

03-013

ELABORATION OF A LIBRARY OF MODELS OF MECHANICAL SYSTEMS USING THE SOFTWARE MATLAB/SIMULINK

Rodrigues, João⁽¹⁾; Rodrigues De Seabra, Eurico Augusto⁽¹⁾; Ferreira Da Silva, Luís⁽¹⁾

⁽¹⁾Universidade do Minho

In this article it is presented and discussed a library of models of mechanical systems, hydraulics and pneumatics, using the software Matlab/Simulink, with the intention of demonstrating their applicability for the conception and optimization of machines elements, in the most several branches of the industry. To test and to validate the versatility and functionality and its applicability in several areas of the engineering it were performed the modeling and simulation of several typical mechanical systems used in industrial equipment's. In what it refers to the systems purely mechanics took place the modeling and simulation of three translational mechanical systems, namely: suspension, system of two masses, pushcart and a mechanical rotational system (using two disks). In the creation of the library of models of oleo hydraulics technology they were simulated systems of an open tank, a tank with a valve solenoid, a system with two tanks, a basic hydraulic circuit and a more complex hydraulic circuit. Relating with the pneumatic technology, it was completed the simulation of a valve and of a typical pneumatic circuit. For all these systems their results and the structure of the simulated models were analyzed in order to verify or to prove its reliability an accuracy.

Keywords: *Modelling; Simulation; Matlab/Simulink; Mechanical Systems; Oleo hydraulic Systems; Pneumatic Systems*

ELABORAÇÃO DE UMA BIBLIOTECA DE EXEMPLOS DE MODELIZAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS UTILIZANDO A FERRAMENTA MATLAB/SIMULINK

Neste artigo é apresentada e discutida uma biblioteca de exemplos de modelação de sistemas mecânicos, óleo hidráulicos e pneumáticos, utilizando o software Matlab/Simulink, com o intuito de demonstrar que este software pode ser aplicado na conceção e otimização de máquinas, nos mais diversos ramos da indústria. Para testar e validar a versatilidade/funcionalidade e a sua aplicabilidade em diversas áreas da engenharia foi efetuada a simulação de vários sistemas mecânicos comumente utilizados em equipamentos industriais. No que refere aos sistemas puramente mecânicos realizou-se a modelação e simulação de três sistemas mecânicos translacionais designadamente: suspensão, sistema de duas massas, carrinho e um sistema mecânico rotacional (sistema de dois discos). Na construção da biblioteca de exemplos dos sistemas óleo hidráulicos foram simulados sistemas de um tanque aberto, de um tanque com uma válvula solenoide, de um sistema com dois tanques, de um circuito óleo hidráulico básico e de um circuito hidráulico mais complexo. No sistema pneumático, foi feita a simulação de uma válvula e de um circuito pneumático. Para todos estes sistemas foram analisados os resultados e a estrutura dos modelos simulados a fim de verificar/constatar a sua fiabilidade.

Palabras clave: *Modelação; Simulação; Matlab/Simulink, Sistemas Mecânicos; Sistemas Óleo Hidráulicos; Sistemas Pneumáticos*

Correspondencia: Eurico Seabra; eseabra@dem.uminho.pt



©2018 by the authors. Licensee AEIPRO, Spain. This article is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. Introdução

A utilização deste tipo de software na indústria nasceu da necessidade de otimizar equipamentos com o menor intervalo de tempo possível e reduzir custos inerentes. Atualmente o *software Matlab/simulink* (MathWorks, 2017) é muito aplicado, pois são encontrados cada vez mais casos de possível aplicação, e o funcionamento dos seus modelos aproxima-se do comportamento dos dispositivos reais. Este *software* aplica-se em áreas muito vastas, tais como, na aviação, estações de energia, estruturas que envolvam mecânica de fluidos, desenvolvimento de videojogos e na área financeira e contabilística.

2. Sistemas Mecânicos

Os sistemas puramente mecânicos são sistemas simples e têm como função específica transformar ou transmitir um movimento. Podem ser de dois tipos: translacionais ou rotacionais.

Os sistemas hidráulicos são aplicados para sistemas que necessitam elevados binários e forças operando a velocidades r .

Os sistemas pneumáticos têm elevada relevância na indústria de sistemas de controlo, onde o processo envolve uma elevada potência que precisa de ser controlada. Estes sistemas operam devido às forças exercidas pelos gases, especialmente, utilizando ar.

3. Ferramenta informática *Matlab/Simulink*

O *Matlab* é um *software* interativo de alta performance para cálculos numéricos; modelação e simulação de sistemas dinâmicos; análise de propriedades dinâmicas de sistemas; projeto de sistemas de controlo; medições e análise de sinais. A integração do cálculo numérico, ou seja, a manipulação dos dados é realizada através de matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos (2D, 3D, de barras, de dispersão, etc), onde as soluções e os erros são expressos somente como são descritos matematicamente.

O *Simulink* é uma extensão gráfica do *software Matlab*, usado para efetuar uma modelação, simulação e análise de sistemas dinâmicos. É um *software* capaz de suportar sistemas lineares, sistemas não lineares e também pode trabalhar com tempo contínuo, discreto ou uma mistura dos dois.

O *software Simulink* (Pinheiro, 2012) está totalmente integrado com o ambiente *Matlab*, ou seja, exige a utilização do *Matlab* para ser executado, dependendo dele para definir e avaliar os modelos e os parâmetros dos blocos. Esta extensão utiliza muitos recursos do *Matlab*, como por exemplo: definição de modelos de entrada; guardar modelos de saída para análise e visualização; executa funções dentro de um modelo, através de ferramentas do *Matlab*.

4. Modelação matemática

Como o *software Matlab/Simulink* é um software que elabora modelos através de fundamentos matemáticos torna-se importante discutir os modelos de cálculo dos sistemas puramente mecânicos, sistemas hidráulicos e de sistemas pneumáticos, com o intuito de clarificar e fundamentar os princípios matemáticos dos diagramas de blocos dos vários sistemas e deste modo avaliar o seu potencial de aplicação.

4.1. Sistemas mecânicos

A criação do modelo matemático dos sistemas mecânicos é baseada no uso das leis físicas de Newton.

A primeira lei de Newton defende que um corpo em estado de repouso ou em movimento linear, só é forçado a mudar o seu estado se for atuado por uma força externa.

A segunda lei de Newton é uma equação de movimento, que é normalmente uma equação diferencial de segunda ordem, que representa o que acontece se uma força externa atua numa massa. O produto da massa, m , e a aceleração, \ddot{x} , é igual ao somatório das forças aplicadas, $\sum F_i$.

A terceira lei de Newton exprime que toda a ação causa uma reação com a mesma intensidade e direção, porém com sentido oposto. Esta terceira lei permite descrever os sistemas mecânicos através de uma derivação da equação de movimento juntamente com os três elementos básicos dos sistemas mecânicos: a massa, a mola e a suspensão, sendo estes usados para expressar as mais importantes propriedades destes sistemas, a inércia, resistência e a rigidez.

Assim, pode-se descrever a interação entre duas variáveis complementares, a força aplicada, F e a velocidade, v . O produto destas variáveis resulta na potência transmitida por estes elementos, P .

4.2. Sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos são sistemas que transmitem energia, e esse fluxo de energia é expresso por duas variáveis: caudal, Q e a pressão, p . O modelo matemático destes sistemas baseia-se nas leis da conservação da massa e de energia (equação de *Bernoulli*) que são importantes para determinar o caudal de um fluido e os movimentos dos mecanismos de transmissão hidráulica (Parker, 2001; Bolton, 1997).

4.3. Sistemas Pneumáticos

A modelação matemática de sistemas pneumáticos baseia-se na lei geral dos gases perfeitos e no princípio de Pascal (Parker, 2017; Parr, 1997). A lei dos gases perfeitos defende que a transformação de um gás ideal num determinado estado para outro é dado por:

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \quad (1)$$

Se alguma das variáveis (p , pressão; V , volume; T , temperatura) sofrer alguma alteração, o efeito nas outras pode ser previsto.

O princípio de Pascal diz que o ar é muito compressível sob pequenas forças e a pressão exercida num líquido em estado estático tem igual intensidade em todas as direções e sentidos:

$$p = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Em que p é a pressão em N/m^2 , F a força exercida em N e A é a área de aplicação da força em m^2 .

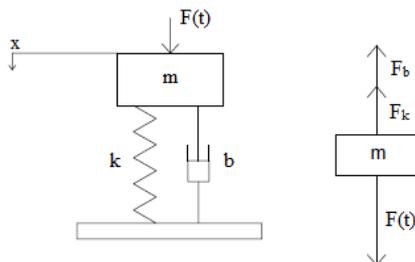
5. Biblioteca de exemplos

Neste artigo é apresentado de seguida um modelo de cada tipo de sistema: modelo de uma suspensão (sistema puramente mecânico), modelo de um circuito óleo-hidráulico (sistema hidráulico) e modelo de um circuito pneumático (sistema pneumático).

5.1. Modelo de uma suspensão

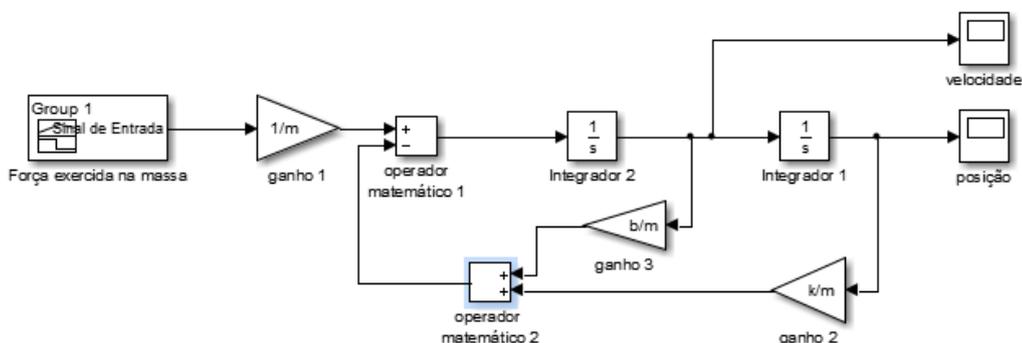
A estrutura básica de uma suspensão é representada mecanicamente através do esquema (figura 1), onde estão representadas todas as forças aplicadas.

Figura 1: Esquema do sistema suspensão



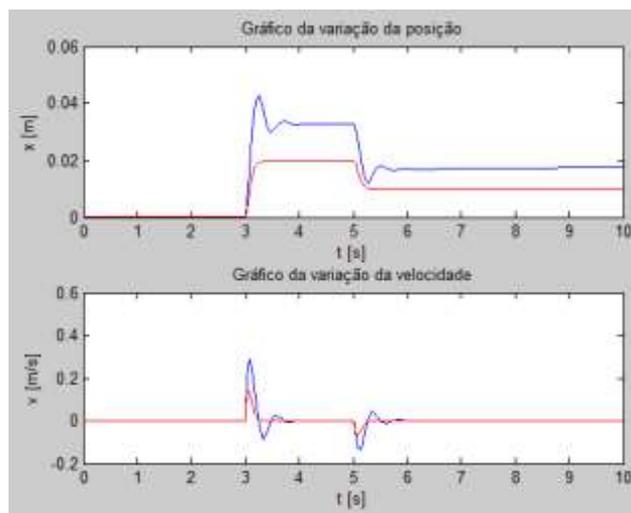
O esquema da figura 1 permite desenvolver o modelo matemático do sistema através de equações diferenciais. Para determinar o movimento da massa aplica-se a segunda lei de Newton. Deste modo, a figura 2 apresenta o diagrama de blocos que representa o modelo matemático da suspensão.

Figura 2: Diagrama de blocos do modelo da suspensão



Para as simulações foram considerados os seguintes valores: massa do sistema, $m = 300$ kg; coeficiente de rigidez da mola, $k = 60000$ e 100000 N/m e coeficiente de fricção viscosa, $b = 3000$ e 10000 Ns/m, respetivamente, linhas azuis e vermelhas nos gráficos da figura 3. Não existe a aplicação de força dos 0 aos 3 segundos, exercendo-se uma força $F(t) = 2000$ N dos 3 aos 5 segundos e $F(t) = 1000$ N dos 5 aos 10 segundos.

Figura 3: Gráficos dos resultados do modelo



Ao mudar alguns parâmetros da simulação do modelo, como por exemplo, $k = 100000$ N/m e $b = 10000$ Ns/m faz com que ocorram alterações no gráfico da posição e velocidade da massa (linhas vermelhas dos gráficos da figura 3). Ao aumentar o coeficiente de rigidez da mola, a amplitude da posição da massa vai diminuir, tendo agora o valor de $0,02$ m dos 3 aos 5 segundos e de $0,01$ m dos 5 aos 10 segundos. E ao ampliar o coeficiente de fricção viscosa fez com que a massa fosse atingir a posição final, de modo mais suave, levando a sua

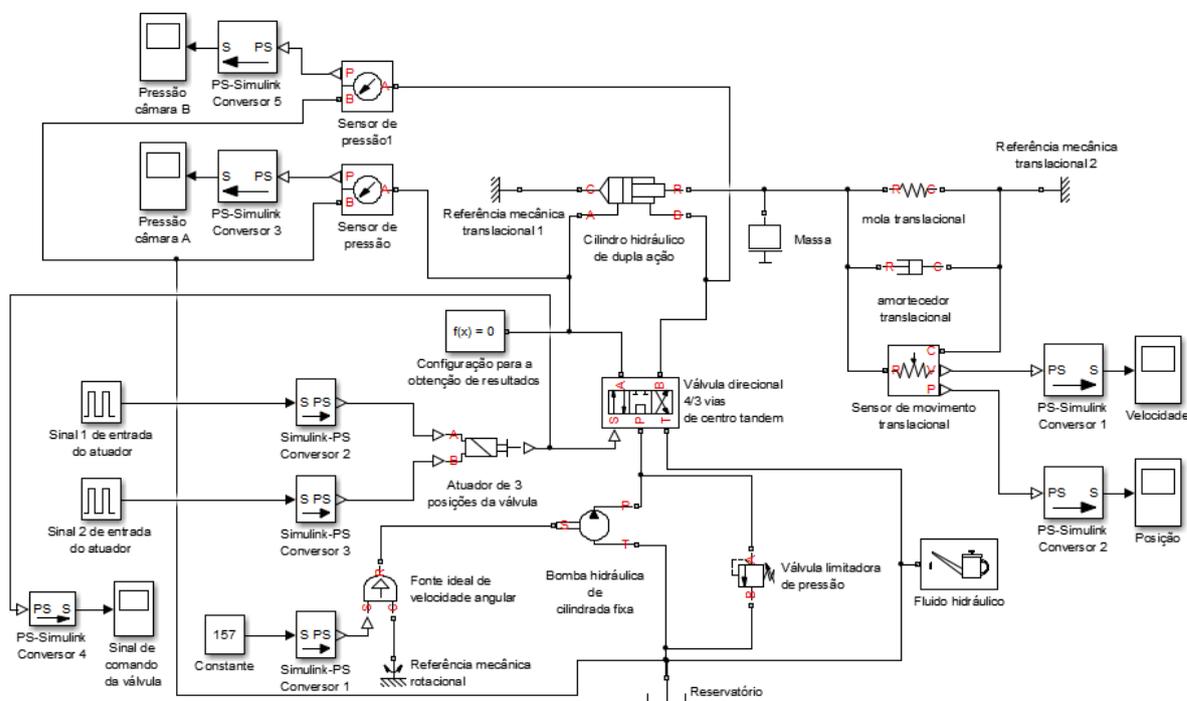
curvatura a ter um declive menos abrupto. No gráfico da variação da velocidade observa-se que os seus picos de velocidade têm uma velocidade menor, tendo o seu máximo atingido agora o valor de 0,15 m/s.

5.2. Modelo de um circuito óleo-hidráulico

Este circuito contém um cilindro hidráulico de duplo efeito que é controlado eletricamente por uma válvula direcional de quatro vias e três posições de centro tandem. Este exemplo contém também uma bomba hidráulica de cilindrada fixa e uma válvula limitadora de pressão. A ligação da carga exterior ao cilindro é realizada por uma mola e o movimento é afetado por fricção viscosa (Costa, 2014; Frosina, 2015; Karjalainen *et al*, 2012). É de referir, que apenas se aplica carga exterior na direção de avanço do cilindro.

O modelo também foi elaborado com blocos da biblioteca *Simhydraulics* do *Simulink*, portanto necessitou do bloco *function configuration* para a configuração de obtenção de resultados. A figura 4 ilustra o diagrama de blocos do circuito óleo-hidráulico.

Figura 4: Diagrama de blocos do modelo do circuito óleo-hidráulico

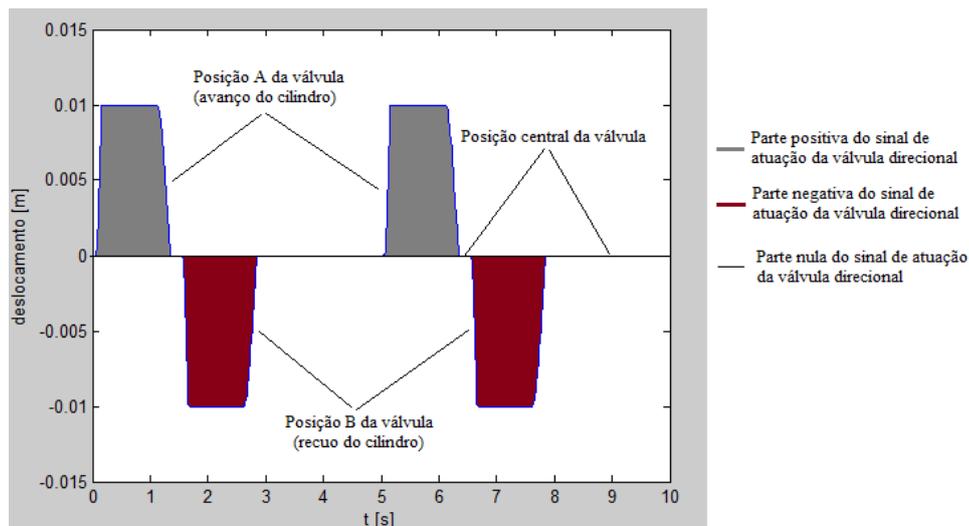


O fluido escolhido para este circuito foi o mesmo do exemplo anterior, o skydrol-5 (Parker, 2006) para uma temperatura do sistema de 40°C.

O bloco da válvula direcional do tipo 4/3 é composto por cinco terminais. P e T são a entrada e saída de caudal respetivamente. A e B são posições da válvula e associadas ao atuador, mas não se pode descurar a posição intermédia entre as duas, o centro da válvula. S é o terminal do sinal físico de controlo da válvula. A válvula é comandada por um atuador de três posições. Também foi necessário definir esse sinal de comando através de dois sinais quadrados. Um dos sinais é correspondente a parte positiva do sinal de atuação da válvula (“Sinal 1 de entrada do atuador”) e o outro da parte negativa (“Sinal 2 de entrada do atuador”). Pode-se ver o sinal de atuação da válvula 4/3 na figura 5.

Quando o sinal de atuação é positivo a válvula está na posição A, que corresponde ao avanço do cilindro e quando o sinal é negativo, a válvula assume a posição B, que promove o recuo do cilindro. O sinal sendo nulo, a válvula está na sua posição central, o que faz manter a posição da haste do cilindro.

Figura 5: Sinal de atuação da válvula direcional 4/3



Ao efetuar uma pesquisa sobre este tipo de válvulas selecionou-se a válvula direcional de 4/3, HK DHE 0714 8 X 00DC de centro tandem da marca Hansa Flex (Hennings, 2012). A sua pressão máxima de operação é 350 bar, a sua massa é de 1,75 kg, tem um fluxo volumétrico máximo de 80 l/min, tendo sido definidas estas características e outras na janela de parâmetros do bloco. A abertura máxima da válvula é 0,01 m que corresponde ao deslocamento máximo do sinal proveniente do atuador. O modelo contém uma válvula limitadora de pressão e pretende-se que este componente limite a pressão do circuito para 50 bar. A válvula limitadora de pressão é diretamente operada e optou-se por modelar a válvula 130 23 010 da marca Festo (Hennings, 2012) porque tem uma gama de pressão de 5 a 50 bar. A pressão nominal definida foi 50 bar ($5 \cdot 10^6$ Pa).

O cilindro hidráulico de duplo efeito escolhido para esta simulação foi o cilindro HK HM 0120 0100 da Hansa flex (Hennings, 2012). Tem uma massa de 2,27 kg e uma pressão de operação máxima de 250 bar. As características como a área dos pistões, o curso (definido para 0,3 m), o volume morto presente nas câmaras e a capacidade calorífica específica podem-se constatar na figura 6. A área B do pistão (*piston area B*) é a área anelar, pois é igual à área A do pistão menos a área da haste.

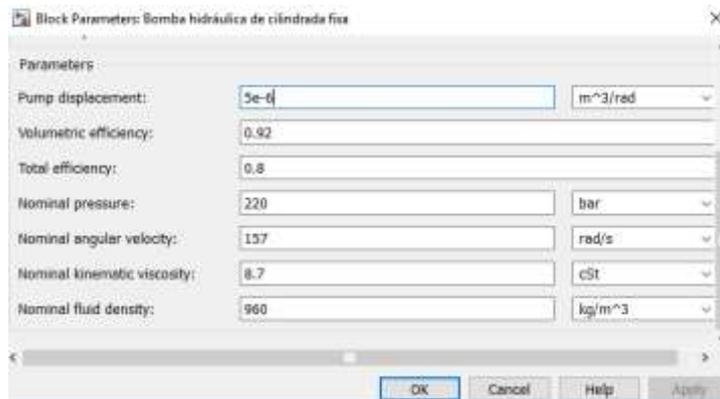
Figura 6: Janela de parâmetros do bloco do cilindro hidráulico de duplo efeito



A rigidez no contacto é de 10^6 N/m, o coeficiente viscoso do contacto é de 150 Ns/m e a pressão inicial nas câmaras do cilindro é nula. A carga que se pretende movimentar tem uma massa de 4,5 kg, um coeficiente de rigidez da mola de $k=6000$ N/m e um coeficiente de fricção viscosa de $b=250$ Ns/m.

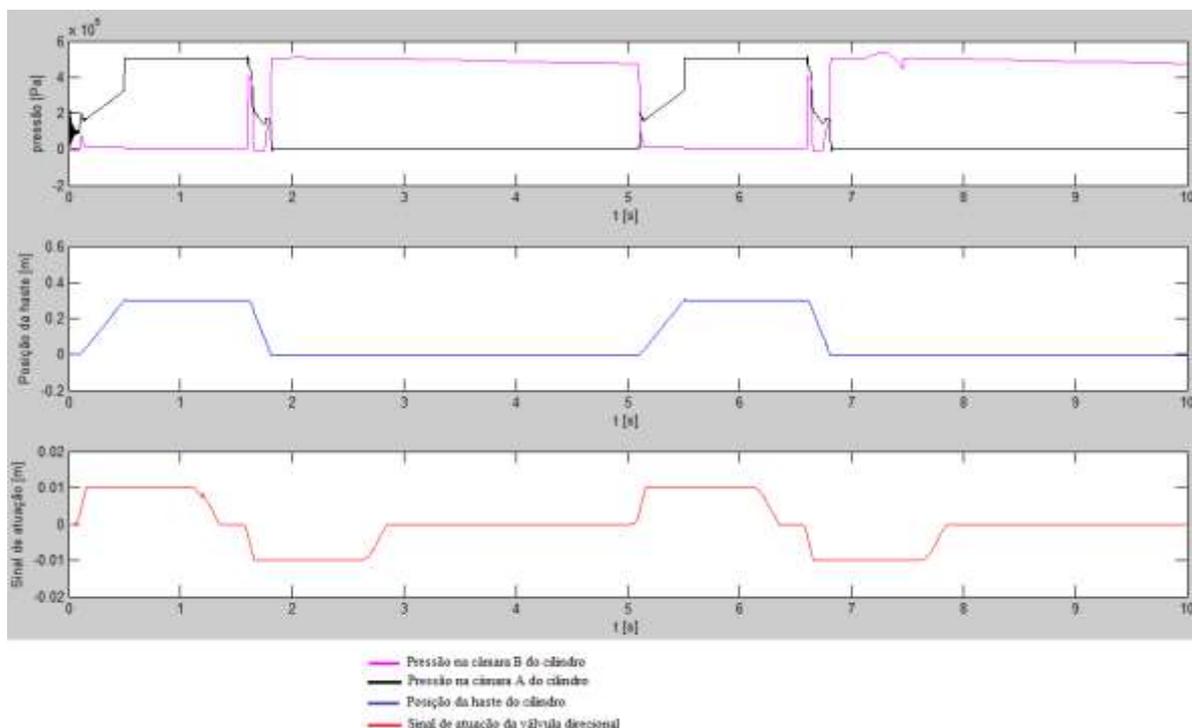
A bomba hidráulica de cilindrada fixa selecionada foi a A2FO 5 da marca Rexroth, Bosch Group (Cudell, 2011). É uma bomba hidráulica de pistões axiais com uma cilindrada de 5 cm^3 e a sua pressão nominal pode variar entre 210 e 315 bar (a pressão nominal no bloco foi definida em 220 bar). O tipo de bomba hidráulica escolhida foi a de pistões axiais por ser o tipo mais aplicado em aplicações industriais. Outras características, como a eficiência volumétrica, eficiência total e velocidade angular nominal foram introduzidas na janela de parâmetros do bloco (ver figura 7).

Figura 7: Janela de parâmetros do bloco da bomba hidráulica de cilindrada fixa



Os valores da viscosidade cinética e da densidade do fluido correspondem ao fluido selecionado, o skydrol-5 (Parker, 2006). Para mover o veio da bomba utilizou-se um bloco de fonte de velocidade angular, definida para 157 rad/s (1500 rpm). O diagrama de blocos apresenta dois sensores de pressão para efetuar a leitura da pressão nas câmaras A e B do cilindro hidráulico, correspondentes, ao seu avanço e recuo. Ilustram-se na figura 8, a variação de pressão, o deslocamento da haste e o sinal de atuação da válvula.

Figura 8: Gráficos da variação da pressão, da posição da haste no cilindro hidráulico e do sinal de atuação da válvula direcional 4/3 vias.

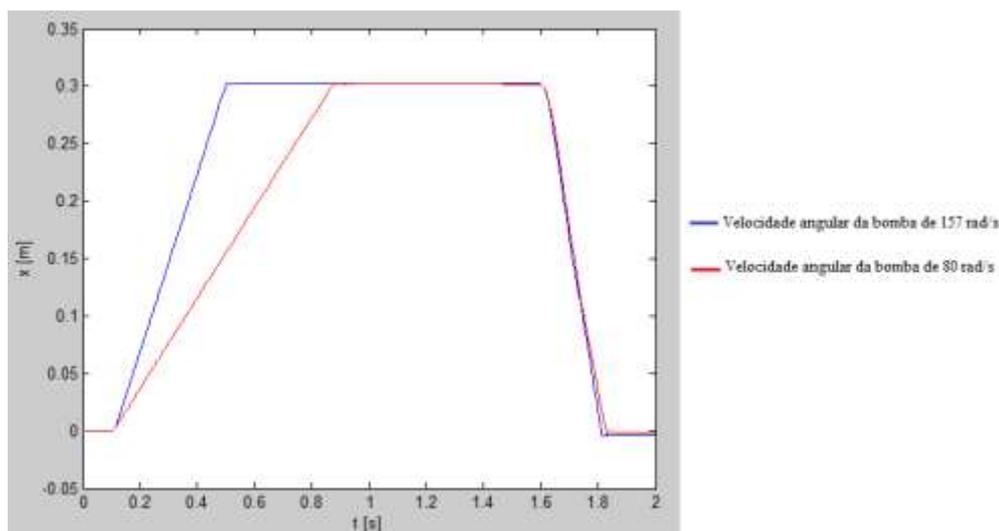


A pressão do sistema foi limitada e corresponde à pressão definida na válvula limitadora de pressão ($5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 50 \text{ bar}$). A pressão na câmara A (linha preta do gráfico da figura 8) sobe instantaneamente até $2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, e o cilindro só se movimenta a partir desse momento, porque essa pressão serviu para vencer a inércia no arranque do sistema. Ao fim desse instante, a pressão na câmara A assume uma reta linear, que é relativa ao avanço do cilindro. No fim do avanço, a pressão sobe até 50 bar de forma a manter a posição de 0,3 m. O curso/movimento do cilindro segue o comando do sinal de atuação da válvula, quando o sinal é positivo ocorre o avanço do cilindro e quando o sinal é negativo ocorre o recuo.

A pressão na câmara B é diferente da pressão na câmara A, porque a carga exterior é só aplicada no avanço do cilindro. Se a carga estivesse a efetuar uma ação no lado oposto do cilindro, os gráficos de pressão nas câmaras seriam inversos. Existe um pico de pressão na câmara B quando a válvula direcional se encontra na sua posição central (centro tandem). Também ocorre uma ligeira queda de pressão na câmara B no momento em que a válvula direcional assume a sua posição central, e isso acontece devido a fugas de fluido na válvula, pois este tipo de válvulas são em forma de gaveta.

De forma a validar o sistema modelado alterou-se a velocidade angular na bomba hidráulica para os 80 rad/s em vez dos 157 rad/s da última simulação. Na figura 9 apresentam-se os resultados da posição da haste do cilindro das duas simulações, de modo a perceber melhor as consequências desta nova condição de funcionamento.

Figura 9: Gráficos das posições da haste do cilindro das duas simulações



Ao reduzir a velocidade angular da bomba hidráulica faz com que seja fornecido menos óleo ao circuito, o que resulta num maior intervalo de tempo para o cilindro atingir o limite de curso (avanço). Também se verifica que o recuo é mais lento apesar de ser menor essa diferença.

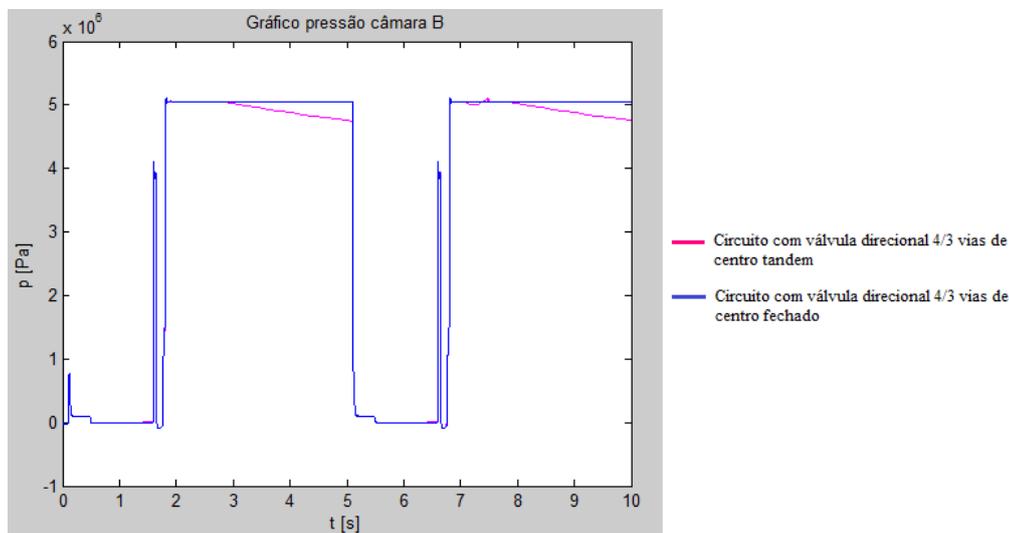
Também se decidiu trocar o tipo de centro da válvula direcional. A válvula selecionada foi a válvula direcional 4/3 de centro fechado HK DHE 0711 X 00DC da Hansa Flex (Hennings, 2012). As propriedades desta válvula são exatamente iguais à válvula de centro tandem de forma a poderem serem comparados os resultados.

A variação da posição da haste do cilindro e a pressão na câmara A são iguais aos resultados apresentados na Figura 8, mas existe uma ligeira diferença no gráfico da pressão na câmara B, como se pode verificar na figura 10.

Com a válvula direcional de centro fechado já não ocorre uma queda de pressão no recuo do cilindro, porque já não existe perda de óleo hidráulico.

Os resultados das simulações com alteração da velocidade angular, do valor da carga e do tipo de válvula direcional validam o modelo do circuito hidráulico, uma vez que o seu funcionamento é idêntico ao de um circuito hidráulico real.

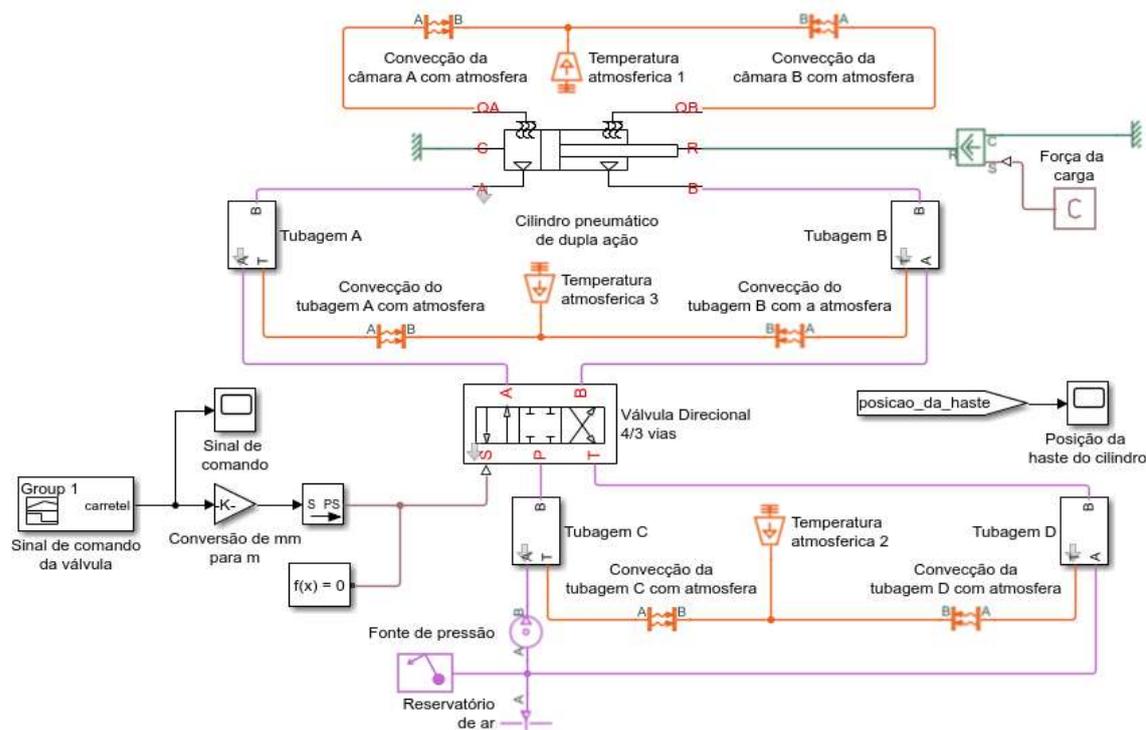
Figura 10: Gráficos da pressão na câmara B nas duas simulações



5.3. Modelo de um circuito pneumático

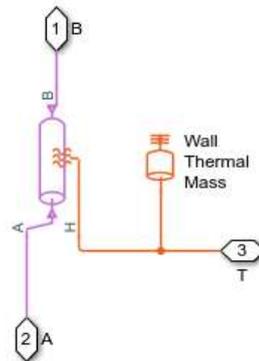
O circuito pneumático simulado no *software Simulink* é composto por um cilindro pneumático de dupla ação e uma válvula direcional 4/3 de centro fechado, que tem como função movimentar uma determinada carga. A carga movida exerce uma força de 500 N. Os blocos que serviram para a elaboração do modelo pertencem à biblioteca *Simscape*, das partes *Gas Models* e *Thermal*. O diagrama de blocos correspondente ao modelo do circuito pneumático está ilustrado na figura 11.

Figura 11: Diagrama de blocos do modelo do circuito pneumático



O gás presente neste circuito é o ar. A fonte de pressão faz com exista um diferencial de pressão de 0,6 MPa e área de secção da entrada e saída é igual à área da tubagem ($5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$). Pode-se ver o diagrama de blocos do subsistema das tubagens na figura 12.

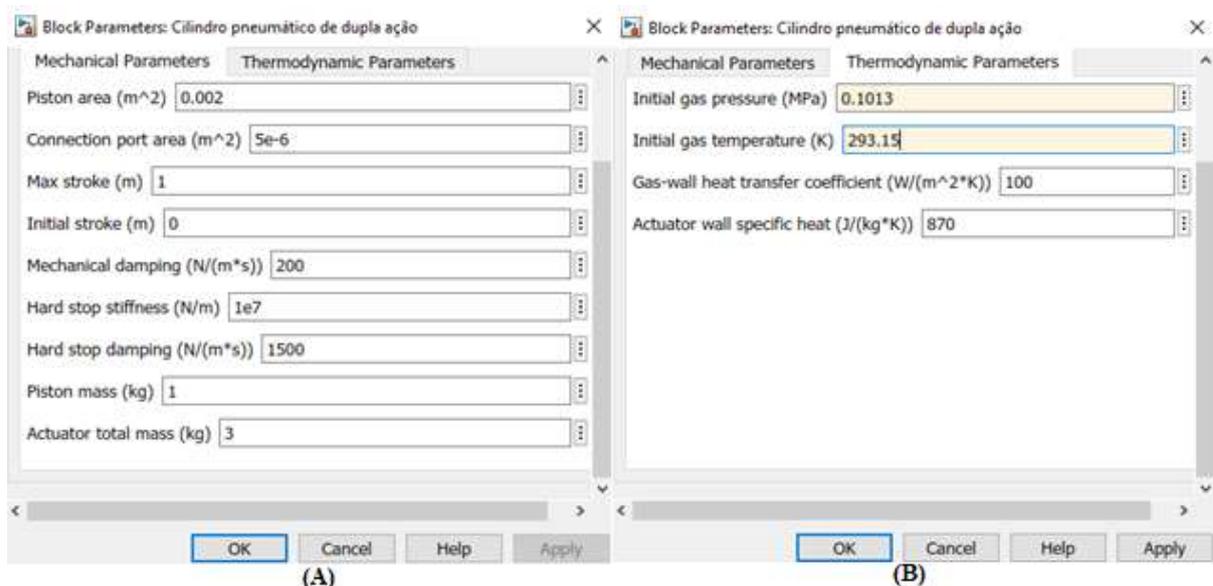
Figura 12: Diagrama de blocos dos subsistemas das tubagens



Para uma correta modelação da tubagem foi preciso definir o seu comprimento, a sua área de secção, a densidade da parede, a sua pressão e temperatura inicial. Isso foi efetuado na janela de parâmetros do subsistema da tubagem. O carretel da válvula pneumática direcional 4/3 é comandado por um sinal que está ilustrado nas figuras 14 e 15. Ao efetuar uma pesquisa sobre este tipo de válvulas selecionou-se a válvula direcional de 4/3, DRS 4126-1/8 de centro fechado da marca Parker (Parker, 2017). A sua pressão nominal é 6 bar, a sua massa é de 0,5 kg e tem um caudal nominal de 350 l/min. Outras características desta válvula foram definidas na janela de parâmetros do bloco, tais como: o coeficiente de descarga, a área máxima dos orifícios, o deslocamento limite, a área de perdas, o deslocamento de perdas e a área de conexão com a tubagem (igual à área da tubagem).

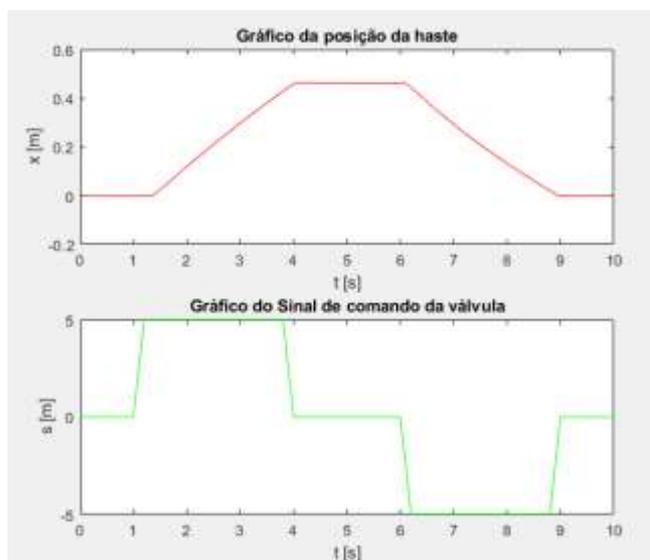
Para o modelo do cilindro pneumático de dupla ação optou-se por simular o cilindro P1D-S032 MS-0500 da Parker (Parker, 2017). É um cilindro com uma massa total de 3 kg, uma pressão de operação de 10 bar e trabalha com temperaturas entre os -20°C e 80°C . Parâmetros como a área do pistão, área de conexão com a tubagem, curso máximo, curso inicial, pressão inicial do gás e temperatura inicial do gás, são apresentados na figura 13.

Figura 13: Janela de parâmetros do cilindro pneumático de duplo efeito, (A) mecânicos e (B) termodinâmicos



Com as condições de simulação definidas obtiveram-se os gráficos da posição da haste do cilindro e do sinal de comando da válvula para 10 segundos de simulação (figura 14).

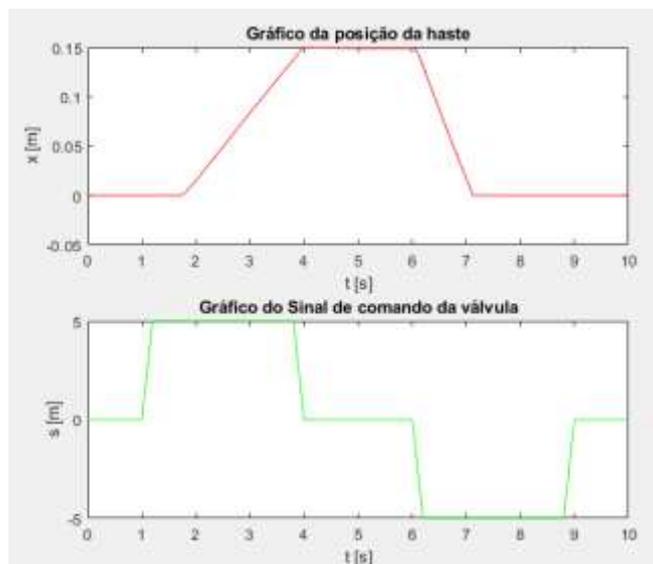
Figura 14: Gráficos de resultados da simulação do modelo do circuito pneumático



Quando o sinal de atuação da válvula tem deslocamento positivo, a haste do cilindro avança, e caso a válvula permaneça na posição central (centro fechado), a haste não se move da sua posição. Por outro lado, sendo o sinal de atuação da válvula negativo, a haste retorna à sua posição inicial.

Ao alterar a força da carga para o dobro obtiveram-se novos resultados, que se apresentam na figura 15.

Figura 15: Gráficos de resultados da simulação do modelo do circuito pneumático



Ao efetuar esta alteração de carga é compreensível que o cilindro tenha mais dificuldade em começar o seu movimento e alcançar o seu curso, e isso verifica-se na linha vermelha do gráfico apresentado na figura 15. É de referir que a haste do cilindro para realizar o movimento inverso demora menos tempo, e isto deve-se ao facto do sentido da força da carga ser o mesmo da haste. Com o aumento da carga para o dobro, o curso do cilindro reduziu-se consideravelmente, de 0,5 para 0,15 m.

6. Conclusões e trabalhos futuros

O principal objetivo deste trabalho foi alcançado, pois foram efetuadas modelações e simulações de sistemas nas áreas tecnológicas: mecânica, óleo-hidráulica e pneumática. A utilização de diversas variáveis características dos sistemas provocou modificações nos resultados obtidos em conformidade com o esperado em sistemas reais, que validam a veracidade dos modelos, apesar dos normais erros associados, por se tratarem de modelações matemáticas.

Conclui-se que o *software Matlab/Simulink* pode ser utilizado para testar, otimizar e rentabilizar equipamentos industriais, reduzindo os custos e o tempo de deteção de possíveis falhas, contribuindo significativamente para a resolução de problemas. Também é um software muito útil para estudar e ensinar fenómenos físicos de uma forma detalhada, porque é uma ferramenta muito adequada para a monitorização do funcionamento de sistemas dinâmicos complexos. A limitação deste *software* prende-se com a elevada complexidade na forma de criar animação dos sistemas modelados.

Para trabalhos futuros pretende-se utilizar o *software Matlab/Simulink* para realizar outras modelações de circuitos pneumáticos e óleo-hidráulicos variando, o tipo de válvulas, de cilindros e de bombas, e estabelecer o seu comando e controlo através do hardware Arduino.

7. Referências

- Bolton, W. (1997). *Pneumatic and Hydraulic Systems*. Oxford. Butterworth-Heinemann Ltd.
- Costa, J.C. (2014). *Projeto e Desenvolvimento de uma Central Hidráulica Servo Acionada*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecatrónica, Universidade do Minho, Guimarães, Portugal.
- Cudell (2011). *Óleo-Hidráulica - Automação Industrial*, Catálogo 2011. https://cudell.pt/sites/cudell.pt/files/catalogo_tecnico_completo.pdf. Acedido em 30 maio de 2017.
- Frosina, E. (2015). A Three Dimensional CFD Modeling Methodology Applied to Improve Hydraulic Components Performance. *Energy Procedia*, 70th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2015 82, pp. 950–956. doi:10.1016/j.egypro.2015.11.849.
- Hennings (2012). *Catálogo Técnico Hennings - Linha Hidráulica*, www.hennings.com.br/catalogo/16/. Acedido em 30 junho de 2017.
- Karjalainen, J.P., Karjalainen, R., Huhtala, K. (2012). Measuring and Modelling Hydraulic Fluid Dynamics at High Pressure—Accurate and Simple Approach. *Int. J. Fluid Power* 13, 51–59. doi:10.1080/14399776.2012.10781053.
- MathWorks (2017). *Matlab and Simulink - Simulation and Model-Based Design* <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>. Acedido em 15 maio de 2017.
- Parker (2001). *Tecnologia Hidráulica Industrial*. Apresentação M2001-2 BR. <https://www.parker.com/literature/Brazil/Apres%20Hidrau%2027-04.pdf>. Acedido em 10 junho de 2017.
- Parker (2006). *Fluidos e filtros hidráulicos*. Apostila M2001-2 BR, https://www.parker.com/literature/Brazil/M2001_2_P_06.pdf. Acedido em 10 junho de 2017.
- Parker (2017). *Tecnologia Pneumática Industrial*. Apostila M1001-1 BR. https://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf. Acedido em 30 outubro de 2017.
- Parr, A. (1997). *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann Ltd.
- Pinheiro C. (2012). *Tutorial de Introdução ao Simulink - Instituto Superior Técnico*. https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/3779579951083/Simulink_tutorial_12.pd. Acedido em 1 fevereiro de 2017.