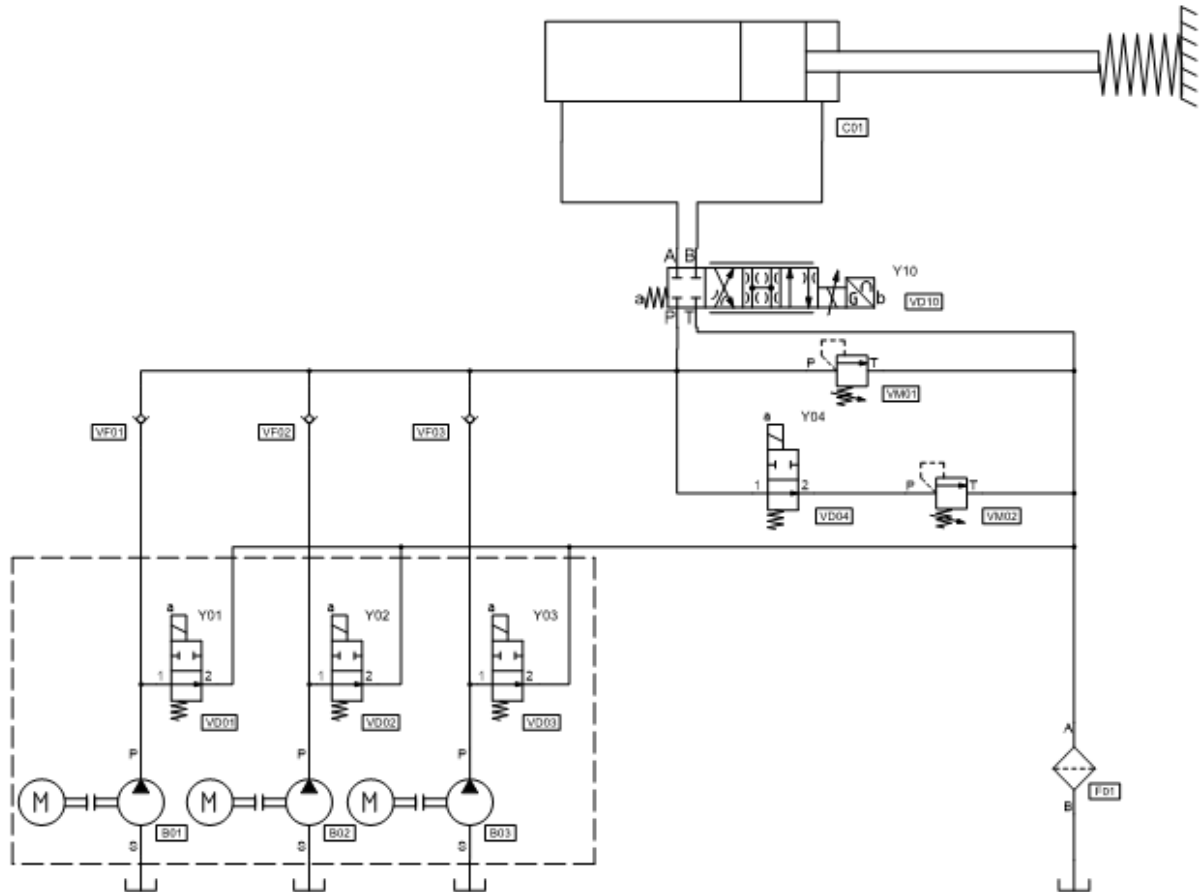


Figura 4.13 - Esquema hidráulico do modelo 4 de sistema de acionamento

As condições gerais de funcionamento deste modelo, para as condições de ensaio mais extremas, são exibidas na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Condições de funcionamento do modelo 4 de sistema de acionamento

MODELO 4 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	200	10	bar
	Caudal gerado disponível	$Q(t)$	86	87	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	28,72	1,46	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	201	9	bar
	Caudal gerado disponível	$Q(t)$	258	262	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	86,32	3,83	kW

A potência hidráulica gerada e o rendimento do modelo 4, no movimento de recuo, para as várias condições de ensaio apresentam valores equivalentes aos obtidos para o modelo 3, pois o princípio de funcionamento deste meio ciclo é o mesmo (Figura 4.14).

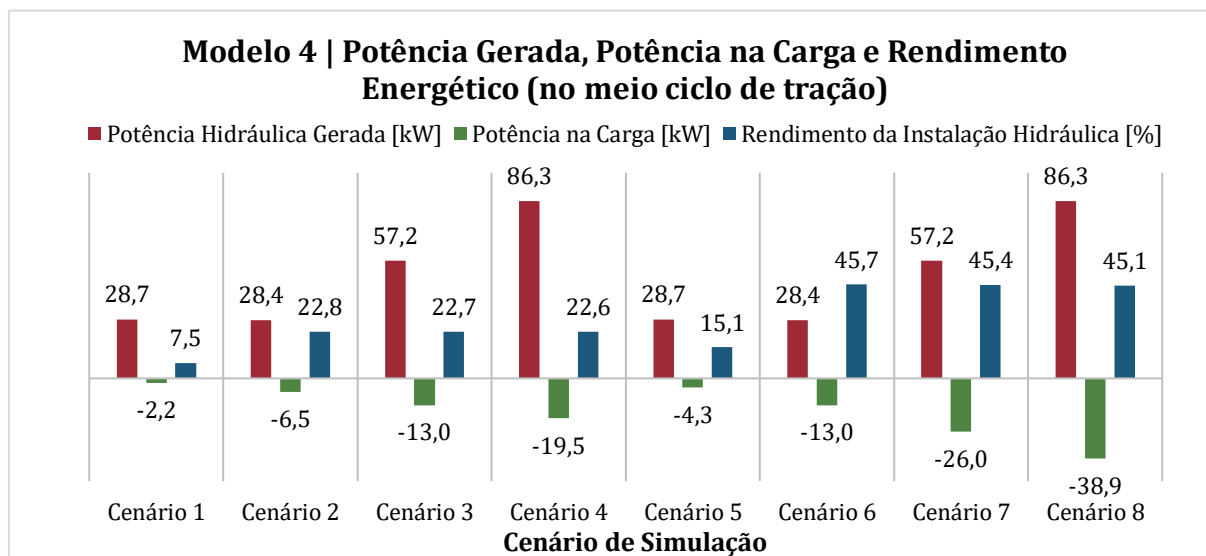


Figura 4.14 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 4 durante o movimento de tração

O detalhe que demarca o modelo 4 dos restantes é o seu funcionamento no movimento de avanço, no qual este modelo acumulou os benefícios do comando discreto de caudal implementado no modelo 3, com a redução da pressão disponível, o que se traduziu numa redução da potência hidráulica gerada que é, relativamente ao cenário 1 deste modelo, 5% da potência gerada no modelo 3 e 1,7% da potência gerada no modelo de referência. Relativamente ao cenário 8, a redução na potência hidráulica disponível é, também, assinalável, sendo 4,4% da potência gerada no modelo de referência.

Por observação da Figura 4.15, conclui-se que o modelo 4 é um modelo no qual a adaptação da potência disponível aos requisitos de ensaio, para o meio ciclo de relaxação, já foi levada a uma condição muito próxima da condição ótima (a potência hidráulica gerada é muito pequena para os vários ensaios). Assim, neste meio ciclo a próxima melhoria de gestão energética passa pelo aproveitamento da energia devolvida pelo provete.

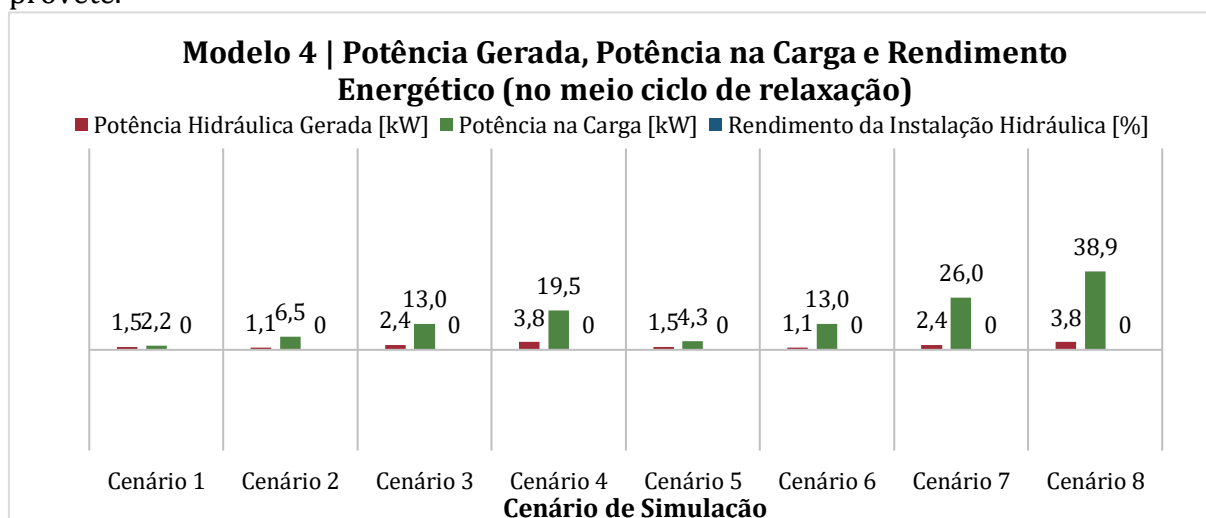


Figura 4.15 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 4 durante o movimento de relaxação

De forma contrária, a observação da Figura 4.14 evidencia o potencial de otimização energética associado ao funcionamento do sistema durante o meio ciclo de tração. No imediato, é fácil perceber que este potencial pode ser explorado pela adaptação contínua e progressiva da pressão disponível às condições de ensaio, durante o movimento de recuo.

Modelo 5 de Sistema de Acionamento – Adaptação da potência disponível

O 5º modelo de simulação demarca-se pela adoção de uma lógica semelhante à da adaptação à carga, na qual a pressão disponível no circuito é estabelecida em função da carga e a velocidade definida pela válvula direcional, pelo que a pressão disponível no sistema será ajustada a cada condição de ensaio, em cada meio ciclo, dentro do conceito de condição ótima de transmissão de energia da fonte à carga.

Assim, para realizar um movimento, o valor da pressão de alimentação apenas terá de ser suficiente para, por um lado, vencer a carga requerida pelo provete e, por outro, garantir a abertura da válvula direcional necessária para o atuador se mover à velocidade pretendida.

A implementação desta solução, poderá implicar uma maximização da abertura da válvula direcional, o que é plausível se esta não for a abertura máxima, pois nessa situação perderíamos a capacidade de controlo da velocidade através deste componente.

Observando a Figura 4.16, é possível reparar que a válvula de comando secundário foi mantida, a fim de garantir o controlo de velocidade do atuador à custa da necessidade de um diferencial de pressão apenas numa das passagens e na substituição da válvula manométrica por uma válvula limitadora de pressão de comando proporcional.

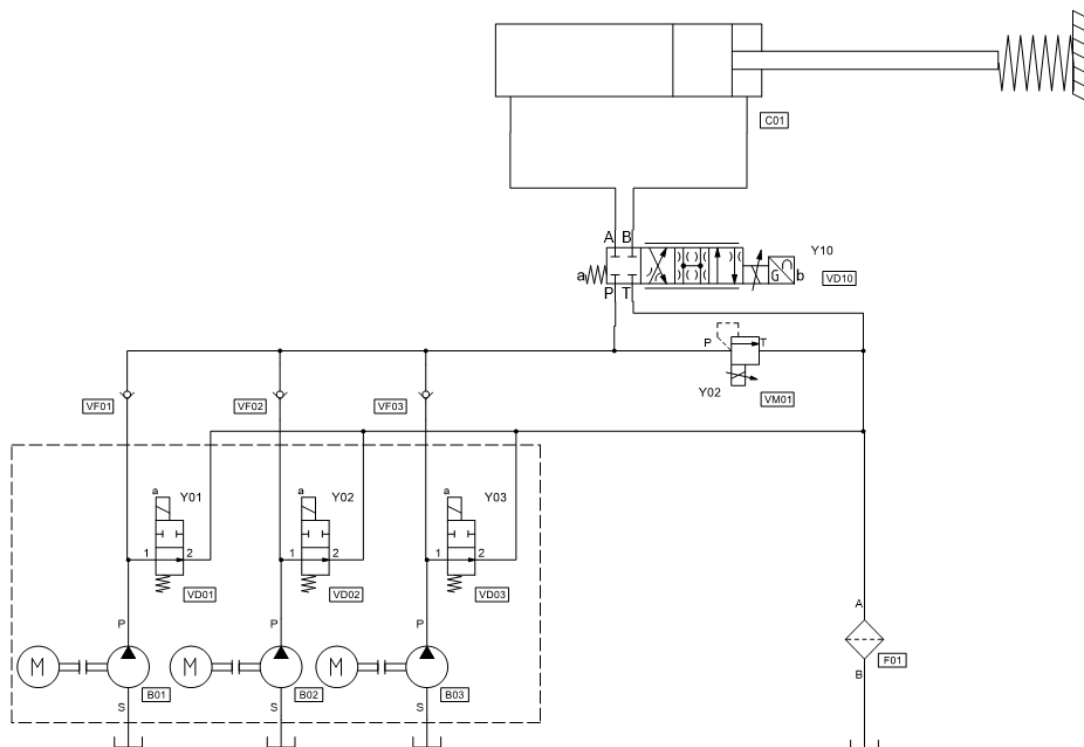


Figura 4.16 - Esquema hidráulico do modelo 5 de sistema de acionamento

As diferenças nos consumos energéticos deste modelo serão mais assinaláveis no meio ciclo de recuo, já que o ajuste da pressão de alimentação no avanço foi uma alteração do modelo anterior, que se manteve neste modelo (Tabela 4.13).

Tabela 4.13 - Condições de funcionamento do modelo 5 de sistema de acionamento

MODELO 5 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	64	10	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	87	87	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	9,24	1,46	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	154	9	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	259	262	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	66,36	3,83	kW

Observando a tabela, não se pode deixar de assinalar a redução de quase 90% na potência hidráulica gerada durante a tração, em comparação com o primeiro modelo: face a um cenário de simulação que apenas requer 2,6kW (cenário de simulação 1), a potência de 90,64kW que era disponibilizada no primeiro modelo, passa agora a ser 9,2kW, o que aumenta significativamente o rendimento da instalação. Ainda que de forma menos notória, foram reduzidas as perdas energéticas sob condições de ensaio mais exigentes (cenário de simulação 8), que requerem 40kW para tracionar o provete, passando a potência hidráulica de 87,09kW para 66,36kW.

É importante referir que esta melhoria da eficiência do sistema hidráulico não implicou alterações significativas no modelo de referência nem aparenta ser, em princípio, mais dispendiosa, pois apenas incorporou a capacidade de comando da pressão disponível e a substituição de uma fonte hidráulica, por três mais pequenas e discretamente comandáveis.

Na Figura 4.17 comprova-se que a adoção deste conceito de adaptação da potência hidráulica disponível à carga se refletiu em valores de rendimento melhores do sistema, para os diferentes cenários de simulação, comparativamente com os obtidos nos modelos anteriores, para o movimento de recuo.

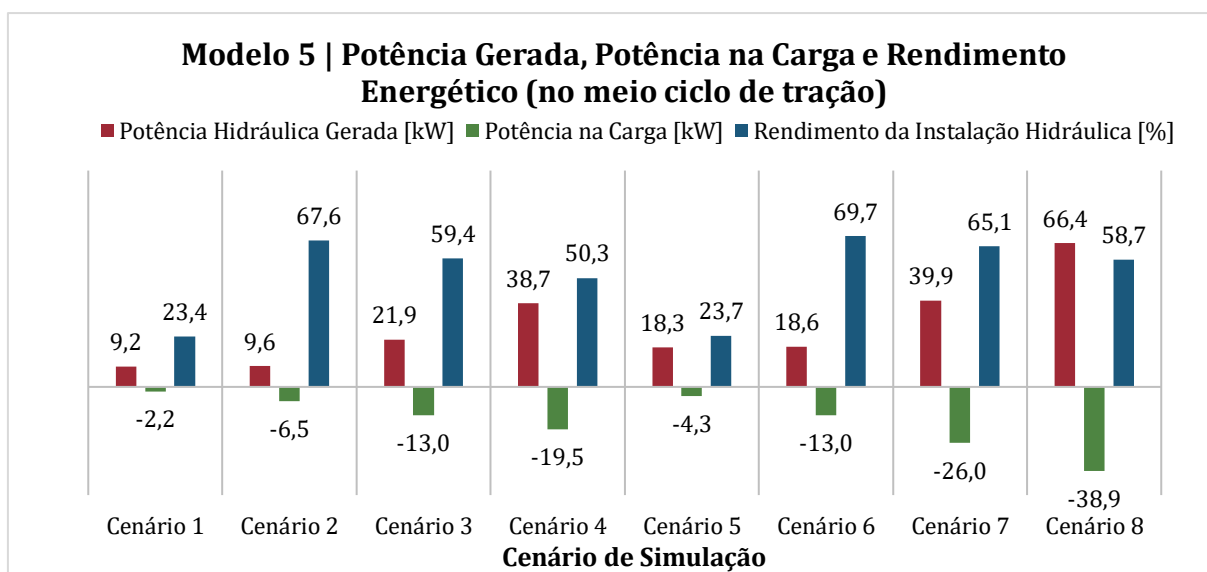


Figura 4.17 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 5 durante o movimento de tração

A Figura 4.18, afeta à potência hidráulica gerada durante o meio ciclo de avanço, apresenta resultados equivalentes aos do modelo 4, uma vez que segue a mesma lógica de funcionamento.

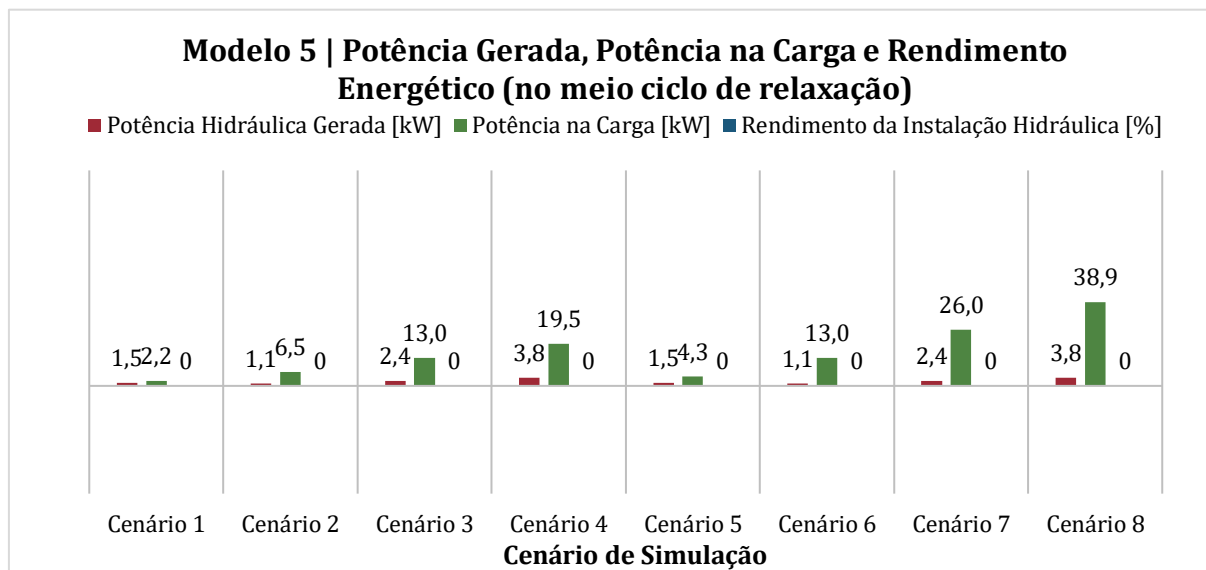


Figura 4.18 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 5 durante o movimento de relaxação

Modelo 6 de Sistema de Acionamento – Otimização da adaptação da potência disponível

No 6º modelo de simulação é proposto analisar a influência da substituição das três fontes de energia iguais dos casos anteriores, por três grupos energéticos com diferente capacidade de caudal, e, portanto, de potência instalada. Desta forma, obter-se-á uma maior flexibilidade de ajuste da potência disponível às diferentes condições de ensaio.

Numa primeira abordagem, decidiu-se que as fontes de energia deveriam estabelecer entre si uma relação de potência de 2, isto é, tanto quanto possível, de uma fonte de energia para a seguinte, a potência disponível duplica. Isto foi possível assegurar na escolha da cilindrada das bombas, mas o mesmo já não aconteceu para os motores elétricos, devido à limitação da escolha a motores com valores nominais da potência normalizada.

Os requisitos de potência assegurados pela bomba de 175cm³ acionada pelo motor de 90kW são partilhados por três grupos energéticos diferentes, compostos por: uma bomba de 25cm³ acionada por um motor de 15kW, uma bomba de 50cm³ acionada por um motor de 30kW e uma bomba de 100cm³ acionada por um motor de 55kW (Tabela 4.14). Assim, neste modelo, a potência disponível é, no máximo, de 100kW, enquanto no modelo 5 o funcionamento conjunto dos três grupos energéticos disponibilizava, no total, 90kW.

Tabela 4.14 - Parâmetros dos componentes da fonte de energia III do modelo 6 de sistema de acionamento

MÓDULO DE GERAÇÃO DE ENERGIA FONTE DE ENERGIA III			
M01: Motor Elétrico de Velocidade Constante			
Potência nominal	P_n	15	kW
Velocidade de rotação nominal	ω_n	1480	rpm
Binário nominal	T_n	97	N.m
Velocidade de rotação síncrona	ω_s	1500	rpm
Número de pares de polos	n	2	n/a
B01: Bomba Hidráulica de Cilindrada Fixa			
Cilindrada	$C(t)$	25	cm ³ /rot
Caudal ideal da bomba	Q_{max}	38	l/min
Pressão máxima da bomba	$p_{B_{max}}$	300	bar
Rendimento volumétrico da bomba	$\eta_{vol}(t)$	100	%
Rendimento mecânico da bomba	$\eta_{mec}(t)$	100	%
M02: Motor Elétrico de Velocidade Constante			
Potência nominal	P_n	30	kW
Velocidade de rotação nominal	ω_n	1475	rpm
Binário nominal	T_n	194	N.m
Velocidade de rotação síncrona	ω_s	1500	rpm
Número de pares de polos	n	2	n/a
B02: Bomba Hidráulica de Cilindrada Fixa			
Cilindrada	$C(t)$	50	cm ³ /rot
Caudal ideal da bomba	Q_{max}	75	l/min
Pressão máxima da bomba	$p_{B_{max}}$	300	bar
Rendimento volumétrico da bomba	$\eta_{vol}(t)$	100	%
Rendimento mecânico da bomba	$\eta_{mec}(t)$	100	%
M03: Motor Elétrico de Velocidade Constante			
Potência nominal	P_n	55	kW
Velocidade de rotação nominal	ω_n	1486	rpm
Binário nominal	T_n	353	N.m
Velocidade de rotação síncrona	ω_s	1500	rpm
Número de pares de polos	n	2	n/a
B03: Bomba Hidráulica de Cilindrada Fixa			
Cilindrada	$C(t)$	100	cm ³ /rot
Caudal ideal da bomba	Q_{max}	150	l/min
Pressão máxima da bomba	$p_{B_{max}}$	300	bar
Rendimento volumétrico da bomba	$\eta_{vol}(t)$	100	%
Rendimento mecânico da bomba	$\eta_{mec}(t)$	100	%

Observando os gráficos de dispersão da Figura 4.19 e da Figura 4.20, é perceptível a variação crescente de eficiência e do fator de potência com a potência nominal do motor, o que acontece, porque a mesma percentagem de perdas energéticas para um motor de 15kW terá uma expressão muito mais assinalável em motores de 55kW, por exemplo, pelo que os requisitos de rendimento serão mais exigentes com o aumento da capacidade de potência destas máquinas.

O facto de nesta solução o grupo gerador de energia ser composto por grupos energéticos com diferentes potências disponíveis, possibilita um melhor ajuste da fonte aos requisitos do ensaio. Assim, cada grupo funciona com uma carga mais próxima da carga nominal, o que traz benefícios em termos de valores de fator de potência e de eficiência.

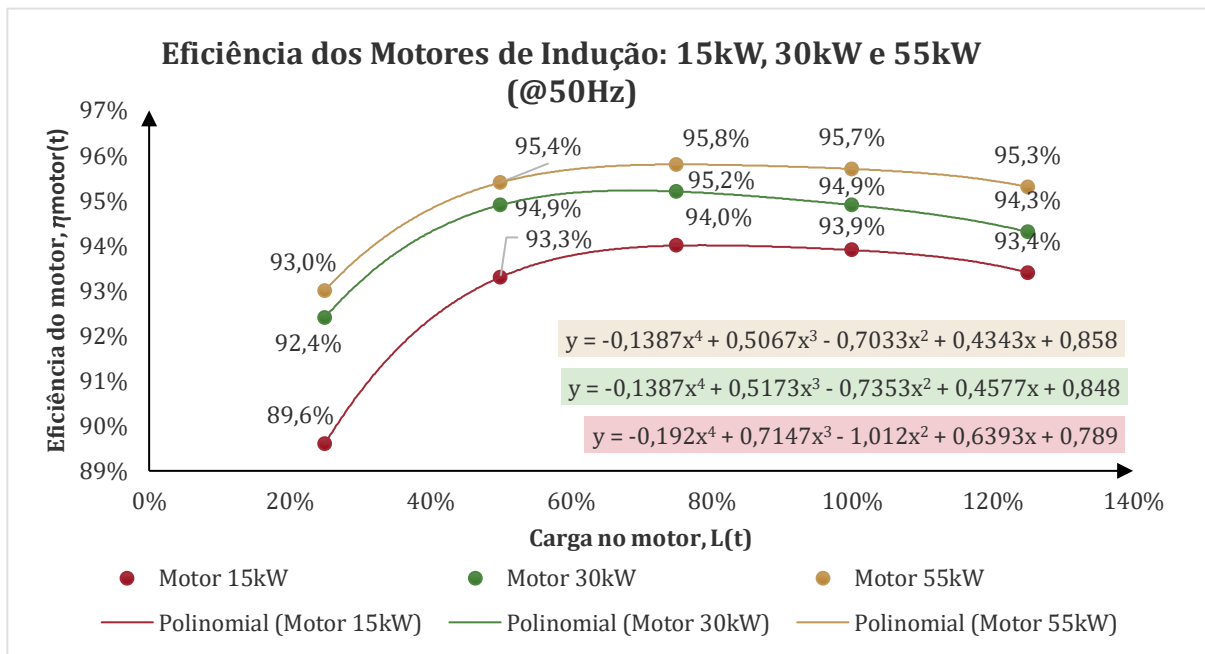


Figura 4.19 - Gráfico da eficiência vs carga nos motores de indução de 15kW, 30kW e 55kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

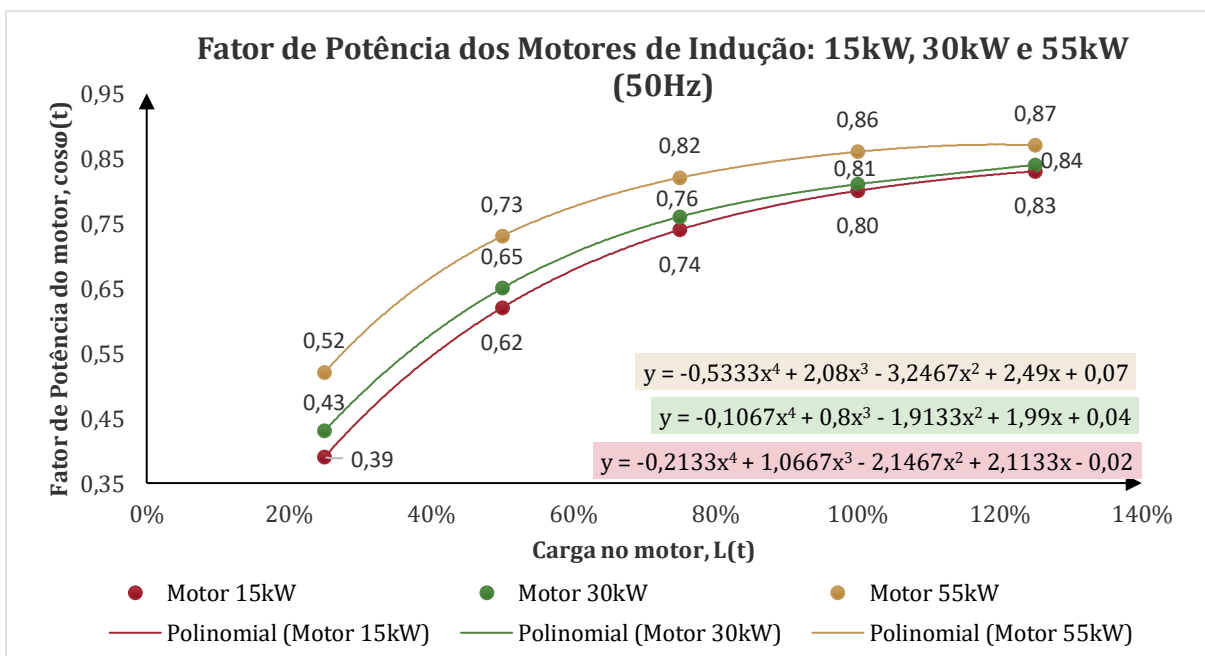


Figura 4.20 - Gráfico do fator de potência vs carga nos motores de indução de 15kW, 30kW e 55kW, para uma frequência de alimentação de 50Hz

Na Tabela 4.15 são apresentadas todas as combinações de bombas em funcionamento possíveis, de forma a ilustrar a flexibilidade no comando de caudal deste modelo.

Tabela 4.15 – Comando discreto de caudal: caudal máximo disponibilizado consoante a combinação de bombas em funcionamento

MODELO 6 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO							
Combinações de Bombas em Funcionamento							
Combinação de Bombas	A	B	C	D	E	F	G
Bomba 01	x	-	x	-	x	-	x
Bomba 02	-	x	x	-	-	x	x
Bomba 03	-	-	-	x	x	x	x
Cilindrada disponível, $C(t)$ [cm ³ /rot]	25	50	75	100	125	150	175
Caudal máximo disponível, Q_{max} [l/min]	38	75	113	150	188	225	263

É importante, ainda, apontar um inconveniente desta solução: o facto de os grupos energéticos serem diferentes torna o sistema menos robusto. Com três grupos iguais, uma falha ou avaria num deles corresponderia, no máximo, a uma redução de cerca de 33% do caudal disponível. Neste caso, uma avaria num grupo poderá corresponder a uma redução do caudal disponível até 60%.

Este modelo também irá contar com a adoção de uma lógica de adaptação à carga, pelo que a pressão disponível será ajustada aos requisitos de carga e de velocidade de ensaio.

Na Tabela 4.16 são apresentadas as condições de funcionamento deste modelo para os cenários de simulação 1 e 8.

Tabela 4.16 - Condições de funcionamento do modelo 6 de sistema de acionamento

MODELO 6 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	64	8	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	37	38	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	4,00	0,47	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	153	9	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	260	262	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	66,25	3,84	kW

A maior capacidade de adaptação deste modelo às condições de ensaio torna-se evidente nos valores de rendimento do sistema obtidos no meio ciclo de tração (Figura 4.21), cujo valor anda na ordem dos 54% para os diferentes cenários de simulação. Embora existam cenários de simulação para os quais o modelo 5 apresenta um melhor valor de rendimento (cenários 2, 3, 6 e 7), no modelo 6 estes valores não são tão díspares entre eles.

Apesar de um rendimento de 54% ainda ser um rendimento baixo, não se pode deixar de salientar a redução da potência hidráulica disponível que se registou do movimento de tração do modelo de referência para o modelo 6, a qual passou de uma potência da ordem dos 90kW para 4kW no cenário 1 e para 66,25kW no cenário 8.

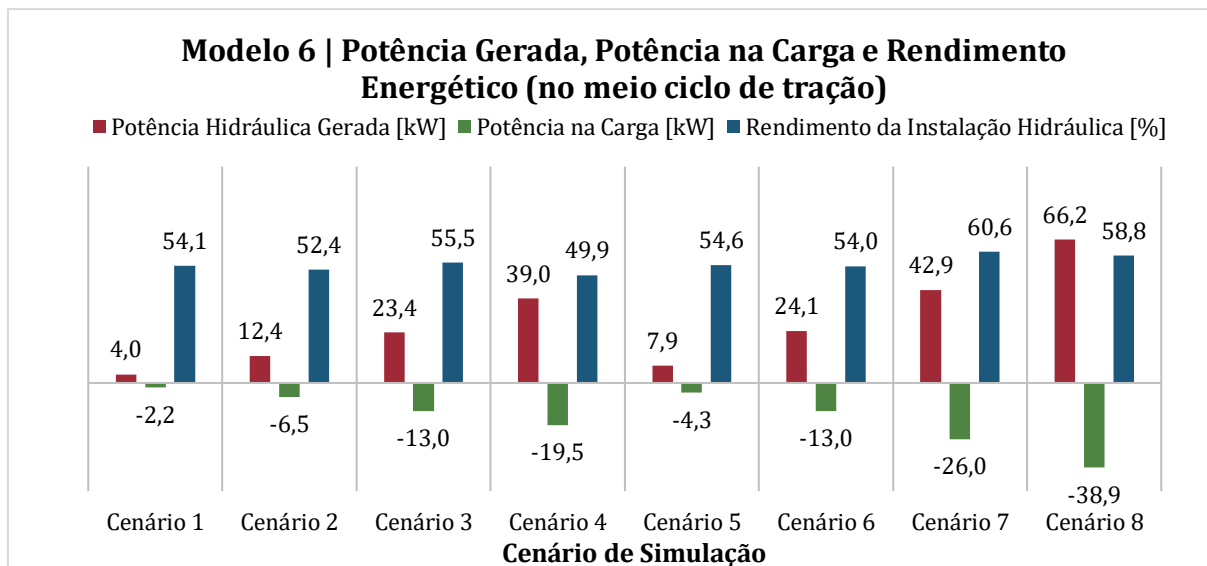


Figura 4.21 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 6 durante o movimento de tração

Em relação ao movimento de avanço, é de assinalar a redução da potência hidráulica disponível (Figura 4.22), e, consequentemente, das perdas energéticas, que embora não sejam muito diferentes da ordem de valores obtidos no modelo 5, não deixam de ser significativas face à potência disponibilizada nesse meio ciclo no modelo de referência (da ordem dos 90kW), e que agora é de 0,5kW para o cenário 1 e de 3,8kW para o cenário 8.

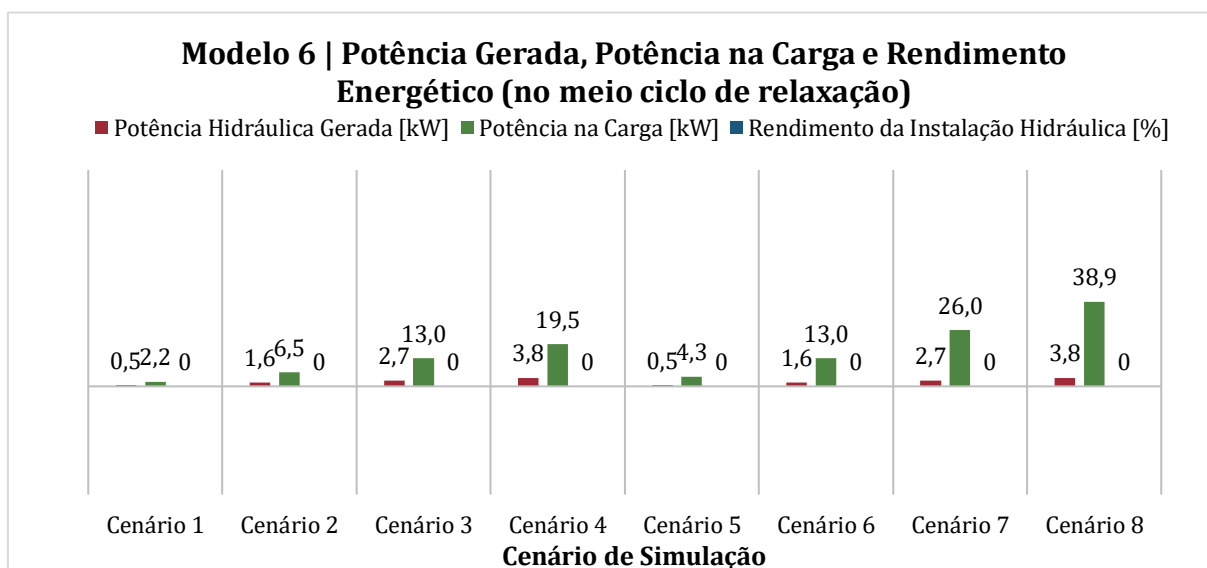


Figura 4.22 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 6 durante o movimento de relaxação

4.3.2 Descrição dos Modelos de Simulação sob Carga Elásticas (linearmente variável)

Num mesmo cenário de simulação, a força de ensaio será linearmente variável, entre 10% e 100% do valor apresentado para o respetivo cenário da Tabela 4.5. Da mesma forma, também a potência hidráulica requerida será variável pelo que, para que fique tudo mais claro, se adaptou a Tabela 4.5 e se obteve a Tabela 4.17, onde os valores de força de ensaio e de potência foram substituídos por um intervalo de valores.

Tabela 4.17 - Cenários de Simulação para as quais foram recolhidos os resultados da simulação dos modelos de sistema de acionamento sob carga externa variável

Cenário de Simulação	Força de Ensaio [% F_{max}]	Velocidade de Ensaio [% v_{max}]	Potência na Carga [% P_{max}]
1	[3;30]	10	[0,3;3]
2		30	[0,8;8]
3		60	[1,5;15]
4		90	[2,2;22]
5	[6;60]	10	[0,5;5]
6		30	[1,5;15]
7		60	[3,0;30]
8		90	[4,5;45]

De notar que, nos modelos simulados com carga externa constante, a potência requerida, na tração, pela carga, variava entre 2,2kW e 38,9kW. Nos modelos simulados com carga externa variável, sendo os valores de potência máxima iguais, o valor médio dessa potência varia, teoricamente, entre 1,21kW e 20,1kW.

Modelo 7 de Sistema de Acionamento – Modelo de referência sujeito a carga elástica

O 7º modelo de simulação será o modelo de referência para as simulações realizadas em sistemas de acionamento, mas sob carga externa variável: linearmente crescente no recuo e linearmente decrescente no avanço.

Neste sentido, a sua arquitetura será semelhante à arquitetura do primeiro modelo de referência, sendo, independentemente das condições de ensaio e do movimento do atuador, disponibilizado o caudal máximo e a pressão máxima na fonte, cujo valor teórico é de 210bar. Por outro lado, o comando da válvula direcional, será ajustado à carga, durante todo o ensaio. De facto, para manter a velocidade de ensaio, v , constante, o comando terá de compensar a variação do diferencial de pressão neste componente.

O valor de caudal estrangulado, será mantido constante à custa do comando variável da válvula, $x(t)$, o qual obedece à Equação (4.1), onde está evidenciada a relação quadrática do caudal com a queda de pressão na passagem ligada à câmara secundária do cilindro, $\Delta p_2(t)$.

$$x(t) = \frac{v \cdot A_2}{Q_n} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_n}{\Delta p_2(t)}} \quad (4.1)$$

Esta queda de pressão varia de forma proporcional com a carga externa que atua no sistema, $F(t)$, e pode ser obtida, para o avanço (Equação (4.2)), através da combinação das

Equações (3.35), (3.42), (3.46) e (3.47) e, para o recuo (Equação (4.3)), através da combinação das Equações (3.35), (3.43), (3.48) e (3.49).

$$\Delta p_2(t) = \frac{1}{1 + \alpha^3} \cdot \left(\alpha \cdot p(t) - \frac{F(t)}{A_2} \right) \quad (4.2)$$

$$\Delta p_2(t) = \frac{1}{1 + \alpha^3} \cdot \left(p(t) - \frac{F(t)}{A_2} \right) \quad (4.3)$$

Nota: Foi tomado $\gamma=1$, dado que este modelo integra uma válvula direcional simétrica e aproximou-se $p_T(t)$ a zero.

As condições de funcionamento do sistema de acionamento deste modelo são apresentadas na Tabela 4.18. Analisando os valores apresentados conclui-se que são iguais aos do modelo de referência. De facto, as diferenças mais assinaláveis estão do lado da carga que, por ser variável, vai traduzir-se numa menor quantidade de energia absorvida durante o meio ciclo de tração e devolvida no meio ciclo de relaxação.

Tabela 4.18 - Condições de funcionamento do modelo 7 de sistema de acionamento

MODELO 7 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	209	209	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	260		l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	90,64	90,55	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão máxima efetiva disponível na fonte	$p(t)$	201	199	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	261		l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva	$P_{hid}(t)$	87,09	86,26	kW

No seguimento da análise aos gráficos da Figura 4.24 e Figura 4.23 é necessário chamar a atenção para os seguintes aspetos:

- a necessidade de potência requerida pela carga é diferente de acordo com os requisitos de carga e de velocidade específicos de cada cenário de simulação. Além disto, durante um ensaio, esta necessidade de potência também irá variar, em cada momento, com o movimento do atuador, dado o comportamento elástico da carga, embora nos gráficos apresentados apenas se esteja a olhar para o valor médio;
- por outro lado, a potência hidráulica disponibilizada pelo sistema mantém-se constante, não se adaptando a esta variação do requisito de potência durante um ensaio, ou entre ensaios sob diferentes condições de simulação, o que se traduz em elevadas perdas energéticas;
- os modelos de sistemas de acionamento devem garantir um certo valor de potência instalada, compatível com as condições mais exigentes de simulação, sem contudo perder a capacidade de adaptar a potência hidráulica disponibilizada aos requisitos impostos pela carga a ensaiar;

- avaliando o comportamento energético do modelo 7, é evidente a incapacidade de adaptação do sistema aos requisitos de carga, traduzido por baixos rendimentos (os rendimentos obtidos no modelo 7 são 50% dos rendimentos obtidos no modelo 1, modelo de referência simulado sob carga constante) durante a tração e pela disponibilização de valores de potência iguais, de forma indiscriminada, para um meio ciclo de trabalho, como é o meio ciclo de tração, e para um meio ciclo de perdas, como é o meio ciclo de relaxação.

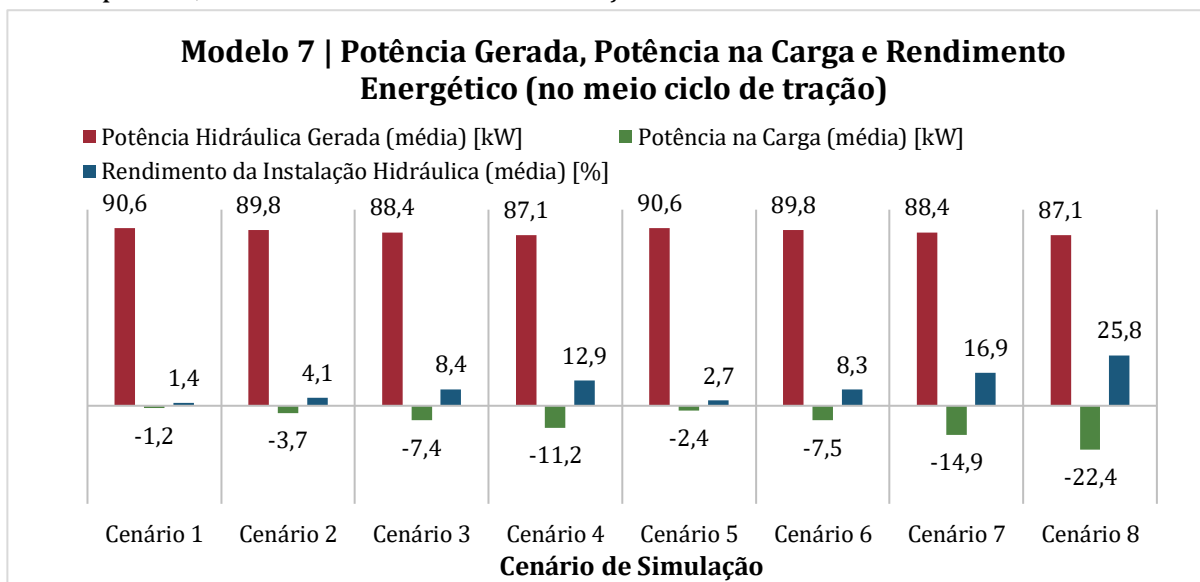


Figura 4.24 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 7 durante o movimento de tração

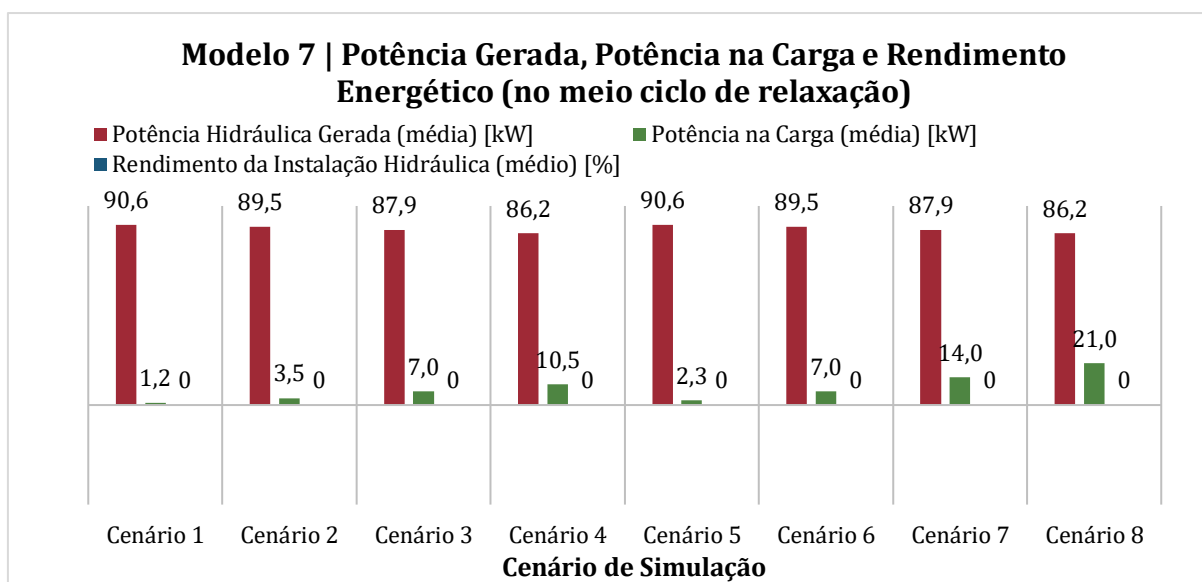


Figura 4.23 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 7 durante o movimento de relaxação

Modelo 8 de Sistema de Acionamento – Comando de ajuste contínuo da bomba

Após o comando discreto de caudal ter sido discutido nos modelos 3, 4, 5 e 6 de simulação, sob carga externa constante, é agora proposto um comando contínuo, pela adoção de uma bomba de 175cm³ de cilindrada variável, que passa a incorporar o módulo de geração de energia.

O módulo de geração de energia trabalha, assim, em fonte de caudal, sendo o controlo da velocidade, no recuo, realizado ao nível do comando da cilindrada da bomba, que vai continuar a ser acionada pelo motor de indução de 90kW, o que permite prescindir do controlo da velocidade através válvula direcional proporcional. A pressão disponível apenas terá de ser a suficiente para vencer a carga externa, pois a dispensa da válvula proporcional neste meio ciclo irá eliminar a necessidade de queda de pressão requerida para o estrangulamento de caudal. Teoricamente, a energia hidráulica gerada neste meio ciclo será na sua totalidade convertida em trabalho, na tração do provete. As Equações (4.4) e (4.5) evidenciam a definição das condições de alimentação no recuo.

$$p(t) = \frac{F(t)}{A_2} \quad (4.4)$$

$$Q(t) = v(t) \cdot A_2 \quad (4.5)$$

Na relaxação, pelo facto de a carga atuar como uma carga motora, a válvula proporcional continuará a ter a sua utilidade para fazer o controlo da velocidade e conferir capacidade permanente de frenagem ao atuador. À semelhança de modelos anteriores, o cilindro passará a ser controlado em *meter-out*, neste meio ciclo, por meio de uma válvula proporcional de comando secundário (Tabela 4.19). A fonte irá trabalhar como uma fonte de pressão, embora a uma pressão muito baixa e constante (Equação (4.6)), apenas a suficiente para acompanhar o movimento do atuador. Para além disto, durante o avanço o sistema irá funcionar em circuito regenerativo, sendo conduzido o caudal da câmara secundária do cilindro para a câmara principal, através da válvula proporcional (Equação (4.7)), o que irá aliviar a necessidade de caudal na fonte (Equação (4.8)), ou permitir uma velocidade de avanço muito superior ao máximo anteriormente alcançado.

$$p(t) = \text{constante} \quad (4.6)$$

$$Q_{VD}(t) = Q_2(t) \quad (4.7)$$

$$Q(t) = (\alpha - 1) \cdot Q_2(t) \quad (4.8)$$

A queda de pressão através da válvula proporcional é dada, neste modelo, pela Equação(4.9). A pressão da câmara principal do cilindro é igual à pressão efetiva disponível (Equação (4.10)). Combinando a Equação (3.42), referente ao equilíbrio de forças no cilindro, no avanço, com a Equação(4.9) e a Equação (4.10), obtém-se a Equação (4.11), que relaciona a variação da queda de pressão na válvula proporcional com a variação da carga externa. A Equação (4.12) destaca o comando da válvula necessário para compensar a variação da queda de pressão neste componente, para manter a velocidade de avanço constante.

$$\Delta p_{VD}(t) = p_2(t) - p_1(t) \quad (4.9)$$

$$p_1(t) = p(t) \quad (4.10)$$

$$\Delta p_{VD}(t) = (\alpha - 1) \cdot p(t) - \frac{F(t)}{A_2} \quad (4.11)$$

$$x(t) = \frac{Q_{VD}(t)}{Q_n} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_n}{\Delta p_{VD}(t)}} \quad (4.12)$$

Tabela 4.19 - Parâmetros da válvula direcional proporcional de comando secundário

VD02: Válvula Direcional Proporcional de Comando Secundário			
Caudal nominal	Q_n	230	l/min
Queda de pressão nominal	Δp_n	35	bar
Caudal máximo na válvula	Q_{VDmax}	400	l/min
Variação de pressão máxima na válvula	Δp_{VDmax}	200	bar
Área máxima de abertura da válvula	A_{VDmax}	60,40	mm ²
Curso máximo da válvula	h_{max}	1	mm
Coefficiente de descarga da válvula	C_d	0,7	n/a
Zona morta		0	%abertura máxima

Este modelo comporta uma alteração significativa aos componentes e à arquitetura do sistema de acionamento de referência e o seu esquema hidráulico pode ser analisado na Figura 4.25. Para uma melhor compreensão do seu funcionamento, na secção A.1 do Anexo A encontram-se os esquemas do modelo em diferentes fases do ensaio: início, meio ciclo de recuo, paragem em carga para inversão de movimento e meio ciclo de avanço.

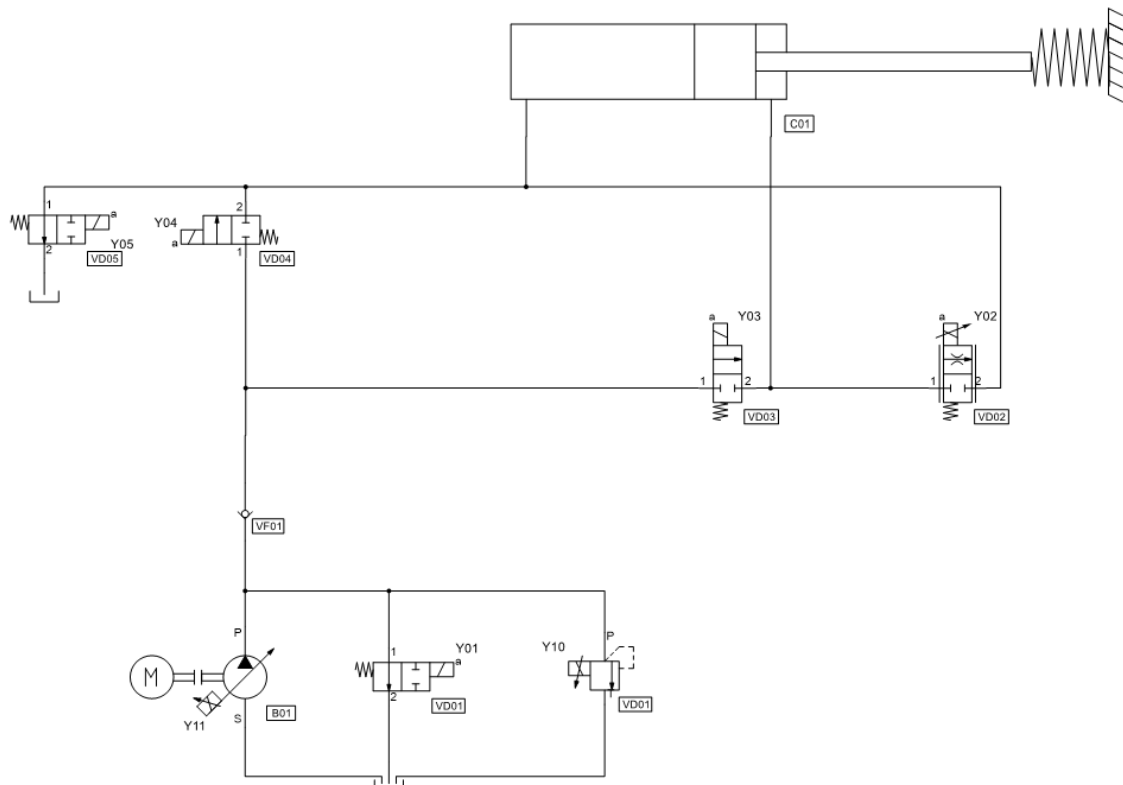


Figura 4.25 - Esquema hidráulico do modelo 8 de sistema de acionamento

Pelo facto de ser um modelo dinâmico e de, no recuo, a bomba estar a funcionar como fonte de caudal, sendo a pressão do sistema imposta pela carga, em cada instante, os valores de pressão efetiva de alimentação e de potência hidráulica gerada apresentados na Tabela 4.20 são valores médios. No caso do avanço, esses valores médios são iguais aos valores de pressão e potência hidráulica em cada instante, pois neste meio ciclo a bomba

trabalha em fonte de pressão, sendo a pressão do sistema definida na válvula limitadora de pressão e tendo um valor constante (para a qual se estipulou o valor de 10 bar).

De notar que a potência hidráulica gerada média foi, no recuo e nos diferentes cenários de simulação, praticamente a potência entregue à carga. No avanço o seu valor foi muito reduzido, o que tinha todo o sentido, pois consiste num meio ciclo em que o sistema é chamado a libertar a energia fornecida pela carga, tomando, para o caso mais exigente, o valor de 0,65kW que compara com os 86,26kW que eram gerados no 7º modelo e, para as condições de ensaio mais complacentes, o valor de 0,07kW, que comparam com os 90,55kW gerados no modelo anterior.

Tabela 4.20 - Condições de funcionamento do modelo 8 de sistema de acionamento

MODELO 8 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão efetiva disponível (média)	$p(t)$	36	10	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	21	4	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva (média)	$P_{hid}(t)$	1,22	0,07	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão efetiva disponível (média)	$p(t)$	67	10	bar
	Caudal gerado efetivo	$Q(t)$	185	39	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva (média)	$P_{hid}(t)$	20,77	0,65	kW

Os gráficos da Figura 4.26 e da Figura 4.27 reiteram o parágrafo anterior, pois tornam evidente que apesar do sistema ter uma potência instalada de 90kW, a sua capacidade de adaptar a potência hidráulica disponível, no movimento de recuo, através do comando da cilindrada da bomba, e no movimento de avanço, através de uma reduzida pressão de funcionamento da fonte (apenas 10bar) e de uma baixa necessidade de caudal (devido ao circuito regenerativo que viabiliza a recuperação do caudal fornecido ao sistema na tração), à necessidade de potência na carga, em cada momento, possibilitou a mitigação das perdas energéticas.

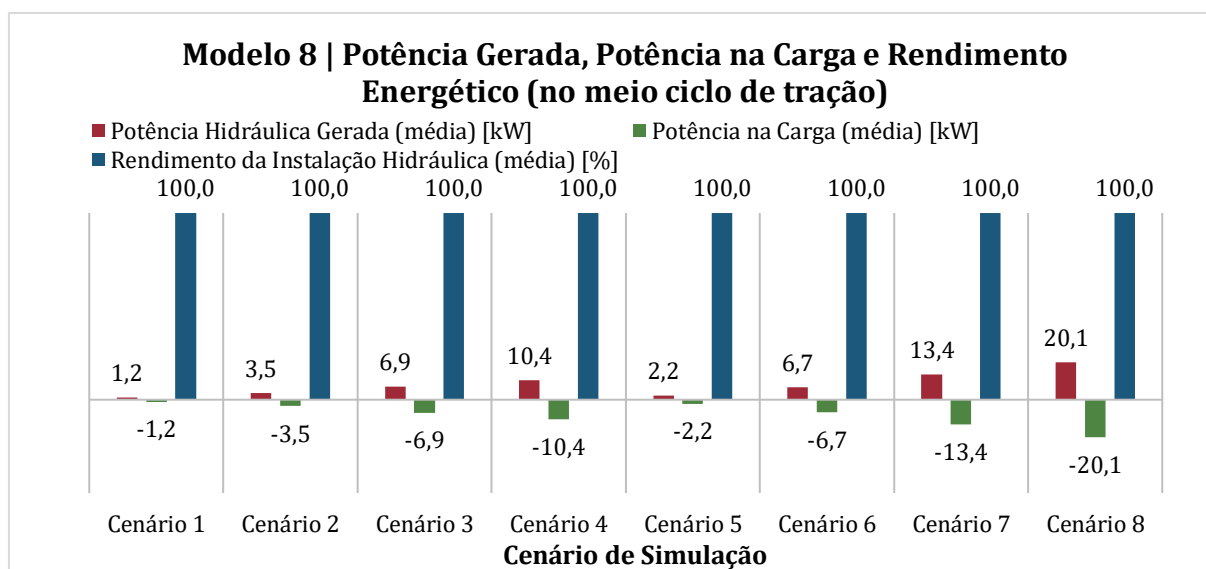


Figura 4.26 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 8 durante o movimento de tração

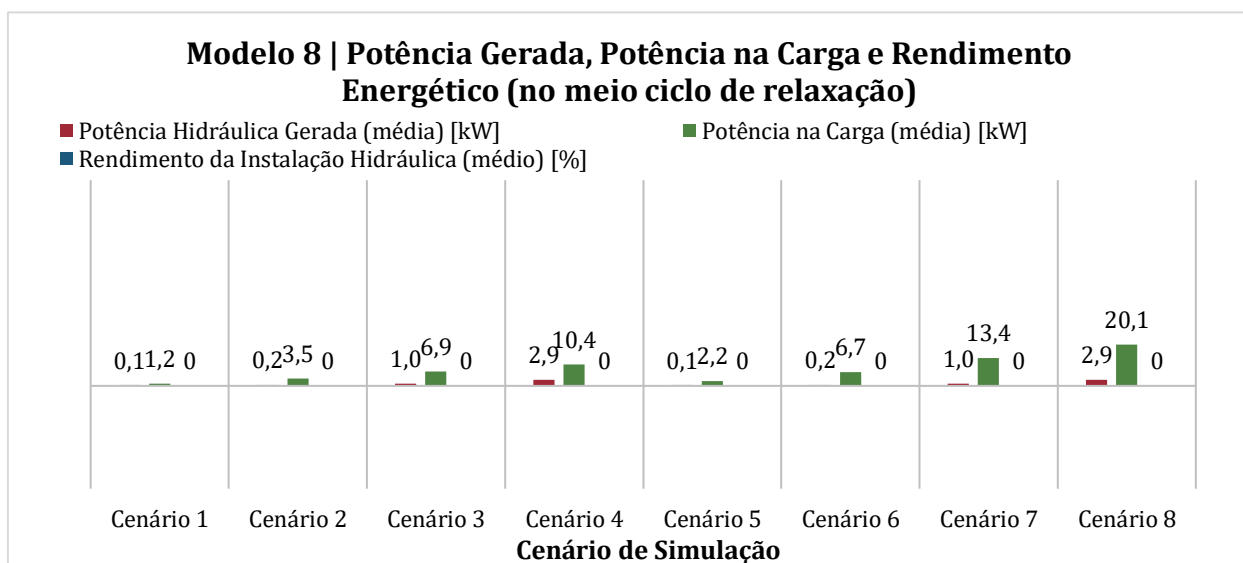


Figura 4.27 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 8 durante o movimento de relaxação

De notar que, como o modelo foi simulado sob condições ideais, durante o movimento de recuo, toda a potência hidráulica gerada é entregue à carga, o que se traduz num rendimento de 100% (embora se admita que na realidade o rendimento é ligeiramente inferior devido a caudais de fugas, às perdas energéticas de cada componente, entre outros).

Modelo 9 de Sistema de Acionamento

Apesar da clara otimização energética do modelo anterior, não se pode deixar de apontar os seguintes comentários:

- o ajuste contínuo do caudal gerado e o ajuste da pressão máxima implicam menores cargas no motor elétrico, o que aumenta a sua ineficiência;
- o uso de uma válvula proporcional somente para controlo da velocidade na relaxação parece uma utilização menos eficaz das suas capacidades.

Assim, o Modelo 9 aponta para uma outra arquitetura de sistema de acionamento (Figura 4.28) e que permite, da mesma forma, o uso de uma fonte de energia em fonte de caudal. O comando de caudal disponível é conseguido à custa da variação da velocidade do motor de indução e, consequentemente, da variação da velocidade de acionamento de uma bomba de 175cm³ de cilindrada fixa. Esta solução tem a vantagem de substituir a bomba de cilindrada variável, por uma de cilindrada fixa, sensivelmente mais barata, e a eliminação do controlo de velocidade por válvula proporcional, uma vez que a frenagem na relaxação será realizada através de uma válvula de contrapressão, ou de controlo de carga.

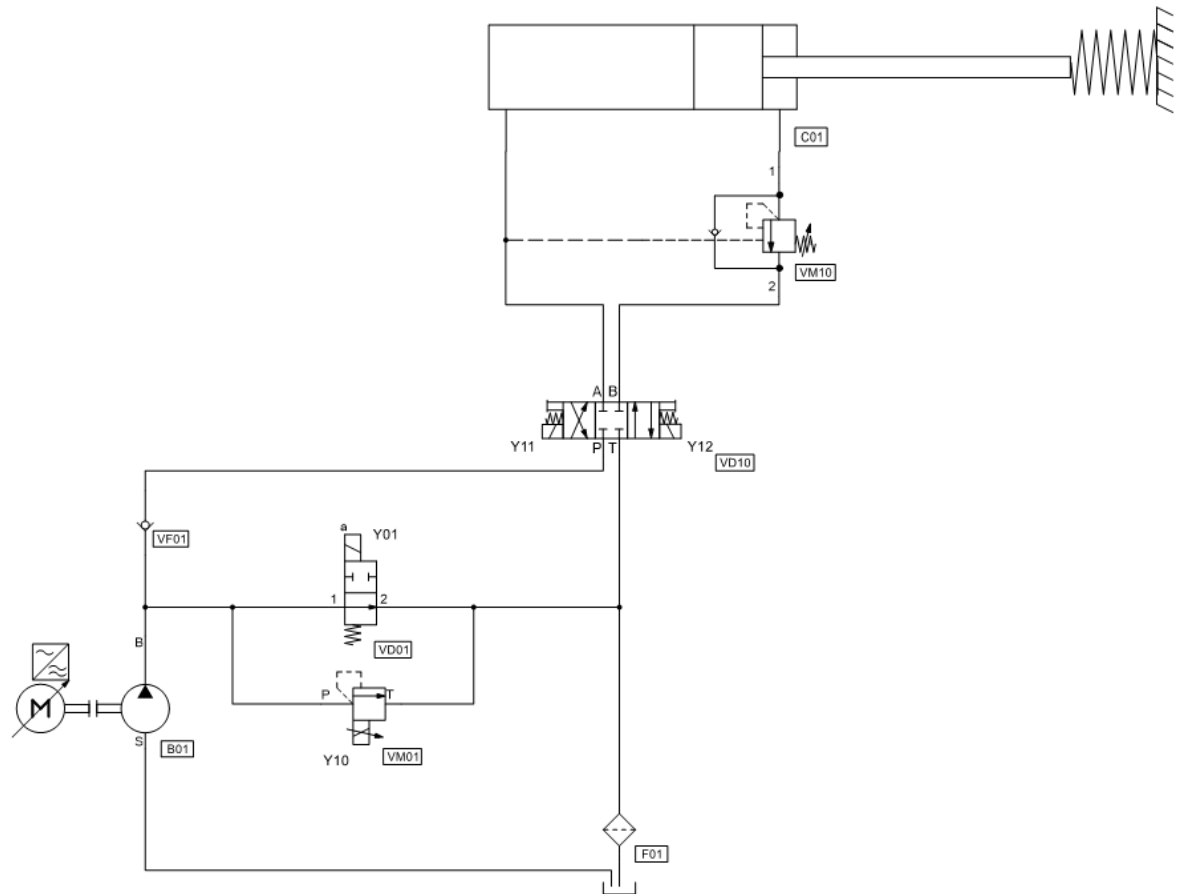


Figura 4.28 - Esquema hidráulico do modelo 9 de sistema de acionamento

Os motores de indução foram concebidos para funcionar na vizinhança das suas condições nominais, onde a sua eficiência e fator de potência são maximizados, e a velocidade constante. Analisando novamente a Equação (3.4), e tendo em conta que a velocidade de sincronismo está relacionada com a velocidade nominal pelo escorregamento (Equação (4.13)), s , pode-se chegar à Equação (4.14), onde é clarividente que a variação da velocidade do motor apenas é conseguida alterando o número de pares de polos, alterando o escorregamento ou alterando a frequência de alimentação.

$$s = \frac{\omega_s - \omega_n}{\omega_s} \quad (4.13)$$

$$\omega_n = \frac{f \cdot 60}{n} \cdot (1 - s) \quad (4.14)$$

A variação de velocidade à custa da variação do número de pares polos é obtida através de um enrolamento extra, cujo modo como é ligado, permite uma variação discreta da velocidade de sincronismo entre dois valores (14). É de notar que, apesar de com este método a variação da velocidade apenas ser possível de forma discreta, não deixa de ser uma solução interessante, pois permite evitar o prejuízo nos valores de binário elevado, face a menores velocidades de rotação.

A alteração do escorregamento do motor irá traduzir-se na obtenção de várias curvas de binário-velocidade, que “deslizam” ao longo do eixo das abcissas da curva, mantendo a velocidade de sincronismo: um mesmo binário será obtido para diferentes valores de velocidade de rotação. Existem duas alternativas à implementação deste método: variação da resistência rotórica – apenas possível de implementar em motores de rotor bobinado, permite o deslocamento do binário máximo e, conseqüentemente, a variação

da velocidade, mas é um método pouco eficiente e com reduzida gama de velocidades – e/ou variação da tensão de alimentação – a redução da tensão de alimentação irá diminuir o valor de binário máximo da curva de binário-velocidade, conduzindo a uma curva mais achatada; tal como o método anterior, também tem associado uma reduzida faixa de velocidades e elevadas perdas energéticas (14).

Finalmente, existe ainda a variação da velocidade por variação de frequência de alimentação. Por observação da Equação (4.14) verifica-se que este método se baseia na relação de proporcionalidade que existe entre as duas, pelo que alterando a frequência de onda da tensão estatórica, é possível obter diferentes curvas de binário-velocidade, paralelas umas às outras e, consequentemente, controlar a velocidade à saída do veio do motor. É de notar a grande versatilidade deste método, que permite uma variação contínua e o controlo preciso numa ampla gama de velocidades, sem perdas assinaláveis na eficiência do motor (14).

Os variadores de frequência recebem a tensão da rede elétrica, de amplitude e frequência constantes, e transformam-na, sendo obtidos valores variáveis de tensão e de frequência, que se vão refletir na alteração da velocidade do campo magnético girante (do estator) e, consequentemente, na velocidade do campo induzido no rotor (24).

Como mostra a Equação(4.15), o fluxo do campo girante e, consequentemente, o binário disponibilizado pelo motor (Equação (4.16)), vão-se manter constantes, com a variação da tensão de alimentação proporcionalmente à variação da frequência que se pretende obter à entrada do motor. Esta relação linear, vai-se estabelecer até à frequência base do motor (Figura 4.29-(a)), acima da qual a tensão iguala a tensão nominal, independentemente do aumento de frequência. A partir desse ponto, o binário deixa de ser constante e um aumento da frequência traduz-se em perda de binário, fruto do enfraquecimento do fluxo magnético (Figura 4.29-(b)). A potência útil do motor irá acompanhar, linearmente, a variação da frequência, até à frequência base, a partir da qual se vai manter constante e igual à potência nominal (24).

$$\Phi_m(t) = C_2 \cdot \frac{U_e(t)}{f_e(t)} \quad (4.15)$$

$$T(t) = C_1 \cdot \Phi_m(t) \cdot I_r(t) \quad (4.16)$$

onde,

$\Phi_m(t)$ é o fluxo magnético

$U_e(t)$ é a tensão de alimentação no estator

$f_e(t)$ é a frequência de alimentação do estator

$T(t)$ é o binário mecânico no veio do motor

$I_r(t)$ é a corrente no rotor e que é requerida pela carga

C_1 e C_2 são constantes que dependem do material e do projeto

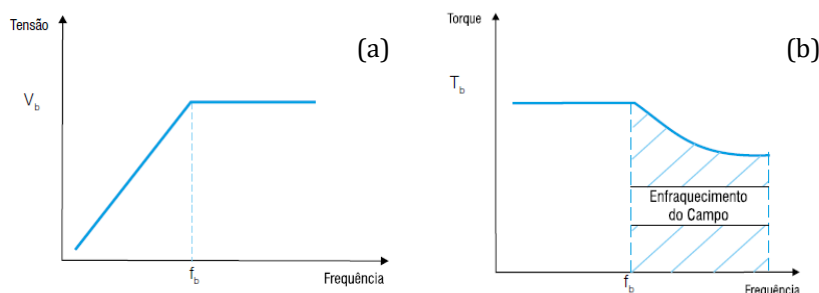


Figura 4.29 – (a) Variação da tensão de alimentação e (b) variação do binário do motor com a variação da frequência de alimentação, pelo variador de frequência (24)

Na Figura 4.31 é observado o paralelismo entre as curvas de binário-velocidade do motor obtidas para diferentes valores de frequência de alimentação. A tensão de alimentação acompanha, de forma proporcional, a variação da frequência, pelo que o binário se mantém constante para diferentes valores de velocidade. Apesar disto, é visível um decaimento do binário com a diminuição da frequência de alimentação e que se deve à queda de tensão nos enrolamentos no estator ser muito superior à impedância de magnetização, o que leva a um enfraquecimento do fluxo magnético (14).

Um dos métodos utilizados para ultrapassar esta situação é manter a tensão constante com a variação da frequência, para obter valores baixos de velocidades de acionamento. Desta forma, a corrente acompanha o aumento da frequência, o que permite que o binário seja semelhante ao binário nominal à frequência base. Pode-se ver o resultado da aplicação desta estratégia na Figura 4.30. É de salientar, no entanto, que o aumento da corrente a baixas rotações, com tensão de alimentação constante, vai aumentar o efeito das perdas no motor por efeito de Joule, não sendo adequada para funcionamentos prolongados, pois pode culminar na queima dos enrolamentos do motor (14). No caso deste modelo, os tempos de permanência de funcionamento a baixas velocidades, com maior requisito de binário, equivalem apenas a um meio ciclo, o meio ciclo de tração, com uma duração de cerca de 2,5 min, pelo que esta questão pode não ser limitativa.

O binário requerido para o acionamento da bomba, que é o binário à saída do veio do motor, depende da cilindrada e da pressão de alimentação que é imposta pela carga. A variação da velocidade de acionamento, varia o caudal gerado mas, sendo a bomba de cilindrada fixa, o binário máximo requerido não vai variar.

Na Figura 4.31 fica patente que a relação entre o binário máximo disponível e o binário máximo requerido – representado no formato de uma faixa, constituída por várias retas horizontais, paralelas ao eixo das abcissas, alusivas a diferentes valores de binário máximo requerido, que interseitam as curvas de binário-velocidade, em diferentes pontos de funcionamento do motor, com diferentes velocidades de funcionamento - tem uma gama de velocidades onde existe compatibilidade e uma outra onde a compatibilidade pode não existir.

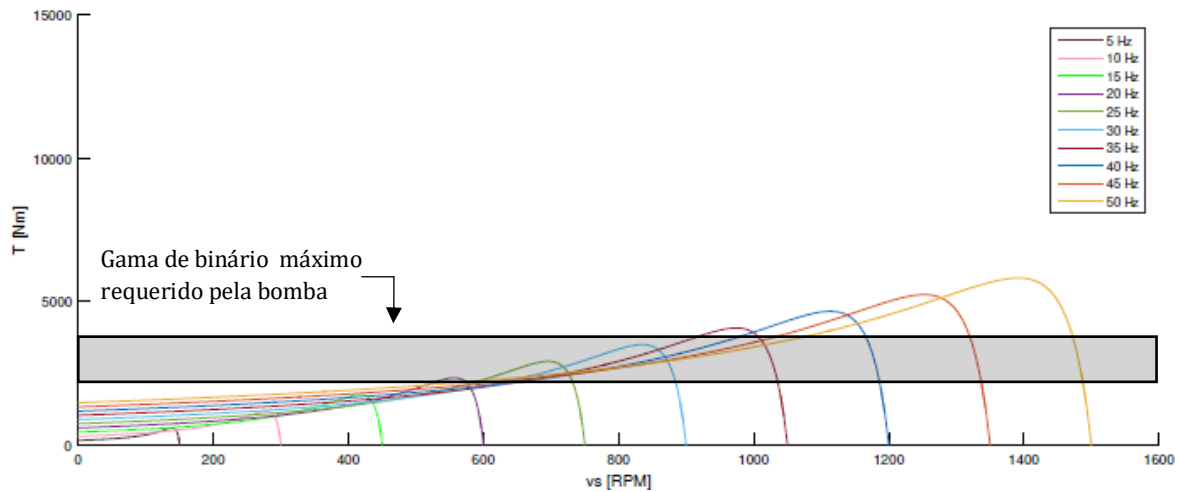


Figura 4.31 - Paralelismo das curvas de binário-velocidade de um motor de indução, pela alteração da frequência de alimentação e mantendo a corrente de alimentação (14)

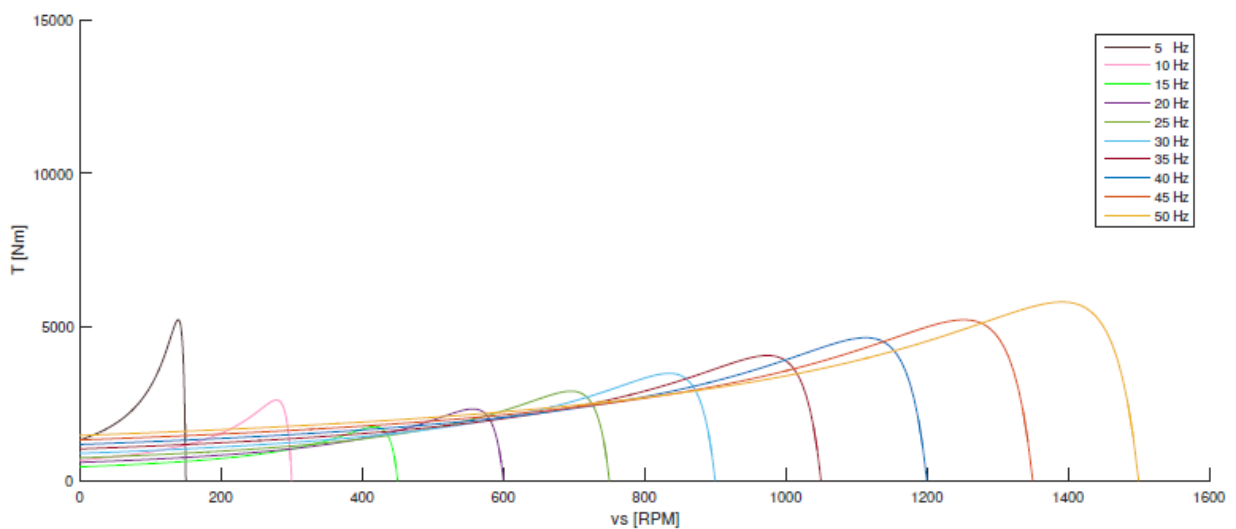


Figura 4.30 - Paralelismo das curvas de binário-velocidade de um motor de indução, pela alteração da frequência de alimentação. A tensão é constante até 15Hz, variando a partir daí com a frequência (14)

Para além dos parâmetros já definidos para o motor de indução de 90kW na secção 4.1, vai-se acrescentar a tensão, a corrente e a frequência nominais (Tabela 4.21).

Tabela 4.21 - Condições nominais de alimentação do motor de indução de 90kW

Condições Nominais de Alimentação do Motor de Indução			
Tensão nominal	U_n	400 (Δ)	V
Corrente nominal	I_n	157	A
Frequência nominal (ou frequência base)	f_n	50	Hz

Apesar de se ter consultado o fabricante para perceber qual o variador de frequência que mais se adequava ao motor de indução e de se verificar que a sua eficiência era da ordem dos 99%, foi considerado um variador de frequência ideal. Assim, estabeleceu-se que a relação entre uma nova frequência e a frequência base é a mesma que a relação da nova velocidade nominal à nova frequência e a velocidade nominal à frequência base, e a mesma que a nova potência nominal e a potência nominal à frequência base. Pode-se

assim redefinir as condições nominais do motor para diferentes valores de frequência de alimentação.

Um outro componente adicionado a este modelo foi a válvula de contrapressão, ou de controlo de carga, responsável pela frenagem do movimento de avanço do cilindro, que está sob a ação de uma carga motora, e que sem este componente seria impelido a mover-se mais rapidamente que a capacidade de fornecimento de caudal da bomba, num movimento descontrolado e suscetível de provocar cavitação na câmara principal ou um acidente. A válvula é colocada na linha de retorno do cilindro, fazendo-se os seguintes comentários ao seu funcionamento:

- A pilotagem interna, p_{int} , é influenciada pela pressão na linha de saída do cilindro e permite que o movimento de avanço seja suave, através da abertura gradual da válvula (31);
- A pilotagem externa, p_{pil} , permite reajuste automático do valor de pressão de abertura da válvula, à variação do valor de uma pressão externa. Esta pilotagem é sensível à pressão na linha de alimentação do cilindro e não à pressão na linha de retorno (31);
- A pilotagem externa, por estar ligada ao circuito de alimentação do cilindro, traz a vantagem de diminuir o requisito de contrapressão, quando até é desnecessária, o que é um fator de poupança energética (31);
- Uma relação de áreas diferente entre o orifício de pilotagem externa e o orifício 1 da válvula, r_{pil} , permite para a mesma pressão, multiplicar a ponderação da pilotagem externa, reduzindo a necessidade de energia para abrir a válvula (31);
- A condução de caudal através da válvula, para o reservatório, é conseguida à custa da combinação da pilotagem interna com a pilotagem externa, cuja ação conjunta deverá vencer a pressão de abertura da válvula, $p_{VC_{aberr}}$. Com o aumento da pressão de pilotagem, o êmbolo obturador da válvula será ainda mais pressionado contra a mola, até que seja atingido o valor de abertura máxima, $h_{VC_{max}}$, quando a válvula se encontra totalmente aberta (31);
- Mesmo após a válvula abrir, a sensibilidade da pilotagem externa à queda de pressão na câmara principal do cilindro vai evitar um avanço descontrolado. Com a redução da pressão na câmara principal, reduz também a pressão de pilotagem externa, o que resulta numa menor abertura da válvula. Este balanceamento permite que o avanço do cilindro seja gradual e controlado (31);
- No recuo, o fluido passa através do *bypass* da válvula de assento axial (31);
- Define-se ainda, na linha de retorno desta válvula, uma pressão de contrapressão, p_{cont} , cujo orifício de atuação tem uma área superior à área do orifício 1 da válvula r_{cont} vezes, e que no caso deste modelo será aproximadamente igual à pressão do reservatório. Isso acontece porque a seguir à válvula de contrapressão, apenas está uma válvula direcional do tipo *on/off*, que não cria queda de pressão aquando da passagem de caudal (31).

Na Tabela 4.22 são apresentados os parâmetros da válvula de contrapressão, que na verdade é uma válvula de controlo de carga variável, e da válvula direcional convencional utilizada.

Tabela 4.22 – Módulo de controlo e transmissão de energia do modelo 9 de sistema de acionamento

MÓDULO DE CONTROLO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA			
VM10: Válvula de Contrapressão com Pilotagem Interna e Externa			
Pressão de abertura da válvula de contrapressão	$p_{VC\,aber}$	200	bar
Relação entre as áreas de abertura dos orifícios de pilotagem externa e de alimentação	r_{pil}	4	n/a
Relação entre as áreas de abertura dos orifícios de contrapressão da válvula e de alimentação	r_{cont}	5	n/a
Área de abertura máxima da válvula	$A_{VC\,max}$	60,4	mm ²
Abertura máxima da válvula	$h_{VC\,max}$	1	mm
Área máxima da válvula de retenção	$A_{VR\,max}$	0,05	mm ²
Variação da pressão da mola com o deslocamento	c_p	1000	MPa/m
VD10: Válvula Direcional do tipo <i>on/off</i>			
Área de abertura máxima da válvula	$A_{OF\,max}$	242	mm ²
Curso máximo da válvula	$h_{OF\,max}$	1	mm

A relação entre as pressões de pilotagem interna e externa e a pressão de abertura da válvula vem dada pela Equação (4.17).

$$p_{VC\,aber} + c_p \cdot h_{VC}(t) = p_{pil}(t) \cdot r_{pil} + p_{int}(t) - p_{cont}(t) \cdot r_{cont} \quad (4.17)$$

onde,

c_p , é a variação de pressão da mola com o deslocamento do obturador da válvula

$h_{VC}(t)$, é a abertura da válvula de contrapressão, que se vai traduzir em deslocamento do obturador da válvula

Através da Equação (3.42), relativa ao equilíbrio de forças no atuador no avanço, chega-se à Equação (4.18) (já tendo em consideração o sentido de atuação da carga externa). Como a válvula *on/off* não provoca queda de pressão quando é atravessada por caudal, chega-se à Equação (4.19).

$$p_2(t) = p_1(t) \cdot \alpha + \frac{F(t)}{A_2} \quad (4.18)$$

$$p_1(t) = p(t) \quad (4.19)$$

Para além disto, analisando o esquema hidráulico pode-se concluir que a pressão de pilotagem externa da válvula vai igualar a pressão de alimentação e que a pressão da pilotagem interna vai igualar a pressão na câmara secundária do cilindro. Assim, a Equação (4.17) vem como a Equação (4.20), não esquecendo que a pressão de contrapressão será aproximadamente nula.

$$p_{VC\,aber} + c_p \cdot h_{VC}(t) = p_1(t) \cdot r_{pil} + p_1(t) \cdot \alpha + \frac{F(t)}{A_2} \quad (4.20)$$

Resolvendo em ordem a $p_1(t)$ e substituindo essa variável pela Equação (4.19), obtém-se a pressão de alimentação do modelo durante o avanço (Equação (4.21)). A Equação (4.22) indica o caudal de alimentação durante este meio ciclo.

$$p(t) = \frac{1}{(r_{pil} + \alpha)} \cdot \left(p_{VC\,aber} + c_p \cdot h_{VC}(t) - \frac{F(t)}{A_2} \right) \quad (4.21)$$

$$Q(t) = v(t) \cdot A_1 \quad (4.22)$$

No recuo, a pressão de alimentação será unicamente definida pela pressão da carga externa, uma vez que nesse meio ciclo nenhum componente gera um diferencial de pressão (Equação(4.4)). O caudal de alimentação no recuo vem dado pela Equação (4.5).

Na Tabela 4.23, estão apresentadas as condições de alimentação do modelo 9. É de notar que face ao modelo 8, a potência hidráulica gerada foi ligeiramente maior no meio ciclo de recuo. Isto poderá dever-se à forma como os dois modelos foram simulados: o modelo 8 foi simulado no *Excel*, pelo que tem as condições ideais, o modelo 9 foi simulado com recurso ao *Matlab*, que considera caudais de fugas (ainda que mínimos) e valores de contrapressão nos componentes. Este tópico da implementação dos modelos para simulação será discutido no próximo capítulo.

As diferenças significativas são ao nível do meio ciclo de avanço, pois a potência hidráulica gerada no modelo 9 foi quase 20 vezes superior à do modelo 8, apesar de que não deixam de ser valores de potência muito inferiores relativamente às do modelo 7 inicial. Esta diferença é justificada com o circuito regenerativo que reduz a necessidade de caudal da bomba no avanço no modelo 8. Também a pressão de alimentação no avanço é superior no modelo 9. Talvez utilizando uma relação de áreas maior entre o orifício de pilotagem externa e o orifício 1 da válvula de contrapressão esta pressão seria menor.

Tabela 4.23 - Condições de funcionamento do modelo 9 de sistema de acionamento

MODELO 9 DE SISTEMA DE ACIONAMENTO					
Condições Gerais de Funcionamento					
Meio Ciclo			Recuo	Avanço	
Cenário de Simulação 1	Pressão efetiva disponível (média)	p(t)	36	32	bar
	Caudal gerado efetivo	Q(t)	21	25	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva (média)	P _{hid} (t)	1,26	1,33	kW
Cenário de Simulação 8	Pressão efetiva disponível (média)	p(t)	78	29	bar
	Caudal gerado efetivo	Q(t)	188	226	l/min
	Potência hidráulica gerada efetiva (média)	P _{hid} (t)	24,40	11,06	kW

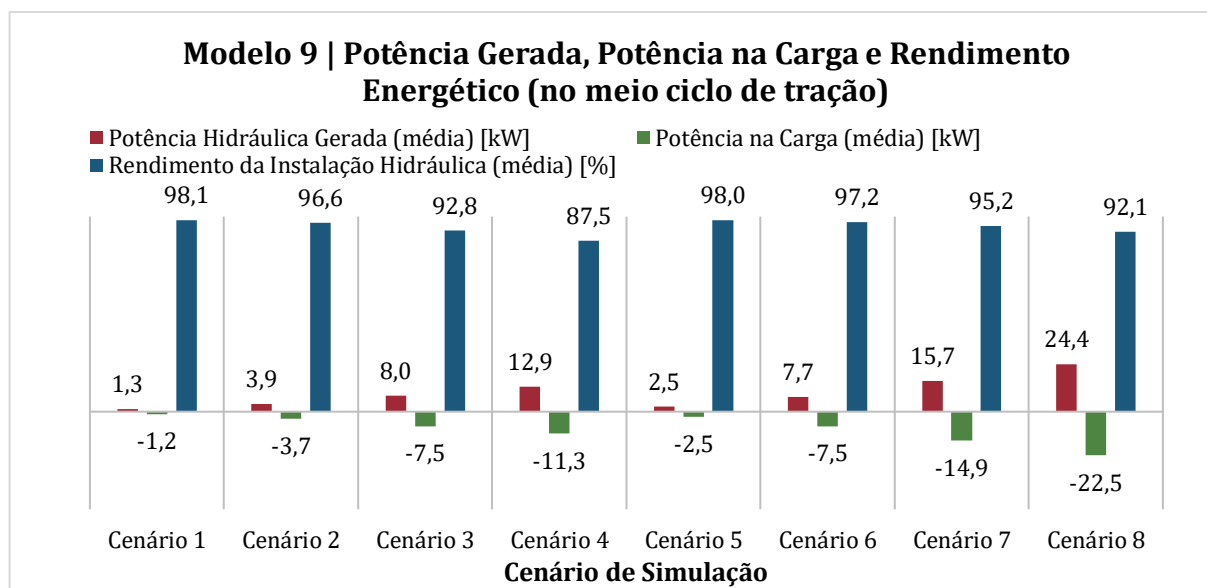


Figura 4.33 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 9 durante o movimento de tração

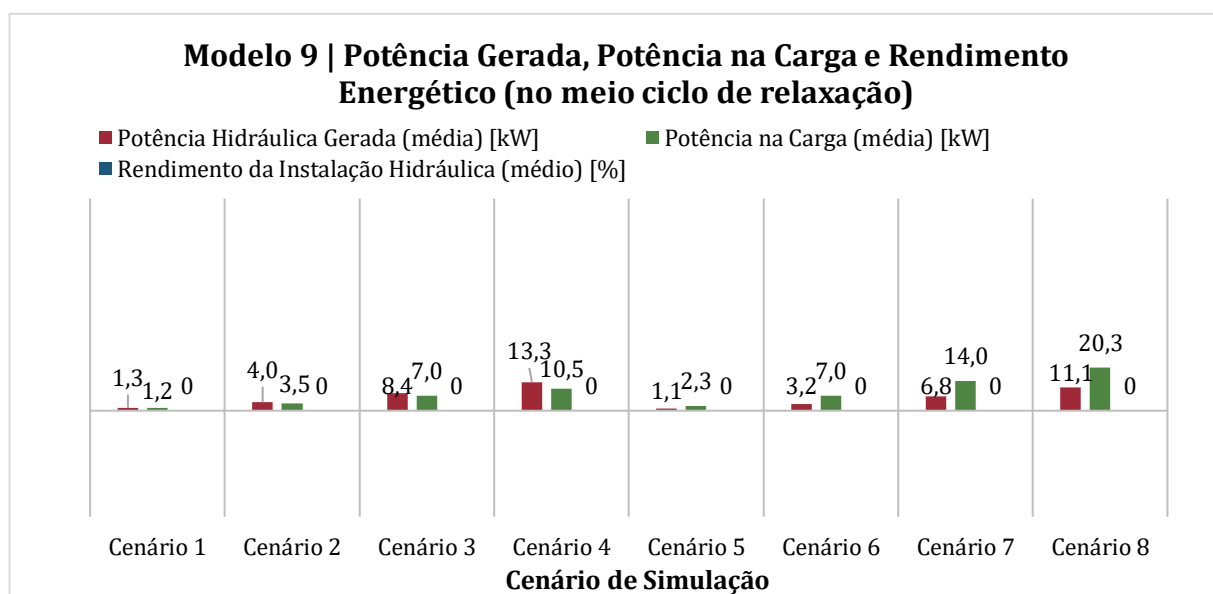


Figura 4.32 - Potência hidráulica gerada, potência na carga e rendimento do modelo 9 durante o movimento de relaxação

Modelo 10 de Sistema de Acionamento – Recuperação de energia

O modelo 10 (Figura 4.34) surge como uma solução que se propõe ir um pouco mais além no campo da poupança energética, assentando nas seguintes premissas:

- A mais importante e que demarca este modelo dos restantes é o aproveitamento da energia devolvida pelo provete no meio ciclo de relaxação. No modelo 8, apesar do circuito regenerativo permitir a recuperação de caudal, esse caudal seria recuperado a baixa pressão. Neste caso pretende-se que essa recuperação seja feita a elevada pressão, ainda que de forma parcial, pois o provete nunca devolve a totalidade da energia que absorveu na tração e vai ter de ser despendida energia para controlo do movimento;
- Este aproveitamento de energia vai ter expressão no meio ciclo de tração, com o alívio da energia requerida à fonte, para o sistema produzir o mesmo trabalho;

- Vai também ter impacto no sistema de arrefecimento do modelo, pois vai diminuir a necessidade de libertação de energia e, por isso, diminuir as perdas por calor.

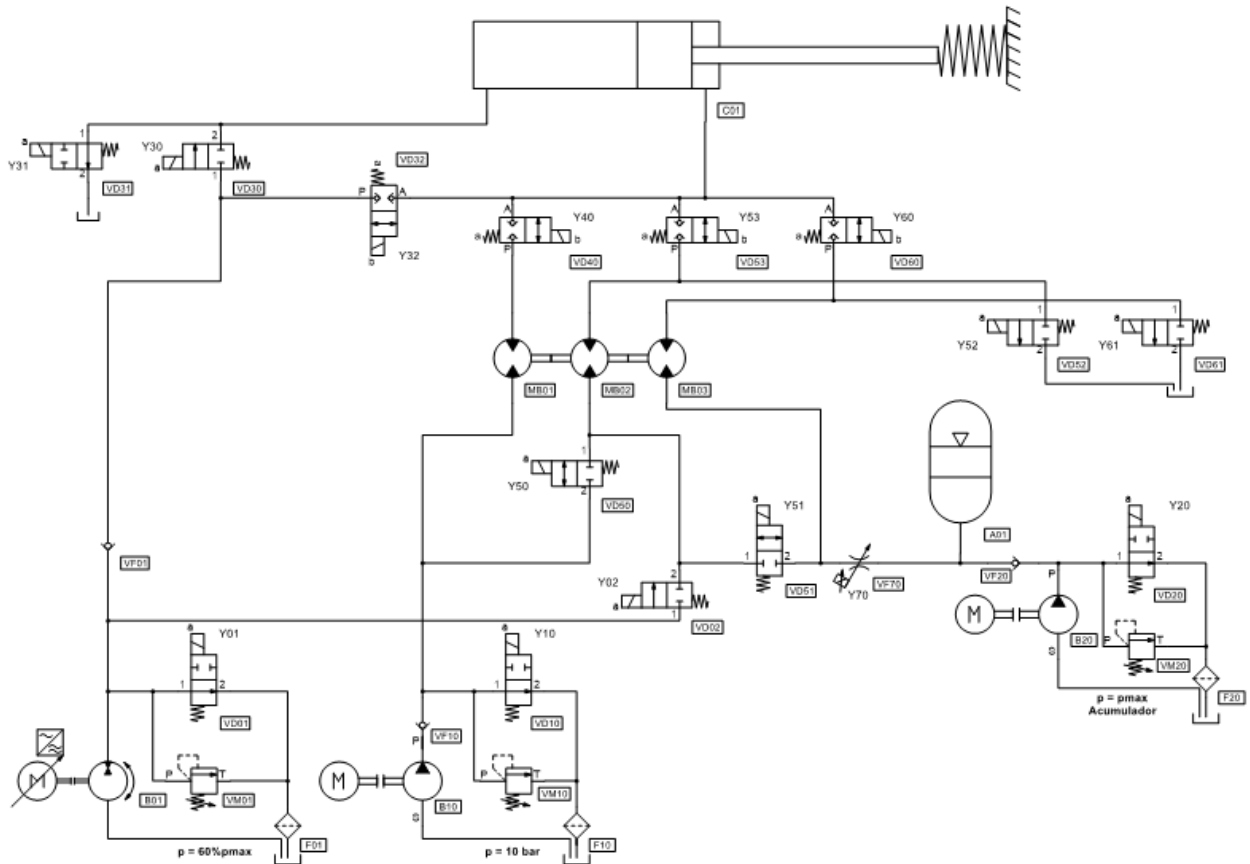


Figura 4.34 - Esquema hidráulico do modelo 10 de sistema de acionamento

No início do meio ciclo de tração, o acumulador encontra-se na sua capacidade e pressão máximas e fechado. A câmara secundária do cilindro é alimentada pela bomba B01, de cilindrada fixa e velocidade de acionamento variável (por acoplamento de um variador de frequência ao motor de indução), funcionando em fonte de caudal. O controlo de velocidade será realizado ao nível desta unidade, o que dispensa o uso de válvulas estranguladoras de caudal. A bomba está dimensionada para alimentar o sistema com o caudal máximo exigido em simulação pela câmara principal do cilindro e para trabalhar até uma pressão que é 60% da pressão máxima disponível no modelo de referência. Os restantes grupos de bombas estão em descarga. Esta fase termina quando a pressão do sistema imposta pela carga e, inicialmente, baixa, atinge a pressão máxima disponível neste grupo energético.

Na 2ª fase da tração, a bomba B01 deixa de alimentar a câmara secundária do cilindro e passa a alimentar a motobomba MB01, da unidade de conversores hidráulicos, que está a funcionar como bomba. A motobomba MB02 trabalha nesta fase como bomba, alimentando a câmara secundária do cilindro, e é alimentada pela bomba B10, uma bomba de cilindrada fixa, que trabalha em fonte de pressão, a uma pressão reduzida de 10bar, e que tem capacidade para fornecer até 60% do caudal máximo fornecido pela bomba B01. A motobomba MB30 funciona como motor e é alimentada pelo acumulador e pela bomba B20, que funciona em fonte de pressão, à pressão estabelecida pelo acumulador. Aqui o estrangulamento de caudal e controlo de velocidade é realizado pela válvula proporcional F70.

As motobombas da unidade de conversores têm a mesma cilindrada (Equação (4.23)) e rodam com a mesma velocidade (Equação (4.24)), pelo que o caudal que conduzem é igual (Equação (4.25)). Por outro lado, a potência de cada conversor é igual, apenas sendo caracterizada como absorvida ou gerada caso funcionem como bomba ou motor, respetivamente (Equação (4.26)). Analisando a Equação (4.27), torna-se claro que esta unidade faz quase uma multiplicação de pressão, sendo a pressão de alimentação do cilindro de valor igual à pressão $p_{B20}(t)$, que é a pressão de alimentação da bomba B02.

$$C_{MB01}(t) = C_{MB02}(t) = C_{MB03}(t) \quad (4.23)$$

$$\omega_{MB01}(t) = \omega_{MB02}(t) = \omega_{MB03}(t) \quad (4.24)$$

$$Q_{MB01}(t) = Q_{MB02}(t) = Q_{MB03}(t) \quad (4.25)$$

$$\Delta p_{MB03}(t) \cdot Q_{MB03}(t) = \Delta p_{MB02}(t) \cdot Q_{MB02}(t) + \Delta p_{MB01}(t) \cdot Q_{MB01}(t) \quad (4.26)$$

$$p_{B20}(t) = 2 \cdot \frac{F(t)}{A_2} - p_{B10}(t) - p_{B01}(t) \quad (4.27)$$

Na 3ª fase da tração, quando a carga se aproxima da carga máxima, a configuração da 2ª fase é mantida, à exceção do conversor MB02, que passa a trabalhar como motor, para aumentar a capacidade de pressão disponível no sistema. O conversor MB01 funciona sempre como bomba durante a tração.

A 1ª fase da relaxação inicia-se com o atuador totalmente recuado e a força da carga máxima, pelo que o objetivo aqui é tentar recuperar a maior parcela da energia devolvida pelo provete possível. Essa recuperação é feita conduzindo caudal através dos conversores MB02 e MB03 para o acumulador, estando estes a funcionar como bombas. O acumulador será também alimentado pela bomba B20, que funciona como fonte de pressão (à pressão máxima do acumulador), mas com baixa capacidade de caudal. O conversor MB01 funciona como motor nesta fase. É de notar que, para controlo de velocidade de avanço é inevitável perdas energéticas ao nível do estrangulador FV70. A câmara principal do cilindro vai ser alimentada pela bomba B01, a baixa pressão.

Quando a pressão do fluido não for suficiente para continuar a encher o acumulador, então terá lugar a fase 2 da relaxação, na qual o conversor MB02 passa a funcionar como motor, sendo o conversor MB03 o único ainda a funcionar como bomba. Nesta fase a câmara principal do cilindro continua a ser alimentada pela bomba B01.

A 3ª fase ocorre quando a pressão gerada pela carga externa, multiplicada na unidade de conversores, não é suficiente para encher o acumulador. Este enchimento é terminado pela bomba B20 e a válvula F70 é fechada. O restante caudal da câmara secundária é reconduzido pela válvula VD32 para a câmara principal, estabelecendo-se um circuito regenerativo.

O funcionamento descrito foi representado através de vários esquemas hidráulicos, alusivos às fases aqui mencionada, com as linhas de alimentação, de retorno e inativas sinalizadas e os componentes, necessários, atuados, na secção A.2 do Anexo A.

Finalmente, deve-se assinalar o papel preponderante da unidade de conversores para multiplicar pressão e do acumulador para armazenar a energia recuperada na relaxação.

Os acumuladores nos circuitos hidráulicos podem ser comparados às baterias dos circuitos elétricos, com a vantagem de terem um rendimento de quase 100%. O armazenamento e libertação de energia é realizado à custa da compressão ou relaxação

de um gás que se encontra no seu interior. A libertação do fluido que foi, previamente, armazenado no seu interior, é feita à custa de um diferencial de pressão, devendo a pressão do circuito ser inferior à do interior deste componente. Da mesma forma, o armazenamento de fluido ocorre quando a pressão do circuito vence a pressão no acumulador. A gama de pressões do acumulador foi estipulada de forma que a sua pressão mínima de abertura seja superior à pressão mínima da carga, mas inferior à sua pressão máxima; a pressão máxima do acumulador é superior à pressão máxima da carga, pelo que o fim do seu enchimento é assegurado pela bomba B20, cuja pressão máxima é a do acumulador. Para este sistema optou-se por um acumulador de êmbolo, que são acumuladores caracterizados por serem de maior porte e mais fiáveis, comparativamente com os acumuladores de bexiga ou de diafragma, o que compensa a sua falta de dinâmica (inércia e fricção), que não é uma característica preponderante neste modelo.

É de notar que esta é uma solução muito flexível e que pode adotar outra rotina de funcionamento. A forma de funcionamento proposta acima foi pensada para o cenário de ensaio mais exigente. Devido a esta flexibilidade e toda a complexidade associada à sua implementação (sincronização de comando entre os vários solenóides, necessidade de um rigoroso sistema de sensorização e monitorização, definição de rotinas de funcionamento, entre outros), este modelo foi o único que não foi alvo de simulação, mas que dado o seu potencial, não se pode deixar de descrever e discutir nesta secção.

4.4 Principais Conclusões

Nos modelos de sistemas de acionamento iniciais, foi adotado um perfil de carga externa constante, o que simplificou a problemática em estudo, focando as atenções nos fatores que influenciam a eficiência energética dos modelos.

Observou-se uma migração do modo de funcionamento da unidade de geração de energia, que coincidiu com um melhor ajuste da potência hidráulica gerada aos cenários de simulação.

Partiu-se de um modelo de referência cujo grupo energético funcionava em fonte de pressão, ao caudal e pressão máximos, pelo que não dispunha de capacidade de adaptação da potência hidráulica disponibilizada à necessidade de potência requerida pela carga, sendo esta potência disponível igual à potência instalada, o que se traduziu em elevadas perdas energéticas. A fonte de energia de referência, foi, depois, substituída, nos modelos 3, 4, 5 e 6 por três fontes mais pequenas, discretamente comandáveis, mas com a mesma capacidade de potência instalada, o que se refletiu num menor desperdício de energia.

Com o processo evolutivo de otimização dos vários modelos, foi adquirida a sensibilidade necessária para definir e analisar modelos de sistemas sob força de ensaio linearmente variável, um perfil mais próximo da condição de ensaio real. Nesse sentido, o modelo de referência foi simulado sob este perfil de força, à custa da alteração do comando da válvula direcional, que passou a ser variável, de forma a recolher uma base de resultados para comparações futuras.

Os modelos seguintes, trocaram a unidade de geração de energia deste modelo, que funcionava em fonte de pressão, por uma unidade que funciona em fonte de caudal. Os dois métodos utilizados para obter este tipo de funcionamento foi, no modelo 8, o recurso a uma bomba de cilindrada variável acionada por um motor de velocidade constante e, no modelo 9, o comando de caudal de uma bomba de cilindrada fixa, através de um variador de frequência que fazia variar a velocidade à saída do motor de indução. O funcionamento em fonte de caudal foi a alteração que mais impacto teve na diminuição dos consumos energéticos.

É importante lembrar que um modelo otimizado deve refletir cuidados não só ao nível hidráulico, mas também elétrico. Neste sentido, é de assinalar o modelo 9, que através do uso do variador de frequência (que varia eficazmente a velocidade do motor, num espectro contínuo e amplo, mantendo o fluxo nominal no entreferro, e por isso, o binário constante para diferentes velocidades, à custa de menor degradação do rendimento do motor), permite ajustar o ponto de funcionamento do motor às necessidades do sistema hidráulico.

Finalmente, discutiu-se o modelo 10, que não foi simulado, mas cujo potencial de otimização é evidente, pelo mecanismo de recuperação e armazenamento de energia que tem e pela unidade de conversores hidráulicos que permite fazer multiplicação de pressão.

Capítulo 5 | Implementação dos Modelos para Simulação

As simulações dos modelos de sistemas de acionamento descritos no capítulo anterior foram materializadas a dois tempos, com recurso a duas aplicações de *software*. Como primeira ferramenta, utilizou-se a aplicação *Excel* para simular modelos, sob condições estáticas de funcionamento, e depois a ferramenta *Simscape™* do *MATLAB Simulink®*, para caracterização do funcionamento de modelos sob condições dinâmicas.

Após a definição dos parâmetros dos componentes dos modelos e das equações que descrevem as suas interações, a utilização do *Excel* revelou-se ser uma forma intuitiva para a sua implementação, possibilitando a recolha de resultados iniciais. No entanto, devido à falta de robustez do programa em simular sistemas dinâmicos, surgiu a necessidade de recorrer a uma outra ferramenta própria de simulação.

No capítulo 5 é descrita a arquitetura que está na base dos modelos de simulação implementados quer no *Excel* quer no *MATLAB*. Apesar de não ser imediatamente direta, a arquitetura construída no *Excel* equivale a uma implementação direta das equações dos modelos discutidas nos capítulos anteriores. Assim, será abordado com mais detalhe a implementação do modelo de simulação no *MATLAB*, nomeadamente: a modelação da carga externa, a definição do bloco de comando da válvula direcional proporcional e da válvula direcional do tipo *on/off*, a definição do bloco de comando da velocidade de acionamento da bomba, o apuramento de resultados e a respetiva extração.

5.1 Simulação com Excel

No *Excel* foram criadas duas folhas de cálculo para simular os modelos de sistemas de acionamento:

- uma folha de interface com o utilizador, cuja arquitetura está explícita na Figura 5.1 e o detalhe visual pode ser consultado na Figura B.4 da secção B.1 do anexo B, na qual são inseridas as condições de ensaio e visíveis os *outputs* resultantes de uma simulação;

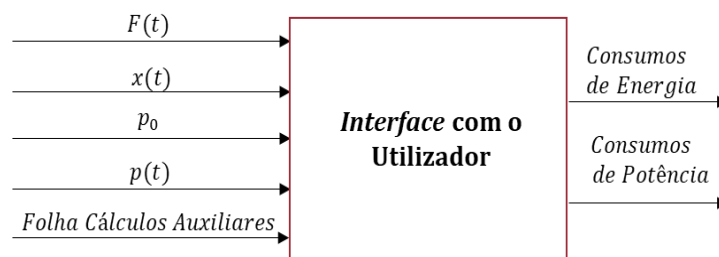


Figura 5.1 - Arquitetura da interface com o utilizador

- uma folha auxiliar, onde estão parametrizados os componentes de acordo com os valores definidos nos capítulos anteriores e onde são realizados cálculos intermédios.

A folha auxiliar pode ser dividida em módulos de componentes, consoante a sua influência no sistema:

- unidade de geração de energia (Figura 5.2), composta pelo motor elétrico, pela bomba e pela válvula limitadora de pressão;
- unidade de controlo e transmissão de energia (Figura 5.3), composta pela válvula direcional proporcional;
- unidade de atuação (Figura 5.4), composta pelo atuador hidráulico que traciona o provete num meio ciclo e permite a sua relaxação no outro meio ciclo.

Na secção B.1 do anexo B encontram-se as Figura B.1, Figura B.2 e Figura B.3 alusivas ao detalhe da parcela da folha de cálculo destinada a parametrizar e modelar cada uma das unidades mencionadas.

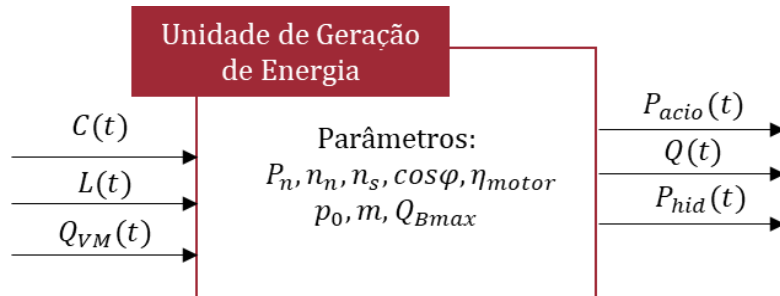


Figura 5.2 - Arquitetura da unidade de geração de energia

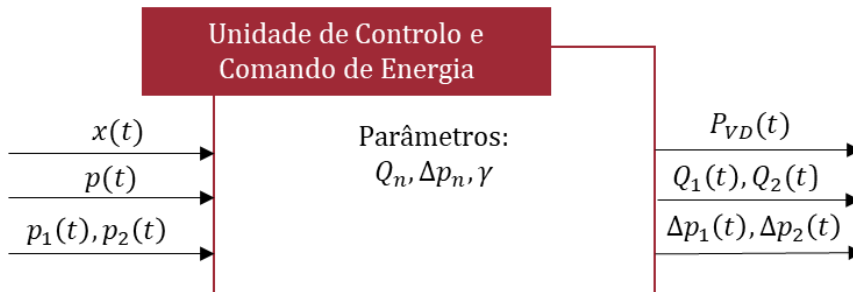


Figura 5.3 - Arquitetura da unidade de controlo e transmissão de energia

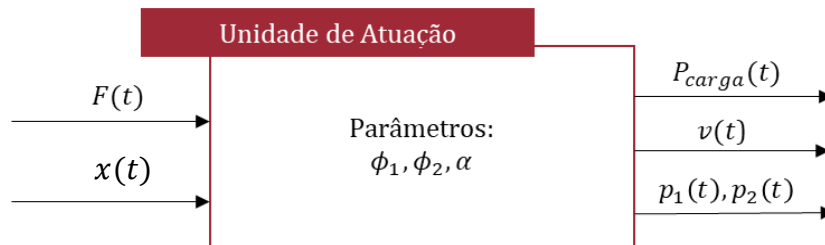


Figura 5.4 - Arquitetura da unidade de atuação

As condições de ensaio são:

- força na carga;
- velocidade de ensaio, a que corresponde um valor de comando de velocidade.

É importante apontar algumas limitações reconhecidas com a utilização do *Excel* na simulação dos modelos, mais concretamente:

- Como não é possível monitorizar a pressão em tempo real e a implementação de controlo em malha fechada pode levar a problemas de referências circulares no *Excel*, a estratégia para ultrapassar este obstáculo passou por, no final de cada simulação, o resultado de uma variável ser copiado e inserido como *input* numa outra célula. Este processo é repetido de forma iterativa, até que os valores das duas células sejam iguais, pelo menos até à segunda casa decimal. Esta situação ocorreu, em particular, com o valor da pressão efetiva disponível na fonte, $p(t)$;
- A simulação de modelos sob a ação de cargas elásticas (carga externa variável) foi conseguida desagregando a simulação de um modelo, sob um determinado cenário de ensaio, em 3 simulações, para 3 pontos diferentes de força: um ponto de força mínima ($10\%F_{\max}$), um ponto de força média ($50\%F_{\max}$), e um ponto de força máxima ($90\%F_{\max}$).

Concluindo, embora a implementação de modelos de simulação no *Excel* possa, numa primeira abordagem, servir para uma primeira coleta de resultados, que servirão como referência para os resultados obtidos com outros modelos, as suas limitações tornam o processo de simulação moroso e sempre propenso a erros por parte do utilizador, devido ao grande número de *inputs* que carece e, no caso de modelos dinâmicos, à desagregação da simulação em “simulações intermédias”.

5.2 Simulação com MATLAB *Simulink* – *Simscape*

O MATLAB *Simulink*® permite modelar, simular e analisar sistemas dinâmicos, através de uma interface na qual a construção de modelos é feita utilizando diagramas de blocos. Com a ferramenta *Simscape*™, a modelação de sistemas físicos no ambiente do *Simulink* é mais rápida e facilitada por uma biblioteca de modelos simplificados e pré-concebidos de componentes (motores elétricos, atuadores hidráulicos...), customizáveis pelo utilizador, através da alteração dos respetivos parâmetros. A sua integração com o resto do ambiente do MATLAB®, amplia as suas funcionalidades, permitindo a utilização dos próprios algoritmos do MATLAB nos modelos e a exportação dos resultados das simulações para o ambiente de trabalho do MATLAB.

5.2.1 Modelação da Carga Externa do Atuador

A modelação do bloco do atuador do *Simscape* não considera fugas internas ou externas e qualquer força que atue neste componente tem de ser modelada num bloco exterior ao componente, que é ligado à porta R do atuador. Desta forma, um sistema mecânico típico do tipo massa-mola-amortecedor teria de ser modelado separadamente, através dos blocos de inércia, da mola e do amortecedor. No caso dos modelos simulados, o sistema mecânico que modela a carga que atua no atuador foi modelado com o bloco da mola, o

bloco do amortecedor e o bloco de uma fonte ideal de força (Figura 5.5). A massa do atuador foi considerada desprezável.

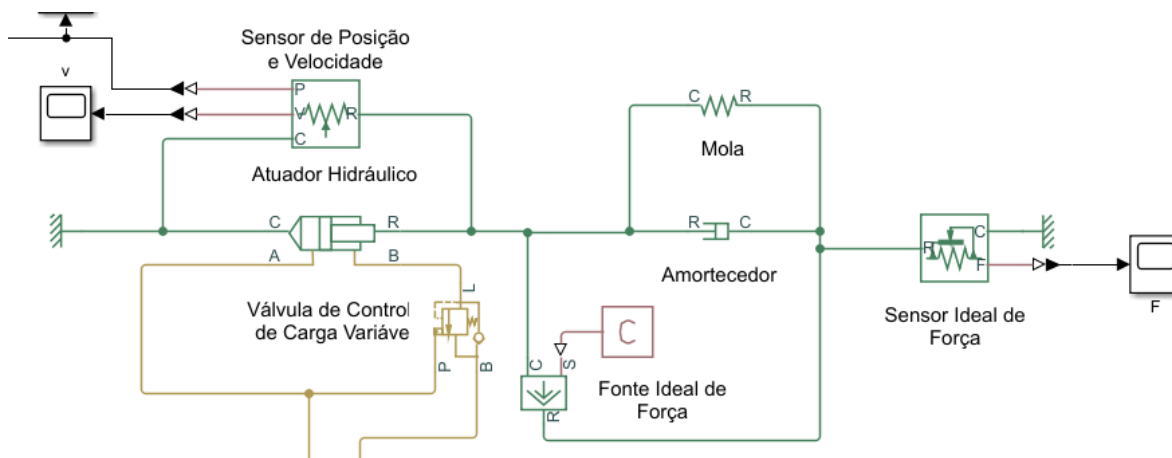


Figura 5.5 - Detalhe da modelação da carga do atuador (exemplo do modelo 9)

De referir que a distinção de cenários de simulação caracterizados por envolverem uma força de ensaio gravítica (carga externa constante) ou por envolverem uma força de ensaio de comportamento elástico, foi materializada com o aumento ou diminuição dos valores associados à “fonte ideal de força” e à constante da “mola”, respetivamente. O bloco de fonte ideal de força recebe o *input* de força de referência através do bloco constante associado à porta S. O bloco da mola permite definir um pré-tensionamento inicial, correspondente ao valor mínimo de força de ensaio sobre o provete na posição de máximo avanço do atuador, e uma taxa de variação da força do provete com a sua deformação através do parâmetro constante da rigidez da mola (Figura 5.6).

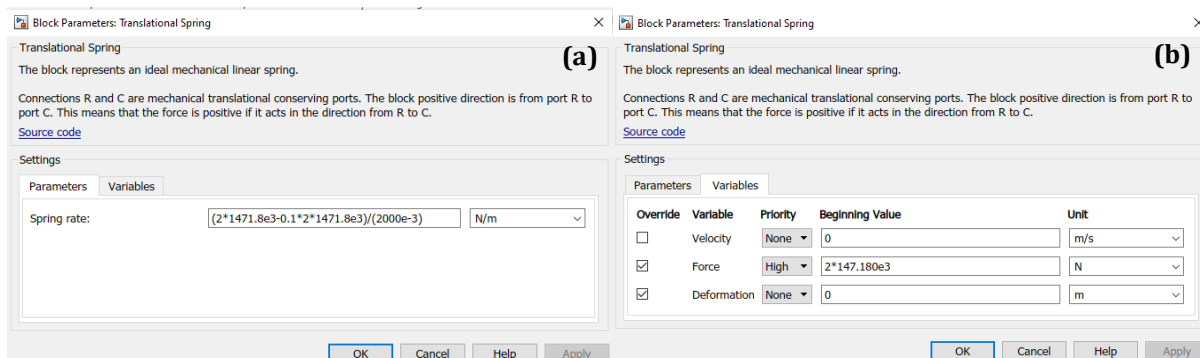


Figura 5.6 - Parametrização do bloco da mola: (a) constante da rigidez mola e (b) pré-tensionamento inicial

5.2.2 Comando da Válvula Direcional

Válvula Direcional 4/3 Proporcional Simétrica

O comando da válvula direcional proporcional tem duas componentes:

- Uma componente lógica, relacionada com o sentido do deslocamento da gaveta:
 - positivo para o movimento de avanço;
 - negativo para o movimento de recuo;
 - nulo para a paragem do atuador (válvula fechada);
- Uma componente numérica, que define a amplitude do deslocamento da gaveta, expressa em termos de abertura da gaveta, que se vai repercutir numa determinada velocidade de movimentação do atuador. Quando a força externa é

fixa, a amplitude de abertura da válvula é constante; quando a força externa é variável, a amplitude de abertura da válvula é constantemente variável de modo a manter a velocidade do atuador constante. Com isto, pretende-se que a velocidade do atuador seja constante em qualquer um dos cenários de simulação.

A componente lógica de comando da válvula teve por base um circuito sequencial, isto é, um circuito no qual as variáveis de saída são função da sequência temporal de valores adotados pelas variáveis de entrada. Foi colocado um transdutor de posição ligado à haste do atuador, cuja monitorização de posição serviu de *input* para detetar o momento em que este componente atingia cada um dos extremos de fim de curso (Figura 5.7). As posições dos extremos de fim de curso definiram as condições de entrada do circuito lógico (Tabela 5.1). De acordo com transições ascendentes destas variáveis e das suas variáveis complementares, é alterado o estado do comando (Tabela 5.2). Para cada estado, foram definidos os valores das variáveis de saída (Tabela 5.3). Desta forma, a mudança de um estado para outro e a alteração do comando da válvula decorre de uma sequência de eventos que precedem esse estado e que podem ser observados na Tabela 5.4.

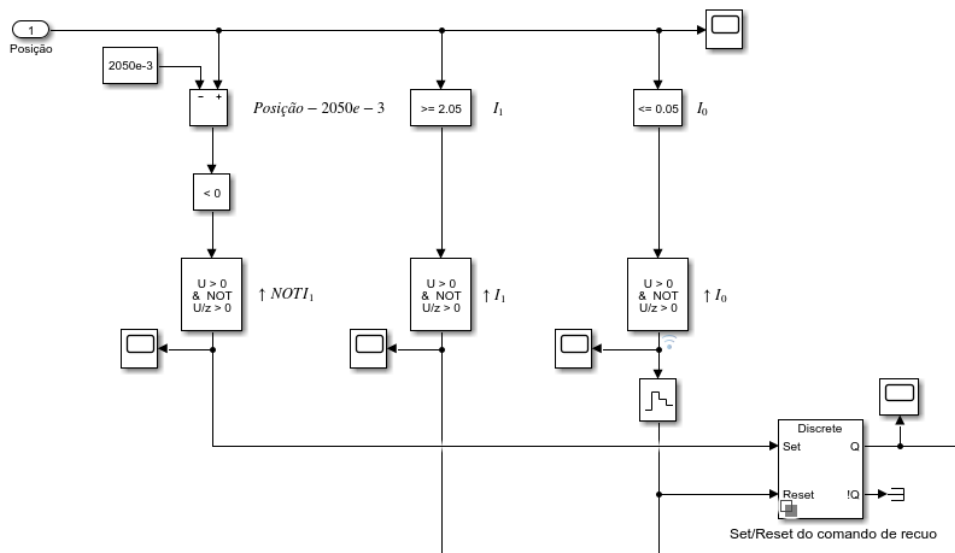


Figura 5.7 – Detalhe do comando da válvula: deteção do momento em que o cilindro atinge as posições limites de fim de curso

Tabela 5.1 - Variáveis de entrada do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional

Variáveis de Entrada	Descrição
I_0	Posição do atuador é igual ou inferior a 50mm
I_1	Posição do atuador é igual ou superior a 2050mm

Tabela 5.2 - Variáveis internas do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional

Estados (Variáveis Internas)	Descrição
X_0	Estado Inicial. Atuador parado, numa posição maior ou igual a 2050mm
X_1	Atuador recua, variando a sua posição entre 2050mm e 50mm
X_2	Atuador avança, variando a sua posição entre 50mm e 2050mm
X_3	Atuador parado, na posição maior ou igual a 2050mm

Tabela 5.3 - Variáveis de saída do circuito lógico do bloco de comando da válvula direcional

Variáveis de Saída	Descrição
--------------------	-----------

O_0	Fecho da válvula
O_1	Acionamento do comando de recuo
O_2	Acionamento do comando de avanço

Tabela 5.4 - Tabela de estados do comando da válvula direcional: identificação da sequência de estados e codificação de acordo com os valores das variáveis de saída nesse estado

Estado	Evento			Saída		
	T_1	T_2	T_3	O_0	O_1	O_2
	$\uparrow I_0$	$\uparrow I_1$	$\uparrow \bar{I}_1$			
$X_0 - \text{parado}$	-	-	X_1	1	0	0
$X_1 - \text{recuo}$	X_2	-	X_1	0	1	0
$X_2 - \text{avanço}$	X_2	X_3	-	0	0	1
$X_3 - \text{parado}$	-	X_3	-	1	0	0

O *grafcet* da Figura 5.8 visa representar graficamente a informação tabellar, para uma melhor compreensão do comando do deslocamento da gaveta da válvula. De facto, para além da sequência de eventos que se repercute nas ações de válvula fechada, comando de recuo (deslocamento negativo) ou comando de avanço (deslocamento positivo), pode-se observar também a percentagem da abertura máxima da válvula associada, sendo nula para a válvula fechada, $x_{0_{rec}}(t)$ para o comando de recuo e $x_{0_{ava}}(t)$ para o comando de avanço.

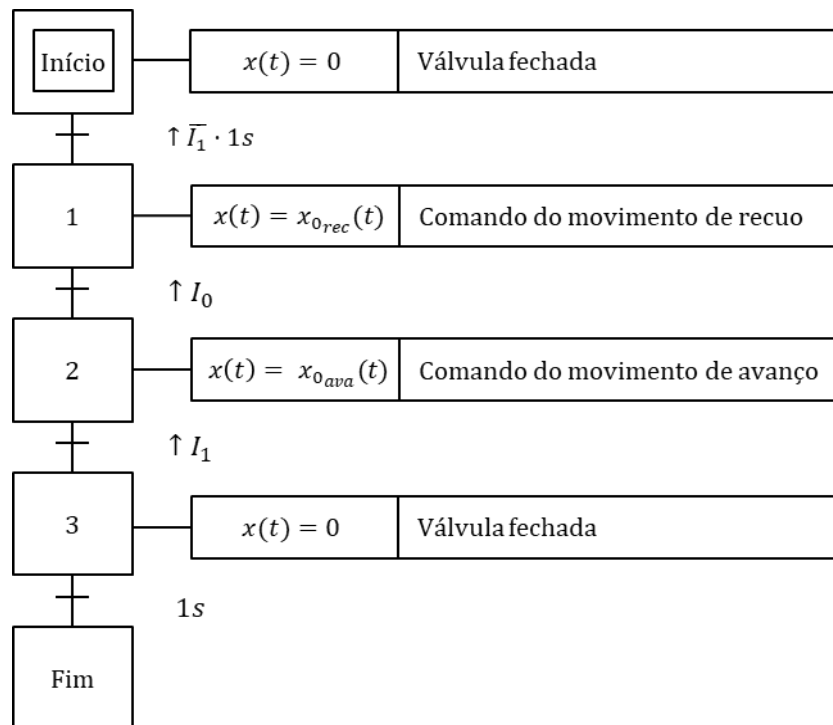


Figura 5.8 - *Grafcet* do comando da gaveta da válvula direcional proporcional

A definição da amplitude de abertura da gaveta, $h(t)$, resulta da combinação das Equações (3.58), (4.1) e (4.2) para realizar o movimento de avanço, e das Equações (3.58), (4.1) e (4.3) para realizar o movimento de recuo.

A componente $1/\sqrt{\Delta p_2(t)}$ da Equação(4.1) é modelada através do diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no avanço” (Figura 5.9), no qual a variável $\Delta p_2(t)$

vem segundo a Equação (4.2), e do subsistema “Perda de carga na válvula no recuo” (Figura 5.10), para o caso do recuo, no qual a variável $\Delta p_2(t)$ vem segundo a Equação (4.3).

Novamente, faz-se o lembrete de que a pressão efetiva disponível na fonte vem dada por $p(t)$.

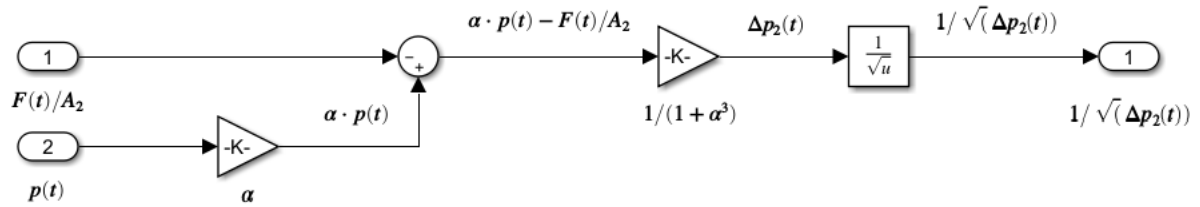


Figura 5.9 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no avanço” da válvula proporcional simétrica

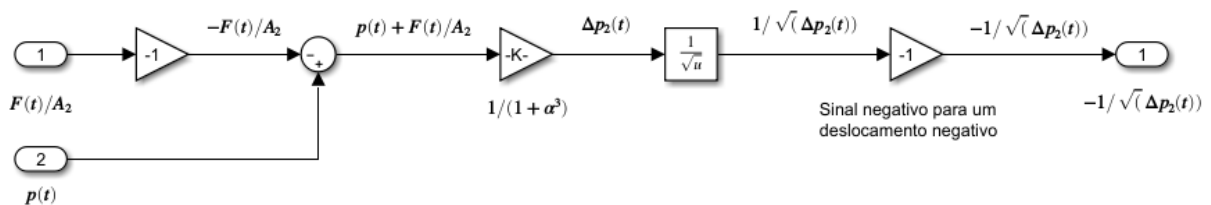


Figura 5.10 – Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no recuo” da válvula proporcional simétrica

O *set* e o *reset* dos blocos *Discrete* é feito com base nos eventos T_1 , T_2 e T_3 , indicados na Tabela 5.4. O valor de saída destes blocos faz a comutação dos seletores da Figura 5.11, que, por sua vez, conduzem o sinal que irá definir o comando de avanço (subsistema “Perda de carga na válvula no avanço”), o comando de recuo (subsistema “Perda de carga na válvula no recuo”) e o de fecho da válvula (comando nulo).

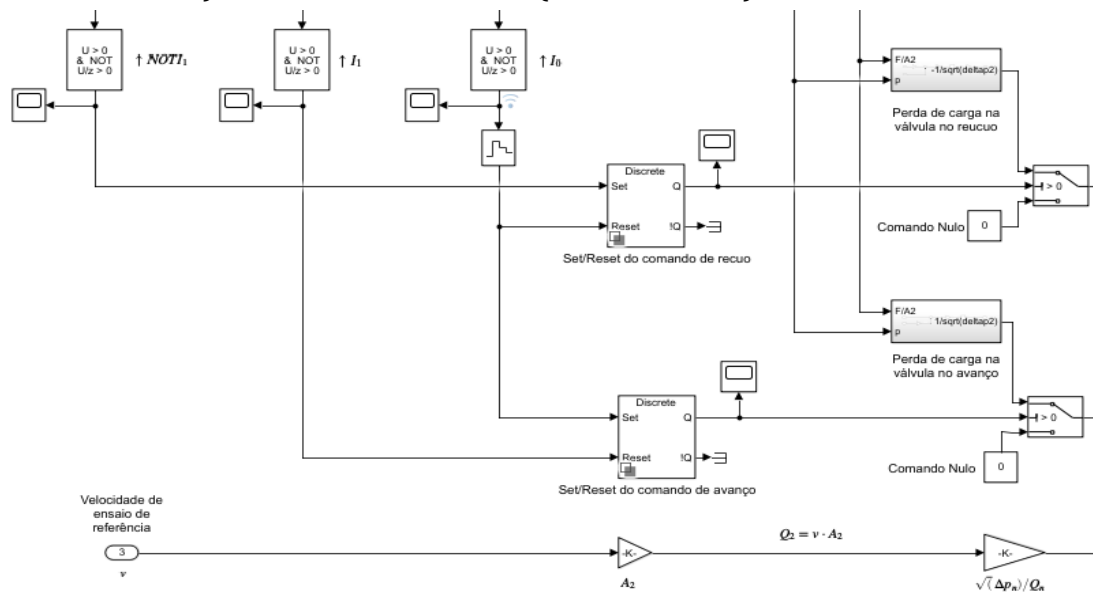


Figura 5.11 - Detalhe da comutação dos seletores do circuito lógico do comando da válvula proporcional

Este sinal é de seguida multiplicado pela parcela $(v \cdot A_2 \cdot \sqrt{\Delta p_n}) / Q_n$ da Equação (4.1) e pela abertura máxima da gaveta, o que é observado com detalhe na Figura 5.12, assim como o *output* do bloco de comando da válvula direcional, que é a abertura da válvula direcional.

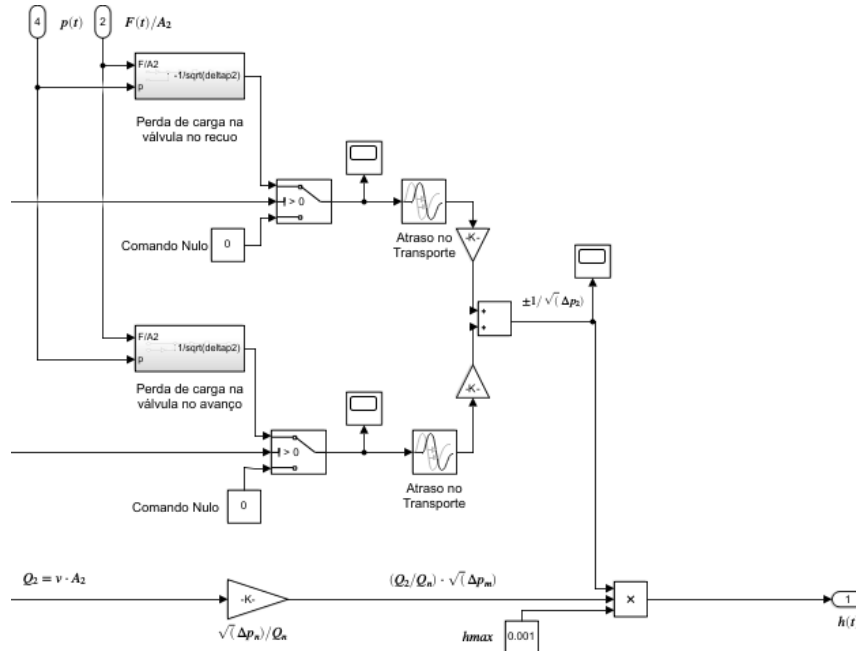


Figura 5.12 - Detalhe dos parâmetros de definição do valor de abertura da válvula direcional proporcional

Válvula Direcional 4/3 Proporcional de Comando Secundário

Na implementação, no *Simscape*, do comando da válvula de comando secundário foi mantido o circuito lógico da válvula direcional proporcional simétrica, pois a comutação entre o comando de recuo (deslocamento negativo da gaveta), o comando de avanço (deslocamento positivo da gaveta) e paragem do atuador (deslocamento nulo da gaveta) é realizada segundo os mesmos critérios.

As diferenças fundamentais foram ao nível de:

- definição dos parâmetros do bloco da válvula direcional: uma válvula de comando secundário é uma válvula cuja gaveta realiza estrangulamento na passagem B-T ou P-B, ou seja, na passagem ligada à câmara principal do cilindro, mas que tem uma geometria semelhante a uma válvula convencional na outra passagem (P-A ou A-T), não realizando aí qualquer estrangulamento. A estratégia adotada para repercutir este comportamento no *Simscape* foi a de definir valores de área diferentes que traduzissem uma assimetria tal, que quando o caudal atravessasse a válvula, apenas a passagem da linha B é que realizaria estrangulamento. Definiu-se que a área das passagens P-A ou A-T passa a ser dez vezes maior que a área das passagens B-T ou P-B (Figura 5.13);

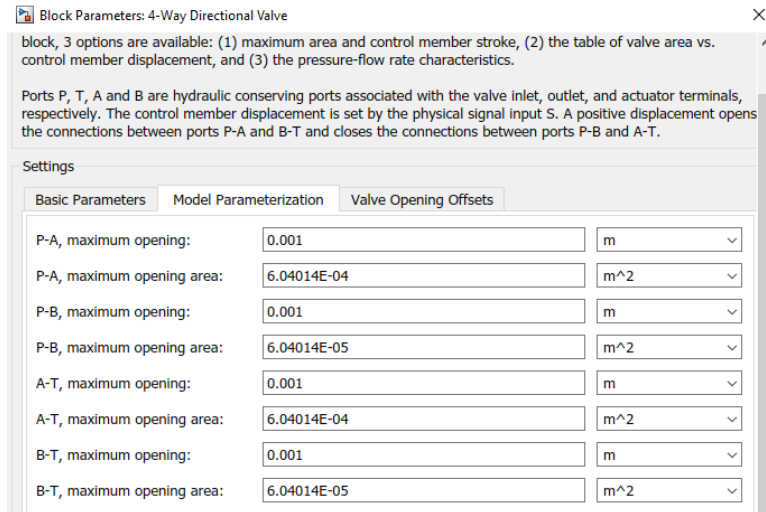


Figura 5.13 – Parametrização da gaveta da válvula direcional de comando secundário

- definição da amplitude da abertura da gaveta, $h(t)$:
 - a utilização de uma válvula de comando secundário implica que a queda de pressão da passagem ligada à câmara principal do cilindro, $\Delta p_1(t)$, seja aproximadamente nula (Equação (3.36)). Isto tem implicações no cálculo da variável $\Delta p_2(t)$, que será resultado da combinação das Equações (3.42), (3.46) e (3.47) com a Equação (3.36), para o avanço (Equação (5.1)), e resultado da combinação das Equações (3.43), (3.48) e (3.49) com a Equação (3.36), para o recuo (Equação (5.2)).

$$\Delta p_2(t) = \alpha \cdot p(t) - \frac{F(t)}{A_2} \quad (5.1)$$

$$\Delta p_2(t) = p(t) - \frac{F(t)}{A_2} \quad (5.2)$$

- Os diagramas de blocos dos subsistemas “Perda de carga na válvula no avanço” e “Perda de carga na válvula no recuo” da Figura 5.9 e da Figura 5.10 virão agora segundo a Figura 5.14 e Figura 5.15, respetivamente.

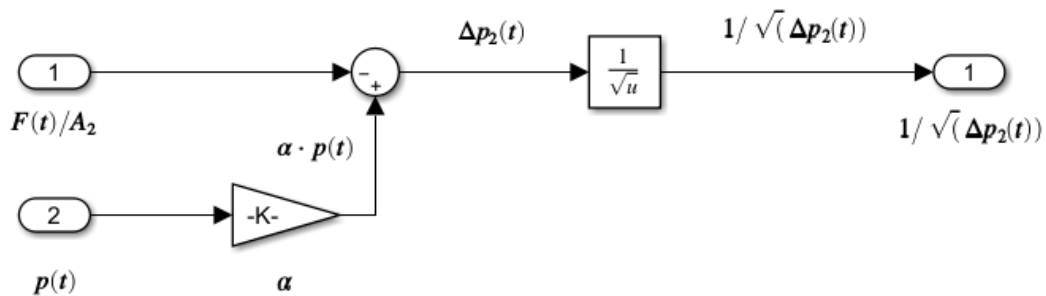


Figura 5.14 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no avanço” da válvula de comando secundário

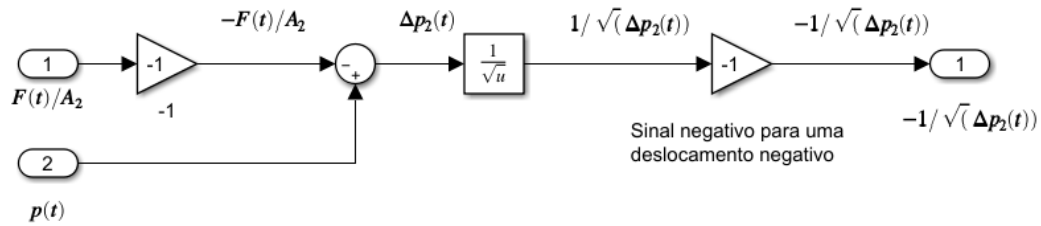


Figura 5.15 - Diagrama de blocos do subsistema “Perda de carga na válvula no recuo” da válvula de comando secundário

Válvula Direcional 4/3 do tipo on/off

No caso do comando da válvula direcional convencional do tipo *on/off*, como é o caso da válvula do modelo 9 de sistema de acionamento, apenas vai ser contemplada a componente lógica associada ao comando do movimento (recuo, avanço ou paragem do atuador), pois neste tipo de válvulas o deslocamento da gaveta é do tipo *all the way*, não realizando o controlo da velocidade do atuador. Os subsistemas “Perda de carga na válvula no avanço” e “Perda de carga na válvula no recuo” são substituídos pelas constantes 0,001 e -0,001, respetivamente, indicativas de abertura máxima no sentido positivo ou negativo de deslocamento da gaveta. O bloco de comando da válvula *on/off* vem segundo a Figura 5.16.

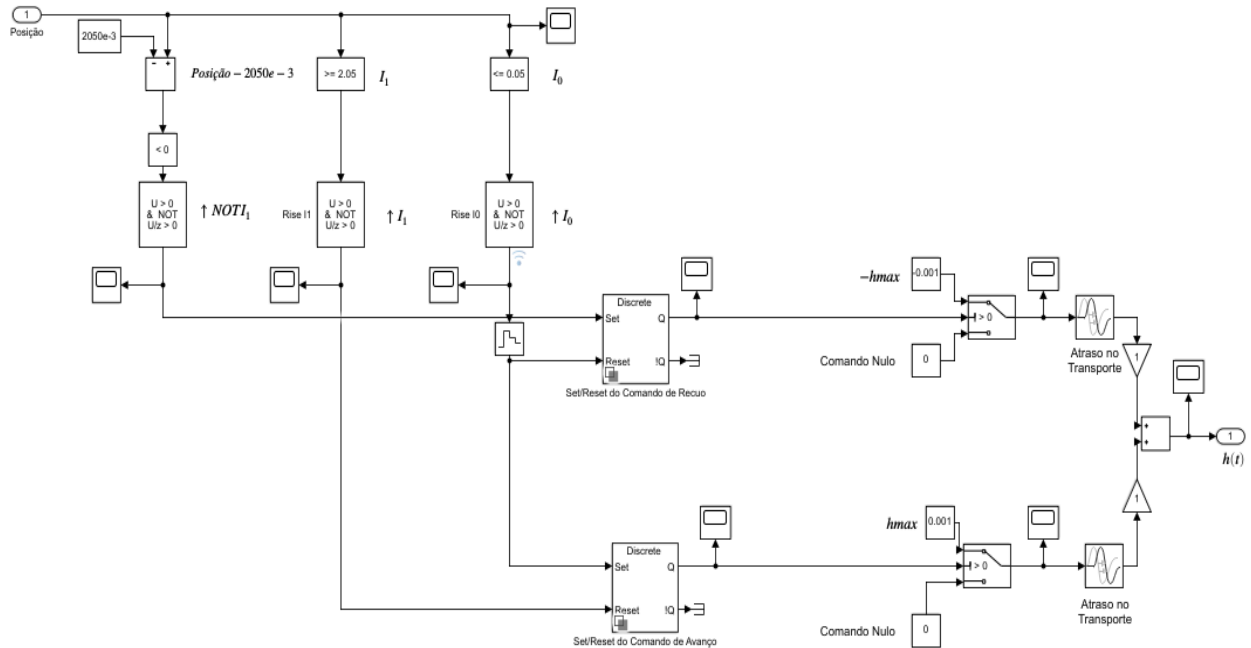


Figura 5.16 - Bloco de comando da válvula direcional do tipo *on/off*

Válvula direcional 2/2 do tipo on/off

Esta válvula assegura a redução da pressão disponível na fonte, durante o movimento de recuo, de 210bar, para 20bar, durante o movimento de avanço, através da comutação da condução do caudal, quando deteta a inversão do movimento do atuador.

A lógica de comando desta válvula é idêntica à lógica adotada no comando da válvula direcional *on/off*.

Finalmente, é importante referir que para todas as válvulas direccionais a modelação no *Simscape* é realizada com recurso a dois blocos:

- o bloco da gaveta com 3 posições e 4 orifícios (Figura 5.18) ou o bloco da gaveta com 2 posições e 2 orifícios no caso da válvula 2/2 do tipo *on/off* (Figura 5.17);
- o bloco que faz a atuação da gaveta e que está ligado ao *input* de deslocamento da gaveta do primeiro bloco (identificado como “s” no bloco da gaveta).

O bloco atuador recebe o sinal com o valor do deslocamento que deve ser efetuado pela gaveta, do bloco de comando da válvula direcional, sendo este *input* com comportamento em degrau, no arranque e na paragem ou inversão do atuador, convertido num *output* equivalente, mas com comportamento em rampa, que se vai traduzir nas mencionadas rampas de variação de velocidade.

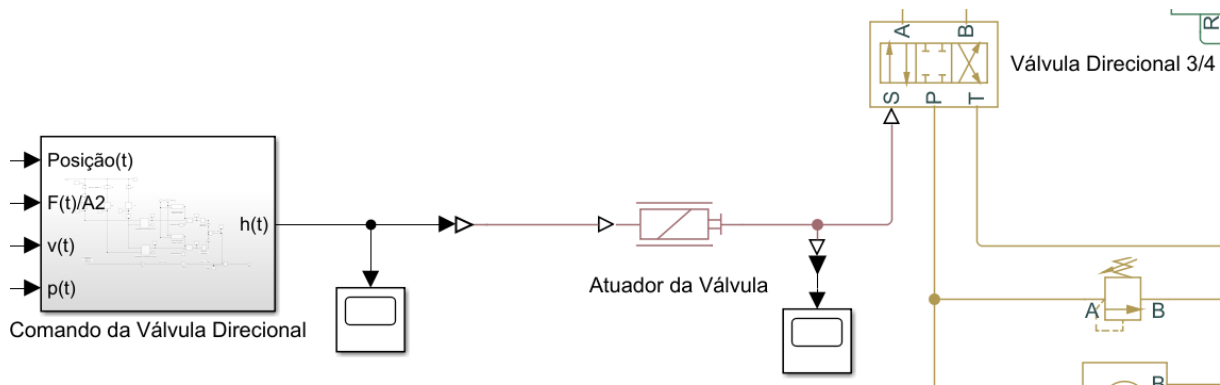


Figura 5.18 - Detalhe dos blocos que modelam a válvula direcional: bloco de comando, bloco do atuador e bloco da gaveta da válvula

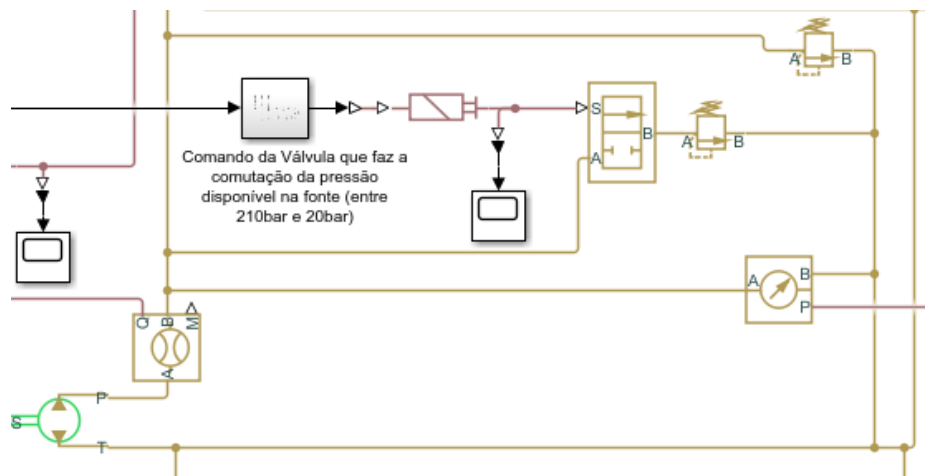


Figura 5.17 – Detalhe da válvula direcional 2/2 do tipo *on/off*

5.2.3 Comando da Velocidade de Acionamento da Bomba

Como descrito no capítulo 4, até ao modelo 9, a velocidade de acionamento da bomba, isto é, a velocidade à saída do motor elétrico, é constante, sendo a velocidade do atuador comandada ou pela válvula direcional proporcional ou, no caso do modelo 8, pelo comando de cilindrada da bomba hidráulica. No modelo 9, o comando da velocidade do atuador é realizado, tal como no modelo 8, através da variação do caudal de alimentação, mas à custa da variação da velocidade de acionamento da bomba e não da variação da sua cilindrada.

Novamente, é importante notar que, sendo o objetivo deste estudo apurar a influência das alterações tecnológicas implementadas nos modelos de sistemas de acionamento nos seus consumos energéticos, e não o de modelar componentes de forma tão realista quanto possível, simplificou-se o comando de velocidade de acionamento assegurado pelo conjunto variador de frequência e motor de indução do modelo 9, a um diagrama de blocos que tem como *inputs* a posição e a velocidade de ensaio de referência.

Tal como no comando da válvula direcional, apresentam-se as tabelas com as variáveis de entrada (Tabela 5.5), variáveis internas (Tabela 5.6), variáveis de saída (Tabela 5.7) e a tabela de estados (Tabela 5.8) que estiveram na base do circuito lógico sequencial do comando da velocidade de acionamento. O *Grafcet* da Figura 5.19 evidencia, de uma forma gráfica, a interação e as transições entre as várias variáveis que foi implementada, posteriormente, no *Simscape*.

Tabela 5.5 - Variáveis de entrada do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba

Variáveis de Entrada	Descrição
I_0	Posição do atuador é igual ou inferior a 50mm
I_1	Posição do atuador é igual ou superior a 2050mm
I_2	Posição do atuador é igual ou inferior a 60mm

Tabela 5.6 - Variáveis internas do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba

Estados (Variáveis Internas)	Descrição
X_0	Estado Inicial. Atuador parado, numa posição maior ou igual a 2050mm
X_1	Atuador recua, variando a sua posição entre 2050mm e 60mm
X_2	Atuador inicia a inversão do movimento entre os 60mm e os 50mm
X_3	Atuador avança, variando a sua posição entre 50mm e 2050mm
X_4	Atuador parado, na posição maior ou igual a 2050mm

Tabela 5.7 - Variáveis de saída do circuito lógico do bloco de comando da velocidade da bomba

Variáveis de Saída	Descrição
O_0	Comando de velocidade de acionamento nula
O_1	Comando de velocidade de acionamento no recuo
O_2	Comando de velocidade de acionamento próxima de zero
O_3	Comando de velocidade de acionamento no avanço

Tabela 5.8 - Tabela de estados do comando de velocidade da bomba: identificação da sequência de estados e codificação de acordo com os valores das variáveis de saída nesse estado

Estado	Evento				Saída			
	T_1	T_2	T_3	T_4				
	$\uparrow I_0$	$\uparrow I_1$	$\uparrow \bar{I}_1$	$\uparrow I_2$	O_0	O_1	O_2	O_3
X_0	-	-	X_1	-	1	0	0	0
X_1	-	-	X_1	X_2	0	1	0	0
X_2	X_3	-	-	X_2	0	0	1	0
X_3	X_3	X_4	-	-	0	0	0	1
X_4	-	X_4	-	-	1	0	0	0

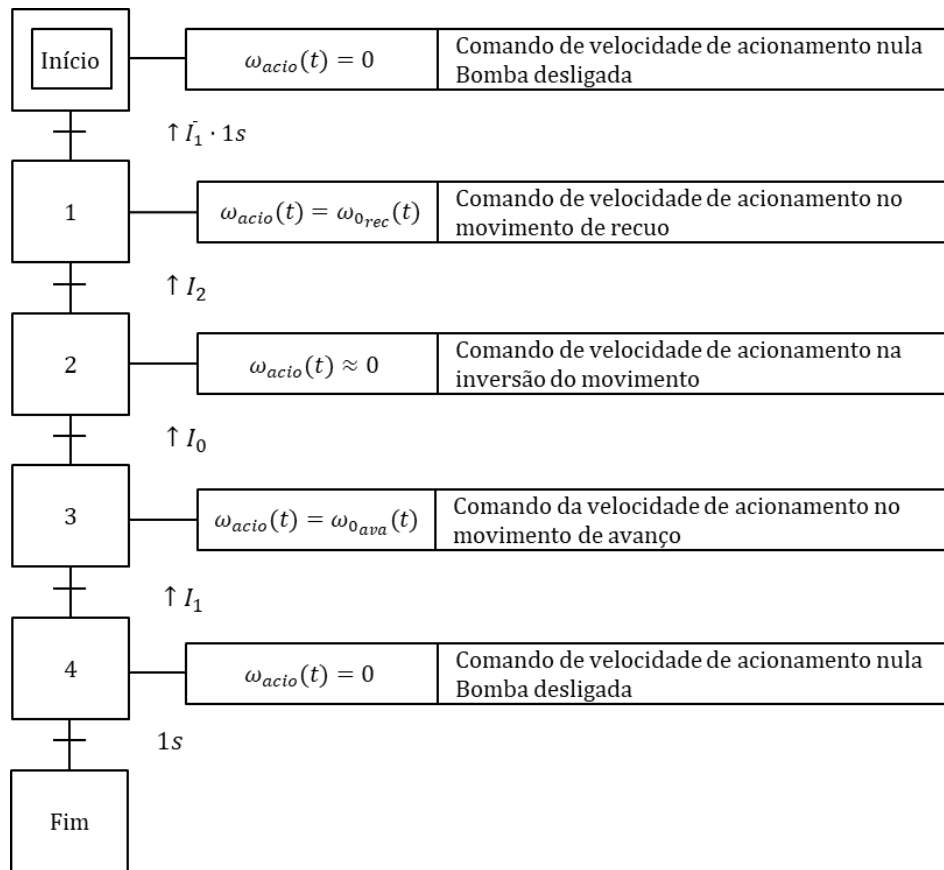


Figura 5.19 - Grafcet do comando da velocidade de acionamento da bomba

A definição do valor de comando de velocidade de acionamento combinou as Equações (3.1) e (3.2), sendo que o caudal teórico de alimentação foi igualado ao produto da velocidade de ensaio de referência, v , pela área da câmara principal do cilindro, A_1 , para o avanço – Figura 5.20 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de avanço – e igualado ao produto da velocidade pela área da câmara secundária do cilindro, A_2 , para o recuo – Figura 5.21 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de recuo.

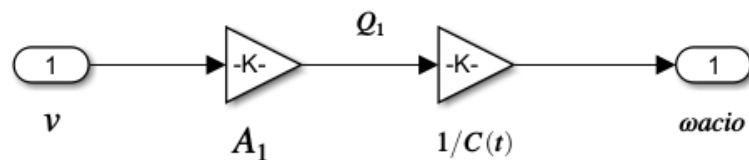


Figura 5.20 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de avanço

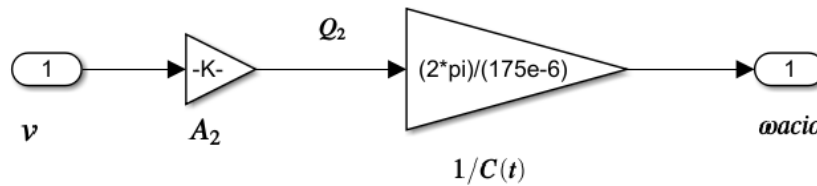


Figura 5.21 - Diagrama de blocos do subsistema: comando da velocidade de acionamento no movimento de recuo

Os seletores conduzem o valor de comando de velocidade de acionamento para gerar o caudal requerido no movimento de avanço – subsistema da Figura 5.20 -, no movimento de recuo – subsistema da Figura 5.21-, para desligar a bomba e para permitir a inversão do movimento do atuador (reduzindo o comando da velocidade de acionamento a um valor muito pequeno). A comutação dos seletores (Figura 5.22) é realizada pelos blocos *Discrete* que são ligados ou desligados de acordo com os eventos retratados na Tabela 5.8.

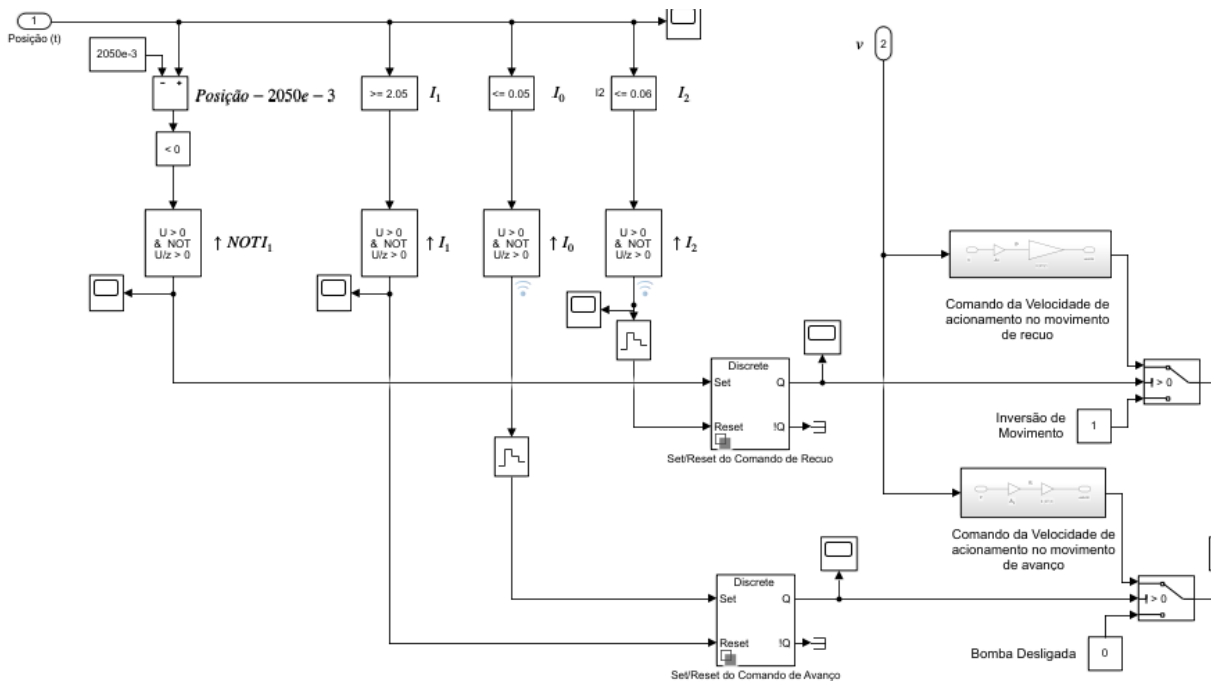


Figura 5.22 - Detalhe da comutação dos seletores do circuito lógico do comando da velocidade de acionamento da bomba

O comando da velocidade de acionamento pelos seletores é suavizado, em especial nas transições entre diferentes valores de velocidade, por um bloco que confere um perfil em rampa ao troço de variação de velocidade (Figura 5.23)

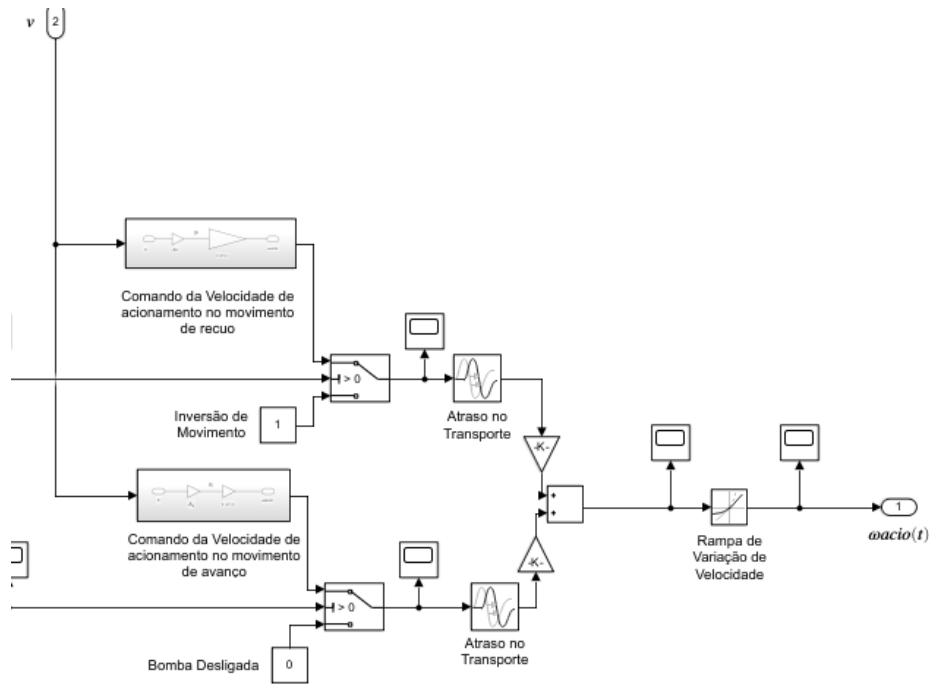


Figura 5.23 - Detalhe do comando da velocidade de acionamento da bomba: subsistemas de comando de recuo e de comando de avanço, comando de velocidade nula e comando de baixa velocidade para inversão do movimento

5.2.4 Exportação dos Dados de Simulação

Consumo Energético Associado ao Motor de Indução

A velocidade de acionamento da bomba à nova frequência de alimentação do motor, $\omega_{acio}(t)@f_e$, pode, como discutido nas secções anteriores, tomar um valor constante, sendo um *input* do utilizador, ou tomar um valor variável, por via do bloco de comando da velocidade de acionamento, através do *input* de velocidade de ensaio.

Conhecendo a pressão efetiva disponível no sistema, $p(t)$, apurada pelo sensor de pressão, e a cilindrada da bomba, $C(t)$, que é um *input* inserido pelo utilizador, pode-se apurar o valor do binário de acionamento (Equações (3.6) e (3.7)), $T_{acio}(t)$.

Após a determinação dos valores de velocidade e de binário de acionamento, pela Equação (3.8), pode-se obter o valor da potência de acionamento, $P_{acio}(t)$.

Para além disto, estas duas variáveis também servem de *inputs*, juntamente com o valor da frequência base (ou frequência nominal de alimentação do estator do motor), ao subsistema que realiza o cálculo do valor da nova frequência de alimentação, $f_e(t)$ (Figura 5.24), que vai permitir ajustar a curva de funcionamento do motor, de forma que a velocidade de acionamento seja a pretendida, de acordo com a Equação (5.3).

De notar que o subsistema da Figura 5.24 transformou a curva de funcionamento do motor numa reta, que com a variação da frequência do estator, ajusta o seu funcionamento a uma reta paralela, com novos valores de velocidades nominal, de sincronismo e de acionamento.

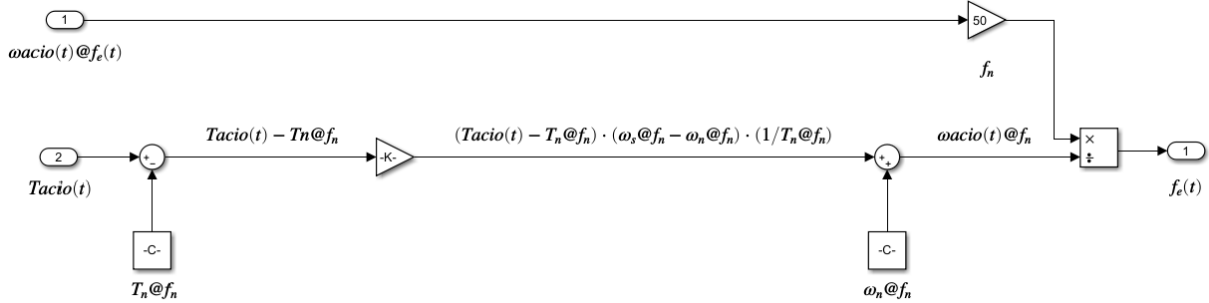


Figura 5.24 – Diagrama de blocos do subsistema: Nova Frequência de Alimentação

$$f_e(t) = \frac{f_n \cdot \omega_{acio}(t)@f_e(t)}{\omega_{acio}(t)@f_n} \quad (5.3)$$

onde,

f_n é frequência base de alimentação

$\omega_{acio}(t)@f_n$ é a velocidade de acionamento à frequência base

$\omega_n@f_n$ é a velocidade de rotação nominal à frequência base

O valor da velocidade de acionamento da bomba à frequência base, $\omega_{acio}(t)@f_n$, é obtido pela Equação (3.3), conhecendo o valor do binário de acionamento, (que, teoricamente, é igual na frequência base e na nova frequência), o valor da velocidade de rotação de sincronismo, $\omega_s@f_n$, e as condições nominais de funcionamento do motor à frequência base (velocidade de rotação nominal, $\omega_n@f_n$, e binário nominal, $T_n@f_n$).

Seguindo a mesma lógica do cálculo da nova frequência de alimentação, obtém-se a potência nominal para a nova frequência de alimentação, $P_n@f_e(t)$, através da Equação (5.4).

$$P_n@f_e(t) = \frac{f_e(t) \cdot P_n@f_n}{f_n} \quad (5.4)$$

onde

$P_n@f_n$ é a potência nominal à frequência base

Finalmente, foi calculado o fator de carga do motor (Equação (3.9)), $L(t)$, que permitiu obter a eficiência do motor, η_{motor} , e o fator de potência, $\cos\phi$, necessários para a obtenção da potência elétrica (Equação (3.10)), $P_{\text{ele}}(t)$, e da potência aparente (Equação (3.12)), $P_{\text{apa}}(t)$ (Figura 5.25).

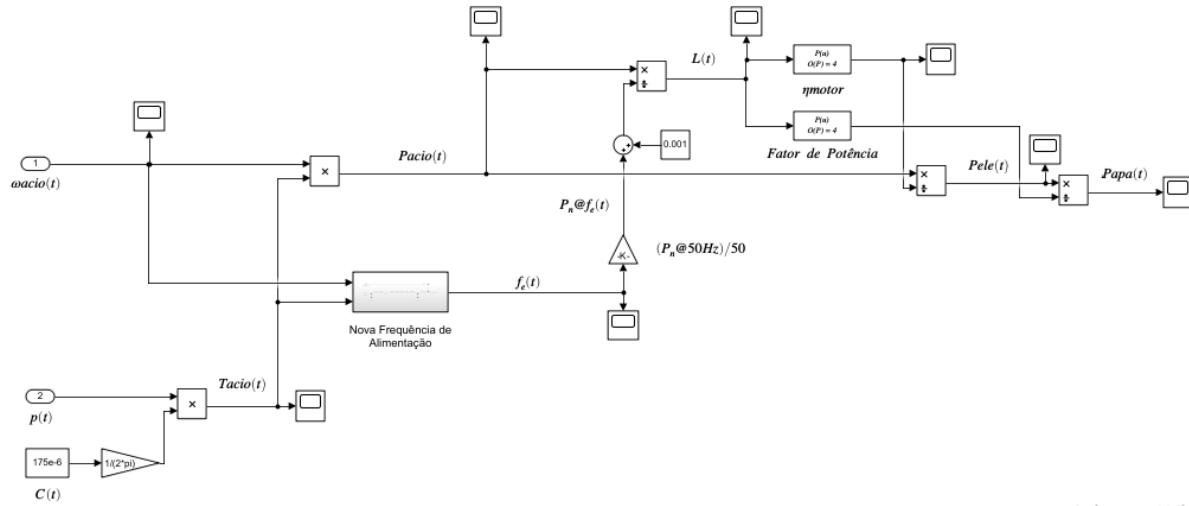


Figura 5.25 – Diagrama de blocos: Consumo Energético do Motor

Script Utilizada para Exportação

Os resultados de simulação foram exportados através do carregamento no *workspace* do MATLAB das variáveis, através do bloco *scope* (Figura 5.26), em formato vetorial, correspondendo a primeira coluna ao tempo e a segunda coluna ao valor da variável de interesse.

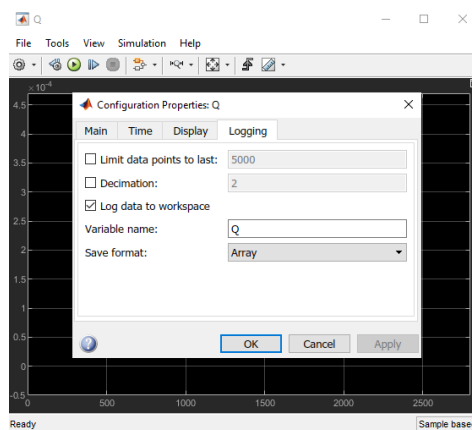


Figura 5.26 – Definições do *scope*: carregamento das variáveis em formato vetorial no *workspace*

O código do *script* criado para manipular as variáveis de interesse, para apurar os consumos de energia e de potência de cada simulação e para extrair os resultados num ficheiro *Excel* encontra-se detalhado na secção B.3 do Anexo B.

5.3 Principais Conclusões

A simulação em *Excel* teve um papel preponderante numa primeira fase de recolha de resultados de simulação dos vários modelos, permitindo, por um lado criar uma grande sensibilidade para as particularidades e interações inerentes a cada modelo e por outro

ter uma base de resultados sólida para contrapor e apreciar os resultados adquiridos através da simulação dos modelos com o *Simscape*.

Apesar de ser uma ferramenta intuitiva, apresenta limitações: se o utilizador pretender o controlo de algum componente ou do sistema em malha fechada, não consegue fazer esse controlo à custa de *inputs* obtidos em tempo real, mas através de um processo iterativo, após o qual os resultados das iterações são inseridos manualmente. Para além de tornar a simulação mais morosa, é um obstáculo à simulação de modelos dinâmicos.

A ferramenta *Simscape*, do MATLAB *Simulink*, revelou-se como sendo muito poderosa e expedita na modelação dos vários sistemas de acionamento, em boa parte devido à sua biblioteca de modelos com pressupostos, fórmulas e equações genéricas pré-definidas, que aproximam o seu comportamento ao comportamento dos diferentes componentes hidráulicos e elétricos utilizados. Após seleccionar o bloco pretendido, o utilizador apenas tem de inserir o valor dos parâmetros, de acordo com as características do componente do sistema que pretende simular. É importante conhecer a dinâmica intrínseca dos modelos pré-concebidos pela ferramenta e compreender que esta facilitação na modelização, restringe a própria modelização, tanto em termos de pressupostos considerados como em termos de *inputs*, *outputs*, variáveis e parâmetros. Uma modelação de raiz dos componentes iria dotar o sistema de uma maior flexibilidade em termos de customização dos componentes e de controlo, pois ficava ao critério do utilizador definir quais os fatores que deveriam ser variáveis (de entrada, saída ou intermédias) e quais deveriam ser parâmetros fixos. Esse grau de flexibilidade iria convergir numa aproximação do comportamento do modelo ao comportamento de um sistema real. Dado que o intuito é apurar a influência das alterações tecnológicas nos diferentes modelos de sistema de acionamento nos consumos energéticos, considerou-se que a simulação através do *Simscape* serviu o propósito.

Capítulo 6 | Análise e Discussão de Resultados

No capítulo 4 foi dada a perspetiva do funcionamento dos modelos sob o ponto de vista do projetista/fabricante, isto é, foi dado um maior foco ao princípio de funcionamento de cada modelo, aos componentes que deveria ou não integrar e, principalmente, foi evidenciado o potencial de utilização criteriosa da potência disponibilizada em cada um dos modelos e o potencial de ajuste dessa potência, às diferentes condições de ensaio.

Este capítulo pretende fazer um contraponto de como se repercutem as alterações tecnológicas propostas, bem como potência instalada nos diferentes modelos, nos efetivos consumos de energia, que são afinal um encargo e uma preocupação do utilizador. O capítulo 6 pode ser interpretado como adotando o ponto de vista do cliente, responsável pela exploração do equipamento, onde é feita uma apreciação do rácio entre energia gerada e as perdas energéticas associadas a cada solução de sistema de acionamento, uma vez que o trabalho efetivamente realizado está tipificado para cada cenário de ensaio.

A discussão dos resultados obtidos foi separada em duas partes:

- a primeira diz respeito aos modelos simulados sob carga constante (carga gravítica);
- a segunda diz respeito aos modelos simulados sob carga linearmente variável (carga elástica), refletindo uma simulação mais próxima das condições reais de ensaio de uma máquina.

No início de cada parte, é feita a avaliação do comportamento energético do modelo de referência, que serve de mote para a apreciação dos consumos energéticos dos modelos subsequentes simulados. Os consumos foram desagregados em consumos referentes ao meio ciclo de tração, em consumos referentes ao meio ciclo de relaxação e em consumos referentes a um ciclo completo de ensaio que, através de um fator multiplicativo, retrata os consumos energéticos de um ensaio global.

Pelo nível de interesse, foi graficamente apresentada a evolução do consumo de energia elétrica, da energia hidráulica gerada e das energias elétrica e hidráulica dissipadas na forma de calor, dos cenários de simulação 1 e 8, para os diferentes modelos.

6.1 Resultados dos Modelos sob ação de Carga Gravítica (constante)

Nesta secção são apresentados os resultados dos modelos simulados sob carga externa constante. As características mais importantes de cada modelo são relembradas, para facilitar a compreensão dos resultados obtidos:

- o modelo de referência, modelo 1, reflete um sistema hidráulico tradicional, essencialmente preocupado com os requisitos funcionais da máquina;

- no modelo 2 é reduzida a pressão durante o meio ciclo de relaxação, e feita a substituição da válvula direcional proporcional simétrica, por uma válvula do tipo B, de comando secundário;
- no modelo 3 é analisado o impacto da substituição da fonte de energia do modelo 1 por uma fonte constituída por 3 conjuntos motor/bomba de iguais características, discretamente selecionáveis;
- no modelo 4 é seguido o mesmo princípio do modelo 3 sendo, no entanto, reduzida a pressão na relaxação, à semelhança do que aconteceu no modelo 2;
- finalmente nos modelos 5 e 6 é contínua e progressivamente ajustada a pressão disponível no meio ciclo de tração às exigências do cenário de simulação, numa lógica de adaptação à carga, com a principal diferença entre os dois modelos a ser ao nível da fonte de energia, onde foi estudado o impacto da adoção de 3 conjuntos motor/bomba iguais *versus* 3 grupos energéticos diferentes.

6.1.1 Balanço Energético do Modelo 1 – O Modelo de Referência sob carga gravítica

O modelo 1 reflete uma solução de um sistema hidráulico que é tida como referência e amplamente utilizada no acionamento de máquinas servo-hidráulicas. É um sistema robusto e relativamente fácil de implementar, capaz de assegurar o controlo da velocidade e dar resposta aos requisitos de carga de uma aplicação, mas que peca por não atender a uma gestão adequada da energia, o que torna a sua resposta desajustada face ao panorama de eficiência energética para o qual a indústria caminha.

Como já foi referido, este modelo tem uma potência nominal instalada de 90kW e, pelo facto de a fonte trabalhar à pressão máxima e ao caudal máximo, disponibiliza constantemente o mesmo valor de potência, também de 90kW, quer para realizar a tração de um provete que requer, no cenário mínimo, 2,2kW ou que requer, no cenário máximo, 38,9kW.

A Figura 6.1 torna perceptível o impacto que a duração de um meio ciclo tem nos consumos energéticos de um sistema como o do modelo 1, que disponibiliza, constantemente, o mesmo valor de potência. De facto, para a mesma potência disponível, o consumo energético do sistema será dez vezes superior num ensaio cuja velocidade é 10% v_{max} , do que num ensaio cuja velocidade é 90% v_{max} .

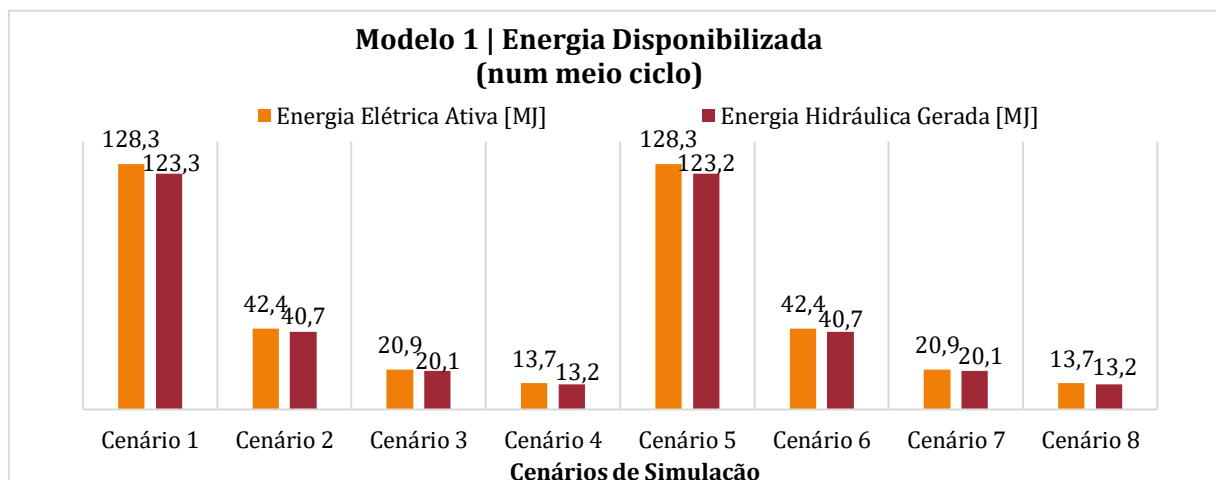


Figura 6.1 – Energia disponibilizada pelo modelo 1, durante um meio ciclo (tração ou relaxação)

No entanto, apesar da potência requerida variar com os requisitos de velocidade e de força do ensaio, a energia transferida para o provete, na tração, é a mesma, qualquer que

seja essa velocidade de ensaio, uma vez que depende unicamente do valor de carga externa e do curso realizado (Figura 6.2). Assim, independentemente da quantidade de energia hidráulica gerada pelo sistema, apenas serão entregues à carga, no máximo, 5,9MJ e, no mínimo, 2,9MJ.

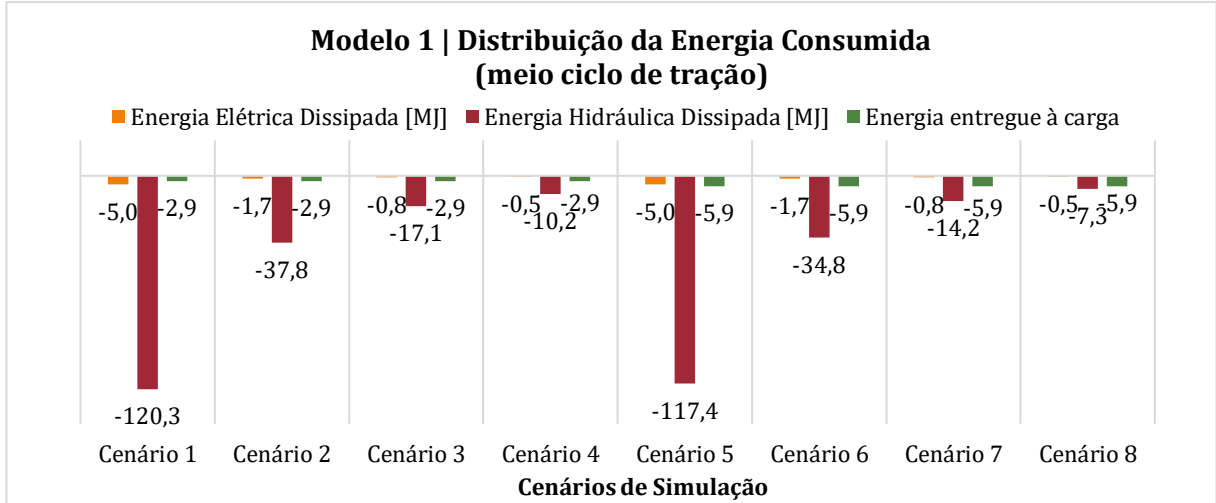


Figura 6.2 – Distribuição da energia consumida no modelo 1 durante o meio ciclo de tração

Na relaxação as perdas energéticas são ainda mais acentuadas, pelo facto de durante o meio ciclo de avanço a fonte continuar a disponibilizar uma potência constante e igual à do meio ciclo de tração, apesar do sistema não realizar qualquer trabalho. Para além disto, como a carga atua, neste meio ciclo, como uma fonte adicional de energia, o sistema é chamado a dissipar não só a energia que lhe foi disponibilizada, mas também a energia que foi devolvida na relaxação do provete (Figura 6.3).

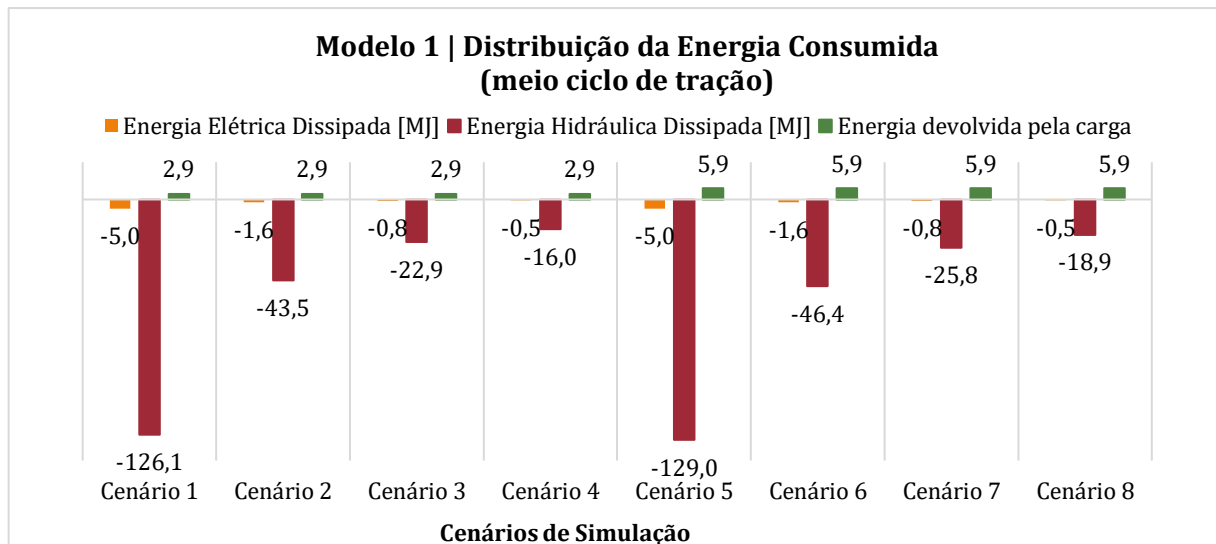


Figura 6.3 - Distribuição da energia consumida no modelo 1 durante o meio ciclo de relaxação

Concluindo, chama-se a atenção para os seguintes aspetos:

- o provete a ensaiar adota, para os cenários de simulação sob força constante, o comportamento de uma carga gravítica, permanentemente tratora, que requer energia ao sistema no meio ciclo de tração, mas que adota o comportamento de um

- gerador no meio ciclo de relaxação, fornecendo-lhe energia, que tem de ser dissipada pelo sistema;
- o sistema do modelo 1, disponibiliza constantemente a potência máxima que tem instalada, independentemente dos requisitos de ensaio, que se reflete na disponibilidade de um valor de energia que é tanto maior quanto a duração do ensaio;
 - esta energia é disponibilizada, independentemente de a carga apenas requerer, na tração, no mínimo 2,9MJ e, no máximo, 5,9MJ, e, de, na relaxação, não ser realizado qualquer trabalho pelo sistema e de a carga atuar como uma fonte adicional de energia.

Torna-se, assim, evidente que o modelo 1 ilustra um sistema de acionamento fortemente desajustado à especificidade do tipo de carga a ser ensaiada e que apenas se torna interessante, ou menos desadequado, para um cenário de simulação com a carga e a velocidade mais exigentes, como o cenário de simulação 8.

É de salientar que, o aumento do rendimento da instalação e, consequentemente a redução relativa dos consumos energéticos de um modelo, está invariavelmente associada à redução da potência disponível na fonte, ao valor estritamente necessário para dar resposta às condições de carga e de velocidade exigidas num ensaio.

6.1.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Tração

Tal como o modelo 1, o modelo 2 disponibiliza durante a tração o mesmo valor de potência, de forma constante, independentemente dos requisitos de ensaio, o que se traduz em consumos energéticos idênticos, para este meio ciclo, aos do modelo 1.

O modelo 3, como mostrado no capítulo 4, procura ajustar a potência disponível ao requisito de velocidade de ensaio, através de uma seleção discreta do caudal disponível, conseguido pela substituição da fonte de energia do modelo de referência, por três grupos energéticos. Esta medida traduz-se, para os cenários de simulação com velocidades mais baixas como o cenário de simulação 1, numa redução da energia hidráulica gerada no modelo 3 até 68%, comparativamente com a disponibilizada nos modelos 1 e 2, durante a tração. Isto, reflete-se, consequentemente, numa também menor parcela de energia dissipada.

A capacidade do modelo 5 de se adaptar à carga, através do ajuste da pressão disponível, aliada ao comando discreto do caudal, refletiu-se numa maior adaptação da potência disponibilizada pela fonte às necessidades do ensaio, o que se reflete numa redução de 90% no consumo da energia hidráulica gerada no cenário 1 do modelo de referência.

O modelo 6 propõe uma otimização da adaptação da potência disponível no modelo 5 através da substituição dos seus 3 grupos energéticos, por outros 3, com uma relação diferencial de cilindrada, o que favorece ainda mais a adaptação do caudal gerado pela fonte de energia aos requisitos de velocidade do ensaio (Figura 6.4). Naturalmente, uma menor quantidade de energia disponível propicia uma maior mitigação das perdas energéticas (Figura 6.5).

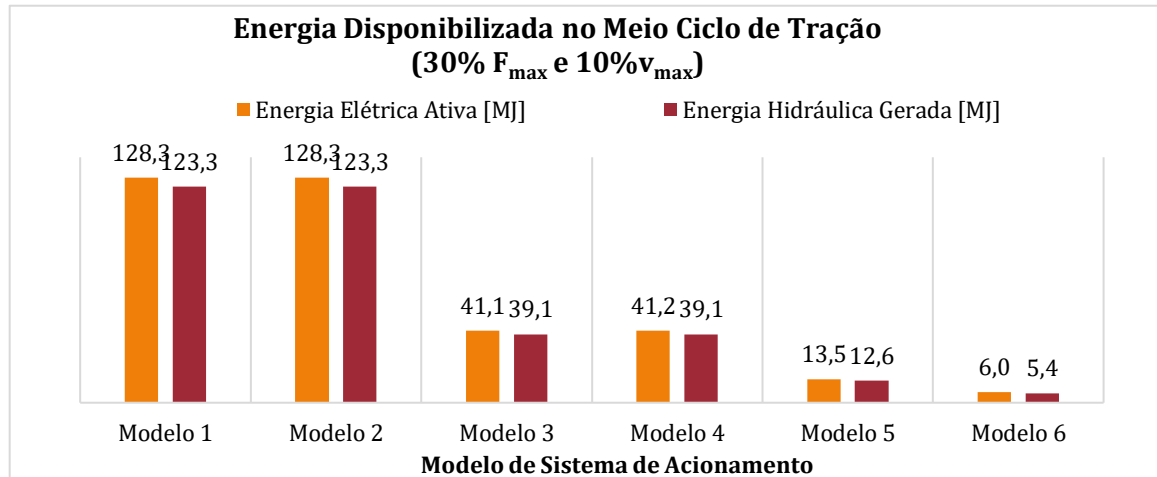


Figura 6.4 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

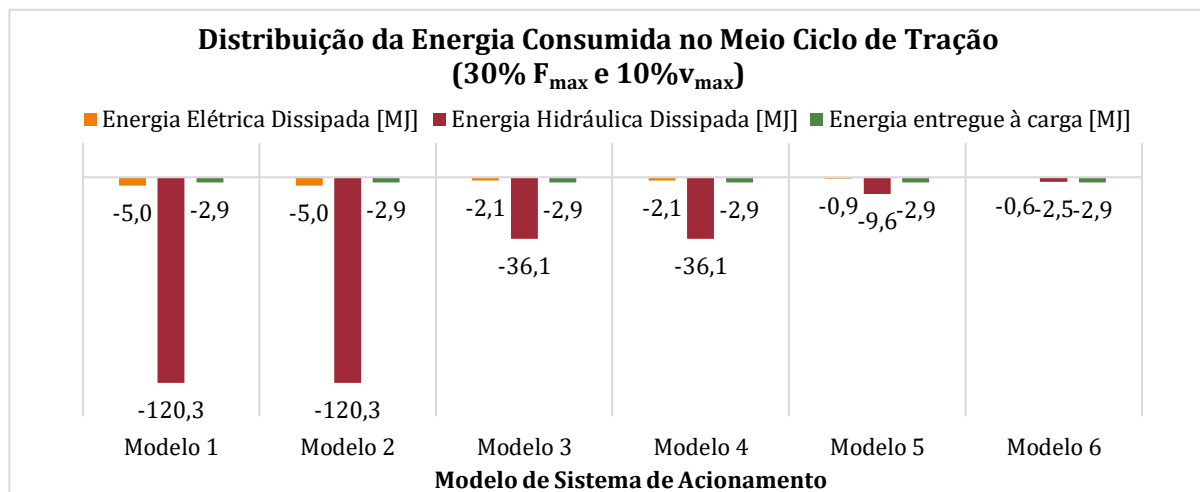


Figura 6.5 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

Sob condições de ensaio mais exigentes, como é o caso do cenário de simulação 8 (Figura 6.6 e Figura 6.8), a quantidade de energia disponibilizada não é tão díspar entre os diferentes modelos como no cenário 1, o que sugere que para este cenário de maior exigência, talvez o modelo de referência não estivesse assim tão sobredimensionado. Não obstante, os modelos 5 e 6 registaram uma redução de 24% no consumo de energia hidráulica, relativamente ao modelo 1, motivado pelo ajuste da pressão na tração. Ao nível das perdas elétricas é visível uma diminuição das mesmas, nomeadamente a redução de 44% dos modelos 5 e 6 para o modelo de referência.

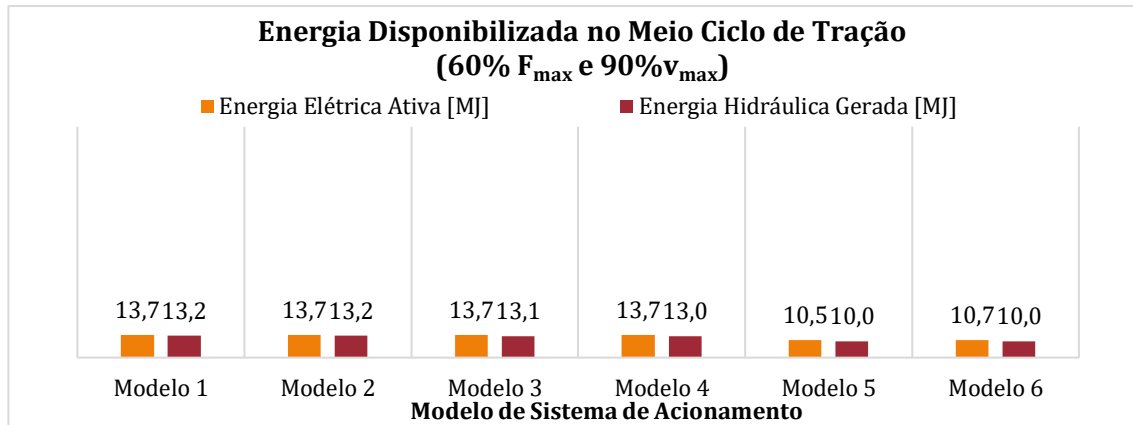


Figura 6.6 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

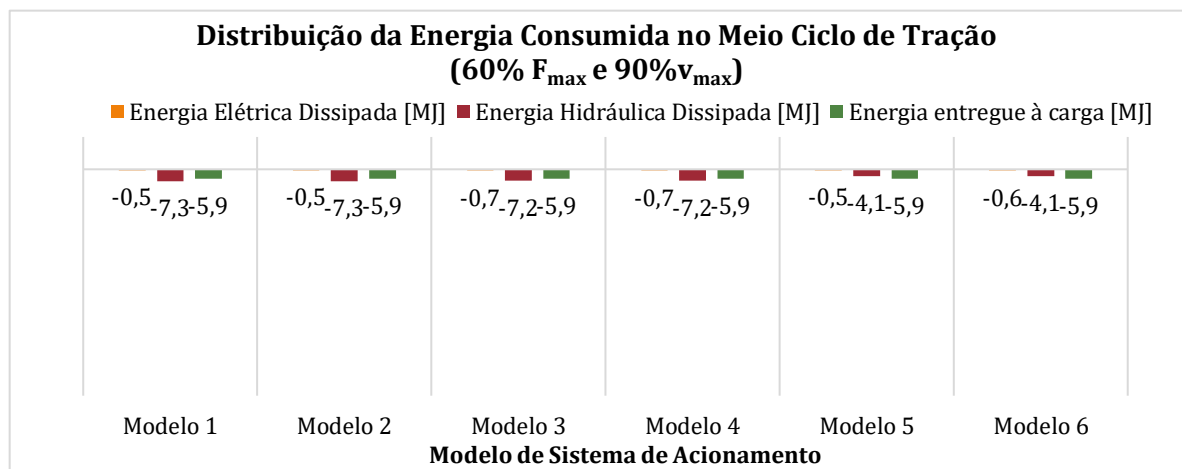


Figura 6.8 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

Na Figura 6.7 é apresentada a evolução dos rendimentos dos sistemas hidráulicos dos modelos, no meio ciclo de tração, para os cenários de simulação 1 e 8, com a implementação das diferentes alterações tecnológicas. O modelo 6 é destacado com um rendimento hidráulico de 54,1% para o cenário 1 e de 58,8% para o cenário 2, o que

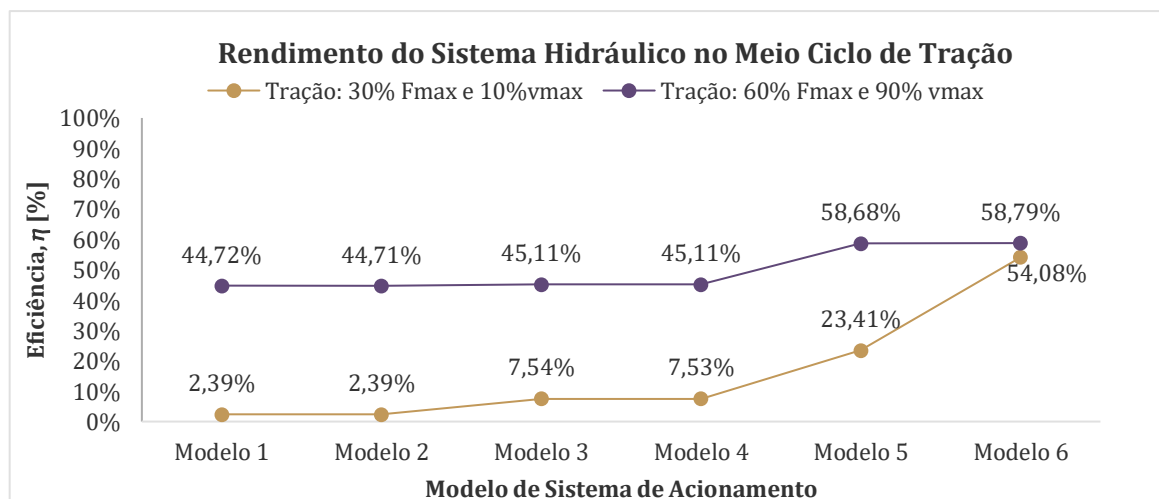


Figura 6.7 - Comparação do rendimento do sistema hidráulico dos modelos, no meio ciclo de tração, com uma força de ensaio constante

comprova que a estratégia escolhida de ajustar as condições de caudal e de pressão disponíveis na fonte à exigência do ensaio é sinónimo de uma otimização energética.

Em termos de energia reativa é de assinalar que:

- uma melhor adaptação da potência hidráulica gerada, através do comando discreto do caudal disponível, nos modelos 3 e 4, resultou na diminuição da carga no motor elétrico, o que prejudicou os seus valores de eficiência e fator de potência. Consequentemente, no cenário 1 de simulação, cenário de carga e de velocidade menos exigentes, apesar do valor absoluto de energia reativa não ser maior nestes modelo que nos modelos 1 e 2 (energia reativa dos modelos 1 e 2 igual a 75,9MVAR.s), pois também se verifica uma menor quantidade de energia hidráulica gerada (energia reativa dos modelos 3 e 4 igual a 30,4MVAR.s), a sua percentagem face à energia ativa é maior: nos modelos 1 e 2 a energia reativa é quase 60% da energia ativa e nos modelos 3 e 4 a energia reativa é cerca de 74% da energia ativa;
- o ajuste da pressão disponível durante o meio ciclo de tração nos modelos 5 e 6, agrava ainda mais este efeito, pois para o mesmo cenário 1 de simulação, embora o valor absoluto da energia reativa não seja tão grande quando o valor desta energia nos modelos 1 e 2 - 23,7MVAR.s para o modelo 5 e 13,5MVAR.s para o modelo 6 -, não deixa de ter uma percentagem elevada relativamente à energia ativa – no caso do modelo 5 é 1,8 vezes superior à energia ativa e no caso do modelo 6 é 2,25 vezes maior que a energia ativa.

6.1.3 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Relaxação

Enquanto que o meio ciclo de tração é um ciclo de trabalho, ou seja, tem o propósito de converter a energia hidráulica do sistema em energia mecânica para a tração do provete, o meio ciclo de relaxação é um ciclo de perdas, onde o provete funciona como uma fonte de energia extra, que o sistema hidráulico é chamado a receber e a dissipar, juntamente com a energia hidráulica gerada pela bomba, sob a forma de calor, através do aquecimento do óleo. Neste meio ciclo o objetivo do modelo de minimizar a quantidade de energia disponibilizada é ainda mais relevante, devendo apenas ser a suficiente para fazer o controlo da velocidade do ensaio.

A válvula proporcional de comando secundário, que substitui a válvula proporcional simétrica do modelo de referência, realiza o controlo da velocidade do atuador em *meter-out*, não realizando estrangulamento de caudal na passagem da linha A. Isto permite aliviar a necessidade de disponibilidade de pressão na relaxação para realizar este comando.

No modelo 2, a redução da pressão disponível na fonte é refletida numa menor potência hidráulica gerada que, apesar de ser constante para todos os cenários de simulação, não deixa de se refletir numa diminuição da energia hidráulica gerada, comparativamente com o modelo 1. De facto, no cenário de simulação 1 (Figura 6.9 e Figura 6.10), é observável a redução, para o modelo 2, de 91% na energia hidráulica gerada no modelo 1.

Pode-se também comparar os modelos 4 e 5 com o modelo 3. Os três modelos adotaram uma fonte discretamente comandável, gerando o mesmo caudal sob velocidades de ensaio iguais. No entanto, com a implementação da válvula de comando secundário nos modelos 4 e 5, foi possível reduzir a pressão de 210bar do modelo 3 para 20bar, o que representa uma poupança de 95% na energia hidráulica gerada no modelo 4, face ao modelo 3.

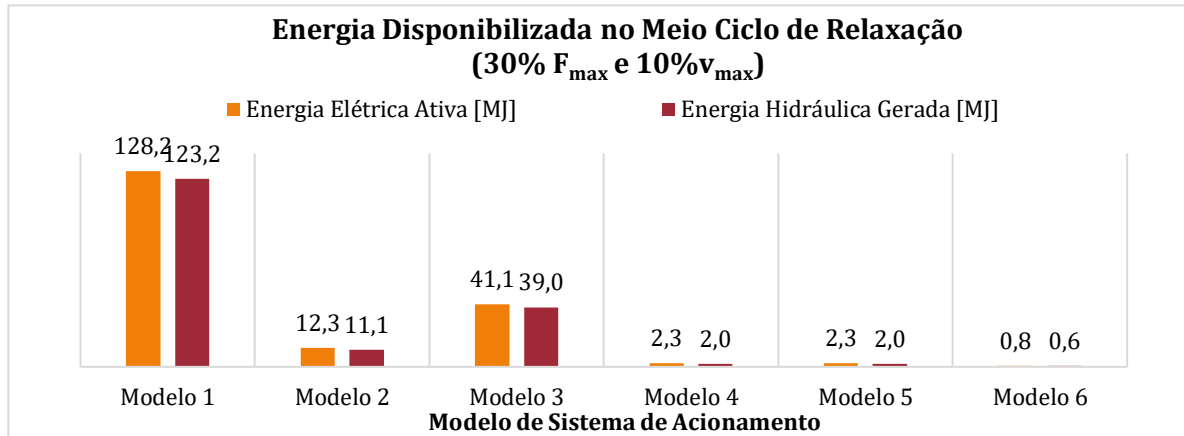


Figura 6.10 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

Comparando com o modelo de referência, a diminuição da pressão disponível na relaxação e a redução para 1/3 do caudal disponível na fonte, no cenário 1, repercutiu-se numa redução da energia hidráulica gerada nos modelos 4 e 5 de 98%, em comparação com o modelo 1. O melhor ajuste do caudal disponível conseguido no modelo 6 aumentou esta poupança para 99%.

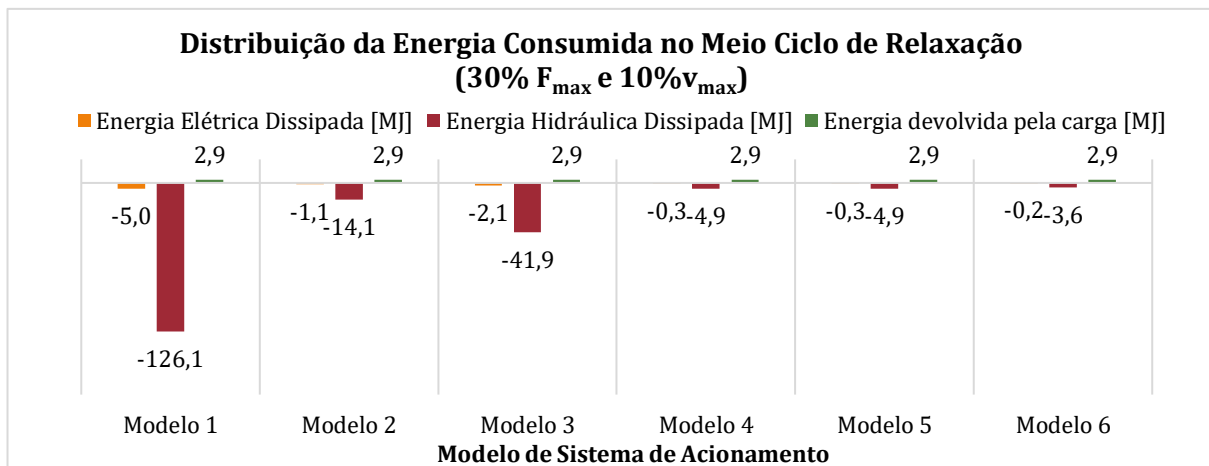


Figura 6.9 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

No cenário de simulação 8, no qual a velocidade de ensaio requerida é 90% v_{max} , (Figura 6.11 e Figura 6.12), todos os modelos vão disponibilizar o mesmo caudal e a redução na energia hidráulica disponível é conseguida, apenas, pela redução da pressão disponível na fonte. Assim a comparação dos consumos energéticos é feita entre os modelos 1 e 3 e os modelos 2, 4, 5 e 6. Nesta ótica, a utilização da válvula “só linha B”, que possibilita a redução da pressão disponível de 210bar para 20bar, durante o avanço, traduz-se numa redução de perdas energéticas de 65,4%.

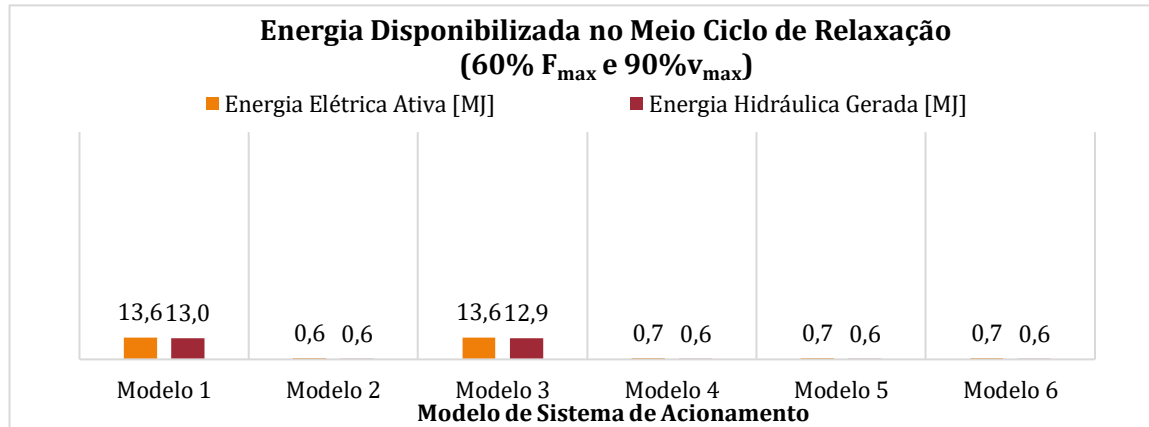


Figura 6.11 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

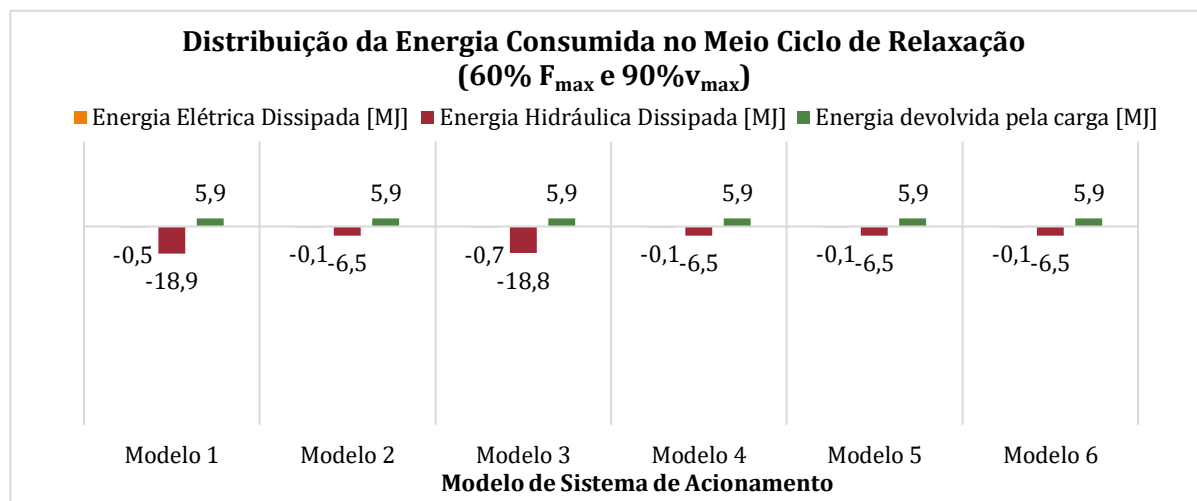


Figura 6.12 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

Neste meio ciclo será ainda mais evidente o aumento do valor relativo da energia reativa, face à parcela de energia ativa, do que no meio ciclo de tração, sobretudo devido à diminuição da pressão disponível efetuada:

- no modelo 2, relativamente ao cenário de simulação 1, apesar do valor de energia reativa ser 43,6MVar.s, o que representa quase metade da energia reativa no modelo 1 (tal como no meio ciclo de tração, igual a 75,8MVar.s), o seu peso relativamente à energia ativa é significativamente maior, de facto a energia reativa do modelo 2 é 3,5 vezes maior que a parcela de energia ativa;
- novamente, a otimização do ajuste da potência disponível nos modelos 4, 5 e 6, conseguida pela combinação da redução da pressão disponível com o comando discreto do caudal disponível, resultou, no cenário 1 de simulação, em consumos absolutos de energia reativa da ordem dos 17,5MVar.s, que corresponde a um

valor que é 7,4 vezes superior ao valor de energia ativa, nos modelos 4 e 5, e 22 vezes superior, no modelo 6;

- em relação ao modelo 3, os valores de energia reativa na relaxação são iguais para os dois meios ciclos.

6.1.4 Comparação de Resultados do Ciclo Completo

No sentido de ter uma visão geral de consumos, esta secção centra-se em comparar a forma como foi gerida a energia total, disponibilizada pelos modelos de sistemas de acionamento, ao longo de um ciclo completo.

É evidente o processo evolutivo para o ensaio sob o cenário de simulação 1 (Figura 6.14 e Figura 6.13), que se repercutiu num decréscimo de perdas energéticas de 97,5%, do modelo de referência para o modelo 6.

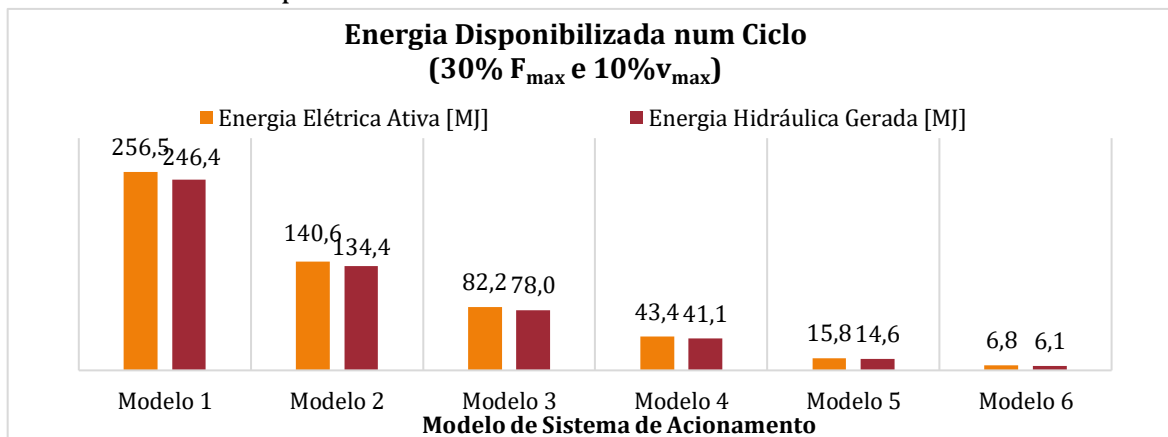


Figura 6.14 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

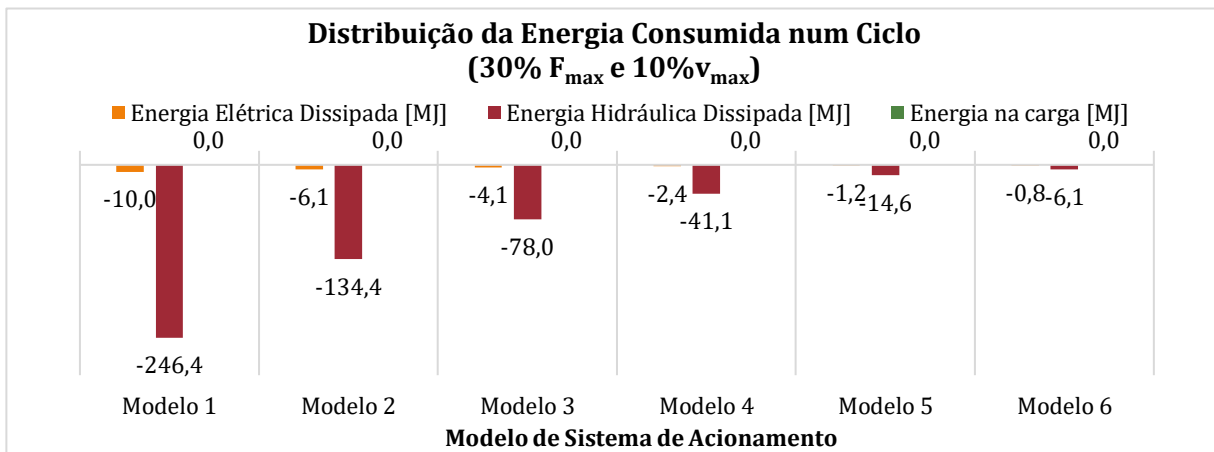


Figura 6.13 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos num ciclo, com 30% F_{max} e 10% v_{max}

Em relação ao cenário de simulação 8 (Figura 6.15 e Figura 6.16), de forma expectável, este processo de melhoria de otimização energética já não foi tão assinalável, sendo as principais diferenças justificadas pelo ajuste da pressão na relaxação (do modelo 1 para o modelo 2 e do modelo 3 para o modelo 4). Detetou-se, ainda assim, uma ligeira melhoria devido ao ajuste da pressão na tração, nos modelos 5 e 6, comparativamente com os restantes.

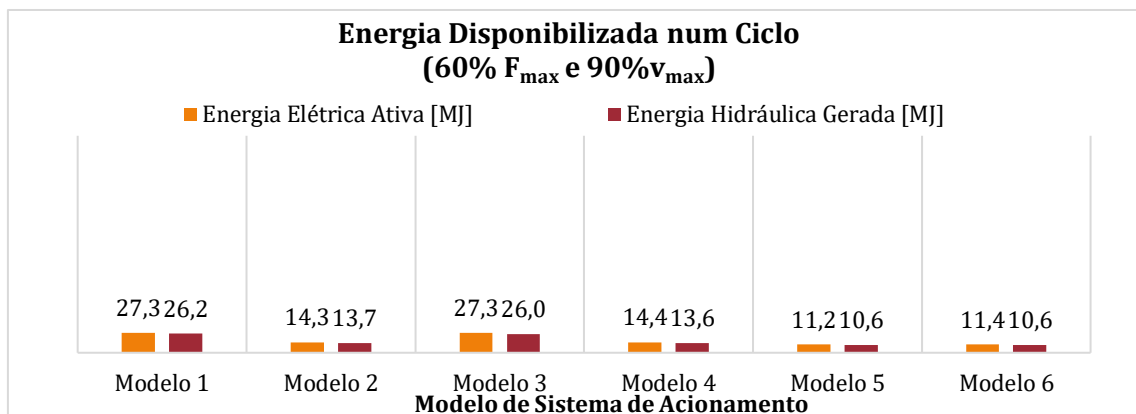


Figura 6.15 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

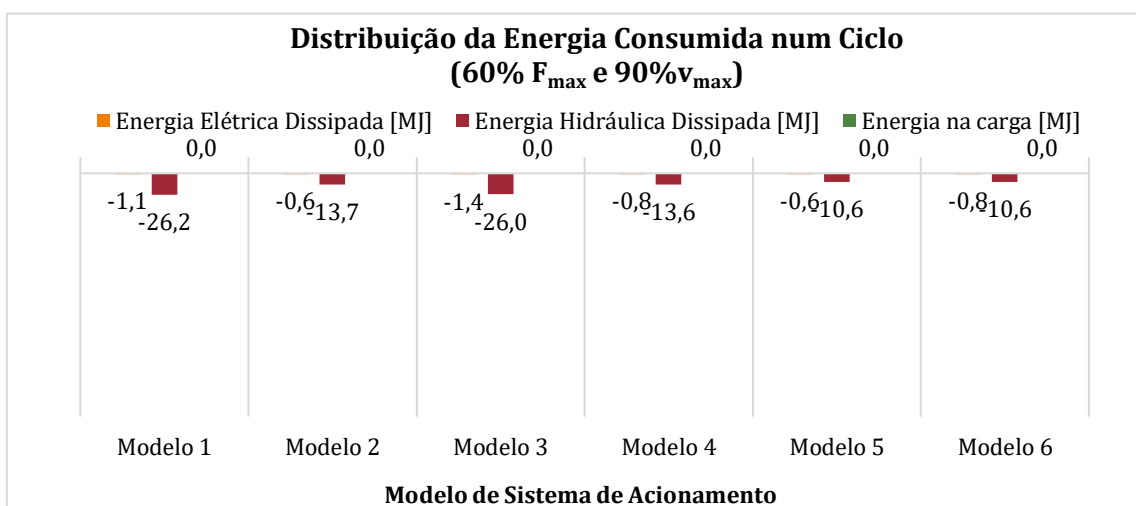


Figura 6.16 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos num ciclo, com 60% F_{max} e 90% v_{max}

Analisando os consumos de energia elétrica obtidos num ciclo completo de ensaio, pode-se fazer os seguintes reparos:

- os valores comparados são valores obtidos em simulações realizadas sob as condições de carga e de velocidade menos exigentes, pois refletem o pior cenário possível de valores de energia reativa, tanto em valor absoluto, como relativamente à parcela de energia ativa;
- obviamente, o modelo que reflete um maior consumo absoluto de energia reativa é o modelo 1, o modelo de referência (151,7MVar.s), embora este valor se deva, ao elevado consumo de energia ativa (256,5MJ). No modelo 1, a energia reativa é 60% da energia ativa, o que apesar de ser uma percentagem elevada, de todos os modelos, é a mais baixa;
- o modelo 6 é o modelo com menor valor absoluto de energia reativa (31,4MVar.s), no entanto esta é 4,6 vezes superior ao valor de energia ativa consumida num ciclo.

Torna-se, assim, evidente que um projetista, na conceção de uma solução de sistema de acionamento hidráulico, deve ter cuidados não só do ponto de vista da redução das perdas hidráulicas, mas também criar condições que mantenham um valor da carga no motor suficientemente elevado para evitar que os valores de eficiência e de fator de potência sejam de tal ordem prejudicados, que se reflitam em valores elevadíssimos de energia reativa, à qual corresponde uma pequena percentagem de energia ativa.

6.2 Resultados dos Modelos sob a ação de Carga Elástica (linearmente variável)

Nesta secção, serão apresentados os resultados das simulações realizadas aos modelos 7, 8 e 9, sob a ação de carga externa linearmente variável, isto é, uma carga elástica de módulo crescente na tração e de módulo decrescente na relaxação. À semelhança do que foi feito na secção 6.1 deste capítulo, irá ser lembrado o princípio de funcionamento de cada modelo de sistema de acionamento.

O modelo de referência (identificado como modelo 7) foi novamente simulado sob esta condição, de forma a estabelecer um conjunto de valores base, com os quais serão comparados os resultados das simulações dos modelos 8 e 9.

A estratégia adotada de eficiência energética nestes modelos, vem no seguimento da adotada nos modelos anteriores, no sentido em que procura adaptar a potência disponibilizada pelo sistema aos requisitos de potência de cada cenário de simulação. Uma otimização desta adaptação culmina, não só, no aumento do rendimento da instalação, como também na redução da energia dissipada.

Nesta secção, é de salientar, porém, que esta adaptação nos modelos 8 e 9 foi conseguida de forma diferente, comparativamente com os modelos anteriores. Nos modelos anteriores procurou-se adaptar a potência disponível pelo comando discreto do caudal disponível e/ou pela redução da pressão disponível, mantendo-se a unidade de geração de energia a funcionar em fonte de pressão.

Nos modelos 8 e 9 a unidade de geração de energia funciona em fonte de caudal, o que desde logo permite que a pressão do sistema passe a ser imposta pela carga e o caudal disponível a ser o necessário para assegurar a movimentação do atuador à velocidade pretendida, obtendo-se nestes modelos um ajuste contínuo da potência disponível:

- no modelo 8, o comando de caudal, na tração, é realizado pelo comando da cilindrada da bomba e na relaxação é realizado por uma válvula proporcional “só linha B”, que controla o atuador em *meter-out*, através de um circuito regenerativo, que permite a recuperação do caudal da tração;
- o modelo 9 recorre a um variador de frequência que permite comandar a velocidade de acionamento da bomba e, assim, o caudal disponível.

É importante salientar que o motor elétrico é um elemento de elevado potencial de poupança energética quando usado como elemento de comando do movimento. De facto, independentemente da poupança energética que seja registada a jusante da bomba, esta acaba por ser desvirtuada se o motor que a aciona estiver a funcionar em condições muito abaixo das condições nominais, devido aos seus baixos valores de rendimento e de fator de potência sob tais condições.

6.2.1 Balanço Energético do Modelo 7 – O Modelo de Referência sob carga elástica

Através de um comando constantemente variável da válvula direcional, o modelo 7, que não é mais do que o modelo 1, mas sob a ação de uma carga elástica, compensa a variação do diferencial de pressão nas suas passagens, de forma a conduzir um caudal constante para o atuador, suficiente para que este se movimente à velocidade pretendida.

Tal como no modelo 1, também a unidade de geração de energia irá funcionar em fonte de pressão, isto é, gerando o caudal máximo à pressão máxima, e disponibilizando, constantemente uma potência muito próxima da potência instalada, de 90kW, independentemente dos requisitos de potência do ensaio. Assim, a energia disponibilizada no modelo 7 será igual à disponibilizada no modelo 1 e, à semelhança do que aconteceu no modelo 1, será tanto maior quanto a duração de um meio ciclo (ou de um ensaio) (Figura 6.17).

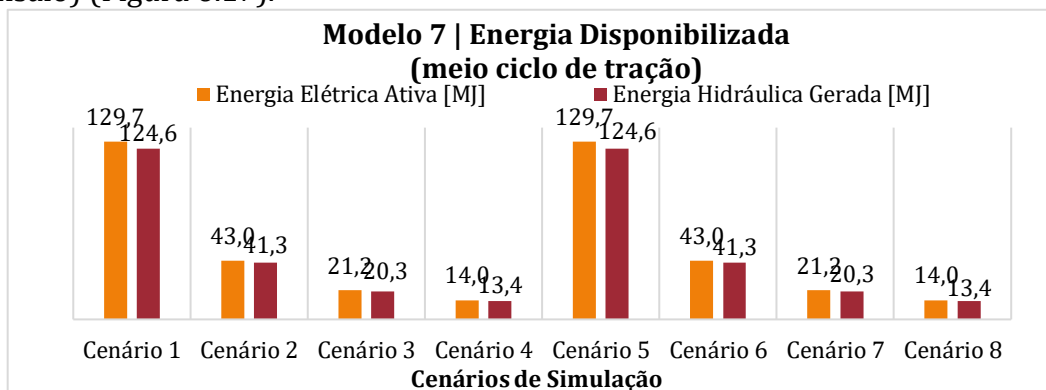


Figura 6.17 – Energia disponibilizada no modelo 7, durante a tração

Como a carga externa é linearmente variável, então a potência na carga, que nas simulações sob carga gravítica se mantinha constante num meio ciclo, será, agora, constantemente variável, entre um valor mínimo, quando o atuador está na sua posição mais avançada e o módulo da carga externa que nele atua é mínimo, e um valor máximo, quando o atuador está na sua posição mais recuada e o módulo da carga externa que nele atua é máximo. Isto significa que, em termos médios, a potência de um meio ciclo sob a ação de uma carga elástica terá um valor menor que a potência de um meio ciclo sob a ação de uma carga gravítica.

Do ponto de vista energético, a energia na carga, que no modelo 1 era dada por uma área retangular, limitada no seu comprimento pela duração e na sua altura por um valor de potência constante, vem agora dada por uma área triangular, cuja hipotenusa corresponde ao valor constantemente variável da potência e a base à duração do meio ciclo.

Torna-se, assim, evidente que a energia entregue à carga na tração será, neste modelo, de valor inferior à energia entregue à carga no modelo 1, para as mesmas condições de ensaio. No modelo 7, será transferido ao provete uma energia de, no mínimo, 1,7MJ, e, no máximo, 3,4MJ (Figura 6.18). Para além disto, esta energia será igual, independentemente da velocidade do ensaio, ao contrário do que acontece com a energia disponibilizada.

Este perfil de carga, aliado à já conhecida incapacidade de adaptação do modelo de referência, aqui tido como o modelo 7, vão acentuar as perdas hidráulicas que já existiam no modelo 1.

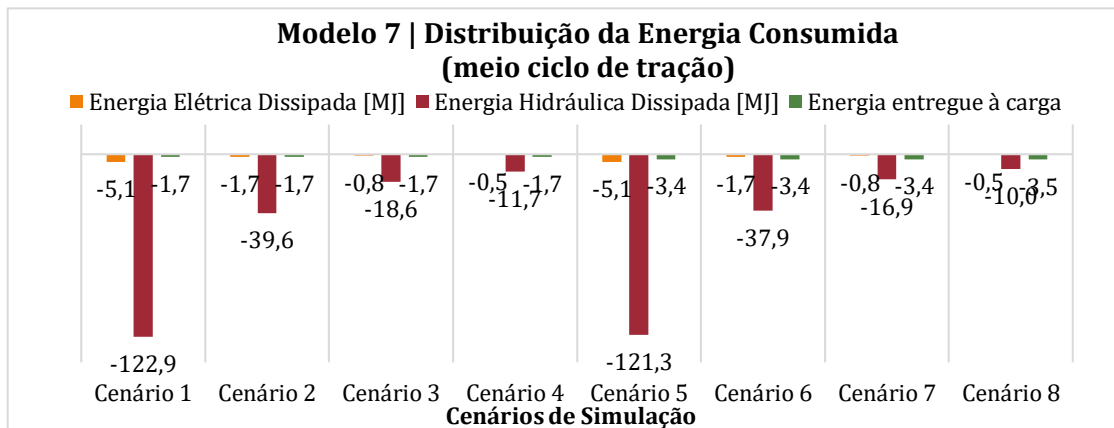


Figura 6.18 – Distribuição da energia consumida no modelo 7, durante a tração

Não obstante, o facto de a fonte disponibilizar, constantemente, durante um ciclo e para qualquer cenário de simulação, a potência máxima, leva a uma majoração do fator de carga no motor, o que traz benefícios em termos de rendimento e fator de potência do motor e se reflete em baixas perdas elétricas.

Na relaxação, a energia disponibilizada será teoricamente igual à disponibilizada na tração, sendo que as ligeiras diferenças se devem ao facto do modelo 7 ter sido simulado em ambiente de *Simulink*, o qual entra em consideração, ainda que de forma mínima, com caudais de fuga e outras perdas energéticas associadas aos componentes do sistema (Figura 6.19).

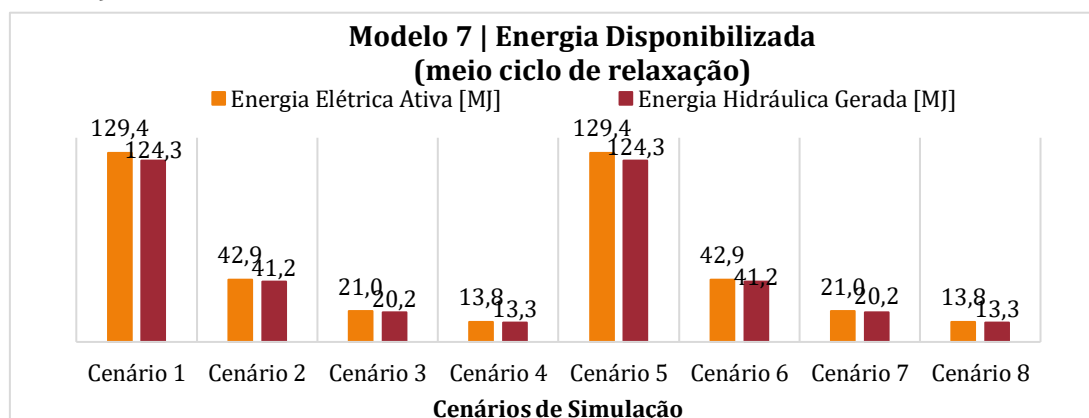


Figura 6.19 – Energia disponibilizada no modelo 7, durante a relaxação

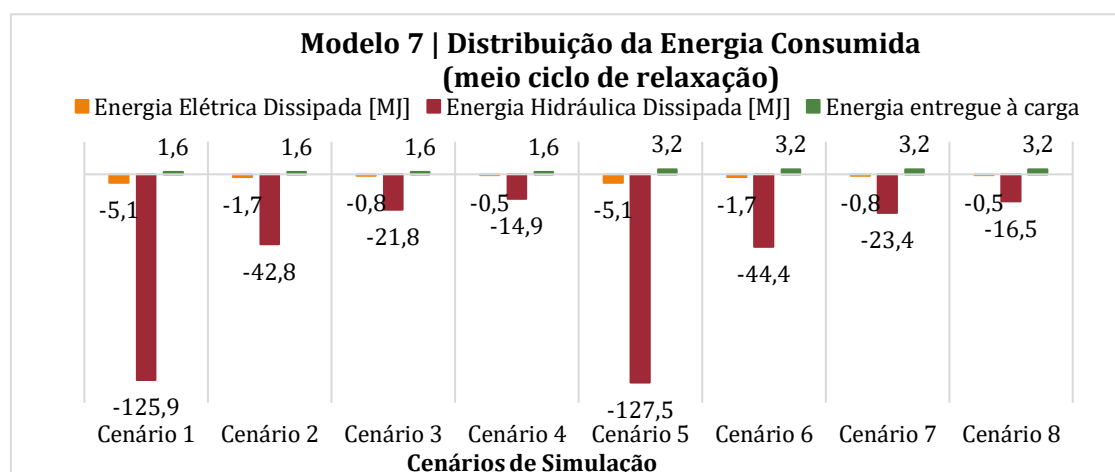


Figura 6.20 - Distribuição da energia consumida no modelo 7, durante a relaxação

À semelhança do modelo 1, no meio ciclo de relaxação o sistema não realiza trabalho e é chamado a dissipar a energia gerada pela fonte e a energia que lhe é devolvida pela carga (Figura 6.20).

Concluindo, chama-se atenção para os seguintes aspetos:

- o provete a ensaiar adota, para os cenários de simulação sob força linearmente variável, o comportamento de uma carga elástica, permanentemente tratora, que requer energia ao sistema no meio ciclo de tração, mas que adota o comportamento de um gerador no meio ciclo de relaxação, fornecendo-lhe energia, a ser dissipada pelo sistema;
- o sistema do modelo 7, disponibiliza constantemente a potência máxima que tem instalada, independentemente dos requisitos de ensaio, que se reflete na disponibilidade de um valor de energia que é tanto maior quanto a duração do ensaio;
- esta energia é disponibilizada, independentemente dos requisitos da carga, que são neste modelo constantemente variáveis durante o mesmo meio ciclo, o que se reflete numa menor quantidade de energia entregue à carga que, face à mesma quantidade de energia disponibilizada no modelo 1, se repercute num decréscimo do rendimento da instalação no meio ciclo de tração;

Para ensaios sob cargas externas elásticas são ainda mais notórias as perdas hidráulicas devido à inadaptabilidade do modelo de referência às condições de ensaio.

6.2.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Tração

O funcionamento em fonte de caudal dos grupos energéticos dos modelos 8 e 9 permite que o comando da velocidade do atuador passe a ser realizado ao nível da própria fonte, o que dispensa, neste meio ciclo, a utilização da válvula direcional proporcional, na qual o comando do movimento era realizado à custa de um diferencial de pressão.

A potência disponível nestes modelos reflete uma condição ótima de adaptação aos requisitos de ensaio:

- a potência disponível é determinada por cada cenário de simulação, pois o valor de caudal gerado pelo sistema é o suficiente para que a movimentação do atuador seja feita à velocidade pretendida e a pressão do sistema passa a ser a imposta pela carga, sendo apenas a necessária para tracionar o provete;
- durante um meio ciclo, o valor da potência disponível é continuamente variável, acompanhando a variação da carga com o movimento do atuador.

Consequentemente, em teoria, a energia gerada pelo sistema é, na sua totalidade, entregue à carga, de modo que aumenta o seu valor, em conformidade com o aumento da energia requerida na carga.

Comparativamente com o modelo 7, nos modelos 8 e 9 assistiu-se a uma franca diminuição da energia hidráulica gerada de quase 98,7% para o cenário 1 de simulação (Figura 6.22), que é o cenário com mais gastos de energia associados. Relativamente ao cenário 8, a redução da energia hidráulica disponível, face ao modelo 7, foi de 77% no modelo 8 e 72% no modelo 9 (Figura 6.21).

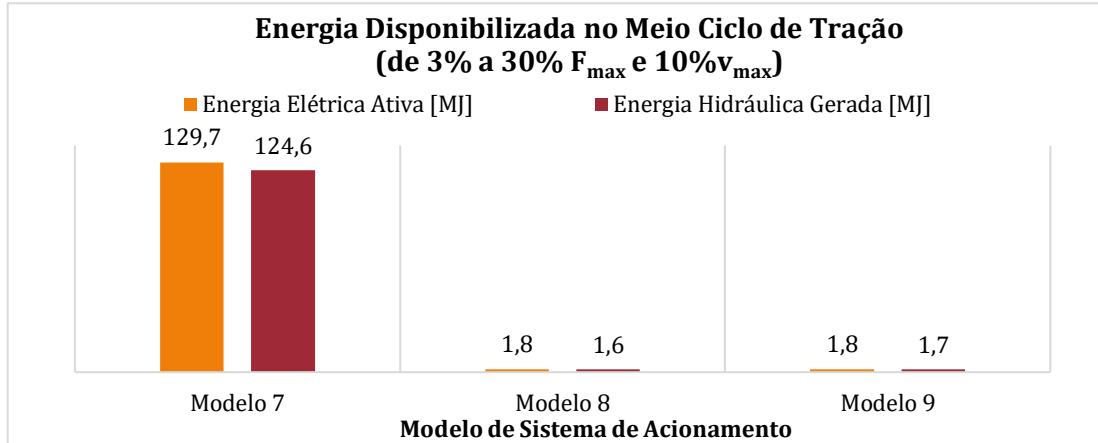


Figura 6.22 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

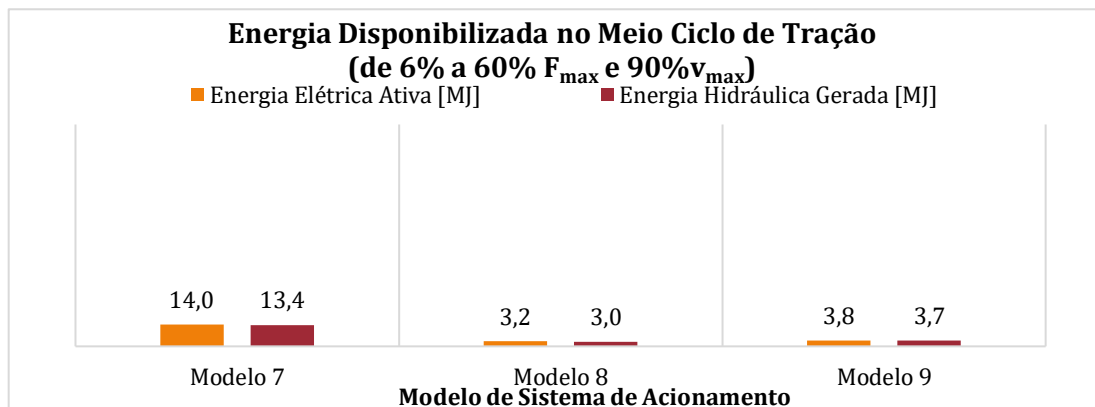


Figura 6.21 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na tração, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

Esta otimização de disponibilização de energia às necessidades energéticas efetivas do ensaio é visível se se comparar o gráfico da Figura 6.21, onde estão apresentados os valores de energia disponibilizada pelos modelos no cenário 1 de simulação, com o gráfico da Figura 6.25, onde está patente a gestão dessa energia disponível pelo modelo, sendo evidenciado que a energia hidráulica gerada foi quase na sua totalidade transferida para a carga, nos modelos 8 e 9. O mesmo acontece para o cenário de simulação 8 (Figura 6.24).

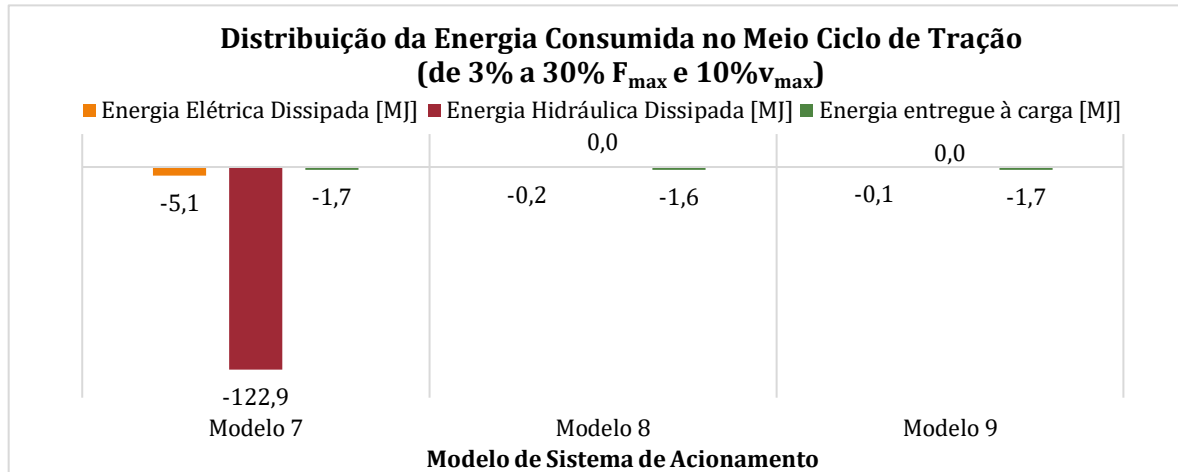


Figura 6.25 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

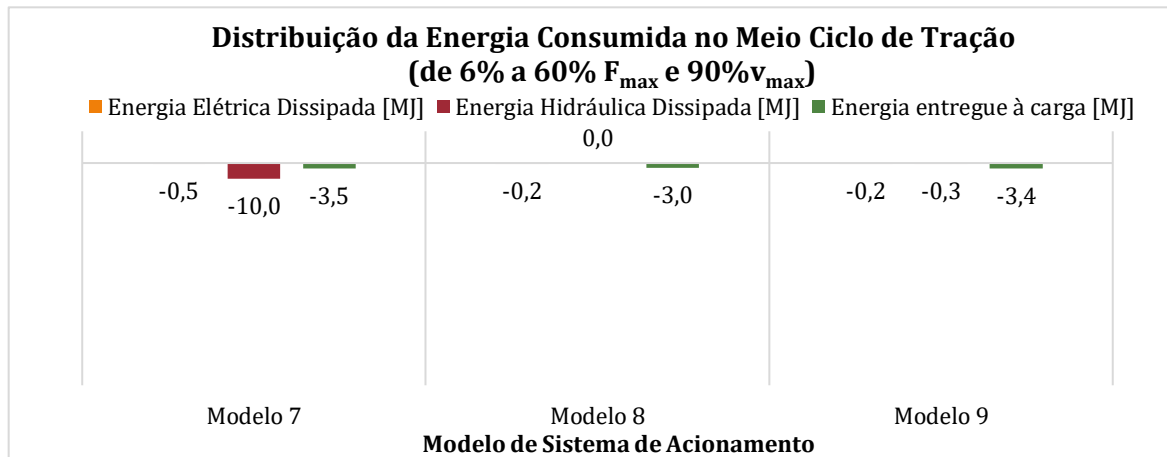


Figura 6.24 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na tração, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

Consequentemente, verifica-se nos modelos 8 e 9 uma minimização das perdas hidráulicas que estavam presentes no modelo 7, o que se reflete na maximização do rendimento hidráulico do seu sistema de acionamento, que chega a ser superior a 92% (Figura 6.23).

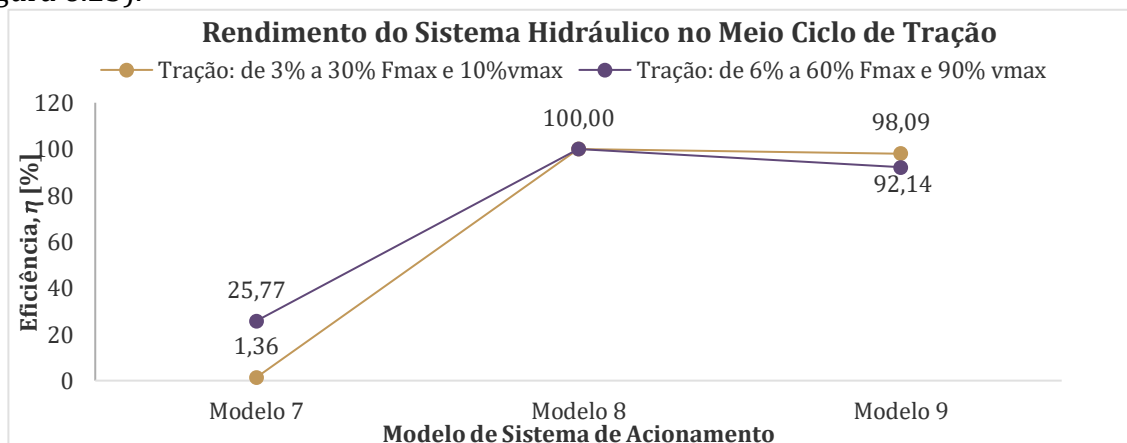


Figura 6.23 - Comparação do rendimento do sistema hidráulico dos modelos no meio ciclo de tração, com uma força de ensaio variável

De notar que as ligeiras diferenças ao nível da energia hidráulica gerada, neste meio ciclo, entre os modelos 8 e 9, se devem, certamente, ao facto do modelo 8 ter sido simulado com recurso ao *Excel* e do modelo 9 com recurso ao *Simscape*, no qual existem fugas e outras perdas energéticas (ainda que mínimas).

Por outro lado, atendendo aos consumos energéticos obtidos no meio ciclo de tração dos modelos, é de salientar a diferença nos valores de energia reativa entre o modelo 8 e o modelo 9:

- no caso do modelo 8, o ajuste do caudal disponível, ao requisito de velocidade do ensaio, é realizado à custa do comando da cilindrada da bomba, o que se reflete na diminuição da carga no motor, que passa a funcionar a uma potência muito abaixo da potência nominal. Embora as perdas energéticas por calor associadas não sejam assinaláveis, porque a energia elétrica consumida também não o é, o mesmo não acontece para a energia reativa. Isto acontece porque a adaptação da potência disponível neste modelo provoca a diminuição do fator de carga no motor, o que prejudica o seu fator de potência;
- no caso do modelo 9, o ajuste do caudal disponível é realizado à custa do comando da velocidade de acionamento da bomba, que é conseguido pelo acoplamento de um variador de frequência ao motor elétrico. O variador de frequência ajusta o funcionamento do motor, através da variação da sua frequência e da tensão de alimentação, o que define novas condições nominais de funcionamento do motor e, por isso, um novo valor de potência nominal do motor para velocidades de rotação baixas. Desta forma, a adaptação da potência disponível é acompanhada pelo ajuste à potência nominal do motor, pelo que o fator de carga já não vem tão prejudicado como no modelo 8;
- para o mesmo cenário de simulação 1, a mesma energia hidráulica gerada no modelo 8 tem um consumo de energia aparente que é 3,65 vezes o valor desta energia no modelo 9, que se deve aos valores de energia reativa no modelo 8 e no modelo 9, de 15,6MVar.s e 3,9MVar.s, respetivamente. É também de se salientar que no modelo 8 a energia reativa é quase 9 vezes superior à energia ativa, enquanto no modelo 9 é apenas 2,2 vezes superior.

6.2.2 Comparação de Resultados do Meio Ciclo de Relaxação

Como já foi mencionado, o meio ciclo de relaxação é um ciclo no qual o sistema não realiza trabalho e recebe uma energia adicional, que é a energia proveniente da relaxação do provete. Desta forma, para que os modelos adotem um comportamento energético eficiente no seu funcionamento durante o avanço, são redefinidas novas prioridades a ter em conta no seu funcionamento:

- uma delas, e que já tinha sido considerada no meio ciclo de tração, consiste na redução da energia disponível, que deve ser, apenas, a suficiente para assegurar os requisitos de velocidade e de força do ensaio. Face a um ciclo no qual não é transferida energia à carga, pois esta atua como uma fonte de energia adicional do sistema, esta questão surge com uma relevância acrescida:
 - a capacidade de adaptação contínua da potência disponível nos modelos 8 e 9, vai permitir que a disponibilização de energia seja apenas a necessária para garantir os requisitos de velocidade e de carga durante o meio ciclo;
 - no modelo 8, o circuito regenerativo estabelecido pela válvula de comando secundário, permite fazer a recuperação do caudal da tração e minimizar a necessidade de caudal na fonte na relaxação. Apesar da bomba funcionar,

- neste meio ciclo, a pressão constante, esta apresenta um valor muito baixo, apenas o suficiente para acompanhar o movimento do atuador. Assim, a potência disponibilizada estará unicamente ligada ao requisito de velocidade de ensaio, independentemente da carga externa. De igual forma, também a energia hidráulica gerada depende, unicamente, do consumo de caudal do sistema, pelo que será tanto maior quanto maior este consumo (para maiores velocidades de ensaio);
- no modelo 9, a disponibilidade de caudal é controlada ao nível da fonte, de acordo com o valor de velocidade pretendida no atuador. A pressão é a requerida pela carga. A potência disponibilizada será tanto maior quanto a velocidade requerida e será ligeiramente menor quando a carga externa é menor. Do ponto de vista energético, observa-se a mesma tendência de aumento da energia hidráulica gerada com o aumento da velocidade e com a diminuição da carga.
 - dado o seu comportamento permanentemente trator, durante o avanço, a carga vai favorecer a movimentação do atuador, pelo que é crucial que o sistema tenha capacidade de frenagem:
 - esta capacidade será conseguida no modelo 8 por uma válvula de comando secundário, que controla o avanço do atuador através do estrangulamento de caudal na sua linha de retorno;
 - no modelo 9 será assegurada por uma válvula de contrapressão ou de controlo de carga variável, que através de um balanceamento entre a carga externa e as forças de pressão das suas pilotagens interna e externa, permite um movimento suave e gradual do atuador;

Os valores de energia hidráulica gerada para o modelo 9 vêm reduzidos em mais de 96%, para o cenário de simulação 1, e em mais de 87%, para o cenário de simulação 8, quando comparados com a energia hidráulica gerada no modelo 7. Esta poupança hidráulica é ainda mais acentuada no modelo 8, devido ao seu mecanismo de recuperação de caudal da tração, que alivia a necessidade deste requisito na fonte. Comparando a Figura 6.26 e a Figura 6.29 comprova-se, ainda, o aumento da energia disponibilizada com o aumento do valor de velocidade de ensaio.

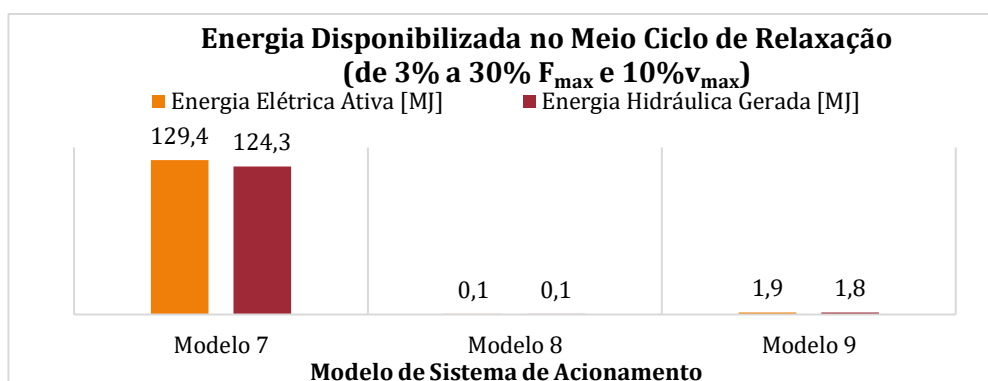


Figura 6.26 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

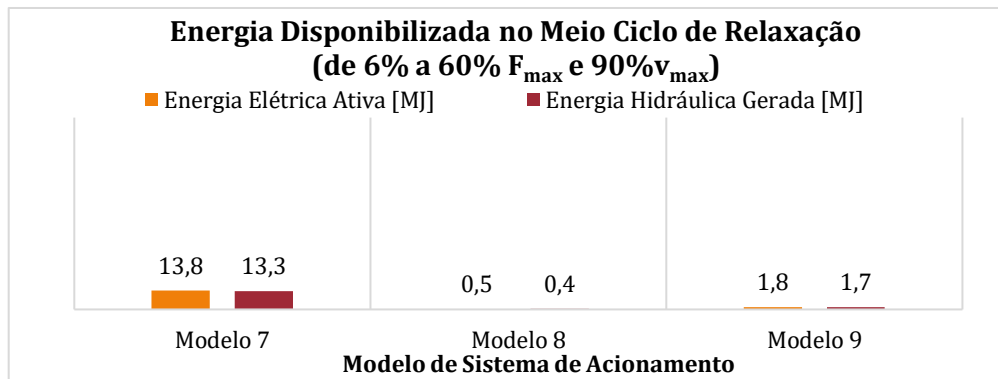


Figura 6.29 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos na relaxação, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

Observando a distribuição da energia consumida pelos modelos, é claro que tanto o modelo 8 como o modelo 9 representam modelos de sistemas energeticamente otimizados, o que se reflete numa redução de perdas hidráulicas superior a 97%, para o cenário 1 (Figura 6.28), e a 71%, para o cenário 8 (Figura 6.27), comparativamente com as perdas associadas ao modelo 7 (o modelo de referência ensaiado sob carga elástica). É de salientar que as perdas hidráulicas no modelo 8 se devem, sobretudo, à energia perdida na válvula proporcional para controlo de velocidade do avanço. Ainda assim, representam menos de 2% das perdas energéticas do modelo de referência, para o cenário 1 de simulação, e menos de 22%, para o cenário 8 de simulação.

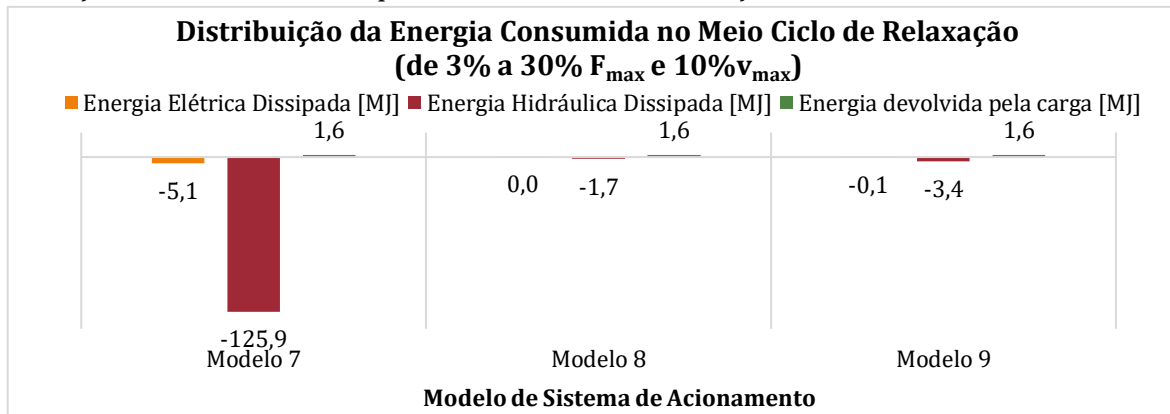


Figura 6.28 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

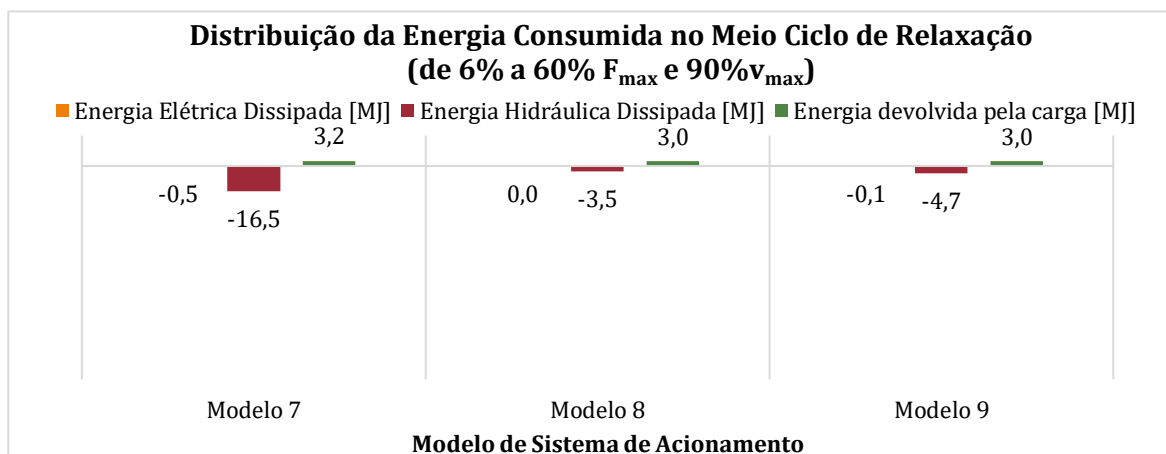


Figura 6.27 - Comparação da distribuição da energia consumida pelos modelos na relaxação, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

Novamente chama-se a atenção para os valores de energia reativa dos modelos 8 e 9 e que diferenciam a sua performance.

Apesar de, neste meio ciclo, a energia hidráulica gerada no modelo 8 ser quase 10 vezes menor que a energia gerada no modelo 9, para o cenário de simulação 1, devido ao baixo fator de carga nestas condições de simulação, a energia reativa no modelo 8 tem uma relação muito mais desfavorável com a energia ativa, do que acontece no modelo 9 (embora os consumos absolutos de energia reativa no modelo 8 (1,6MVar.s) sejam, obviamente, menores que os consumos de energia reativa no modelo 9 (4,7MVar.s), pois também correspondem a valores de energia hidráulica diferentes). No modelo 8, a energia reativa é quase 16 vezes superior à energia ativa; enquanto no modelo 9, pelo ajuste do funcionamento do motor às condições de ensaio, a energia reativa é cerca de 2,5 vezes maior que a ativa (energia elétrica que pode ser, de facto, transformada em trabalho).

6.2.3 Comparação de Resultados de um Ciclo Completo

Finalmente são apresentados os resultados dos modelos para um ciclo completo, o que, como previsível, mostra uma diminuição da energia hidráulica gerada (Figura 6.31 e Figura 6.30) e das perdas hidráulicas. No cenário de simulação 1 (Figura 6.33), a redução das perdas hidráulicas foi de 99% para o modelo 8 e de 98.6% para o modelo 9, em relação ao caso de referência, representado pelo modelo 7. Em relação ao cenário 8 (Figura 6.32) de simulação, as reduções foram de 86,8% para o modelo 8 e de 81% para o modelo 9.

Do ponto de vista da energia elétrica, tanto no modelo 8 como no modelo 9, a fração da energia elétrica dissipada é de apenas 10,5% e de 7,9%, respetivamente, da energia elétrica total disponibilizada no cenário de simulação 1.

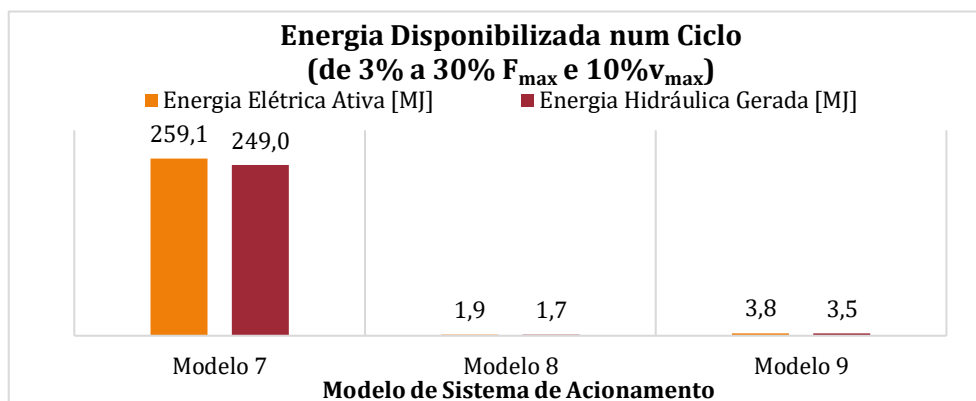


Figura 6.31 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

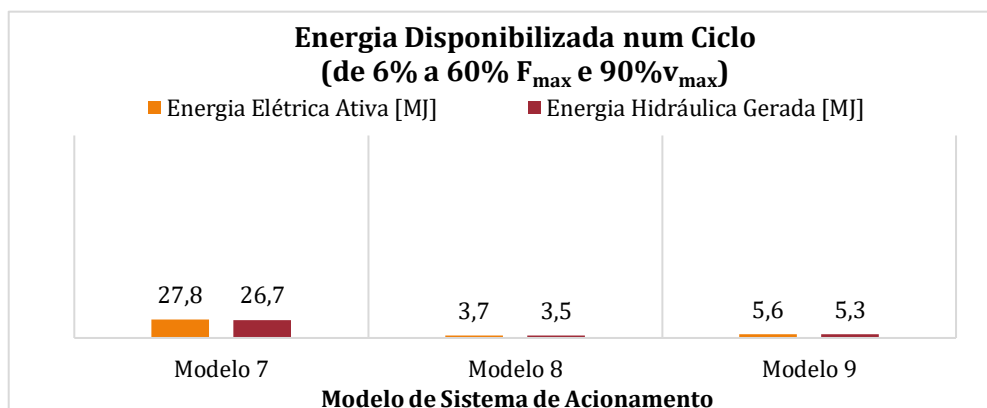


Figura 6.30 - Comparação da energia disponibilizada pelos modelos num ciclo, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

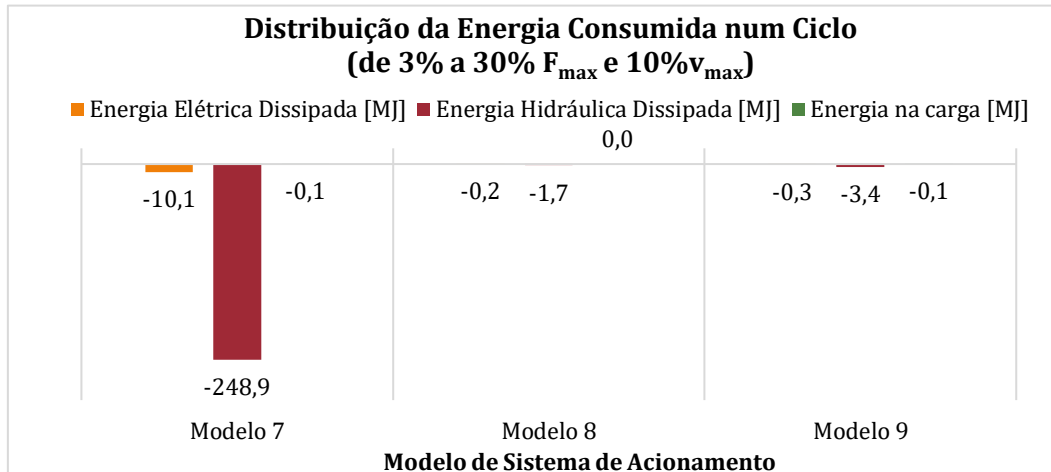


Figura 6.32 - Comparação da distribuição de energia consumida pelos modelos num ciclo, com uma força entre 3% e 30% F_{max} e uma velocidade de 10% v_{max}

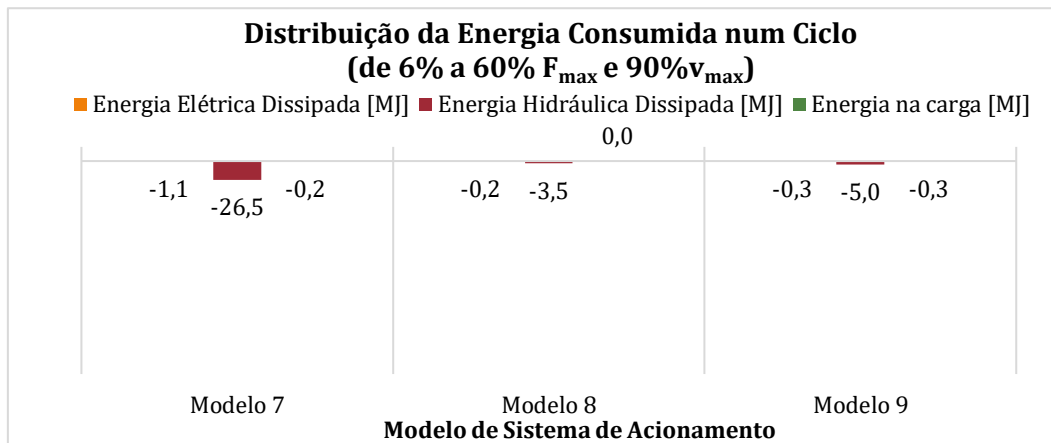


Figura 6.33 - Comparação da distribuição de energia consumida pelos modelos num ciclo, com uma força entre 6% e 60% F_{max} e uma velocidade de 90% v_{max}

Após ser feita uma análise global dos resultados da simulação nos modelos 8 e 9, fazem-se as seguintes notas:

- do ponto de vista hidráulico, o modelo 8 aparenta ser o modelo mais eficiente, gerando um valor de energia hidráulica num ciclo que é no máximo 3,5MJ e no mínimo 1,7MJ, ou seja, para todos os cenários de simulação, a energia hidráulica gerada ronda, em média, os 2,6MJ;
- o modelo 9, para realizar o mesmo trabalho, disponibiliza uma energia hidráulica que varia entre 3,5MJ e 5,3MJ, subindo o valor médio do modelo 8 para 4,4MJ, ou seja, praticamente o dobro;
- do ponto de vista do motor elétrico, a energia reativa do modelo 9 é cerca de 9MVar.s, qualquer que seja o cenário de simulação, o que se deve ao ajuste constante do fator de carga do motor, através do variador de frequência, que permite o ajuste das condições de funcionamento do motor elétrico;
- no modelo 8, porém, a energia ativa varia entre 7,3MVar.s e 25MVar.s, sendo os valores de energia reativa superiores devido à baixa carga no motor, especialmente nos cenários de simulação 1 e 5, o que se reflete num prejuízo do fator de potência.
- Consequentemente, é notória a diferença existente no consumo de energia aparente do modelo 8 (igual a 17,3MVA.s no cenário de simulação 1), que chega a ser quase o dobro, para cenários de simulação com menor requisito de velocidade,

em comparação com o modelo 9 (igual a 9,4MVA.s no cenário de simulação 1), quando o modelo 8, nessas circunstâncias, gera quase metade da energia hidráulica do modelo 9.

Com este balanço, pretende-se reforçar o facto de que, para obter um sistema de acionamento energeticamente ótimo, não se deve reduzir a análise do seu comportamento energético ao circuito hidráulico, devendo-se também atender aos consumos do motor elétrico, já que é claro o impacto que baixos fatores de carga têm no seu rendimento e no fator de potência, o que se repercute em elevados valores de perdas elétricas e de energia reativa.

6.3 Principais Conclusões

Primeiramente, é importante relembrar que o meio ciclo de tração é um meio ciclo de trabalho, no qual a energia do sistema hidráulico é utilizada para tracionar o provete, e que o meio ciclo de relaxação é um meio ciclo de perdas energéticas, onde o sistema é chamado a dissipar a energia que lhe é cedida pela fonte e a energia que é devolvida pelo provete. Desta forma, e partindo-se do pressuposto de que não há maior poupança de energia do que a ausência de energia, adotou-se uma estratégia de disponibilizar apenas a energia necessária ao ensaio, na tentativa de mitigar as perdas energéticas dos modelos.

Na secção 6.1 é perceptível o processo evolutivo de aumento da eficiência energética do sistema hidráulico, à custa do ajuste da energia disponibilizada pela fonte, em termos de caudal e de pressão, aos requisitos de ensaio impostos por cada cenário de simulação. Os grupos energéticos de todos os modelos desta secção funcionam em fonte de pressão, isto é, disponibilizam o caudal máximo à pressão máxima, o que acarreta, invariavelmente, um prejuízo no rendimento da instalação, pela sua falta de capacidade de ajuste. Inicialmente, procurou-se ultrapassar esta dificuldade substituindo a válvula proporcional simétrica, por uma válvula “só linha B”, o que permitiu reduzir a pressão disponibilizada no meio ciclo de relaxação, e depois, através do comando discreto do caudal disponível, pela integração de três fontes de energia seleccionáveis.

Evidentemente, as perdas serão mais significativas para um cenário de simulação menos exigente, especialmente se o modelo não tiver a capacidade de ajustar a energia disponibilizada às necessidades de ensaio, como é o caso do modelo de referência. De um modo geral, as perdas hidráulicas de um ciclo do modelo de referência foram reduzidas em 97,5% para o cenário de simulação 1 e em 60% para o cenário de simulação 8, com o modelo 6.

A desadequação do sistema à especificidade da carga a ser ensaiada, que na realidade é uma carga elástica, torna-se mais evidente, porque a energia requerida numa carga linearmente variável é cerca de metade da requerida numa carga gravítica e constante, apesar do modelo de referência, aqui designado por modelo 7, disponibilizar a mesma potência constante, de 90kW, independentemente dos requisitos de ensaio, o que leva a que os gastos energéticos em cenários com velocidades mais pequenas sejam ainda mais notórios. Esta discrepância torna inviável a comparação dos consumos de energia associados a simulações dos modelos realizadas sob carga constante e sob carga variável, pelo que se optou por separar as duas análises e utilizar unicamente o modelo de referência de cada uma (modelos 1 e 7), para fazer a ponte.

No caso dos modelos 8 e 9, simulados sob carga externa variável, a fonte de energia adotou um funcionamento em fonte de caudal, o que permitiu uma disponibilização da energia continuamente adaptada às condições de ensaio. No modelo 8 é de destacar o comando do caudal pelo comando da cilindrada da bomba e o circuito regenerativo, que permite a

recuperação do caudal gerado na tração. No modelo 9 é de assinalar o comando do caudal através do comando da velocidade de acionamento. Desta forma, não só se obtém uma solução de comando economicamente mais atrativa que a solução do modelo 8, como por via do variador de frequência se consegue um ajuste do ponto de funcionamento do motor de indução, de acordo com as necessidades, sem que isso se reflita no prejuízo dos valores de rendimento e de fator de potência deste equipamento.

Conclusões

O sistema hidráulico que é tido como referência, e que é amplamente utilizado no acionamento de máquinas servo-hidráulicas, corresponde a uma solução robusta e de fácil implementação. Porém, a desadequada gestão da energia disponibilizada, às especificidades da aplicação, torna esta solução energeticamente ineficiente, com elevadas perdas energéticas associadas. O potencial de otimização energética desta solução, determinou o objetivo desta dissertação, que é a obtenção de uma solução, alternativa, de um sistema hidráulico de acionamento, que se propõe realizar o mesmo trabalho que a solução do modelo de referência, à custa de menores consumos energéticos.

De forma breve, são relembradas as características da aplicação:

- o sistema hidráulico destina-se ao acionamento de uma máquina de elevada potência, que vai realizar ensaios cíclicos de cabos de fibras sintéticas, que devido à sua flexibilidade, requerem cursos longos de teste, o que se vai repercutir na duração do ensaio e nos consumos energéticos;
- o sistema de acionamento deve fazer o controlo de velocidade, com limitação de força, ou o controlo da força, com limitação de velocidade, de acordo com os requisitos de ensaio definidos, de um provete de comportamento elástico, que exerce no sistema uma carga permanentemente tratora, de módulo linearmente variável, e que, durante o recuo, é resistente ao movimento do atuador, mas, durante o avanço, favorece esse movimento.

A avaliação do comportamento energético do sistema do modelo de referência, durante a realização de um ciclo de ensaio, permitiu identificar um conjunto de problemas que justificam a sua ineficiência energética:

- o modelo de referência disponibiliza, constantemente, o mesmo valor de potência, pelo que a energia disponibilizada durante um meio ciclo está intrinsecamente ligada à duração desse meio ciclo (entre 13MJ e 125MJ);
- a energia disponibilizada durante a tração, que é um meio ciclo de trabalho, é igual à disponibilizada na relaxação, que é um meio ciclo onde o sistema recebe energia da carga, que tem de dissipar, juntamente com a energia que lhe é disponibilizada;
- a energia transferida à carga, que apenas é feita no meio ciclo de tração, está limitada a um estreito intervalo de valores (entre 2MJ e 3,5MJ);
- a energia que não é transferida à carga, é dissipada sob a forma de calor, o que traduz gastos energéticos adicionais com um sistema de refrigeração, que facilite essa dissipação.

Para minimizar os consumos energéticos, optou-se por atuar ao nível da potência disponível no sistema de acionamento, de forma a adaptar o seu valor aos requisitos efetivos de ensaio.

A abordagem inicial pautou-se por implementar alterações aos novos modelos de sistemas que lhes confere uma capacidade de adaptação, discreta, da potência disponível:

- começou-se por diminuir a pressão disponível na relaxação, pois é um meio ciclo no qual a carga favorece o movimento do atuador (modelo 2, 4, 5 e 6);
- depois substituiu-se o grupo energético do sistema do modelo de referência por três conjuntos motor/bomba, que permitem um comando discreto do caudal disponível, numa tentativa de o aproximar ao requerido no atuador, para a velocidade de ensaio pretendida (modelos 3, 4, 5 e 6);
- finalmente, ajustou-se a pressão disponível durante o meio ciclo de tração, adaptando o seu valor ao requisito de carga durante um ciclo;
- todos estes modelos refletem sistemas nos quais a unidade de geração de energia funciona em fonte de pressão.

Apesar de nesta abordagem inicial, as simulações serem realizadas sob uma carga de comportamento gravítico, o princípio de funcionamento mantém-se em simulações sob cargas elásticas, sendo a principal diferença ao nível da energia transferida ou devolvida pela carga, que é significativamente menor.

Numa segunda fase, e no sentido de aumentar a eficiência energética dos sistemas dos modelos anteriores, foram concebidos novos modelos de sistemas de acionamento que disponibilizam um valor de potência continuamente ajustado à variação da potência na carga, durante um meio ciclo, e às condições de força e velocidade específicas de cada cenário de simulação:

- durante a tração, a velocidade passou a ser comandada ao nível da fonte de energia, através do comando de cilindrada da bomba (modelo 8) ou através do comando da velocidade de acionamento da bomba (modelo 9), o que dispensou a utilização da válvula proporcional e, por isso, a pressão disponível no sistema dos modelos corresponde à pressão requerida pela carga;
- durante a relaxação, a fonte do modelo 8 deixa de funcionar em fonte de caudal e, passa a funcionar em fonte de pressão, e a velocidade passa a ser controlada por uma válvula “só linha B”, que frena o avanço do atuador e permite a recuperação de caudal da tração. A fonte gera apenas um caudal muito pequeno e a baixa pressão;
- durante a relaxação, o modelo 9 mantém-se a funcionar em fonte de caudal, sendo a frenagem no avanço do atuador assegurada por uma válvula de controlo de carga variável.

A maximização da capacidade de adaptação da potência disponibilizada pelos modelos às necessidades de ensaio, culminou em soluções de sistemas com uma eficiência energética significativamente melhor, face à solução do modelo de referência, o que reduziu significativamente as perdas hidráulicas. Perante uma menor necessidade de potência de acionamento, uma vez que nem sempre é necessário a fonte trabalhar à potência máxima, foram reduzidos os consumos elétricos. Porém, uma menor potência de acionamento, é sinónimo de uma menor carga no motor elétrico, que se não for acoplado a um variador de frequência, vem com valores de rendimento e de fator de potência baixos, traduzidos numa parcela de energia reativa demasiado elevada, comparativamente com a parcela de energia elétrica ativa.

A adoção de soluções de sistemas energeticamente eficientes no acionamento de máquinas de ensaio de elevada potência é imperativa, pois apesar do impacto que a certificação desta máquina tem no valor acrescentado do produto testado, tem um grande consumo energético associado (devido à longa duração dos ensaios que realiza). A nível

económico, os encargos avultados com a parcela da energia reativa, incentivam a cuidados com o fator de potência da instalação. A nível legislativo, pelo seu consumo, são máquinas que são alvo de escrutínio e nas quais os indicadores de eficiência energética são monitorizados por via de auditorias energéticas, cujo resultado é a obrigatoriedade de implementação de alterações que racionalizem os consumos energéticos da instalação ou a aplicação de penalidades.

Trabalhos Futuros

Primeiro, é importante refletir sobre uma proposta de melhoria em relação ao sistema do modelo 9. Apesar do sistema desse modelo representar por si só uma melhoria na eficiência energética do sistema de referência, era possível ter ido mais longe se, à semelhança do que foi feito no modelo 8 de sistema de acionamento, no meio ciclo de avanço, o sistema fosse colocado a trabalhar com circuito regenerativo, isto é, a conduzir o caudal da câmara secundária do cilindro para a câmara principal, o que iria aliviar os requisitos de caudal na fonte.

Os modelos de sistemas de acionamento simulados ao longo deste trabalho traduzem soluções que procuram maximizar a eficiência energética, através da redução da energia disponibilizada, às necessidades de ensaio. No entanto, ficou por se observar o impacto de uma solução que combinasse esta redução da energia disponível com a recuperação da energia devolvida pelo provete na relaxação, como é a solução do sistema do modelo 10.

Os acumuladores hidráulicos são elementos de armazenamento de energia, nos quais as perdas energéticas entre o armazenamento e a libertação de energia são praticamente nulas. Embora não seja trivial o processo de recuperação de energia, da relaxação do provete até ao seu armazenamento, se esta for depois libertada e aplicada localmente, no final da tração, quando a potência na carga é máxima, isto poderia culminar numa diminuição do requisito de potência instalada. Obviamente que, o verdadeiro interesse desta solução está relacionado com a tipologia da carga a ensaiar, que é variável e não constante, o que permite uma efetiva diferença, pois se liberta toda a energia recuperada na tração num espaço de tempo mais curto, coincidente com o período em que valores de potência requeridos na carga são máximos.

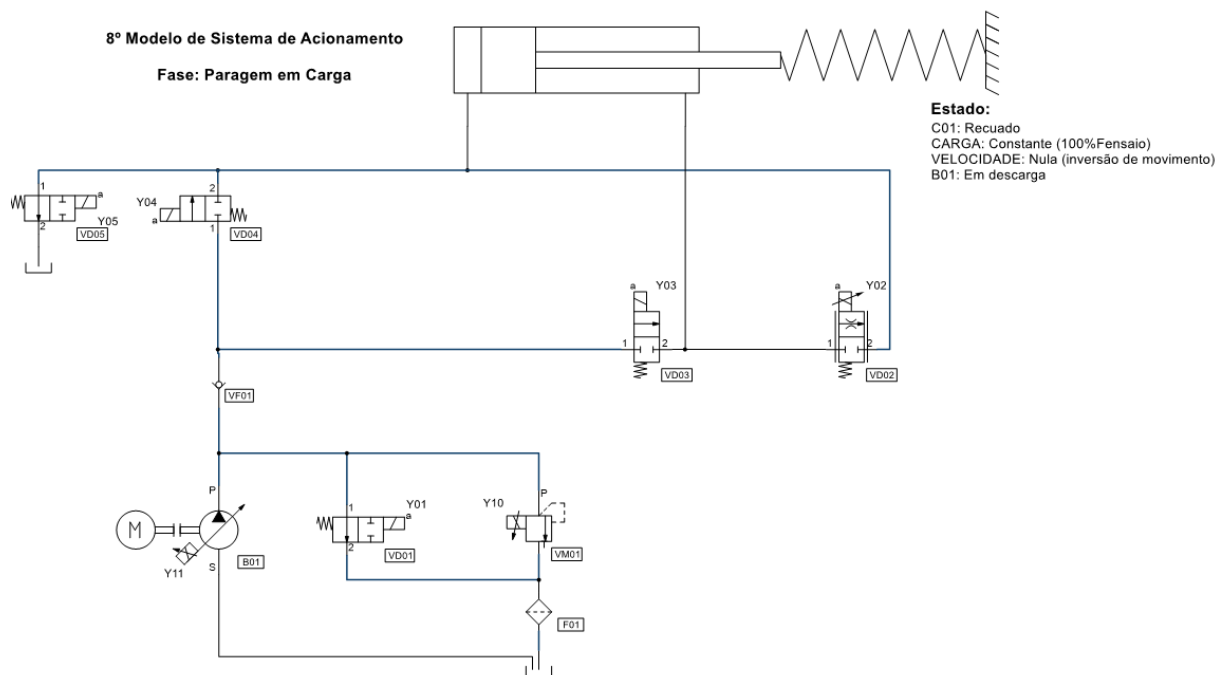


Figura A.3 - Modelo 8 de sistema de acionamento: paragem em carga

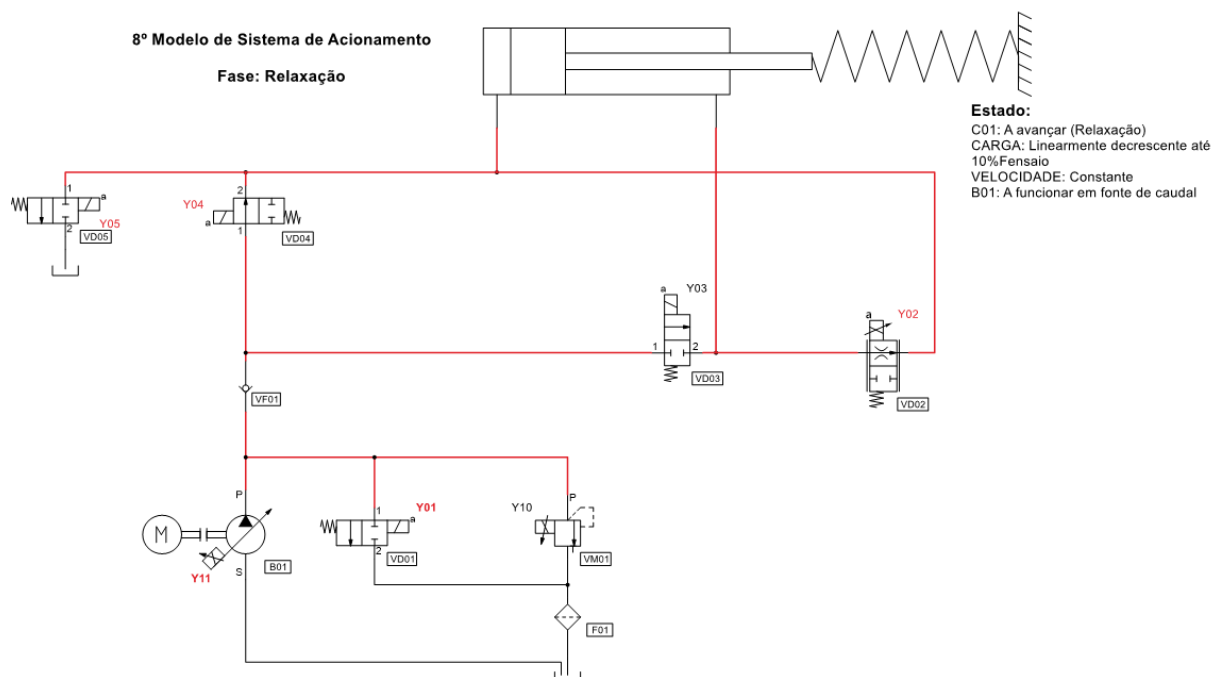


Figura A.4 - Modelo 8 de sistema de acionamento: fase de relaxação

A.2 Modelo 10 de Sistema de Acionamento: Fases de Ensaio

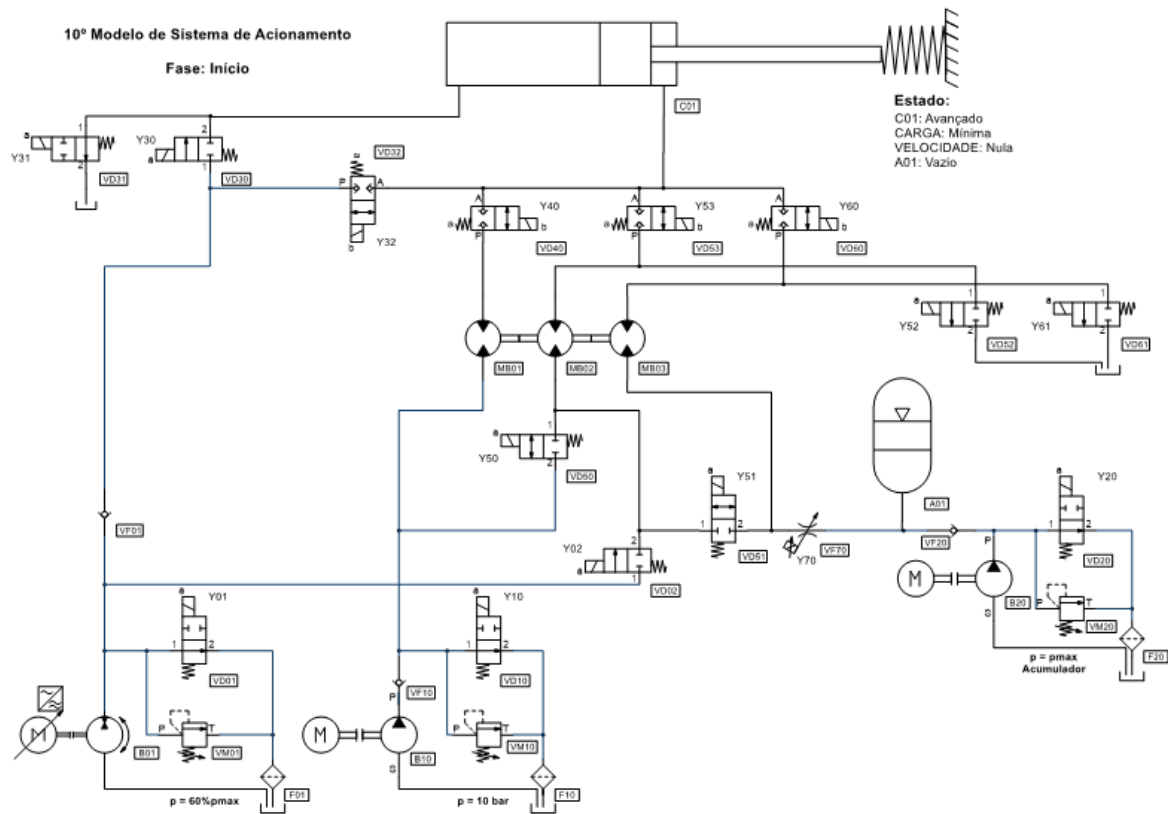


Figura A. 5 - Modelo 10 de sistema de acionamento: início do ensaio

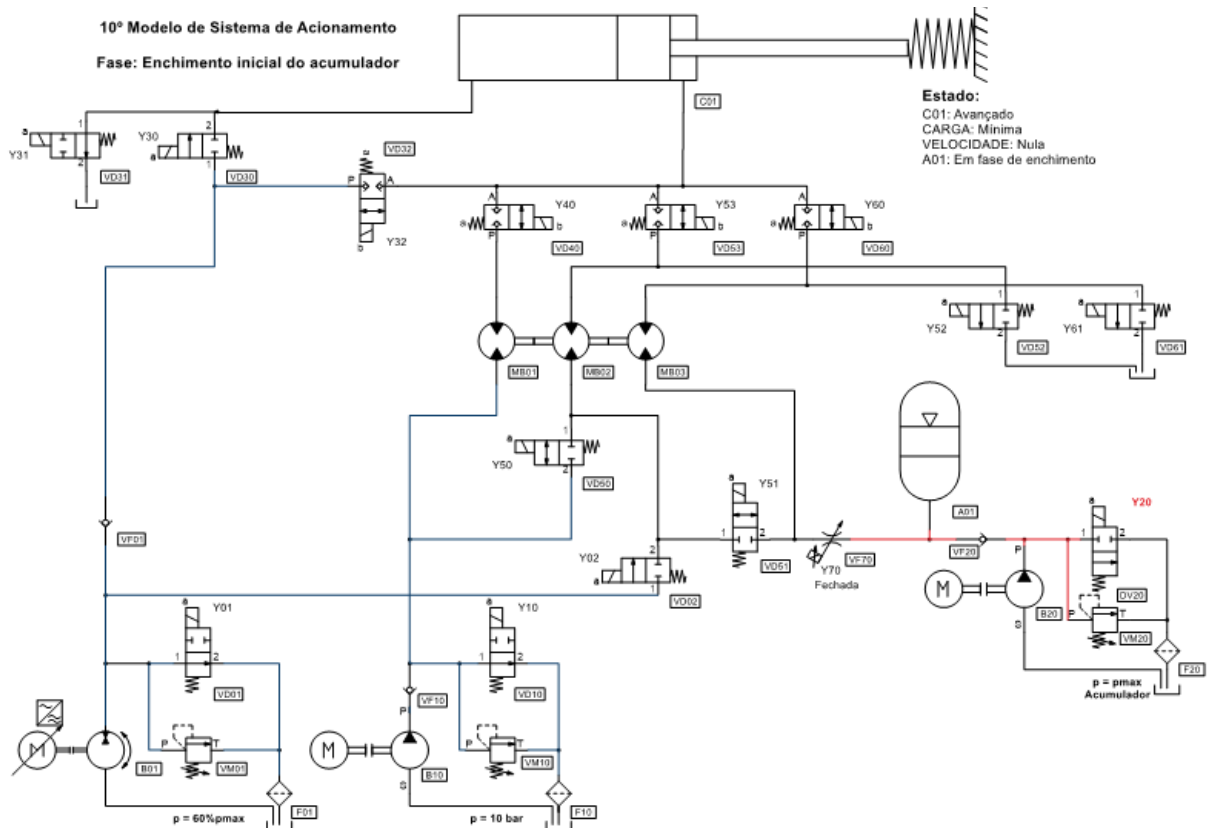


Figura A. 6 - Modelo 10 de sistema de acionamento: enchimento do acumulador

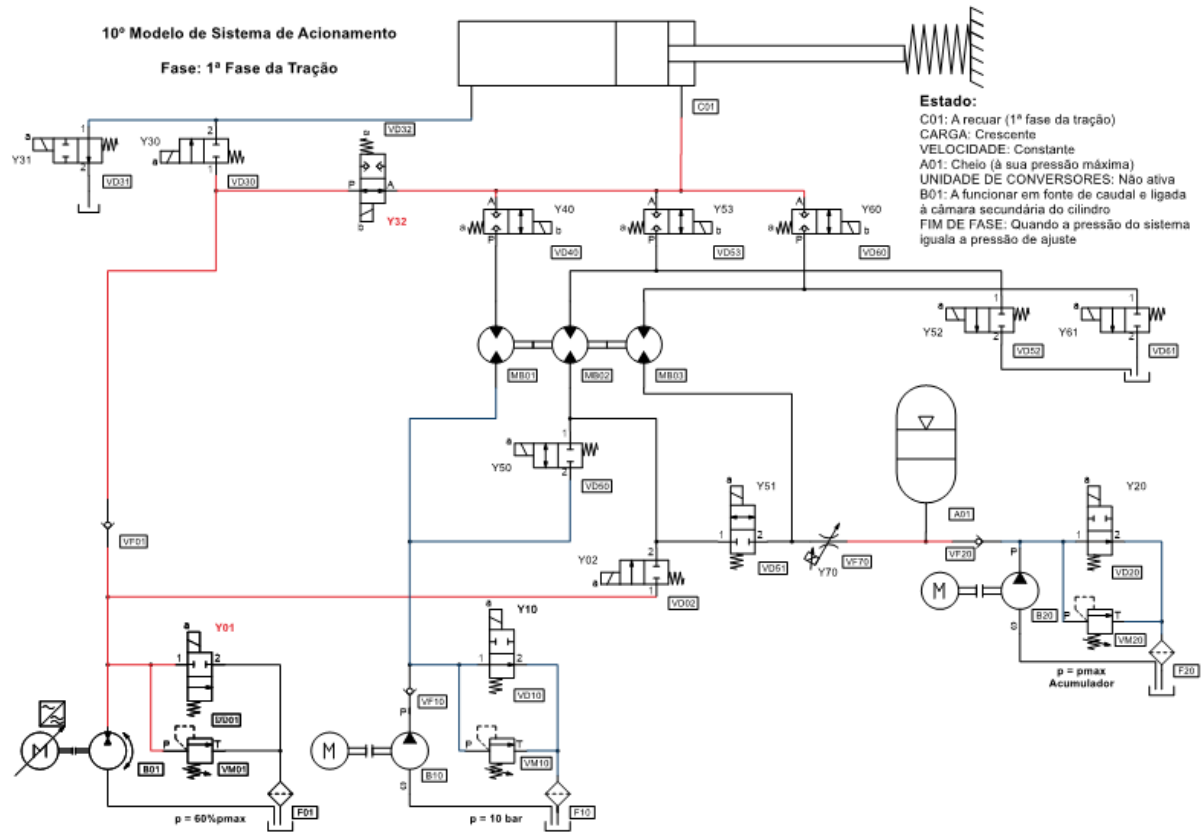


Figura A. 7 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 1ª fase de tração

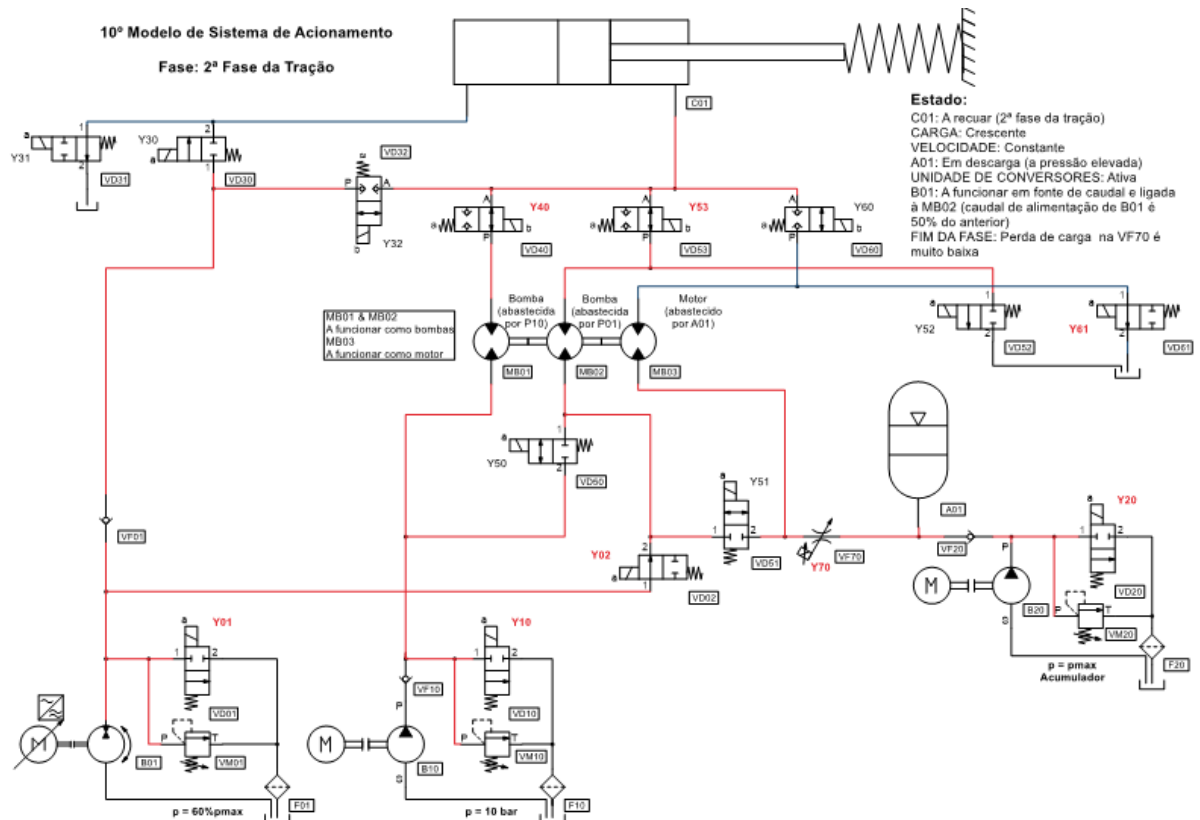


Figura A. 8 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 2ª fase de tração

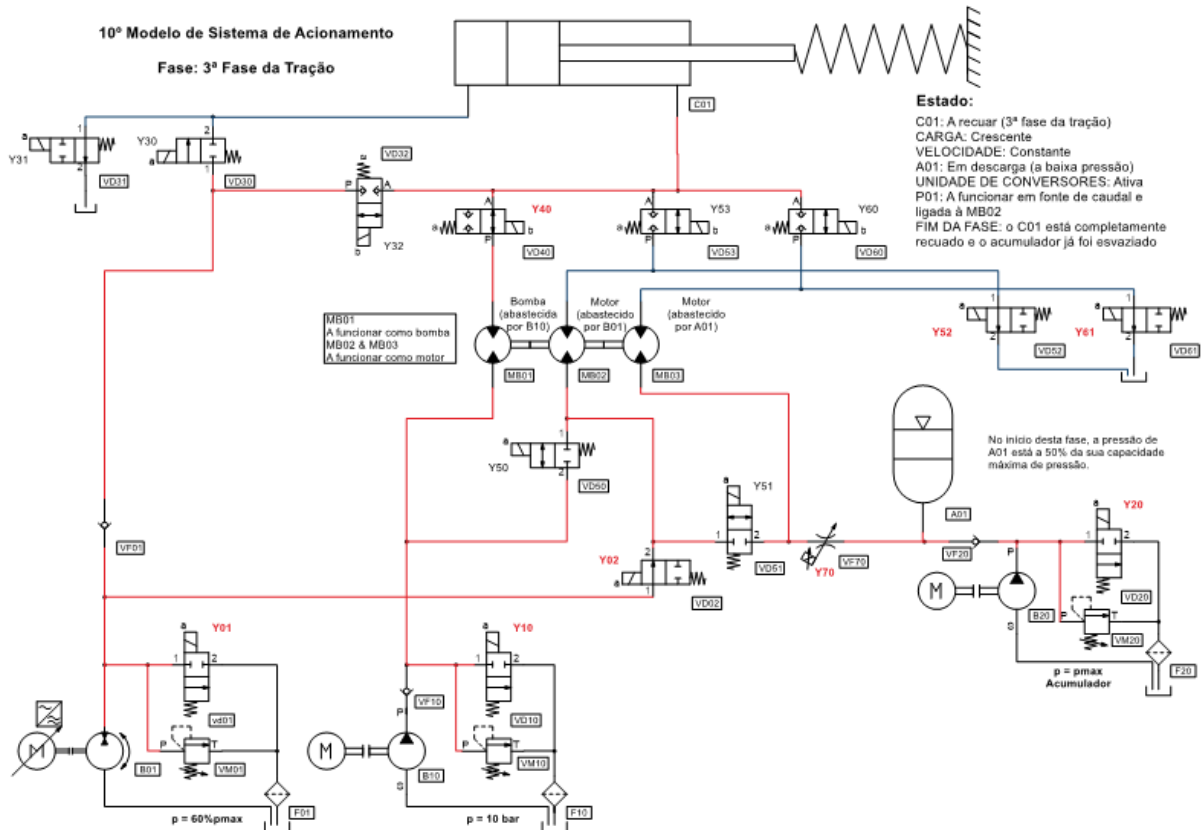


Figura A. 10 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 3ª fase de tração

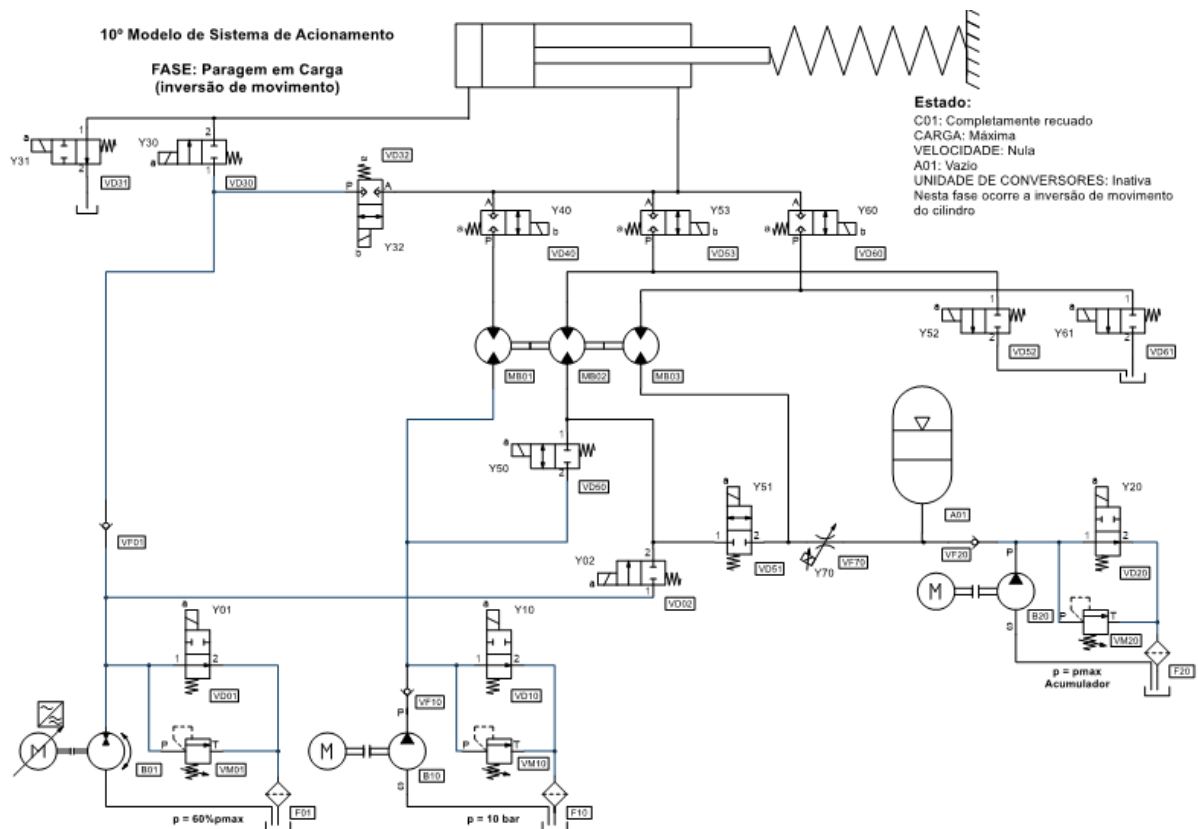


Figura A. 9 - Modelo 10 de sistema de acionamento: paragem em carga

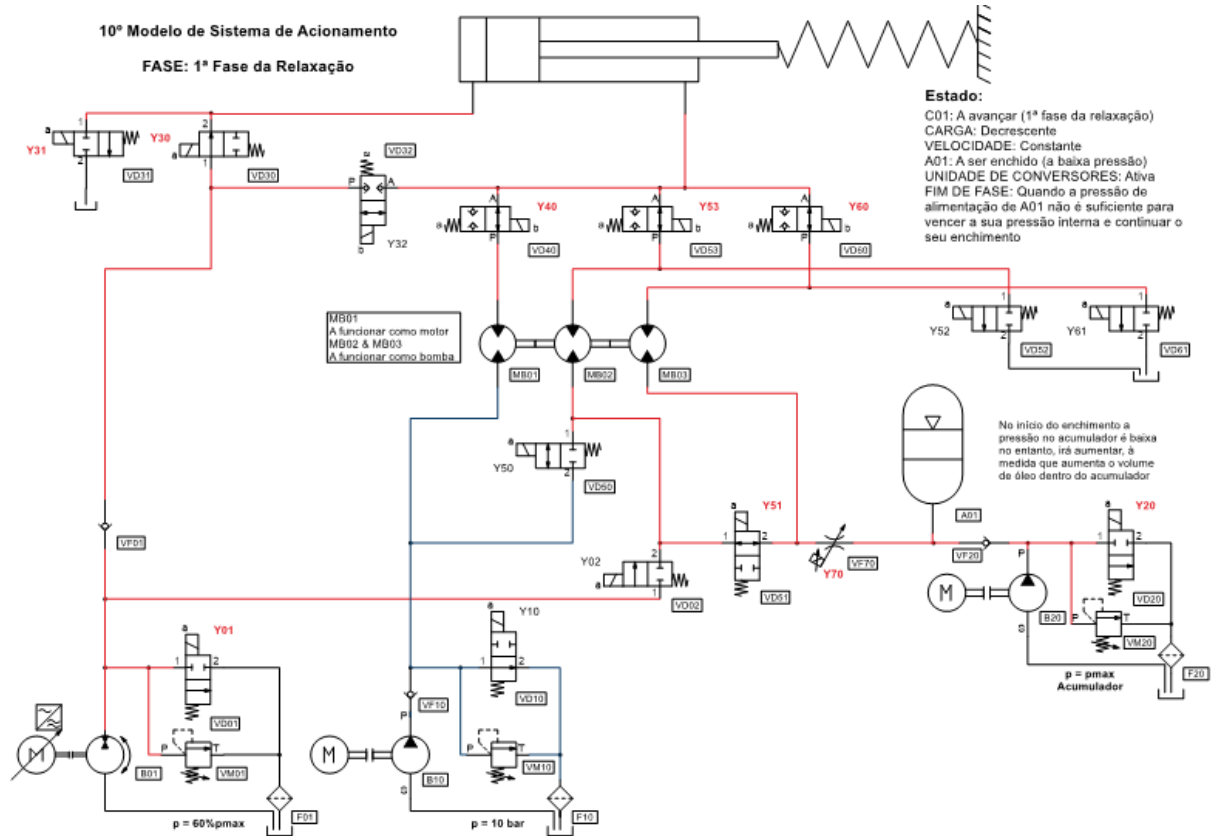


Figura A. 11 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 1ª fase de relaxação

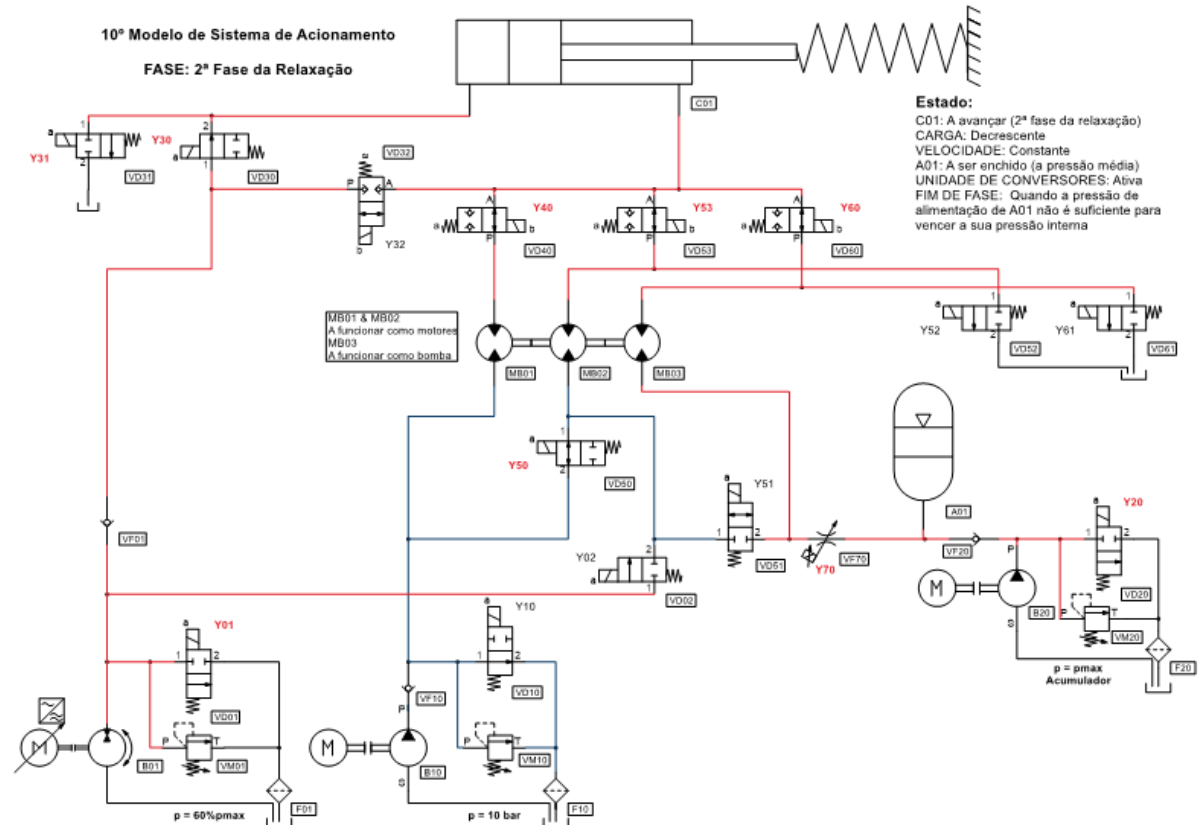


Figura A. 12 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 2ª fase de relaxação

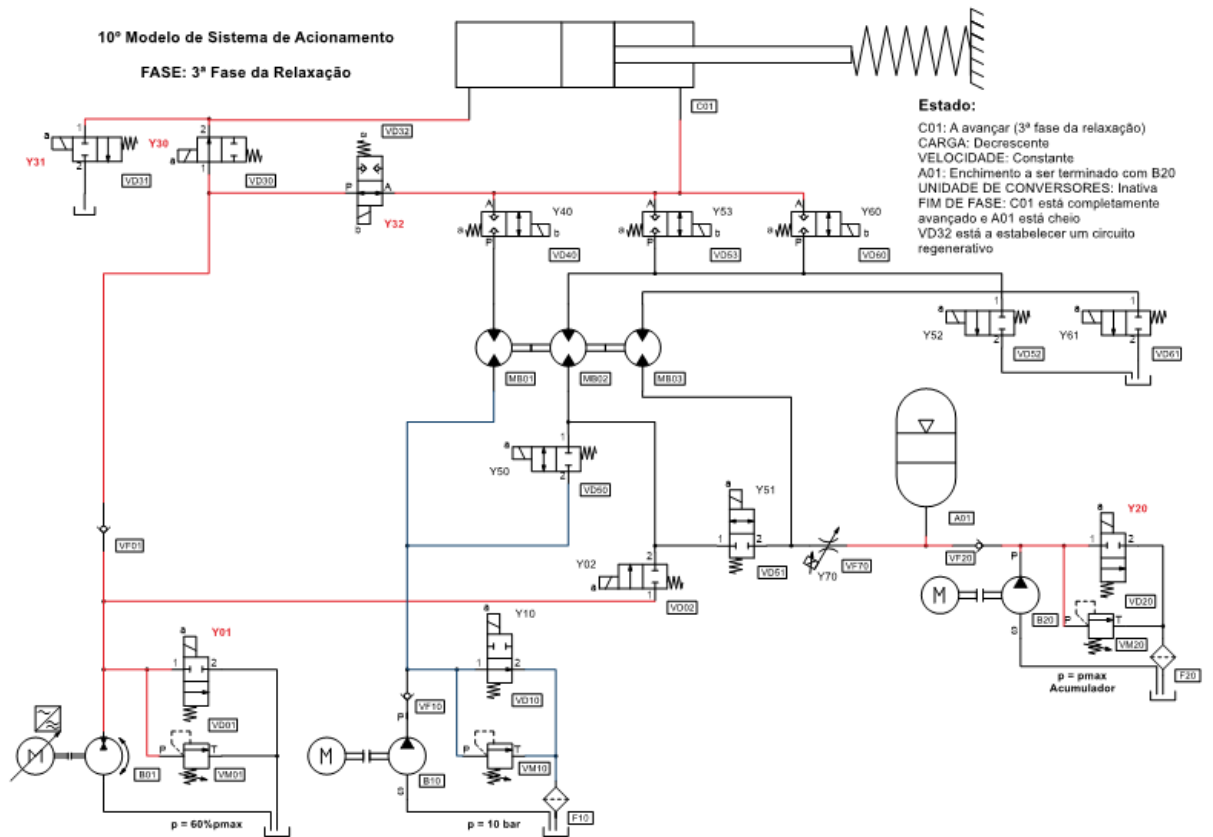


Figura A. 13 - Modelo 10 de sistema de acionamento: 3ª fase de relaxação

Anexo B: Implementação dos Modelos de Simulação

B.1 Excel: Folhas de Cálculo Utilizadas na Simulação

UNIDADE DE GERAÇÃO DE ENERGIA			UNIDADE DE GERAÇÃO DE ENERGIA		
M01: Motor de Indução			M01: Motor de Indução		
Potência Nominal	P_n	90 kW	Fator de Potência	$\cos\phi$	0,85
Velocidade Nominal	ω_n	1488 rpm	Eficiência do Motor	η_{motor}	96,14%
Binário Nominal	T_n	577,6 N.m	Fator de Carga do Motor	$L(t)$	95,51%
Velocidade de Sincronismo	ω_p	1500 rpm	Velocidade de Acionamento	$\omega_{acel}(t)$	1488,5 rpm
Potência Aparente	$P_{app}(t)$	104,58 kVA	Potência de Acionamento	$P_{acel}(t)$	85,96 kW
Potência Reativa	$P_{reat}(t)$	54,25 kVar			
Potência Elétrica	$P_{el}(t)$	89,41 kW			
B01: Bomba de Cilindrada Fixa			B01: Bomba de Cilindrada Fixa		
Cilindrada	$C(t)$	175,000 cm ³ /rot	Caudal de Alimentação Teórico	$Q_0(t)$	260,49 l/min
Caudal Máximo	Q_{0max}	262,50 l/min	Caudal de Alimentação	$Q(t)$	260,49 l/min
Pressão Máxima	P_{0max}	300 bar	Potência Hidráulica Gerada	$P_{hid}(t)$	85,96 kW
$\eta_{rel} @ \text{maximum pressure} (@n_n)$	$\eta_{rel}(t)$	100 %	Potência Hidráulica Dissipada	$P_{diss}(t)$	0,0 kW
$\eta_{mec} @ P_0$	$\eta_{mec}(t)$	100 %	Binário de Acionamento Teórico	$T_0(t)$	551,5 N.m
Massa Específica do Fluido Hidráulico	ρ	851,6 kg/m ³	Binário de Acionamento	$T_{acel}(t)$	551,5 N.m
VM01: Válvula Limitadora de Pressão			VM01: Válvula Limitadora de Pressão		
Pressão de Ajuste	P_0	210 bar	Caudal	$Q_{VM01}(t)$	28,2 l/min
Declive	m	0,05 bar/(l/min)	Queda de Pressão	$\Delta P_{VM01}(t)$	12,0 bar
Caudal Máximo	Q_{VMmax}	262,5 l/min	Pressão de Alimentação (iterativa)	$p(t)$	198,284 bar
Maximum Pressure	P_{VMmax}	300 bar	Potência hidráulica dissipada	$P_{VMdiss}(t)$	-9,300 kW
Queda de Pressão Máxima	ΔP_{VMmax}	13,125 bar	Pressão de Alimentação Efetiva	$p(t)$	198,000 bar
Pressão de Abertura	P_{abert}	196,875 bar			
Área de Abertura Máxima	A_{VMmax}	2,81432E-05 m ²			
Coefficiente de Descarga	C_d	0,7 n/a			

Figura B.1 - Folha de cálculos auxiliares do Excel: unidade de geração de energia

UNIDADE DE CONTROLO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA			UNIDADE DE CONTROLO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA		
VD01: Válvula Direcional de Elevado Desempenho			VD01: Válvula Direcional de Elevado Desempenho		
Caudal Nominal	Q_n	230 l/min	Perda de Carga na Válvula	$\Delta p_v(t)$	325,0 bar
Tipo (1: $\Delta p = 5 + 5$ bar; 2: $\Delta p = 35 + 35$ bar)		2	Queda de Pressão P-A ou A-T	$\Delta p_1(t)$	193,1 bar
Zona Morta		0 % abertura máxima	Queda de Pressão B-T ou P-B	$\Delta p_2(t)$	131,9 bar
Comando		43 % abertura máxima	Caudal Válvula para Câmara Principal Atuador	$Q_1(t)$	232,3 l/min
Limites Funcionais			Caudal Válvula para Câmara Secundária Atuador	$Q_2(t)$	-192,0 l/min
Caudal Máximo	Q_{VMmax}	300 l/min	Caudal Válvula	$Q_v(t)$	232,3 l/min
Queda de Pressão Máxima	ΔP_{VMmax}	400 bar	Relação de Perda de Carga das passagens da Válvula	$\Delta p_1/\Delta p_2$	1,46 n/a
Simetria da Gaveta (0: se "só linha B"; 1: n/a)	$\gamma = K_1/K_2$	1 n/a	Potência Perdida na VD01	$P_{VDdiss}(t)$	-116,974 kW
Área de Abertura Máxima	A_{VMmax}	8,04014E-05 m ²			

Figura B.2 - Folha de cálculos auxiliares do Excel: unidade de controlo e transmissão de energia

UNIDADE DE ATUAÇÃO			UNIDADE DE ATUAÇÃO		
C01: Cilindro Assimétrico de Duplo Efeito			C01: Cilindro Assimétrico de Duplo Efeito		
Tipo (1: simétrico; 2: assimétrico)		2 n/a	Área da Câmara Principal	A_1	282743,3 mm ²
Diâmetro do Êmbolo	Φ_1	600 mm	Área da Câmara Secundária	A_2	233656,0 mm ²
Diâmetro da Haste	Φ_2	250 mm	Rácio de Áreas das Câmaras do Cilindro	$a = A_1/A_2$	1,21 n/a
Curso	l_0	3000 mm	Pressão na Câmara Principal do Atuador	$p_1(t)$	4,8799635 bar
Pressão Máxima	P_{0max}	300 bar	Pressão na Câmara Secundária do Atuador	$p_2(t)$	131,8852642 bar
Posição Inicial		2050 mm	Queda de Pressão no Atuador	$\Delta P_{exerga}(t)$	-104,1 bar
C01: Carga			Velocidade de Ensaio	$v(t)$	0,822 m/min
Tipo (0, 1, 2 ou 3)		n/a	Potência na Carga	$P_{exerga}(t)$	40,3 kW
			Força de Ensaio	$F(t)$	-2943,6 kN
Tipo	Carga				
0	Nula				
1	Constante no avanço (>0) e no recuo (<0)				
2	Elastica, crescendo no avanço (reativa) e decrescendo no recuo (ativa)				
3	Inercial (depende da aceleração: resistente na aceleração e tratora na desaceleração)				

Figura B.3 - Folha de cálculos auxiliares do Excel: unidade de atuação



Figura B.4 - Folha de interface do Excel com o utilizador

B.2 MATLAB: Modelos de Simulação

O sistema da Figura B.5, modelado no *Simscape*, realizou a simulação de todos os modelos de sistemas de acionamento, à exceção do modelo 6, que foi simulado no *Excel* e do modelo 9, que foi simulado com outro sistema hidráulico (Figura B.6).

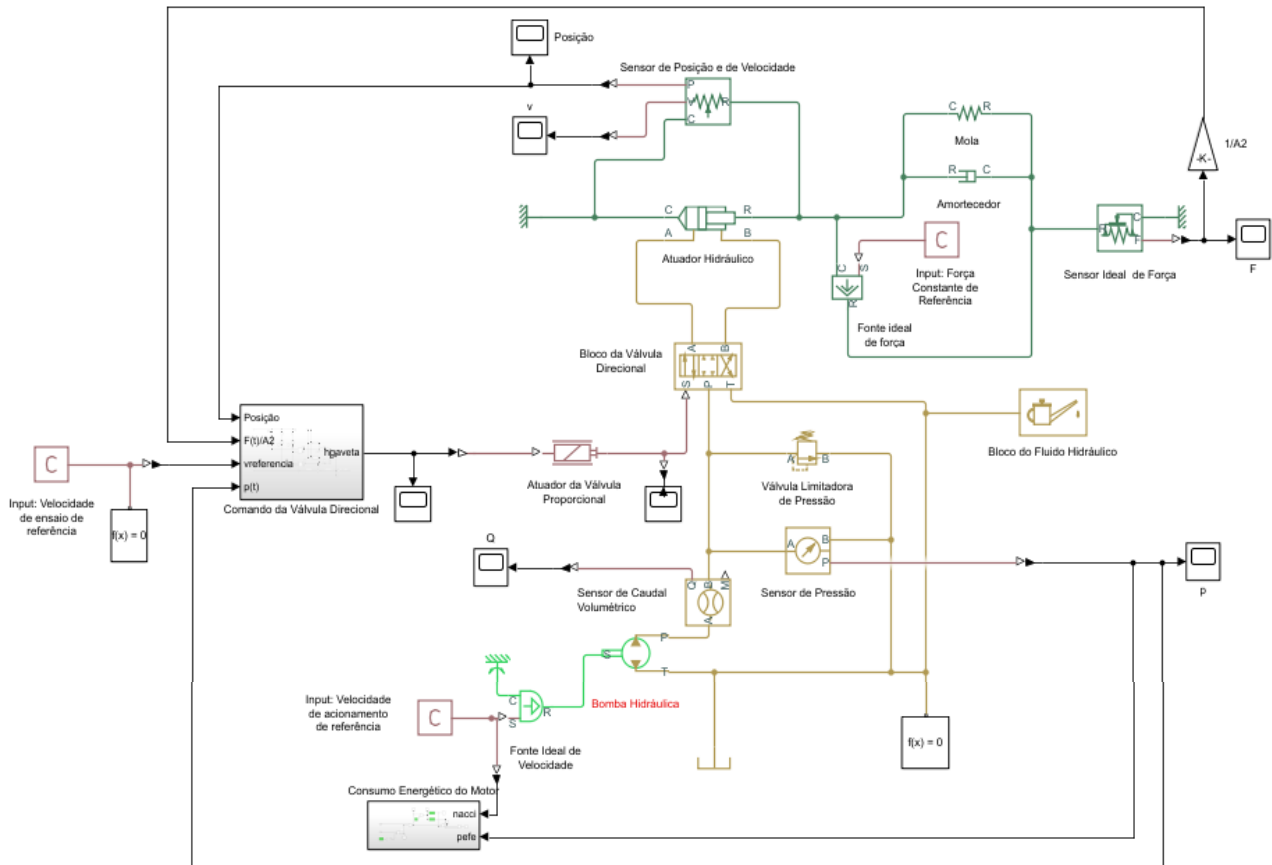


Figura B.5 - Sistema hidráulico modelado no *Simscape*

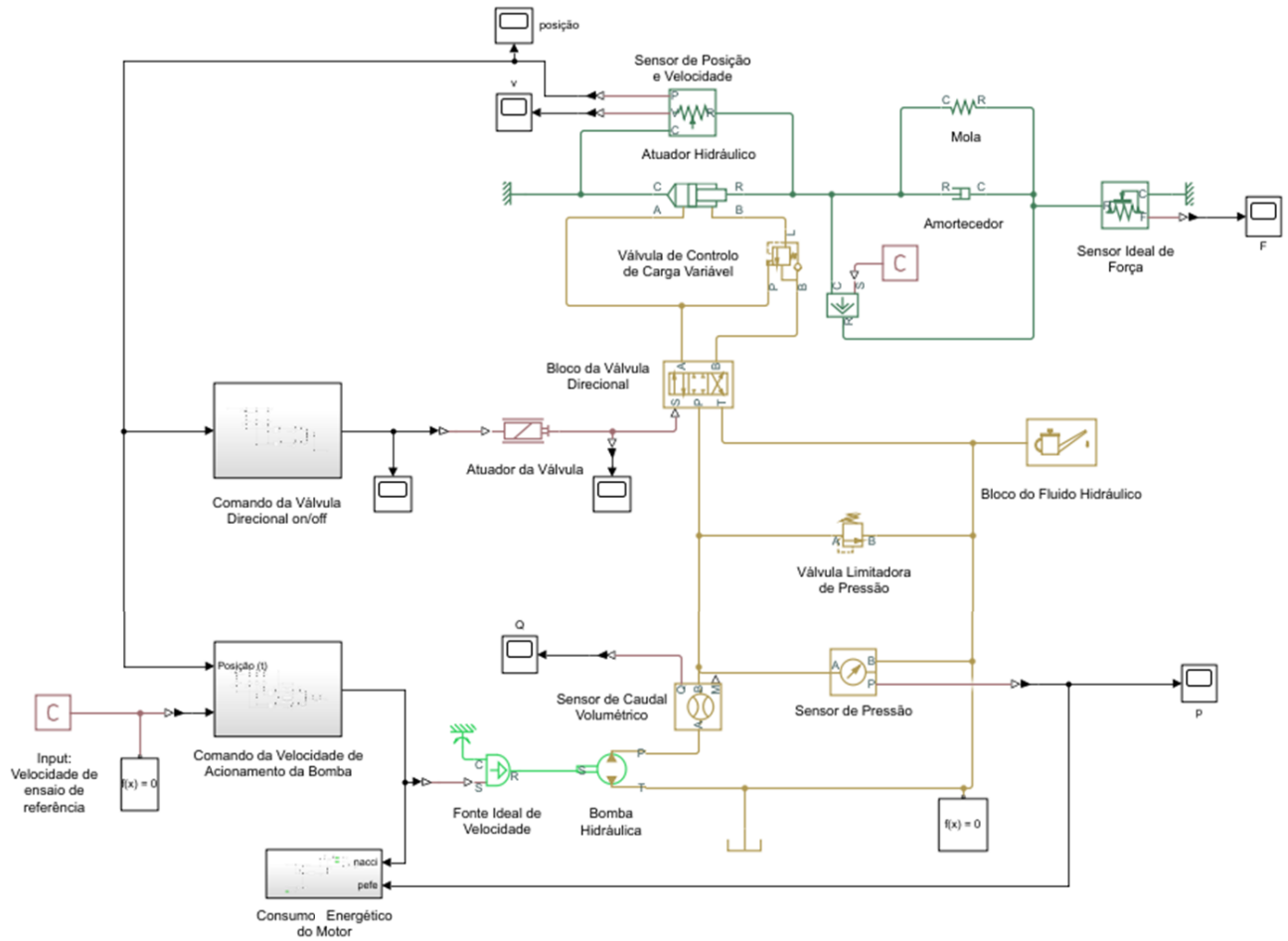


Figura B.6 - Modelo 9 de sistema de acionamento implementado no Simscape

B.3 MATLAB: Extração dos Resultados de Simulação

%ANTES de executar a script devo correr a simulação

```
%vetor tempo da simulação [s]
t = out.pos(:,1);
```

```
%linha da posição de inversão e da posição final
pos_min = min(out.pos(:,2)); %procura a posicao mínima, que assumi ser a
posição de inversão do movimento
l_inv = find(out.pos(:,2) == pos_min); %linha da posição de inversão do
movimento
```

```
pos_fim = find(out.pos(:,2) > 2.050); %vetor linhas das posições superiores
a 2050 mm
l_fim = pos_fim(1,1);
```

```
%duração dos meios ciclos
t_back = t(l_inv); %duração meios ciclos em s
t_fowa = t(l_fim) - t(l_inv); %duracao em s
```

```
%VETOR PESO para média ponderada
%Recuo
i = 1;
sumb = 0;
```

```
while i<l_inv;
    sumb = (t((i+1),1)-t(i,1))+sumb;
    wb((i+1),1)=(t((i+1),1)-t(i,1));
    i=i+1;
end
wb(1,1)= t(1,1);
sumb = sumb + wb(1,1);
wback = wb./sumb;

%Avanço
j = l_inv;
sumf = 0;
while j<l_fim
    sumf = (t((j+1),1)-t(j,1))+sumf;
    wf((j+1),1)=(t((j+1),1)-t(j,1));
    j=j+1;
end
wfowa = wf./sumf;

%INPUTS
f = out.F(:,2); %força de teste
v = out.v(:,2); %velocidade de teste
bacci = out.Bacci(:,2); %binário de acionamento
pacci = out.Pacci(:,2); %potência de acionamento
mload = 100.* out.motor_load(:,2); %carga motor
efic = 100.*out.Efici(:,2); %eficiência motor
pacti = out.pot_activ(:,2); %potência elétrica ativa
pappa = out.pot_appa(:,2); %potência elétrica aparente

%Recuo
f_back = 0;
v_back = 0;

bacci_back = 0;
pacci_back = 0;
mload_back = 0;
efic_back = 0;
pacti_back = 0;
pappa_back = 0;

j=1;
while j<l_inv+1;
    f_back =f(j,1)*wback(j,1)+f_back;
    v_back =v(j,1)*wback(j,1)+v_back;

    bacci_back = bacci(j,1)*wback(j,1)+bacci_back;
    pacci_back = pacci(j,1)*wback(j,1)+pacci_back;
    mload_back = mload(j,1)*wback(j,1)+mload_back;
    effic_back = effic(j,1)*wback(j,1)+efic_back;
    pacti_back = pacti(j,1)*wback(j,1)+pacti_back;
    pappa_back = pappa(j,1)*wback(j,1)+pappa_back;

    j=j+1;
end
f_back=f_back/(10^3);
v_back = v_back*(10^3);
f_bmax = (min(f(1:l_inv,1)))/(10^3);

pacci_back = pacci_back/(10^3);
```

```
%avanço
f_fowa = 0;
v_fowa = 0;

bacci_fowa = 0;
pacci_fowa = 0;
mload_fowa = 0;
efic_fowa = 0;
pacti_fowa = 0;
pappa_fowa = 0;

j=l_inv+1;
while j<l_fim+1;
    f_fowa =f(j,1)*wfowa(j,1)+f_fowa;
    v_fowa =v(j,1)*wfowa(j,1)+v_fowa;

    bacci_fowa = bacci(j,1)*wfowa(j,1)+bacci_fowa;
    pacci_fowa = pacci(j,1)*wfowa(j,1)+pacci_fowa;
    mload_fowa = mload(j,1)*wfowa(j,1)+mload_fowa;
    efic_fowa = efic(j,1)*wfowa(j,1)+efic_fowa;
    pacti_fowa = pacti(j,1)*wfowa(j,1)+pacti_fowa;
    pappa_fowa = pappa(j,1)*wfowa(j,1)+pappa_fowa;

    j=j+1;
end
f_fowa=f_fowa/(10^3);
v_fowa = v_fowa*(10^3);
f_fmax = (min(f((l_inv+1):l_fim,1)))/(10^3);

pacci_fowa= pacci_fowa/(10^3);

%totais do ciclo
v_ciclo=((abs(v_back)*t_back)+(v_fowa*t_fowa))/(t_back+t_fowa);
f_ciclo = ((f_back*t_back)+(f_fowa*t_fowa))/(t_back+t_fowa);
f_max = (min(f(:,1)))/(10^3);
efic_ciclo = ((efic_back*t_back)+(efic_fowa*t_fowa))/(t_back+t_fowa);
%eficiência motor

%VAR INTERNAS
%Phidráulica
p = out.p(:,2); %coluna dos valores da pressão de alimentação [Pa]
q = out.Q(:,2); %coluna dos valores do caudal de alimentação [m^3/s]

ph = p.*q;

%Pcarga
pc = abs(f).*v;

%OUTPUT
%Recuo

ph_back = 0;
pc_back = 0;
j=1;
while j<l_inv+1;
    ph_back=ph(j,1)*wback(j,1)+ph_back;
    pc_back=pc(j,1)*wback(j,1)+pc_back;
    j=j+1;
end
%potencia em kW
ph_back = ph_back/(10^3);
```

```
pc_back = pc_back/(10^3);

pacti_back = pacti_back/(10^3);
pappa_back = pappa_back/(10^3); %unidade é kVA

%energia em MJ
eh_back = (ph_back*t_back)/(10^3);
ec_back = (pc_back*t_back)/(10^3);
ed_back = eh_back+ec_back;

eacti_back = (pacti_back*t_back)/(10^3);
eappa_back = (pappa_back*t_back)/(10^3);%unidade não é MJ mas MVA.s

%Avanço

ph_fowa = 0;
pc_fowa = 0;
j=l_inv+1;
while j<l_fim+1;
    ph_fowa=ph(j,1)*wfowa(j,1)+ph_fowa;
    pc_fowa=pc(j,1)*wfowa(j,1)+pc_fowa;
    j=j+1;
end
%potencia em kW
ph_fowa = ph_fowa/(10^3);
pc_fowa = pc_fowa/(10^3);

pacti_fowa = pacti_fowa/(10^3);
pappa_fowa = pappa_fowa/(10^3); %unidade é kVA

%energia em MJ
eh_fowa = (ph_fowa*t_fowa)/(10^3);
ec_fowa = (pc_fowa*t_fowa)/(10^3);
ed_fowa = eh_fowa+ec_fowa;

eacti_fowa=(pacti_fowa*t_fowa)/(10^3);
eappa_fowa = (pappa_fowa*t_fowa)/(10^3);%unidade é MVA.s

%alternativa para calcular velocidade teste
%c_back = out.pos(1,2)-out.pos(l_inv,2);
%c_fowa = out.pos(l_fim,2)-out.pos((l_inv+1),2);
%vback =(c_back/t_back);
%vfowa=(c_fowa/t_fowa);

%totais do ciclo
ph_ciclo = ((ph_back*t_back)+(ph_fowa*t_fowa))/(t_back+t_fowa);
pc_ciclo = ((pc_back*t_back)+(pc_fowa*t_fowa))/(t_back+t_fowa);

eh_ciclo = eh_back+eh_fowa;
ec_ciclo = ec_back+ec_fowa;
ed_ciclo = ed_back+ed_fowa;

eacti_ciclo = eacti_back+eacti_fowa;
eappa_ciclo=eappa_back+eappa_fowa;

%TABELA
Speed = [v_back;v_fowa;v_ciclo];%velocidades médias (recuo, avanço e do
ciclo)
Load = [f_back;f_fowa;f_ciclo]; %forças médias (recuo, avanço e do ciclo)
Load_max = [f_bmax;f_fmax;f_max];%forças máximas (recuo, avanço e do ciclo)
Duration = [t_back ; t_fowa;t(l_fim,1)];%durações totais
```

```

Bacci = [bacci_back;bacci_fowa; "-"];
Pacci = [pacci_back;pacci_fowa; "-"];
Mload = [mload_back;mload_fowa; "-"];
MEfici = [efic_back;efic_fowa;efic_ciclo];
ActiPower = [pacti_back;pacti_fowa; "-"];
ActiEnergy = [eacti_back;eacti_fowa;eacti_ciclo];
AppaPower = [pappa_back;pappa_fowa; "-"];
AppaEnergy = [eappa_back;eappa_fowa;eappa_ciclo];
HydPower = [ph_back;ph_fowa;ph_ciclo]; %potências médias em kW
HydEnergy = [eh_back;eh_fowa;eh_ciclo]; %energias fornecidas totais em MJ
LoadPower = [pc_back;pc_fowa; "-"]; %potências médias
LoadEnergy = [ec_back;ec_fowa;ec_ciclo]; %energias consumidas/devolvidas
totais
LostEnergy = [ed_back;ed_fowa;ed_ciclo]; %energias dissipadas totais
Efficiency = [(abs(ec_back/eh_back).*100); "-"; "-"];

T = table(Speed, Load, Load_max, Duration, Bacci, Pacci, Mload, MEfici,
AppaPower, ActiPower, AppaEnergy, ActiEnergy,
HydPower, LoadPower, HydEnergy, LoadEnergy, LostEnergy, Efficiency, 'VariableName
s', {'Test Speed [mm/s]', 'Avg Test Load [kN]', 'Max Test Load
[kN]', 'Duration [s]', 'Aveg Drive Torque [Nm]', 'Aveg Drive Power [kW]', 'Aveg
Motor Load [%]', 'Aveg Motor Efficiency [%]', 'Aveg Appa Power [kVA]', 'Aveg
Acti Power [kW]', 'Appa Energy [MVA.s]', 'Acti Energy [MJ]', 'Aveg Hyd Power
[kW]', 'Aveg Load Power [kW]', 'Hyd Energy [MJ]', 'Load Energy [MJ]', 'Lost
Energy [MJ]', 'Efficiency [%]'}, 'RowNames', {'Backward Move' 'Foward Move'
'Overall Cycle Results'})
T.Properties.VariableUnits =
{'mm/s', 'kN', 'kN', 's', 'Nm', 'kW', '%', '%', 'kVA', 'kW', 'MVA.s', 'MJ', 'kW', 'kW', '
MJ', 'MJ', 'MJ', '%'};

filename = '20200930_CasoPilotoMATLAB.xlsx';
filename_template = '20200930_TemplateMATLAB.xlsx';
copyfile(filename_template, filename);
writetable(T, filename, 'Sheet', 'Simulação_Piloto8', 'Range', 'B1');
winopen(filename) %Abre o ficheiro excel para o qual foram extraídos os
resultados

```

Referências

- (1) CAÑETE, Miguel ARIAS. 2018. "A new ambition for energy efficiency in Europe." *The European Files*, May 14th, 2018.
- (2) 2020. "Energy efficiency targets." accessed January 10th, 2021: https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-efficiency/targets-directive-and-rules/eu-targets-energy-efficiency_en.
- (3) 2017. "Energy union." Last Modified October 20th, 2020, accessed January 11th, 2021: https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-strategy/energy-union_en?redir=1.
- (4) "Energy efficiency directive." accessed January 10th, 2021: https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-efficiency/targets-directive-and-rules/energy-efficiency-directive_en.
- (5) 2021. Energy efficiency [nrg_ind_eff]. eurostat.
- (6) 2021. "Primary and final energy consumption slowly decreasing ". Eurostat, accessed February 1st, 2021: <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/-/ddn-20210128-1/>.
- (7) 2020. "Energy statistics - an overview." Eurostat, accessed January 12th, 2021: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_statistics_-_an_overview#Primary_energy_production.
- (8) 2019. Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030. Portugal.
- (9) "Eficiência energética." accessed January 21th, 2021: <https://www.erse.pt/eletricidade/eficiencia-energetica/eficiencia-energetica/>.
- (10) "Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia (SGCIE)." DGEG - Direção-Geral de Energia e Geologia, accessed January 12th, 2021: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/eficiencia-energetica/auditorias-energeticas/sistema-de-gestao-dos-consumos-intensivos-de-energia-sgcie/>.
- (11) 2019. Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia. edited by ADENE.
- (12) 2019. Accompanying the document: COMMISSION REGULATION (EU) .../... laying down ecodesign requirements for electric motors and variable speed drives pursuant to Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council and repealing Commission Regulation (EC) No 40/2009 European Commission.
- (13) "Electric motors: Ecodesign requirements apply to this product.", accessed January 11th, 2021: 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.
- (14) Milheiro, João Filipe Nabais. 2018. "Ferramentas de Apoio à Decisão na Eficiência Energética: Motores de Alto Rendimento e Variação Eletrónica de Velocidade." Grau de Mestre em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.
- (15) Soluções de Eficiência PME: Correção do fator de potência. edited by EDP Comercial.
- (16) "DNV GL laboratories in Bergen, Norway." accessed January 21st, 2021: <https://www.dnvgl.com/oilgas/laboratories-test-sites/corrosion-coating-wire-rope-and-anchor-testing-dnvgl-labs-bergen.html>.

- (17) Peter Davies, Sam Weller, Lars Johanning. 2012. MERiFIC Project "Marine Energy in Far Peripheral and Island Communities" In *Testing of synthetic fibre ropes*: IFREMER.
- (18) laboratories, Applus+. Aerospace Structural Testing. edited by Applus+ laboratories.
- (19) Houma, Oil States. 2014. Oil States Pull-Test Facility. edited by Inc. Oils States Industries.
- (20) accessed January 21st, 2021: <https://reliancehexham.com.au/services/testing/proof-load-testing/>.
- (21) Skinner, S. C. 1998. *Elementos de Hidráulica Proporcional*. Havana, United Kingdom: Vickers Systems Trinova Ltd.
- (22) Pneumatics, Hydraulics &. 2012. "Engineering Essentials: Fundamentals of Hydraulic Pumps." Hydraulics & Pneumatics, accessed May 13th, 2020: <https://www.hydraulicspneumatics.com/fluid-power-basics/article/21884136/engineering-essentials-fundamentals-of-hydraulic-pumps>.
- (23) Johnson, Jack. 2015. "Hydraulic-Electric Analogies: Torque-Speed Behavior, Part 4." Hydraulics&Pneumatics, accessed May 11th, 2020: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-pumps-motors/article/21884785/hydraulic-electric-analogies-torque-speed-behavior-part-4>.
- (24) Motores, Grupo WEG - Unidade. 2012. Motores Elétricos - Guia de Especificação.
- (25) Energia, Poupa. "ENERGIA REATIVA." Poupa Energia, accessed January 15th, 2021: <https://poupaenergia.pt/energia-reativa/>.
- (26) Trinkel, Bud. 2007. "CHAPTER 9: Relief and Unloading Pressure Controls." Hydraulics & Pneumatics, accessed May 13th, 2020: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884234/chapter-9-relief-and-unloading-pressure-controls>.
- (27) accessed May 13th, 2020, at 04:00 pm: https://www.google.com/search?q=pressure+relief+override+pressure&tbm=isch&rlz=1C1GCEA_enPT886PT886&hl=pt-PT&ved=2ahUKEwjtwtrhbHpAhUM-RQKHRjJA18QBxOECAEQKQ&biw=1349&bih=657#imgrc=gLju5fVP2e9D_M.
- (28) 2009. "BOOK 2, CHAPTER 14: Proportional control valves." Hydraulics & Pneumatics, accessed May 14th, 2020: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884329/book-2-chapter-14-proportional-control-valves>.
- (29) 2016. Directional control valve, direct operated, with integrated digital axis controller (IAC Multi Ethernet), Type 4WRPDH. edited by Rexroth Bosch Group.
- (30) Klee, H. and Allen, R. 2011. Simulation of Dynamic Systems with Matlab and Simulink. 2nd Edition ed. Boca Raton, Florida, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group.
- (31) Pneumatics, Hydraulics &. 2008. "BOOK 2, CHAPTER 5: Counterbalance Valve Circuits: Table of Contents." Hydraulics & Pneumatics, accessed 26 de janeiro de 2021: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21883651/book-2-chapter-5-counterbalance-valve-circuits>.