

THIAGO AURÉLIO MAGALHÃES BORGES

GERAÇÃO DE PERFIS DE MOVIMENTO ATRAVÉS DE UM CAME ELETRÔNICO



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

2021

THIAGO AURÉLIO MAGALHÃES BORGES

GERAÇÃO DE PERFIS DE MOVIMENTO ATRAVÉS DE UM CAME ELETRÔNICO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **BACHAREL EM ENGENHARIA MECATRÔNICA.**

Orientador: Prof. Ms. Werley Rocherter Borges Ferreira

UBERLÂNDIA – MG

2021

RESUMO

O came mecânico é um dispositivo capaz de transmitir os mais variados perfis de movimento, seja ele de forma translacional ou rotacional. Porém utilizando o came mecânico é possível transmitir apenas um perfil de movimento fixo, caso seja desejado trocar de perfil de movimento é necessário a construção de um novo perfil de came. O came eletrônico é um servomecanismo que surgiu a fim de resolver este empecilho, sendo utilizado para substituir o came mecânico em algumas aplicações. Este projeto apresenta a simulação de um came eletrônico acionado hidráulicamente construído no Laboratório de Automação e de Sistemas de Controle Hidráulicos e Pneumáticos a partir de um controlador PID (proporcional, integral e derivativo), uma válvula proporcional hidráulica, um atuador hidráulico de dupla atuação, um sensor de posição e um microcomputador em conjunto com um dispositivo de geração e aquisição de dados. Serão apresentados também o funcionamento do came eletrônico, suas vantagens e sua flexibilidade em relação ao came mecânico, ao substituir os perfis de movimento de forma simples. Para tal, o atuador do came eletrônico deve acompanhar os sinais elétricos gerados de diversos perfis de movimento de cames.

Palavras chave: came, came eletrônico, perfil de movimento.

ABSTRACT

The mechanical cam is a device capable of transmitting the most varied movement profiles, be it translational or rotational. However, using the mechanical cam, it is possible to transmit only a fixed movement profile, if it is desired to change the movement profile, it is necessary to build a new cam profile. The electronic cam is a servomechanism that appeared in order to solve this obstacle, being used to replace the mechanical cam in some applications. This project presents the simulation of a hydraulically driven electronic cam built in the Laboratory of Automation and Hydraulic and Pneumatic Control Systems from a PID controller (proportional, integral and derivative), a hydraulic proportional valve, a double acting hydraulic actuator, a position sensor and a microcomputer together with a data generation and acquisition device. The operation of the electronic cam, its advantages and its flexibility in relation to the mechanical cam will also be presented, when replacing the movement profiles in a simple way. For this purpose, the electronic cam actuator must accompany the electrical signals generated from different cam movement profiles.

Keywords: cam, electronic cam, movement profile.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Came mecânico (Fonte: Ambiente virtual de apoio à graduação e pós-graduação da USP https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3518797/mod_resource/content/1/Came-Seguidor2017.pdf).....	5
Figura 3.2 – Diagrama de movimento (Fonte: Elaborada pelo autor).....	6
Figura 3.3 – Came uniforme (Fonte: Elaborada pelo autor)	7
Figura 3.4 – Came parabólico (Fonte: Elaborada pelo autor)	8
Figura 3.5 – Came harmônico simples (Fonte: Elaborada pelo autor)	9
Figura 3.6 – Came cicloidal (Fonte: Elaborada pelo autor)	10
Figura 4.1 – Válvula hidráulica proporcional (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf).....	12
Figura 4.2 – Potenciômetro linear (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00273180001075223507.pdf).....	13
Figura 4.3 – Cilindro atuador (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00273180001075223507.pdf).....	13
Figura 4.4 – Módulo controlador (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00897527001075223499.pdf).....	14
Figura 4.5 – Módulo controlador esquemático (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00897527001075223499.pdf).....	14
Figura 4.6 – Módulo amplificador (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00176708001075223500.pdf).....	15
Figura 4.7 – Módulo amplificador esquemático (Fonte: Catálogo virtual da <i>FESTO</i> https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00176708001075223500.pdf).....	16

Figura 4.8 – Placa <i>NI USB-6211</i> (Fonte: Catálogo virtual da <i>National Instruments</i> https://www.ni.com/documentation/en/multifunction-io-device/latest/usb-6211/pinout/)	17
Figura 4.9 – Esquema de montagem (Elaboração do autor).....	19
Figura 4.10 – Representação gráfica do came desejado 1 (Elaboração do autor)....	20
Figura 4.11 – Representação gráfica do came desejado 2 (Elaboração do autor)....	21
Figura 4.12 – Representação gráfica do came desejado 3 (Elaboração do autor)....	21
Figura 4.13 – Representação gráfica do came desejado 4 (Elaboração do autor)....	22
Figura 4.14 – Representação gráfica do came desejado 5 (Elaboração do autor)....	22
Figura 4.15 – Representação gráfica do came desejado 6 (Elaboração do autor)....	23
Figura 4.16 – Representação gráfica do came desejado 7 (Elaboração do autor)....	23
Figura 4.17 – Representação gráfica do came desejado 8 (Elaboração do autor)....	24
Figura 4.18 – Representação gráfica do came desejado 9 (Elaboração do autor)....	24
Figura 5.1 – Dados amostrados (Elaboração do autor).....	25
Figura 5.2 – Regressão linear (Elaboração do autor).....	26
Figura 5.3 – Saída de tensão do movimento de avanço para um degrau de 9 V	27
Figura 5.4 – Diagrama de <i>Bode</i> filtro <i>Butterworth</i> 8ª ordem (Elaboração do autor) ..	27
Figura 5.5 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 2 V (Elaboração do autor)	28
Figura 5.6 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 3 V (Elaboração do autor)	28
Figura 5.7 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 4 V (Elaboração do autor)	29
Figura 5.8 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 5 V (Elaboração do autor)	29
Figura 5.9 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 6 V (Elaboração do autor)	30
Figura 5.10 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 7 V (Elaboração do autor)	30
Figura 5.11 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 8 V (Elaboração do autor)	31
Figura 5.12 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 9 V (Elaboração do autor)	31

Figura 5.13 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 10 V (Elaboração do autor).....	32
Figura 5.14 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -2 V (Elaboração do autor).....	32
Figura 5.15 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -3 V (Elaboração do autor).....	33
Figura 5.16 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -4 V (Elaboração do autor).....	33
Figura 5.17 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -5 V (Elaboração do autor).....	34
Figura 5.18 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -6 V (Elaboração do autor).....	34
Figura 5.19 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -7 V (Elaboração do autor).....	35
Figura 5.20 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -8 V (Elaboração do autor).....	35
Figura 5.21 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -9 V (Elaboração do autor).....	36
Figura 5.22 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -10 V (Elaboração do autor).....	36
Figura 5.23 – Coeficiente angular de avanço (Elaboração do autor)	38
Figura 5.24 – Coeficiente angular de retorno (Elaboração do autor).....	38
Figura 5.25 – Curva coeficiente angular de avanço (Elaboração do autor).....	39
Figura 5.26 – Curva coeficiente angular de retorno (Elaboração do autor).....	40
Figura 5.27 – Coeficiente Angular (Elaboração do autor)	41
Figura 5.28 – Vazão de óleo da válvula em função da corrente (Fonte: Catálogo virtual da FESTO https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf).....	42
Figura 5.29 – Sinal experimental obtido do came desejado 1 (Elaboração do autor)	45
Figura 5.30 – Sinal experimental obtido do came desejado 2 (Elaboração do autor)	46
Figura 5.31 – Sinal experimental obtido do came desejado 3 (Elaboração do autor)	46
Figura 5.32 – Sinal experimental obtido do came desejado 4 (Elaboração do autor)	47
Figura 5.33 – Sinal experimental obtido do came desejado 5 (Elaboração do autor)	47

Figura 5.34 – Sinal experimental obtido do came desejado 6 (Elaboração do autor)48

Figura 5.35 – Sinal experimental obtido do came desejado 7 (Elaboração do autor)48

Figura 5.36 – Sinal experimental obtido do came desejado 8 (Elaboração do autor)49

Figura 5.37 – Sinal experimental obtido do came desejado 9 (Elaboração do autor)49

LISTA DE SÍMBOLOS

- θ – posição onde o came se encontra [*rad*]
 t – tempo [*s*]
 ω – velocidade de rotação do came [*rad/s*]
 α – ângulo de início de avanço do came [*rad*]
 β – ângulo de término de avanço do came [*rad*]
 ψ – ângulo de início de retorno do came [*rad*]
 ϕ – ângulo de término de retorno do came [*rad*]
 CP – raio de circunferência primária do came [*m*]
 HM – altura máxima que o seguidor atinge em relação à circunferência primária [*m*]
 s – posição do elemento seguidor [*m*]
 v – velocidade do elemento seguidor [*m/s*]
 a – aceleração do elemento seguidor [*m/s²*]
 j – jerk do elemento seguidor [*m/s³*]
 A_n – área do orifício da seção n da válvula proporcional [*m²*]
 q_n – vazão de óleo através de A_n [*m³/s*]
 k – largura do orifício A_n [*m*]
 x – deslocamento do carretel [*m*]
 g – gravidade [*m/s²*]
 γ – peso específico [*N/m³*]
 p_s – pressão na entrada de óleo da válvula [*Pa*]
 p_n – pressão associada ao orifício n [*Pa*]
 c_n – constante obtida através de Bernoulli [*adimensional*]
 Δp – diferença de pressão [*Pa*]
 ρ – densidade do óleo [*kg/m³*]
 A – área da seção do cilindro atuador [*m²*]
 F – força aplicada ao cilindro atuador [*N*]
 m – massa do cilindro atuador [*kg*]
 b – coeficiente de atrito viscoso [*Ns/m*]
 y – posição do cilindro atuador [*m*]
 \dot{y} – velocidade do cilindro atuador [*m/s*]
 \ddot{y} – aceleração do cilindro atuador [*m/s²*]

\ddot{y} – jerk do cilindro atuador [m/s^3]
 B – intensidade da densidade de fluxo magnético [T]
 μ_0 – permeabilidade magnética do vácuo [Tm/A]
 n – número de espiras [*adimensional*]
 i – corrente elétrica que circula no solenoide [A]
 H – intensidade do campo magnético [A/m]
 Δx – deslocamento do carretel da válvula hidráulica [m]
 U_B – energia magnética associada ao campo magnético [J]
 μ_m – permeabilidade magnética do núcleo do solenoide [Tm/A]
 μ_B – permeabilidade magnética resultante [Tm/A]
 F_B – força associada ao trabalho realizado pela energia magnética [N]
 X_m – susceptibilidade magnética do núcleo do solenoide [*adimensional*]
 F_M – força associada ao trabalho realizado pela energia potencial da mola [N]
 k_M – constante de elasticidade da mola [N/m]
 v_{PWM} – tensão aplicada ao solenoide [V]
 Z – impedância elétrica indutiva do solenoide [Ω]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	OBJETIVOS	1
1.2	JUSTIFICATIVA	2
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
4	METODOLOGIA E MATERIAIS	11
4.1	METODOLOGIA	11
4.2	MATERIAIS	11
4.2.1	Válvula hidráulica proporcional 4/3 <i>FESTO</i>	12
4.2.2	Potenciômetro linear e Cilindro hidráulico de dupla atuação	12
4.2.3	Controlador industrial	13
4.2.4	Amplificador industrial	14
4.2.5	Placa de geração e aquisição NI;	16
4.3	MONTAGEM	17
4.4	CALIBRAÇÃO DO POTENCIÔMETRO LINEAR	19
4.5	PERFIS DE CAMES	20
5	RESULTADOS	25
5.1	ENSAIOS NO POTENCIÔMETRO LINEAR	25
5.2	COMPORTAMENTO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA	26
5.3	COMPORTAMENTO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA	44
6	CONCLUSÃO	51
	REFERÊNCIAS	53
	ANEXO 1	56
	ANEXO 2	61

1 INTRODUÇÃO

Desde os primórdios da humanidade, o homem buscou desenvolver ferramentas e tecnologias capazes tornar sua vida cada vez mais prática e confortável. Uma das mais importantes é a roda, esta, utilizada para transformar um movimento de rotação em um movimento de translação, muito útil para transportar cargas. A partir da invenção da roda foram criadas inúmeras outras tecnologias, a fim de transmitir movimento. Entre elas estão as engrenagens, as polias, os cames, dentre outras.

Os cames, em especial, são elementos mecânicos utilizados para transmitir os mais variados perfis de movimento. Esses possuem as mais diversas aplicações, sendo amplamente utilizados no dia a dia, seja em motores de combustão, máquinas operatrizes, prensas mecânicas, maquinaria têxtil, ou em toda e qualquer aplicação que requer transmitir um movimento em outro com o perfil bem definido.

A indústria a cada dia requer que seus processos possuam maior velocidade, precisão e flexibilidade além da otimização de seus recursos, algo que os cames mecânicos não são capazes de oferecer integralmente, pois apresentam desvantagens e limitações nesses requisitos. O surgimento de novas tecnologias permitiu desenvolver novos dispositivos, entre eles surgiu o came eletrônico. Este é um servomecanismo em conjunto com uma unidade controladora capaz de simular o funcionamento de um came mecânico e substituir o mesmo em diversas aplicações. O came eletrônico permite obter principalmente uma maior flexibilidade nas aplicações desejadas e uma maior otimização nos processos desenvolvidos assim como nos recursos, uma vez que todo o perfil de movimento pode ser definido de forma rápida e prática via software.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste projeto é apresentar o came eletrônico, uma contrapartida ao came mecânico. Os cames eletrônicos possuem os mais diversos métodos de acionamento, seja ele elétrico, pneumático ou hidráulico. Este projeto se limitará apenas em apresentar a construção de um came eletrônico utilizando um sistema de acionamento hidráulico. Também serão apresentados seus elementos básicos,

princípio de funcionamento e o seu desempenho em implementar os mais diversos perfis de movimento de cames a partir das equações matemáticas de movimento.

1.2 JUSTIFICATIVA

O termo came eletrônico é pouco conhecido, pois na literatura ele é o equivalente à um servo sistema, sendo assim, na revisão bibliográfica foram encontradas poucas referências sobre o termo came eletrônico. O came eletrônico vem para solucionar os problemas de sua versão anterior: o came mecânico. Este, ao funcionar, gera um enorme atrito, calor e desgaste devido ao contínuo contato entre o elemento seguidor e o elemento girante. Os cames mecânicos também não são capazes de operar em altas velocidades, devido as próprias limitações dos elementos mecânicos que compõem os mesmos e a possível perda de contato entre o elemento girante e o elemento seguidor, devido a grande velocidade desenvolvida. Outro problema decorrente do came mecânico é a dificuldade em substituir o perfil de movimento do came. O came eletrônico possui como vantagem a ausência do elemento girante, logo, não há calor gerado pelo atrito causado pelo contato entre este e o elemento seguidor. O perfil de movimento do came mecânico é facilmente implementado via equações matemáticas, o que possibilita sua substituição de forma fácil.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está estruturado em 6 capítulos além deste. O capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica a respeito dos cames mecânicos, assim como dos cames elétricos. O capítulo 3 descreve o embasamento teórico envolvido na construção dos diversos perfis de cames mais usuais. O capítulo 4 apresenta os materiais, os equipamentos e a metodologia utilizada na construção do came eletrônico para a execução do experimento. O capítulo 5 descreve os resultados obtidos, assim como as discussões a respeito da construção do came eletrônico e sua capacidade de gerar os mais variados perfis de movimento. O capítulo 6 apresenta as conclusões finais obtidas pelo autor no decorrer deste trabalho. O capítulo 7 apresenta as referências bibliográficas utilizadas neste projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os cames são elementos de máquina capazes de transmitir os mais variados perfis de movimento, esses são compostos basicamente por dois elementos: o girante e o seguidor. O elemento girante geralmente é um disco com circunferência não uniforme, apresentado ressaltos e vales a partir da sua circunferência primária. O elemento seguidor está em constante contato com o elemento girante. Quando este rotaciona o elemento seguidor acompanha seu movimento, podendo ser translacional ou rotacional (oscilatório) (VINOGRADOV, 2000).

Os cames são empregados em toda e qualquer aplicação que requer transmitir um movimento em outro com um perfil bem definido. De acordo com Norton (2009),

[...] a função de movimento do came não pode ser definida por uma única expressão matemática, de preferência deve se valer por várias funções separadas, cada uma definindo o comportamento do seguidor sobre seu segmento ou pedaço do came (p. 408, 2009).

O perfil de movimento de um came é modelado a partir de sua aplicação requerida. Os perfis mais usuais de cames são o uniforme, parabólico, harmônico, cicloidal e o polinomial. Um ótimo projeto de came além de levar em conta o perfil requerido também deve levar em conta a síntese do movimento, juntamente com a velocidade, a aceleração e o *jerk* desenvolvido pelo mesmo. Todas estas grandezas estão relacionadas ao perfil de movimento desenvolvido, devem ser limitadas e de preferência contínuas no intervalo analisado. Segundo a lei fundamental de projeto de cames, as duas primeiras derivadas do perfil de movimento do came devem ser contínuas e os pulsos devem ser limitados durante todo o intervalo de deslocamento do came (NORTON, 2009).

Embora came seja amplamente utilizado, este possui algumas desvantagens. Os elementos girantes e o seguidor estão em constante contato, gerando, mesmo que bem lubrificadas, atrito, calor e conseqüentemente desgaste físico. Outra dificuldade em relação ao came mecânico é a substituição do perfil de movimento para cada aplicação desejada, o que acarreta a fabricação de um novo elemento girante com o perfil de movimento requerido, este, na maioria das vezes possui um alto grau de complexidade e é oneroso (NORTON, 2009). Os cames mecânicos possuem limitações em operar em elevadas velocidades, proveniente dos próprios

elementos mecânicos do sistema. O que pode ocasionar em ruídos excessivamente altos e perda de confiabilidade no movimento do elemento seguidor, (VAN GERWEN, 1999).

A fim de solucionar tais desvantagens contra o came mecânico, é proposto um novo dispositivo: o came eletrônico. Este permite substituir o came mecânico em diversas aplicações. O came eletrônico é capaz de realizar movimentos não lineares utilizando sinais elétricos, que imitam o perfil de um came mecânico (ALTINTAS, 2009). Segundo Makino (1999), a premissa básica deste dispositivo é retirar o elemento girante do came mecânico e inserir servomecanismo aliado a software controlador, capaz de armazenar a forma do came mecânico em sua memória. Para tal o servomecanismo deve ser munido com um atuador e com um sensor de posição, onde será possível implementar o perfil de movimento requerido diretamente no atuador a partir de um sinal elétrico proveniente do software controlador. Em um came mecânico o elemento girante é capaz de transmitir tanto a potência necessária para executar o perfil de movimento quanta a informação deste movimento para o elemento seguidor, já no came eletrônico a informação que compõe o perfil de movimento é transmitida por um software e a potência para realizar suas operações deve vir de outras fontes, logo, é possível implementar o came eletrônico em diversos tipos de sistemas, seja ele de natureza hidráulica, pneumática ou elétrica.

O came eletrônico possui como principal vantagem a implementação e correção dos diversos perfis de movimento executados pelo seguidor apenas realizando modificações via programação nas formas do came armazenadas na memória do controlador. Esta flexibilidade em modificar os perfis de movimentos permite otimizar e criar perfis de comes para as mais diversas aplicações (WOELFEL, 1999).

Dentre os componentes básicos para a construção de um came eletrônico, é possível citar o atuador, que executará o movimento desejado; um sensor o qual indicará a posição atual do atuador; um dispositivo controlador, que irá atuar através de uma lei de controle para controlar a posição do atuador; um dispositivo amplificador de potência, capaz de amplificar os sinais provenientes do controlador para acionar o servomecanismo e uma memória onde estará armazenado o perfil de movimento que deverá ser executado (FERREIRA, 2011).

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os cames mecânicos possuem os mais distintos formatos e perfis de movimento. O que irá definir as características destes é a aplicação na qual são utilizados. A figura 3.1 apresenta o modelo mais difundido: conjunto came seguidor translacional, assim como o seu princípio de funcionamento.

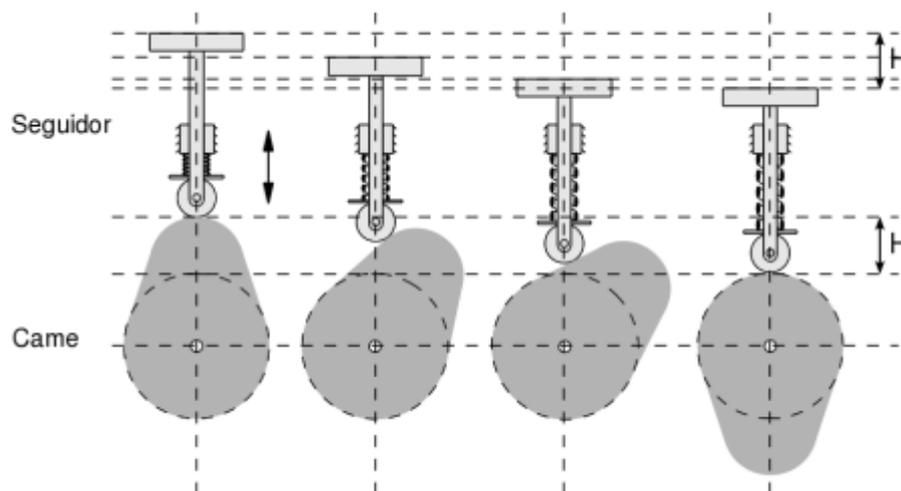


Figura 3.1 – Came mecânico (Fonte: Ambiente virtual de apoio à graduação e pós-graduação da USP https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3518797/mod_resource/content/1/Came-Seguidor2017.pdf)

Supondo uma máquina em que seja requerido um came que realize um determinado movimento onde o elemento seguidor se move verticalmente conforme o came rotaciona, subindo e descendo, conforme a figura 3.1. Em um ciclo de máquina o seguidor parte do repouso, ascendendo até atingir determinado valor, sendo necessário a espera de um período de tempo em repouso, seguido da volta à posição original e permanecendo em repouso por mais um período de tempo, completando assim, um ciclo completo de máquina. O tempo em que o seguidor está em repouso é chamado de zona morta. Usualmente em um came, a velocidade do elemento girante é constante, logo, o ângulo onde o elemento girante se encontra é dado por:

$$\theta = \omega t \quad (3.1)$$

Onde:

- θ é o ângulo em *rad*;
- ω é a velocidade angular de rotação em *rad/s*;

- t é tempo em s .

Portanto, é possível representar graficamente o came em função do tempo quanto em função do ângulo. A figura 3.2(a) mostra o perfil de movimento de translação executado pelo seguidor através da posição angular do came, em coordenadas cartesianas. No eixo vertical está representada a posição do atuador e no eixo horizontal, a posição angular na qual o elemento girante se encontra. A figura 3.2(b) mostra o perfil de movimento deste came em coordenadas polares.

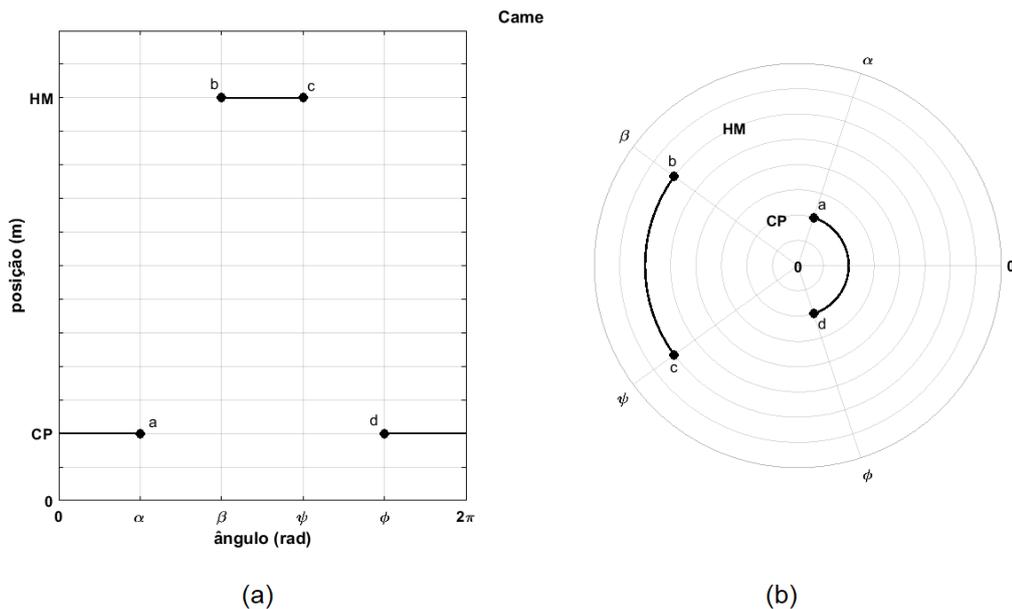


Figura 3.2 – Diagrama de movimento (Fonte: Elaborada pelo autor)

Considerando:

- α : início da subida;
- β : o término da subida;
- ψ : o início da descida;
- ϕ : o término da descida;
- CP : raio de circunferência primária;
- HM : altura máxima que o seguidor atinge em relação ao raio de circunferência primária;

A translação do seguidor é uma função da posição angular do came, $s(\theta)$. Logo, as grandezas: velocidade, aceleração e jerk, são encontradas respectivamente com as derivadas primeira, segunda e terceira de $s(\theta)$. Com base na figura 3.2 é possível dividir o perfil de uma came em três principais etapas:

- 1 Consiste em utilizar uma concordância para interligar os níveis *CP* e *HM* entre pontos “a” e “b”, realizando o movimento de subida ou de avanço do elemento seguidor.
- 2 Consiste em permanecer um período no nível *HM* entre os pontos “b” e “c”.
- 3 Consiste em utilizar uma concordância para interligar os pontos “c” e “d”, realizando o movimento de descida ou de retorno do elemento seguidor atingindo o nível *CP*.

Neste trabalho são apresentados alguns perfis de movimento de cames capazes de realizar a concordância entre os pontos “a” e “b” e os pontos “c” e “d”, com base no modelo presente na figura 3.2. Os perfis de movimento dos cames utilizados são: uniforme, parabólico, harmônico simples e cicloidal. Para cada perfil de came serão apresentadas as curvas características de movimento de translação do elemento seguidor em função da posição angular do elemento girante, assim como a velocidade, aceleração e *jerk* desenvolvido pelo mesmo. As equações características destes perfis de cames estão no ANEXO 1.

A maneira mais simples de se unir os pontos “a” e “b” e os pontos “c” e “d” é através de retas, este perfil de movimento de came é denominado uniforme. A figura 3.3 apresenta as curvas características do came uniforme.

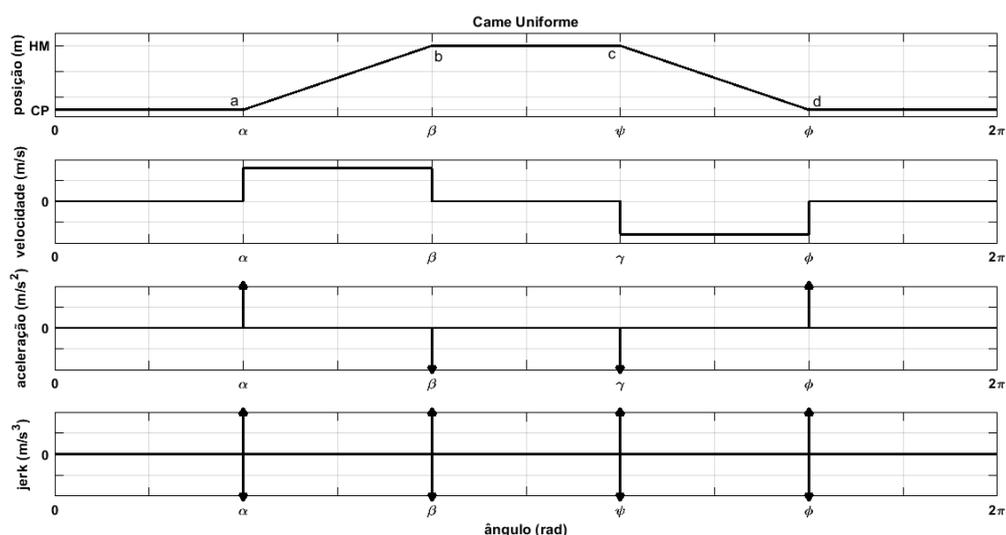


Figura 3.3 – Came uniforme (Fonte: Elaborada pelo autor)

É possível verificar que no período em que acontece o avanço e o retorno, a velocidade possui valores constantes. Porém nos contornos, no início e no término

da concordância, onde a subida e a descida encontram as zonas mortas, indicados pelos pontos “a”, “b”, “c” e “d”, o movimento executado pelo seguidor apresenta descontinuidades, portanto, nesses pontos, a velocidade apresenta pulsos limitados e a aceleração e o jerk possuem valores que tendem ao infinito. Sendo assim, a utilização deste perfil de came não é recomendada, pois não atende a lei fundamental dos cames.

A fim de solucionar o problema anterior, ao invés de se utilizar equações lineares serão utilizadas equações quadráticas. Este perfil de came é denominado parabólico, são utilizadas duas parábolas na subida e outras duas na descida, estas são iguais, porém espelhadas em relação aos eixos vertical e horizontal. No movimento de avanço a primeira possui concavidade para baixo e a segunda concavidade para cima, já no movimento de retorno a primeira possui concavidade para cima e a segunda concavidade para baixo. Estas parábolas são unidas equidistantes aos pontos “a” e “b” para a subida e aos pontos “c” e “d” para a descida, onde ocorre a inflexão dos movimentos. Afigura 3.4 apresenta as características do came de perfil parabólico.

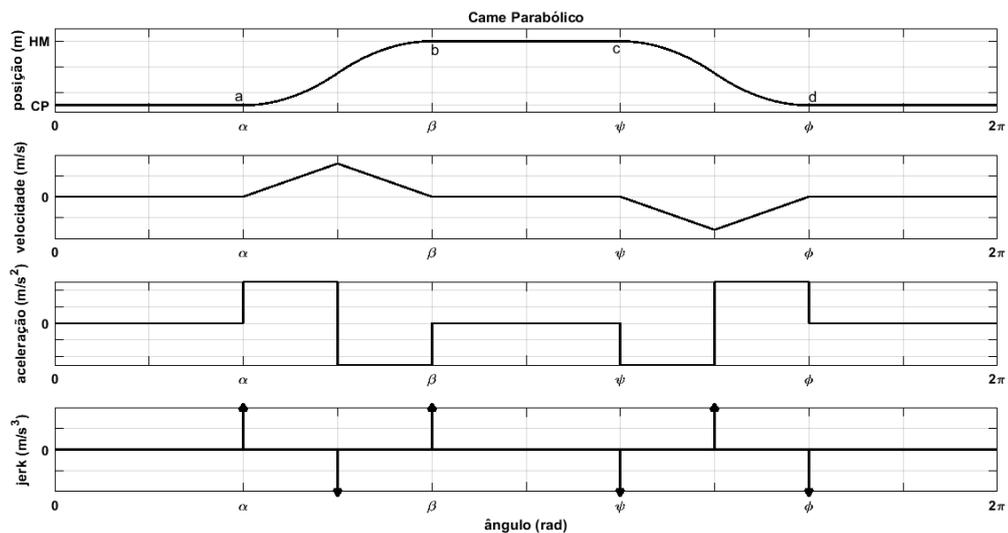


Figura 3.4 – Came parabólico (Fonte: Elaborada pelo autor)

O perfil de movimento desenvolvido pelo came parabólico não apresenta quinas, logo este perfil de movimento é melhor do que o perfil desenvolvido pelo came uniforme, mas ainda está longe de ser considerado um bom projeto. Analisando o perfil da figura 3.4 é possível verificar que a curva da velocidade é triangular, tendo como mudança de sentido e uma descontinuidade no ponto de

concordância. Já a curva de aceleração em cada segmento é constante e limitada, mudando de sentido no ponto de concordância, nestes pontos o *jerk* é infinito. A aceleração é constante, porém muda bruscamente de sentido, o que causa muito desgaste no sistema.

A fim de melhorar ainda mais os projeto do came, foi analisada uma função harmônica simples. Este modelo de came utiliza a família de funções cossenos e senos, e sua vantagem é a continuidade independente de número de derivações, uma vez que a derivada de seno é cosseno e a de cosseno é -seno. Afigura 3.5 apresenta as características do came de perfil harmônico simples.

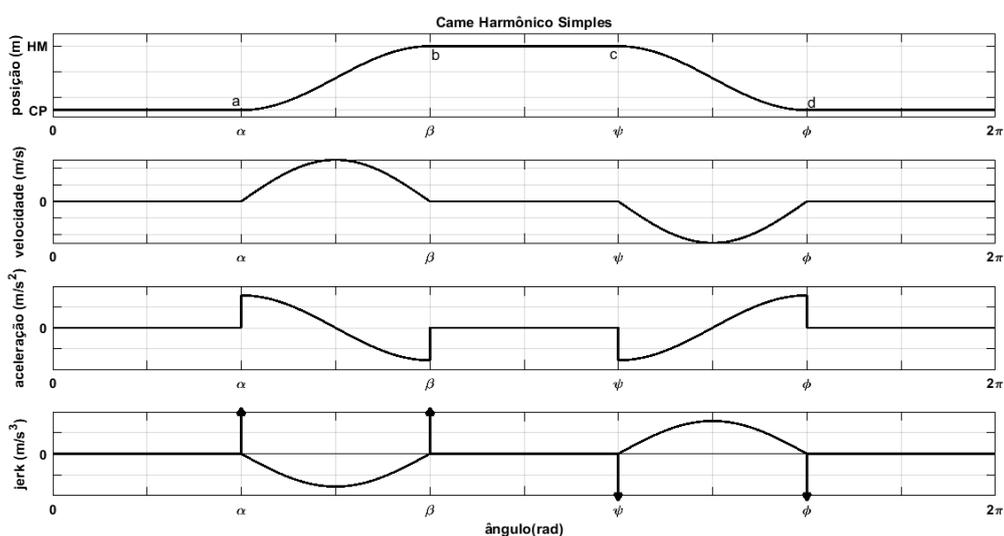


Figura 3.5 – Came harmônico simples (Fonte: Elaborada pelo autor)

Este perfil de movimento possui como desvantagem a descontinuidade na aceleração no início e no término das concordâncias, onde a subida e a descida encontram as zonas mortas, indicados pelos pontos “a”, “b”, “c” e “d”. Nestes pontos o valor de aceleração é limitado e finito, porém esta possui inclinação infinita, provocando aumento da força entre o seguidor e o elemento girante ao início e término do movimento de subida e descida. Nestes pontos, a inclinação infinita da aceleração provoca pulsos infinitos no *jerk*.

Uma forma de contornar o problema anterior é utilizar o came cicloidal, este também utiliza de um conjunto de funções senos e cossenos, garantindo continuidade em todas as suas derivadas não importando de qual ordem sejam. A figura 3.6 apresenta as curvas características do came cicloidal.

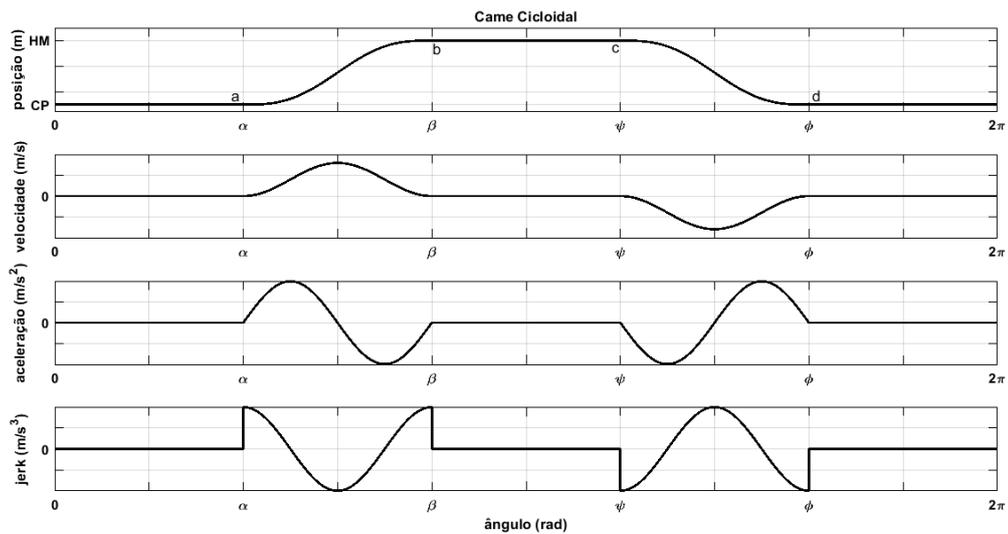


Figura 3.6 – Came cicloidal (Fonte: Elaborada pelo autor)

Utilizando a função cicloidal para realizar a concordância entre os pontos “a” e “b” e os pontos “c” e “d” é possível verificar que não há nenhuma descontinuidade nas equações de movimento e velocidade, em todo o período analisado; a aceleração e o *jerk* são descontínuos nos pontos de concordância.

Esta é uma pequena apresentação de como os perfis de cames são desenvolvidos, assim como são os principais tipos utilizados no dia a dia. Existem muitos outros modelos e tipos com as mais diversas equações, como por exemplo, o came polinomial. O modelo polinomial utiliza polinômios de alto grau para descrever o perfil de movimento dos cames de forma a atender a lei fundamental dos cames. Como é possível utilizar polinômios de alto grau têm-se inúmeras possibilidades de perfis de movimento, por isso este trabalho irá se limitar apenas aos perfis de cames: uniforme, parabólico, harmônico simples e cicloidal.

Neste trabalho também não há preocupação com os valores de velocidade, aceleração e *jerk*, nem com suas respectivas continuidades, uma vez que o principal objetivo do trabalho é representar o came mecânico por meio de um servo mecanismo.

4 METODOLOGIA E MATERIAIS

4.1 METODOLOGIA

Embora amplamente utilizado, o came mecânico possui inúmeras desvantagens, dentre elas é possível citar o desgaste devido ao contínuo contato entre os elementos girante e o seguidor, a complexidade e os custos envolvidos na fabricação do perfil de came. A fim de solucionar tais desvantagens contra o came mecânico é proposto um novo dispositivo: o came eletrônico. Como vantagem, este dispositivo também permite modificação e correção dos perfis de movimento de forma rápida e prática. O came eletrônico pode ser implementado em diversos tipos de sistemas, seja ele de natureza hidráulica, pneumática ou elétrica.

Neste projeto serão utilizadas as instalações do laboratório de Automação e de Sistemas de Controle Hidráulico e Pneumático localizadas no campus Glória da Universidade Federal de Uberlândia a fim de construir um came eletrônico e verificar sua capacidade em gerar os mais variados perfis de movimento. Será utilizado um microcomputador, o *Software Matlab*, uma placa de aquisição e geração de sinais *National Instruments USB-6211*, o conjunto hidráulico da bancada didática *FESTO*, uma válvula proporcional 4/3 (4 vias e 3 posições) com acionamento de duplo solenoide centrada por mola, um atuador hidráulico de dupla ação com sensor resistivo, um controlador e amplificador industrial da fabricante *FESTO*.

Utilizando um código computacional que gera as curvas de referência desejada e a placa *NI* foi possível gerar eletricamente o perfil de movimento na forma de tensão, além de adquirir o sinal de posição de saída do atuador hidráulico. O sinal de referência passa por um controlador industrial e por um driver amplificador de corrente que será capaz de acionar a válvula de controle de direcional do atuador hidráulico.

4.2 MATERIAIS

Os materiais utilizados no sistema são:

- Microcomputador;
- *Software Matlab* com os pacotes de dados *NI*;
- Placa de geração e aquisição *NI USB-6211*;

- Controlador industrial *FESTO*;
- Amplificador industrial *FESTO*;
- Válvula hidráulica proporcional 4/3 *FESTO*;
- Cilindro hidráulico de dupla atuação *FESTO*;
- Potenciômetro linear *FESTO*;
- Bancada hidráulica *FESTO*;

4.2.1 Válvula hidráulica proporcional 4/3 *FESTO*

A válvula utilizada é uma válvula de 3 posições e 4 vias, acionada via duplo solenoide centrada por mola e com o centro fechado. Além destas características, esta válvula é proporcional, ou seja, o deslocamento do carretel da válvula é proporcional ao fluxo magnético aplicado, sendo possível relacionar o fluxo magnético a corrente e a tensão aplicada. A figura 4.1 apresenta a válvula em questão.

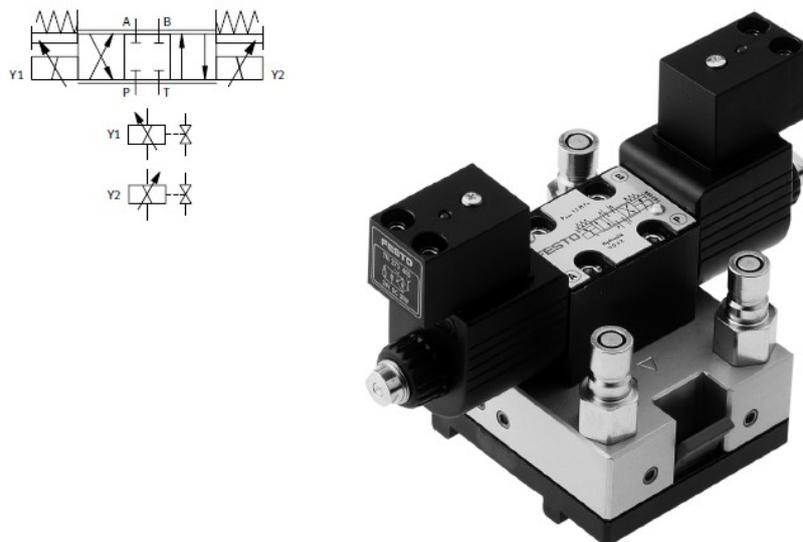


Figura 4.1 – Válvula hidráulica proporcional (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf>)

4.2.2 Potenciômetro linear e Cilindro hidráulico de dupla atuação

O sensor elétrico utilizado é um potenciômetro linear, possuindo uma haste de 200 mm de curso. Conforme ela se movimenta, a resistência varia. A tensão aplicada ao potenciômetro é de 24 V e sua saída varia linearmente entre 0 e 10 V de acordo com a posição da haste. No experimento, a haste do potenciômetro é

acoplada diretamente ao êmbolo do atuador e, conforme este se movimenta, a haste do potenciômetro também irá se movimentar. O atuador hidráulico utilizado é um cilindro de dupla ação de curso também 200 mm. A figura 4.2 apresenta o potenciômetro linear e a figura 4.3 apresenta o acoplamento entre o potenciômetro e o cilindro atuador.



Figura 4.2 – Potenciômetro linear (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00273180001075223507.pdf>)

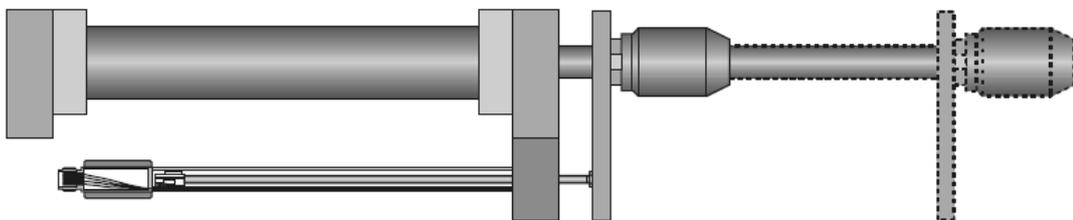


Figura 4.3 – Cilindro atuador (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00273180001075223507.pdf>)

4.2.3 Controlador industrial

O controlador industrial PID de bancada (Figura 4.4) é um módulo que permite inserir as grandezas Proporcional, Integral e Derivativa a fim de se controlar um sistema. O controlador possui alimentação de 24 V e saída de -10 a 10 V. Este é composto por um módulo de entrada, onde os sinais de *setpoint* e de realimentação chegam; um módulo comparador que calcula o erro entre essas duas variáveis; três módulos que permitem adicionar as grandezas P, I e D de forma ajustáveis e individuais ajustadas através de três potenciômetros, respectivamente; um módulo

para se inserir ajuste no *offset*, um módulo de modulação do sinal de saída de 0 a 10 V ou de -10 a 10 V e um módulo de saída, onde o sinal final é gerado. Os módulos que integram o amplificador podem ser vistos na figura esquemática 4.5.

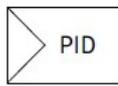


Figura 4.4 – Módulo controlador (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00897527001075223499.pdf>)

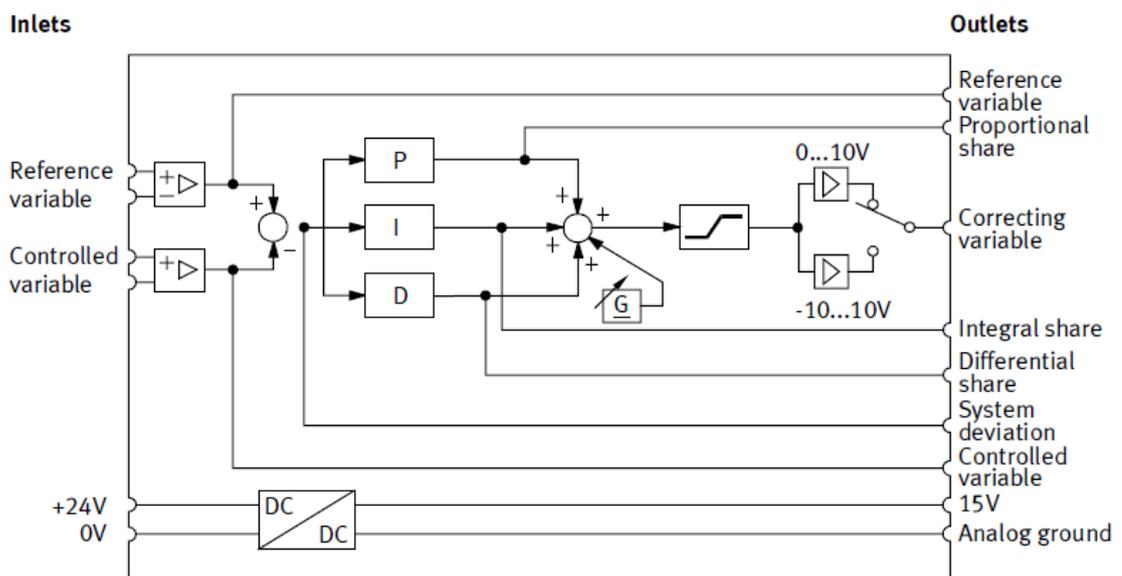


Figura 4.5 – Módulo controlador esquemático (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00897527001075223499.pdf>)

4.2.4 Amplificador industrial

O amplificador utilizado possui 2 canais. É possível utilizar apenas um canal ou os dois canais de forma separada. Para a construção do came eletrônico serão utilizados os dois canais a fim de ser possível controlar uma válvula com dois

solenoides. Caso a tensão de entrada no amplificador tenha valor positivo, o solenoide 1 é acionado. Caso tenha valor negativo, o solenoide 2 é acionado via PWM (*Pulse Width Modulation* – Modulação de Largura de Pulsos).

A modulação por largura de pulsos permite obter vários valores médios de tensão através de uma onda de quadrada de frequência e valor máximo conhecido. Nesta técnica a largura do pulso no período é variável, assim, a tensão média de saída do PWM é diretamente proporcional a largura do pulso, podendo variar de 0 V até o valor máximo de tensão aplicado.

Abaixo são mostrados o módulo amplificador e o seu diagrama esquemático através das figuras 4.6 e 4.7, respectivamente.



Figura 4.6 – Módulo amplificador (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00176708001075223500.pdf>)

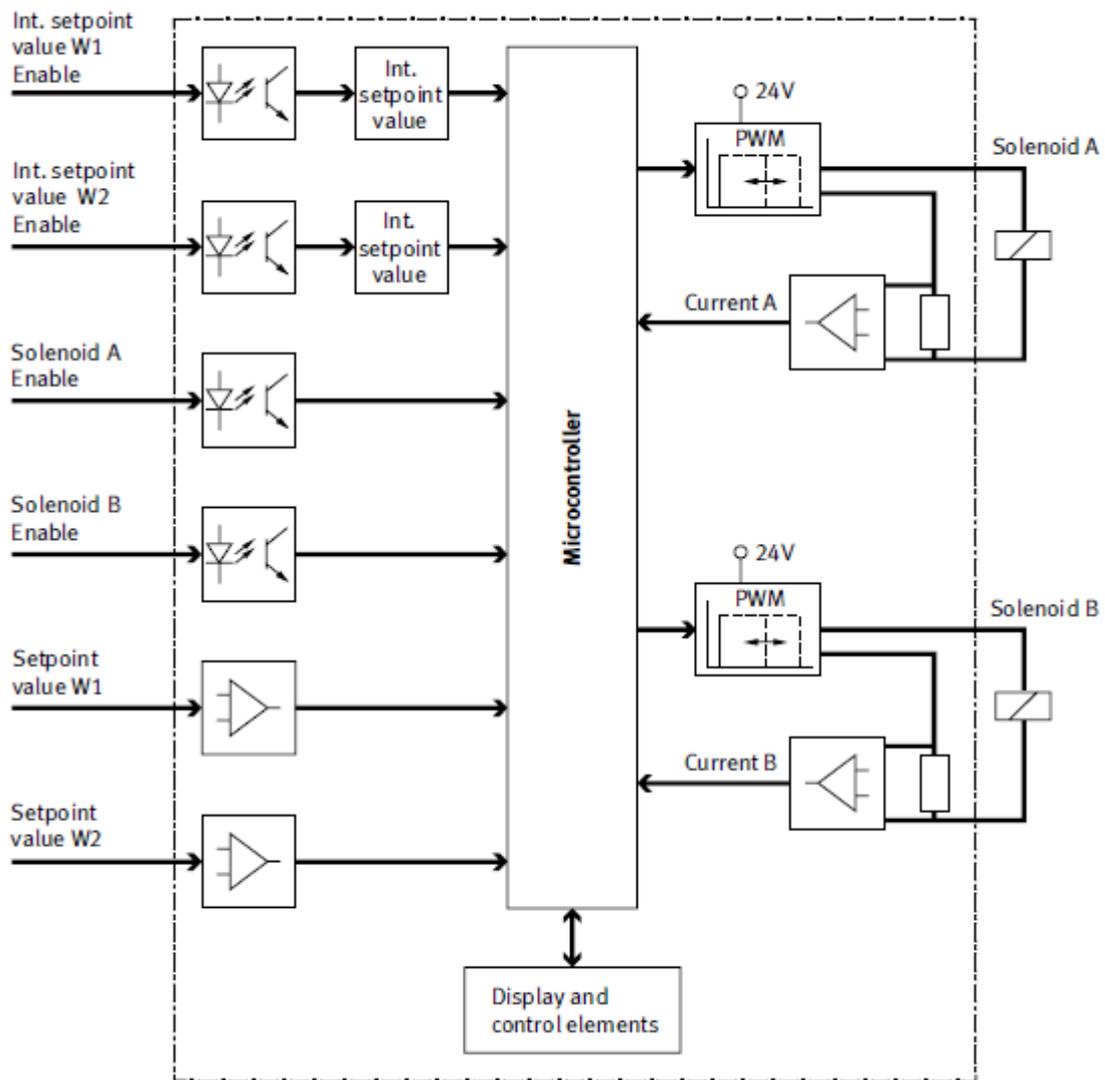


Figura 4.7 – Módulo amplificador esquemático (Fonte: Catálogo virtual da *FESTO* <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00176708001075223500.pdf>)

4.2.5 Placa de geração e aquisição NI;

A placa *USB-6211* da *National Instruments* é um componente capaz de gerar e adquirir sinais elétricos, tanto analógicos, quanto discretos. Esta possui uma frequência máxima de 250 kS/s, ou seja, ela é capaz de realizar amostras ou gerar sinais 250 mil vezes em 1 segundo. A entrada analógica possui 8 canais diferenciais ou 16 *single end* e um conversor A/D de 16 bits. A saída analógica possui 2 canais, e um conversor D/A de 16 bits. A entrada e saída digital possuem 4 canais cada uma. A placa ainda conta com 2 timers, cada um com 32 bits com clocks internos de 80 MHz, 20 MHz e 0.1 MHz. A figura 4.8 apresenta as entradas e saídas da placa *USB-6211*.

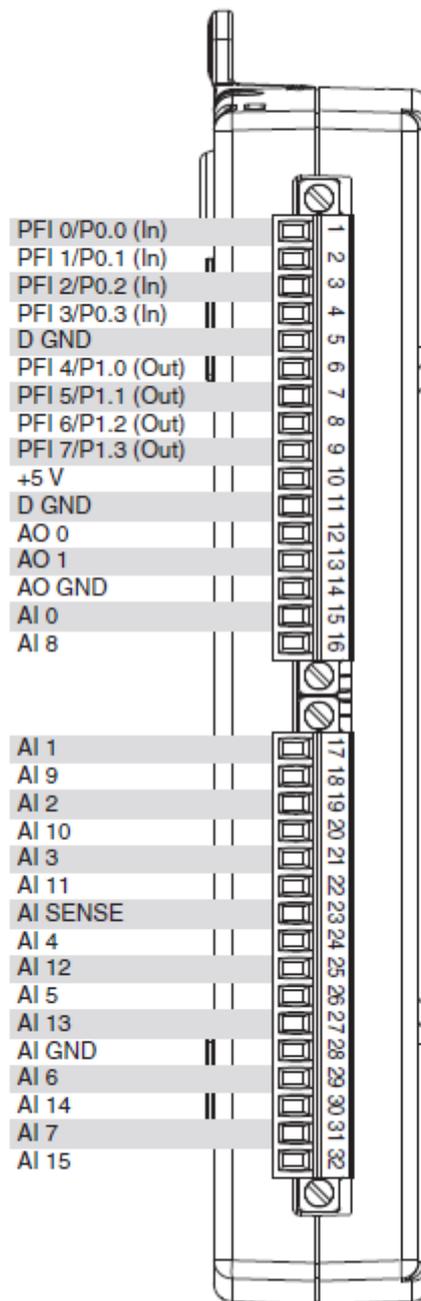


Figura 4.8 – Placa NI USB-6211 (Fonte: Catálogo virtual da *National Instruments* <https://www.ni.com/documentation/en/multifunction-io-device/latest/usb-6211/pinout/>)

4.3 MONTAGEM

As equações do perfil de movimento são implementadas no software *Matlab* e enviadas à placa de aquisição e geração. Esta, por sua vez é responsável por gerar eletricamente o sinal desejado de perfil de movimento do came e amostrar a tensão aplicada sob o potenciômetro. O software *Matlab* possui um conjunto de funções, ferramentas matemáticas e lógicas que possibilitam gerar e tratar sinais de forma

fácil, além de possuir bibliotecas que permitem a integração, configuração e utilização com placa *USB-6211* com praticidade e rapidez. A placa de aquisição e geração foi configurada para operar com uma frequência de 1 kHz, ou seja, a geração de sinais e a leitura ocorrerão mil vezes por segundo. Estão configuradas uma porta para geração de sinais analógicos e duas portas para leitura de sinais analógicos, uma para leitura do sinal de saída do potenciômetro e outra para a leitura do sinal de *setpoint* gerado..

Depois de gerado, o sinal elétrico do came passa por um controlador industrial. Este também é realimentado diretamente com o sinal do potenciômetro. A seguir, o sinal é enviado para um drive de corrente e então o sinal é aplicado diretamente nos solenoides da válvula. A bomba de óleo é responsável por alimentar o sistema, fornecendo potência ao atuador. Conforme a válvula comuta de estado, o óleo é enviado para o cilindro, fazendo-o avançar ou recuar. Sob o potenciômetro estão aplicados 24 V e este está acoplado ao atuador; e conforme ele se movimenta, a haste do potenciômetro também se movimenta.

O sinal gerado pelo potenciômetro varia de 0 V quando o atuador está totalmente recuado, até 10 V quando o atuador está totalmente avançado. As conexões, ligações e disposições dos equipamentos podem ser representados pela figura 4.9.

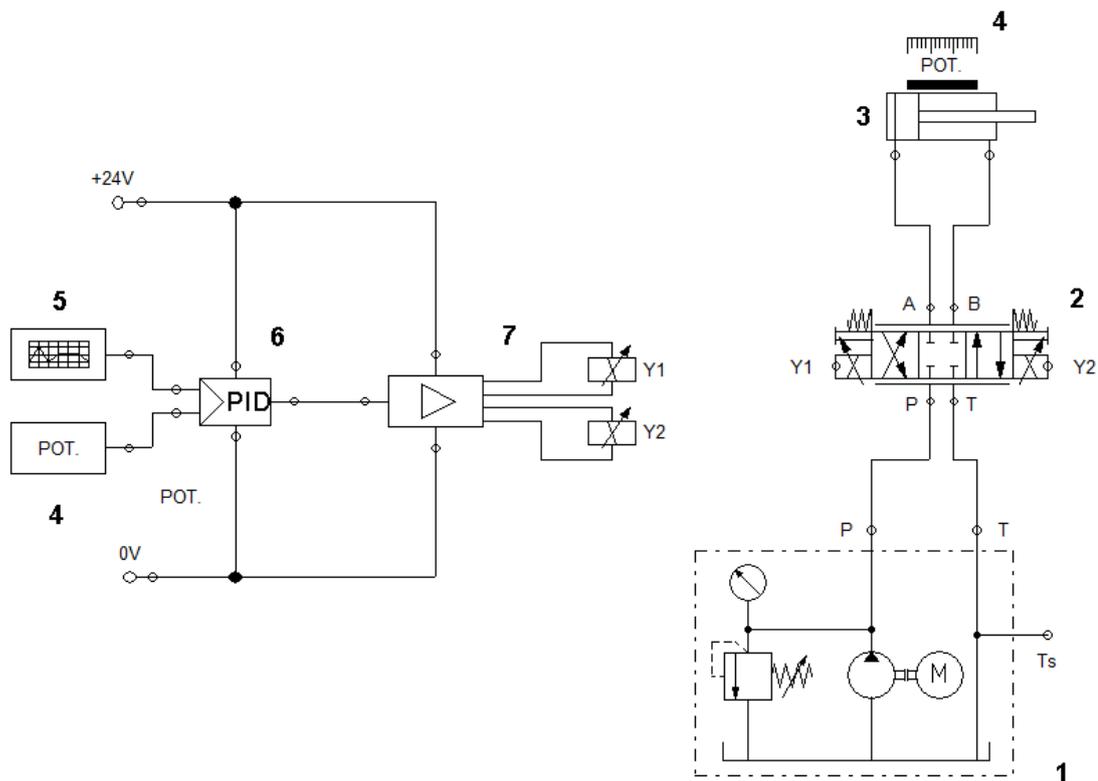


Figura 4.9 – Esquema de montagem (Elaboração do autor)

Onde:

- 1: Unidade de acionamento hidráulico;
- 2: Válvula proporcional;
- 3: Cilindro atuador;
- 4: Sensor potenciômetro linear;
- 5: Conjunto microcomputador e placa NI;
- 6: Módulo controlador;
- 7: Driver amplificador de corrente.

A modelagem matemática do sistema apresentado na figura 4.9 pode ser visto no ANEXO 2.

4.4 CALIBRAÇÃO DO POTENCIÔMETRO LINEAR

Como mencionado na seção 4.2.2, o potenciômetro está acoplado ao cilindro atuador, ambos possuem o curso de 200 mm. Conforme um se movimenta, o outro se movimenta juntamente da mesma forma. Está aplicada ao potenciômetro uma tensão de 24 V e sua saída possui uma tensão que varia linearmente de 0 a 10 V conforme a haste deste se desloca. Na configuração utilizada no projeto, quanto mais recuado o cilindro se encontra, menor a tensão. E de forma inversa, quanto

mais deslocado o pistão está, maior a tensão, ou seja, a tensão aplicada ao potenciômetro varia conforme o cilindro avança ou recua.

Para saber o real comportamento do potenciômetro, correlacionando sua saída com a posição da haste onde se encontra, é necessário levantar sua curva característica.

Neste projeto foi utilizada a placa de aquisição *USB-6211* da *National Instruments* para adquirir o sinal do potenciômetro. Foi utilizado como sistema de medição padrão um paquímetro de 500 mm e resolução de 0,05 mm para realizar a calibração do potenciômetro.

4.5 PERFIS DE CAMES

O objetivo deste trabalho é implementar o came eletrônico, de modo que o atuador consiga realizar o movimento de um came mecânico. Para tal, é necessário construir o perfil de movimento desejado com base nas equações de cames de deslocamento apresentadas no ANEXO 1, sendo possível obter os variados perfis de movimento. Nesta etapa do trabalho são representados os quatro perfis de cames já estudados e mais alguns perfis de cames. Ao total são construídos 9 perfis de movimento

O primeiro perfil de came é o came uniforme. A figura 4.10 apresenta este perfil na forma cartesiana e na forma polar respectivamente.

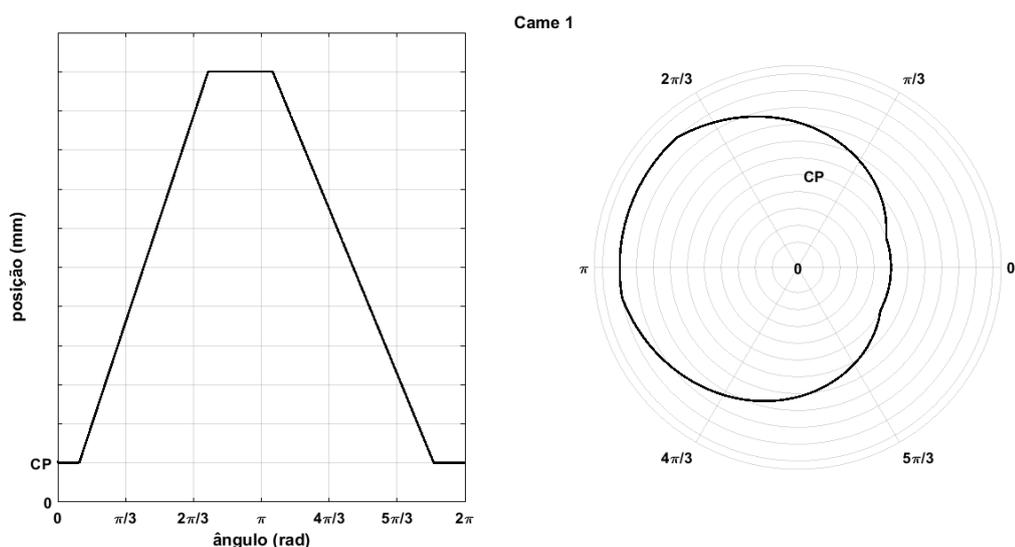


Figura 4.10 – Representação gráfica do came desejado 1 (Elaboração do autor)

O segundo perfil é o came parabólico, representado na figura 4.11.

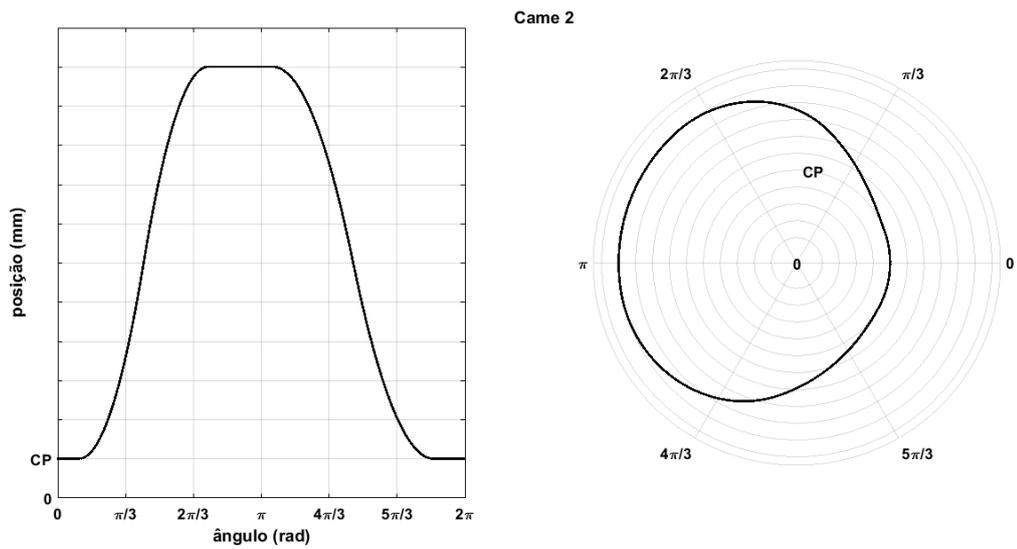


Figura 4.11 – Representação gráfica do came desejado 2 (Elaboração do autor)

O terceiro perfil é o came harmônico simples representado conforme a figura 4.12.

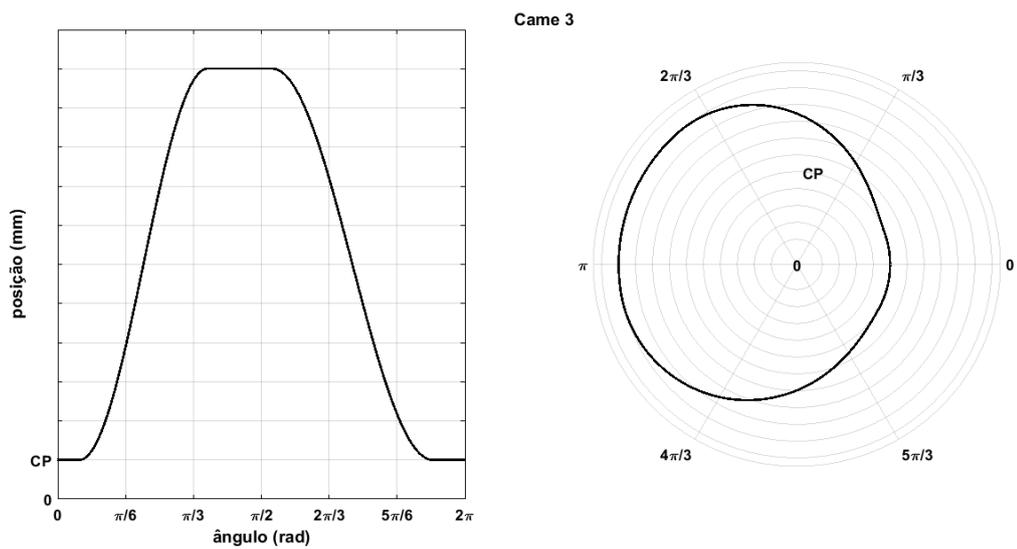
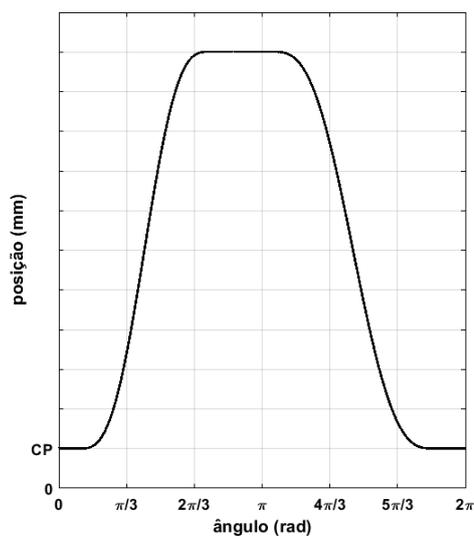


Figura 4.12 – Representação gráfica do came desejado 3 (Elaboração do autor)

O perfil do came cicloidal é representado na figura 4.13.



Came 4

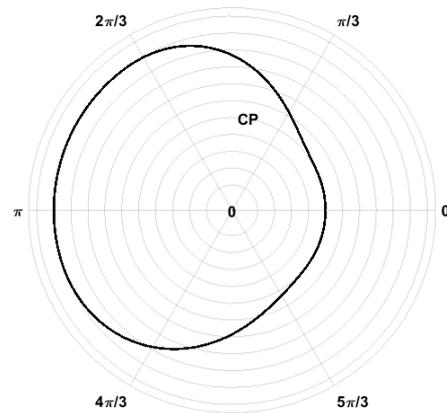
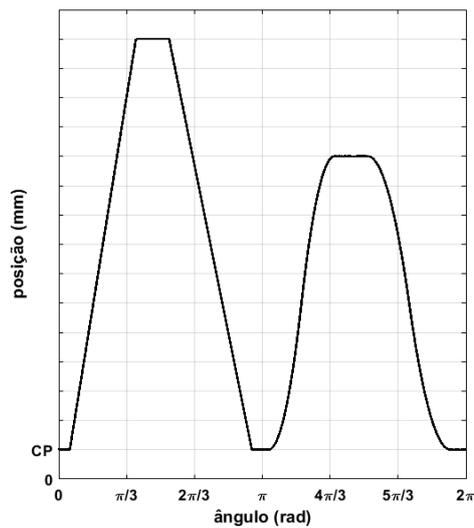


Figura 4.13 – Representação gráfica do came desejado 4 (Elaboração do autor)

O quinto perfil é um came uniforme, seguido de um came parabólico simples, conforme a figura 4.14.



Came 5

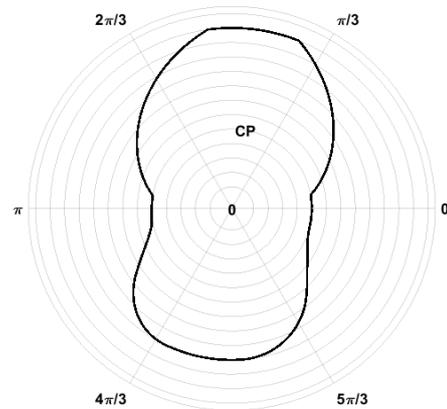
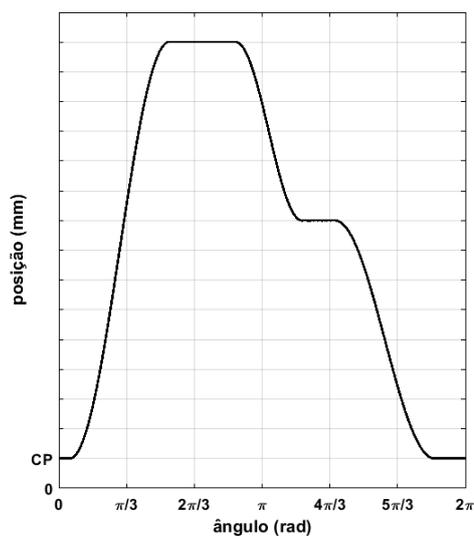


Figura 4.14 – Representação gráfica do came desejado 5 (Elaboração do autor)

A figura 4.15 apresenta o sexto perfil de came, é utilizado o came cicloidal para a construção deste.



Came 6

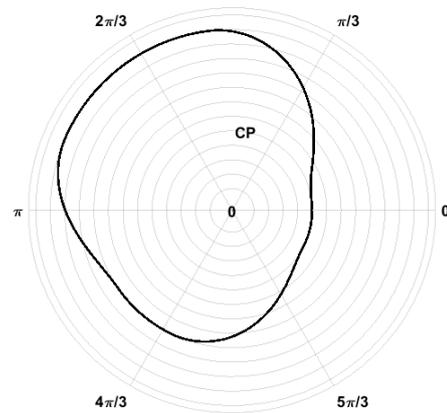
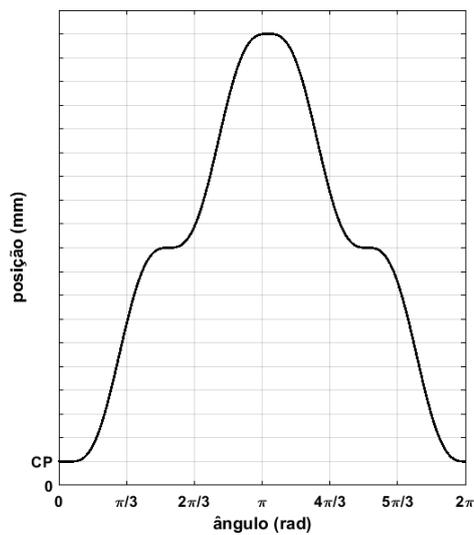


Figura 4.15 – Representação gráfica do came desejado 6 (Elaboração do autor)

O sétimo perfil é um representado na figura 4.16, são utilizados os perfis de came harmônico simples na sua construção.



Came 7

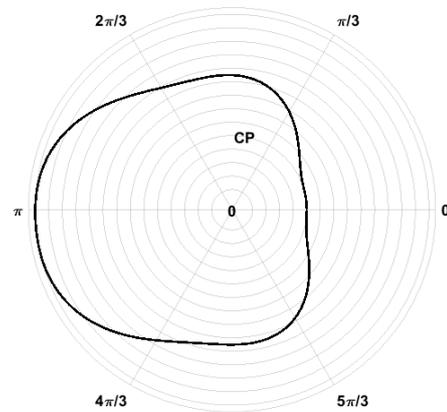


Figura 4.16 – Representação gráfica do came desejado 7 (Elaboração do autor)

A figura 4.17 apresenta o perfil de came construído utilizando os perfis de came cicloidal e harmônico simples.

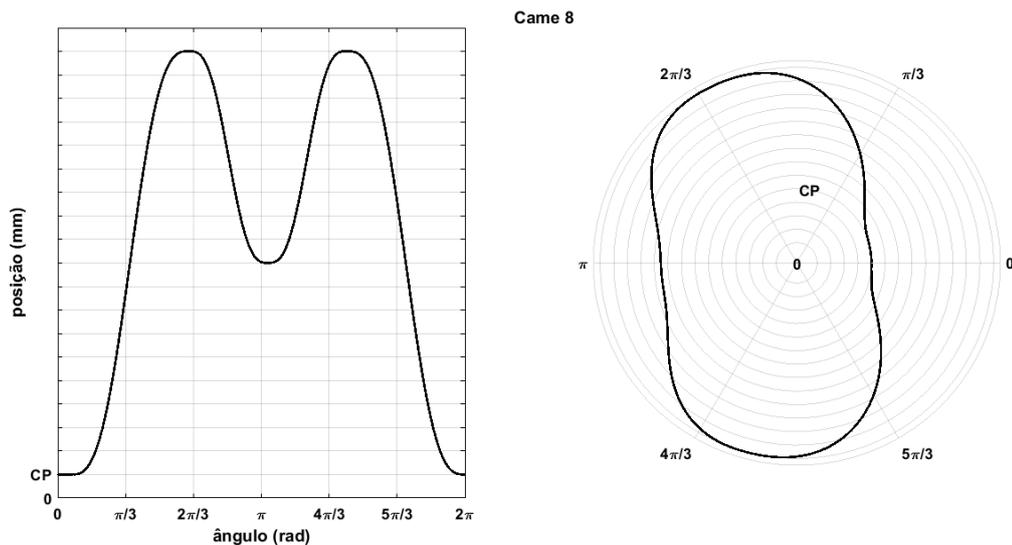


Figura 4.17 – Representação gráfica do came desejado 8 (Elaboração do autor)

O nono perfil de came é construído a partir dos perfis de came uniforme, parabólico, harmônico simples e cícloidal, esse pode ser visualizado na figura 4.18.

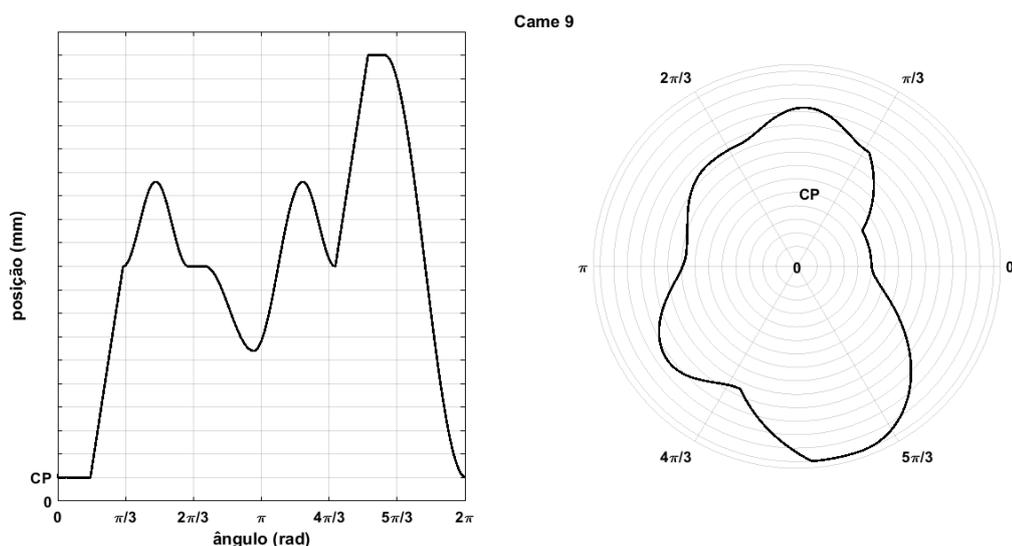


Figura 4.18 – Representação gráfica do came desejado 9 (Elaboração do autor)

Em sua maioria os perfis de cames construídos neste projeto não respeitam integralmente a lei fundamental de projeto de cames, estes apresentam várias discontinuidades no perfil de movimento, na velocidade, na aceleração e no *jerk* desenvolvidos pelos cames. Porém este projeto está apenas interessado em verificar o desempenho do came eletrônico construído em reproduzir os mais diversos perfis de movimentos, mesmo que estes não atendam integralmente a lei fundamental de projeto de cames.

5 RESULTADOS

5.1 ENSAIOS NO POTENCIÔMETRO LINEAR

Para a calibração do potenciômetro foram adquiridas 28 amostras em diferentes posições medidas pelo paquímetro. As amostras obtidas estão dispostas na figura 5.1.

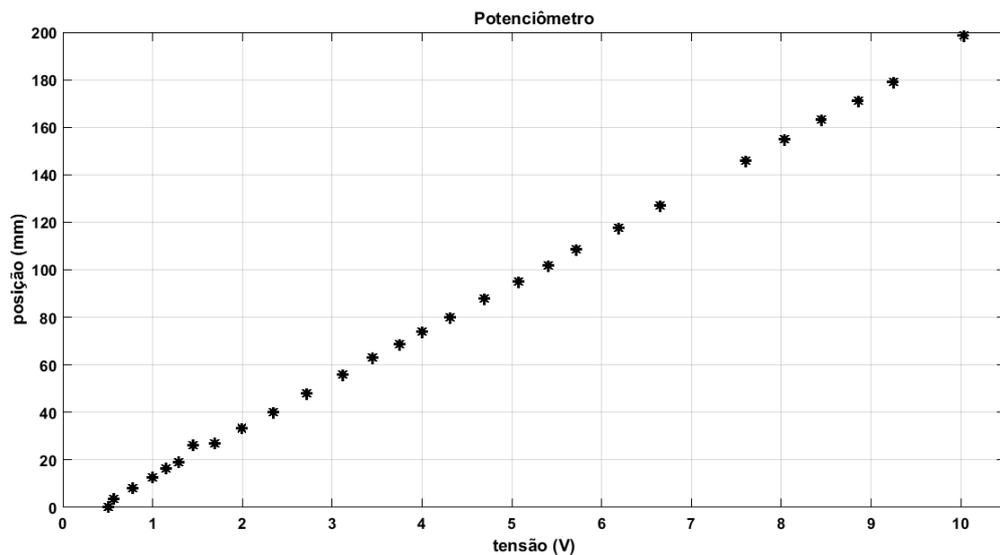


Figura 5.1 – Dados amostrados (Elaboração do autor)

A figura 5.1 mostra que o potenciômetro possui característica linear. Sendo assim, pode-se aplicar uma regressão linear para encontrar a equação da reta que relaciona tensão com deslocamento.

A figura 5.2 apresenta a reta proveniente dos coeficientes calculados assim como os pontos aferidos, bem como o intervalo de confiança de 95%.

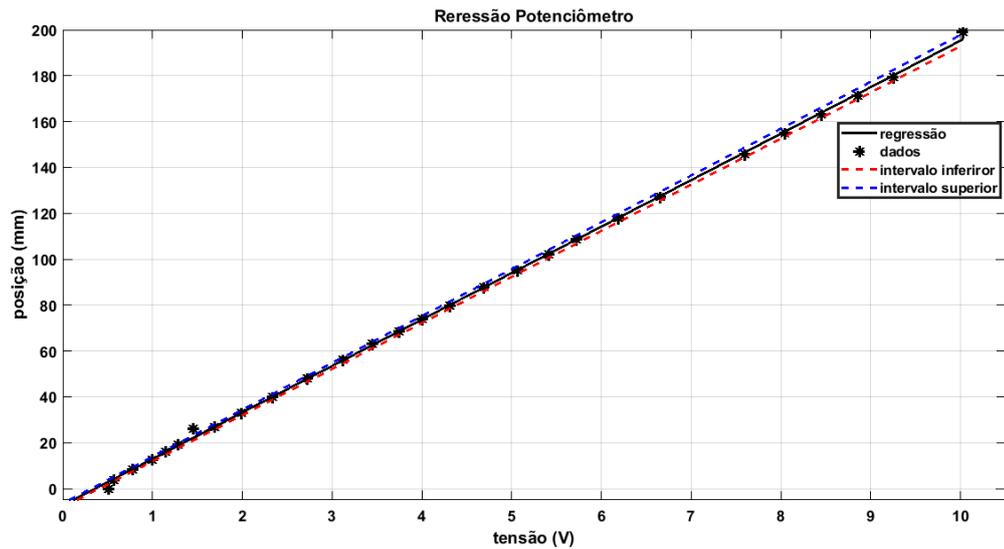


Figura 5.2 – Regressão linear (Elaboração do autor)

Com a regressão linear foi obtida a equação da reta dada pela Eq.(5.1).

$$s = 20,2602x - 7,3408 \quad (5.1)$$

O coeficiente de determinação é igual a:

$$R^2 = 0,9996$$

Este valor encontrado de R^2 próximo de 1 significa que o modelo encontrado através da regressão linear se ajusta bem aos dados coletados.

5.2 COMPORTAMENTO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA

A fim de identificar o comportamento da válvula e obter sua função de transferência, foi utilizado como sinal de referência um degrau. Ao total foram aplicados degraus de 1 V a 10 V e de -1 V a -10 V com o cilindro operando a vazio, sem nenhuma carga acoplada ao mesmo. A frequência de amostragem para adquirir o sinal de movimento do atuador foi de 1 kHz.

É possível perceber um alto grau de ruído na saída do potenciômetro, a figura 5.3 apresenta o sinal de tensão do movimento de avanço para um degrau de 9 V. Para contornar esse problema é utilizado um filtro passa baixa do tipo *Butterworth*, a fim de retirar os componentes de alta frequência do sinal desejado.

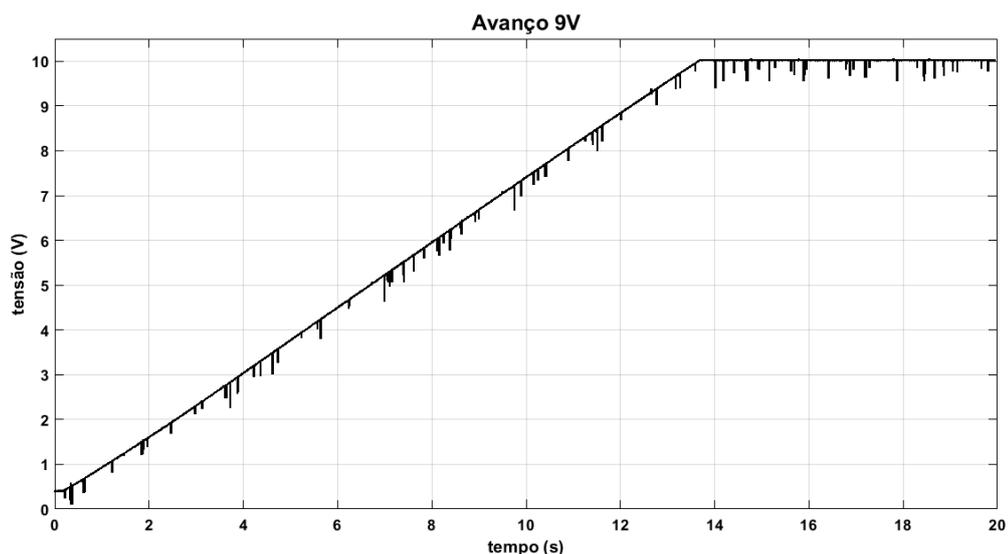


Figura 5.3 – Saída de tensão do movimento de avanço para um degrau de 9 V

A partir das informações provenientes do gráfico 5.3 é implementado um filtro *Butterworth* de 8ª ordem e frequência de corte igual a 20 Hz. O diagrama de bode do filtro implementado pode ser visto na figura 5.4:

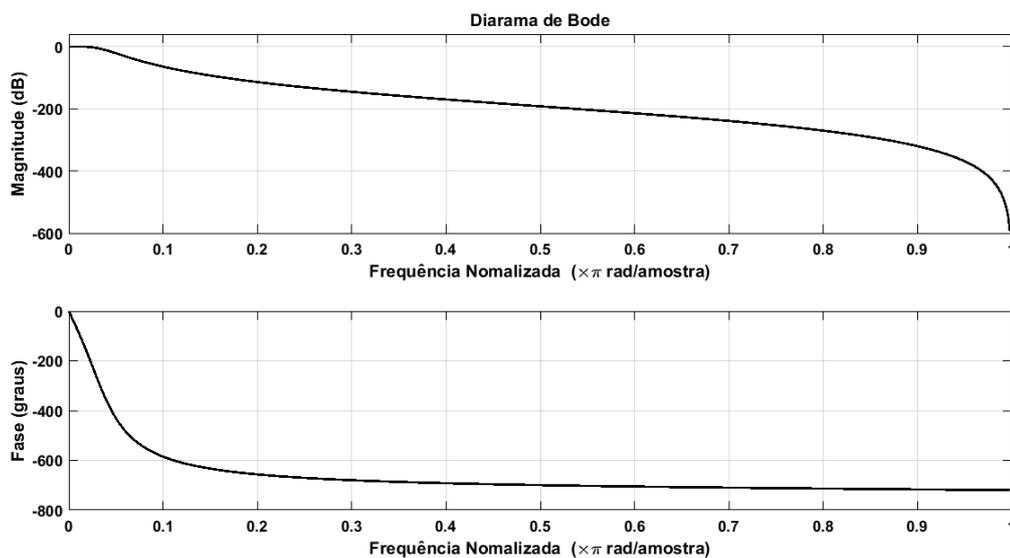


Figura 5.4 – Diagrama de *Bode* filtro *Butterworth* 8ª ordem (Elaboração do autor)

As figuras 5.5, 5.6, 5.7 5.8, 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13 apresentam o avanço do atuador para um determinado degrau aplicado. As curvas das figuras apresentam os sinais obtidos na saída do potenciômetro e os sinais tratados através do filtro *Butterworth* respectivamente.

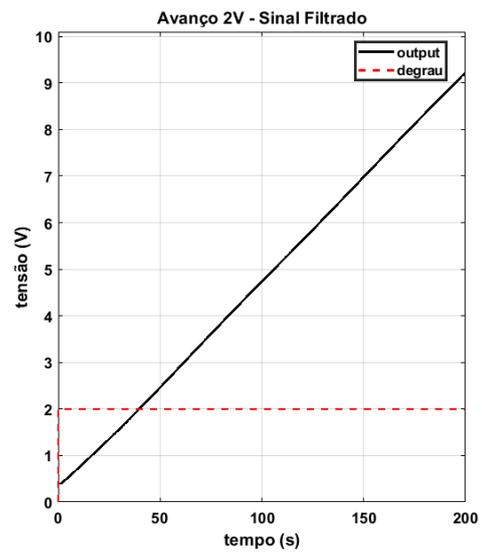
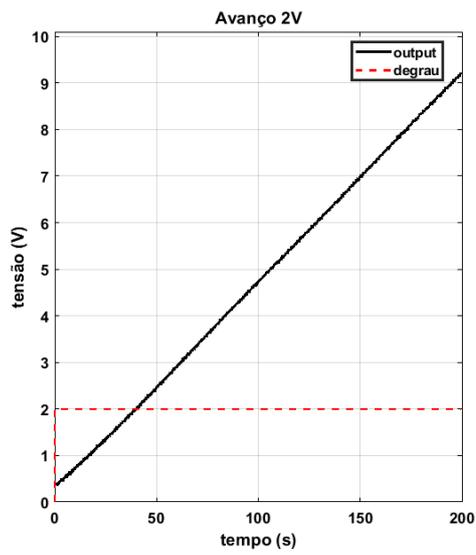


Figura 5.5 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 2 V (Elaboração do autor)

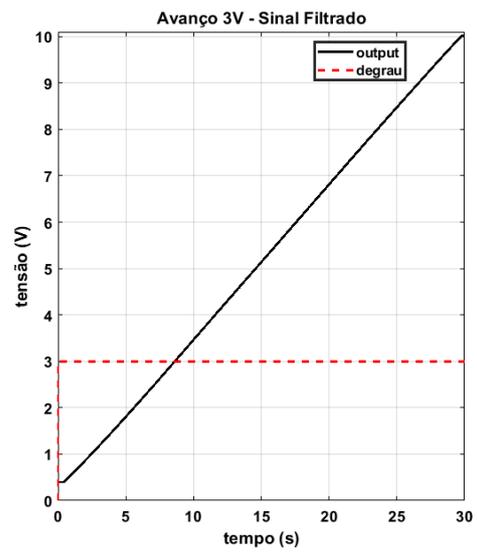
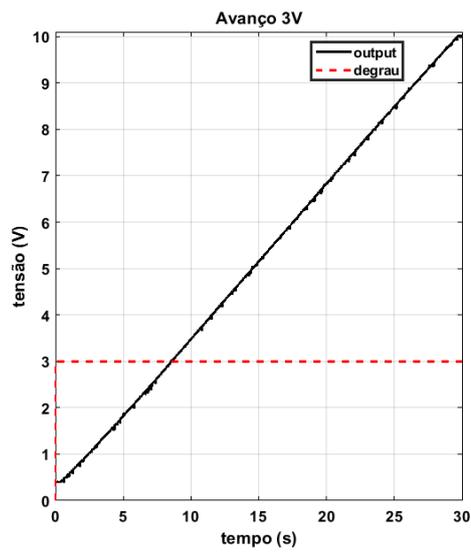


Figura 5.6 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 3 V (Elaboração do autor)

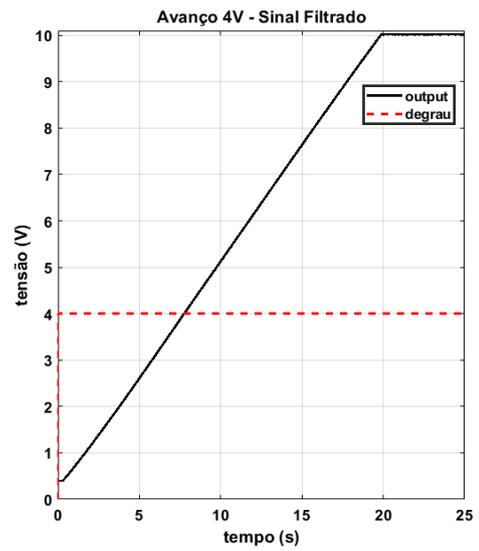
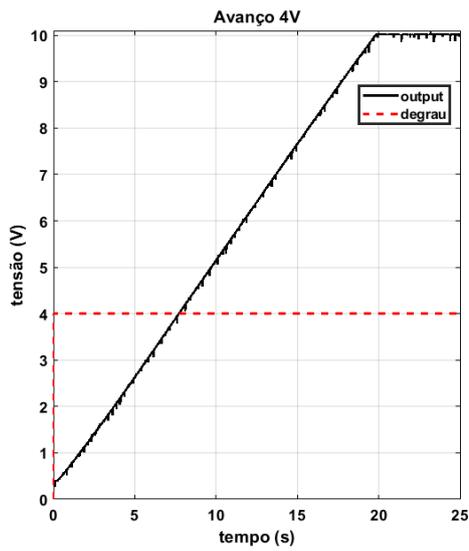


Figura 5.7 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 4 V (Elaboração do autor)

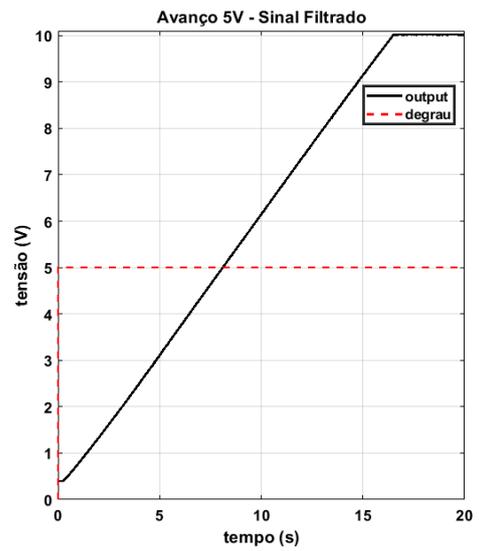
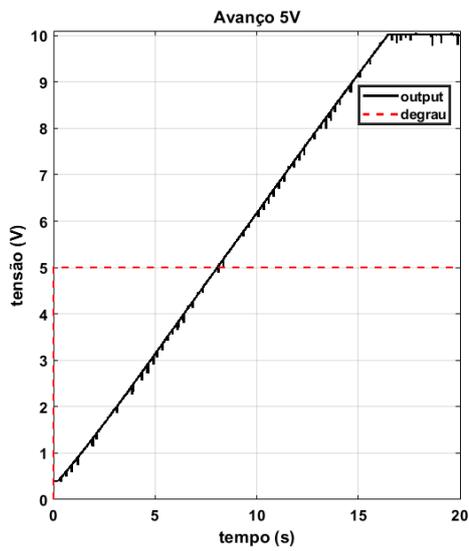


Figura 5.8 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 5 V (Elaboração do autor)

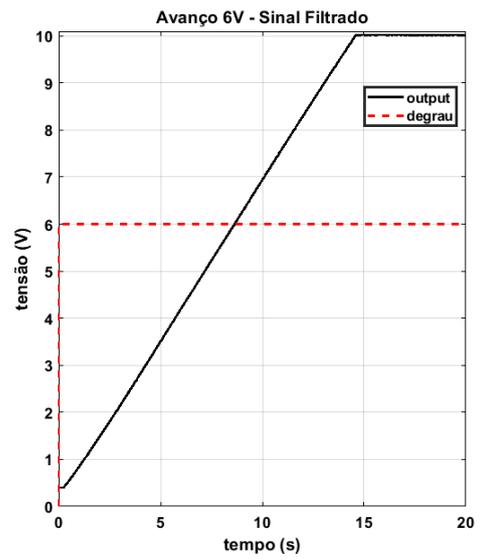
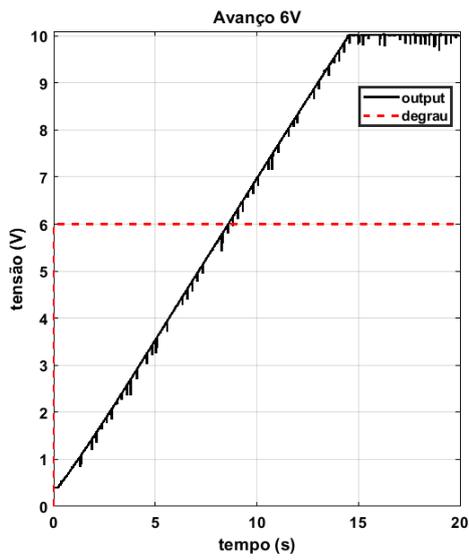


Figura 5.9 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 6 V (Elaboração do autor)

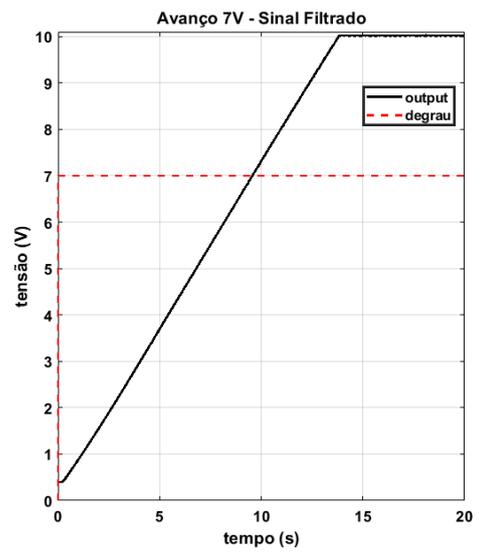
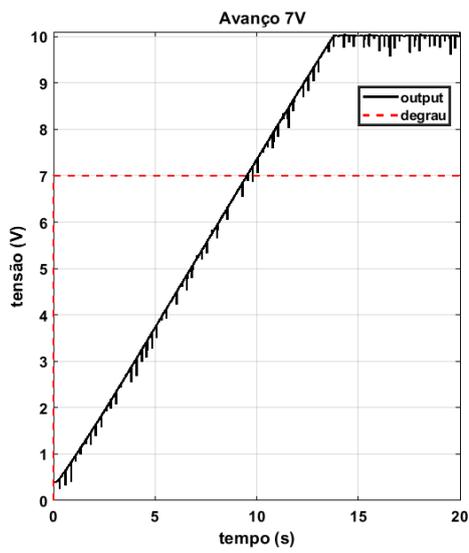


Figura 5.10 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 7 V (Elaboração do autor)

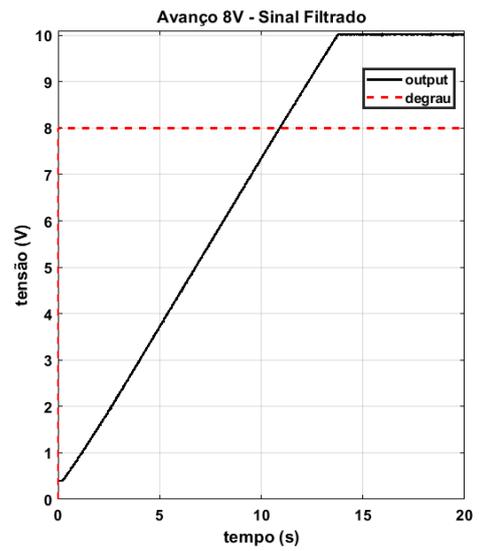
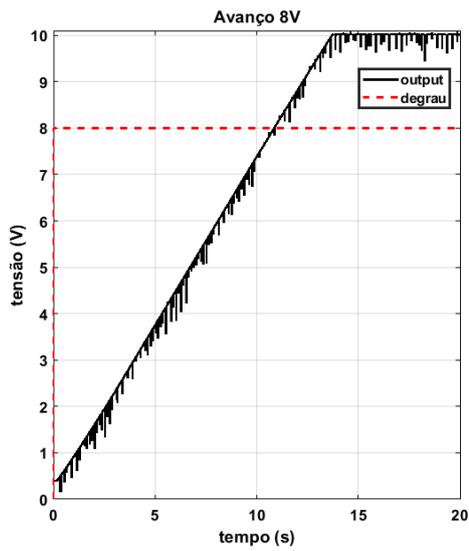


Figura 5.11 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 8 V (Elaboração do autor)

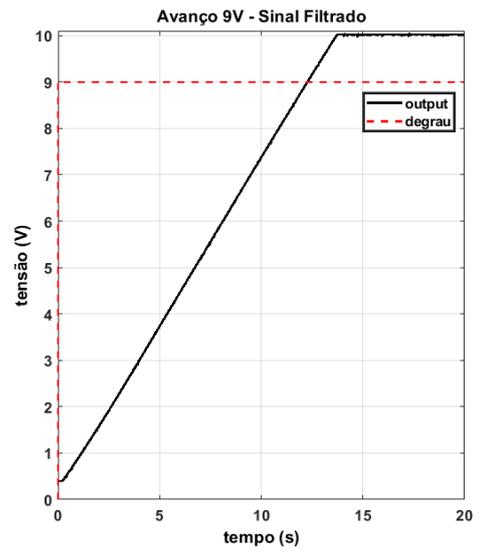
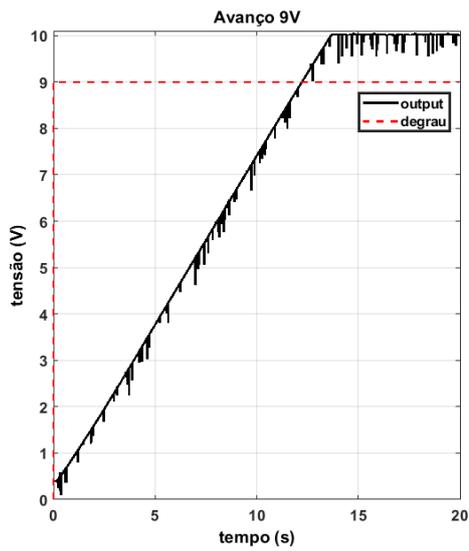


Figura 5.12 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 9 V (Elaboração do autor)

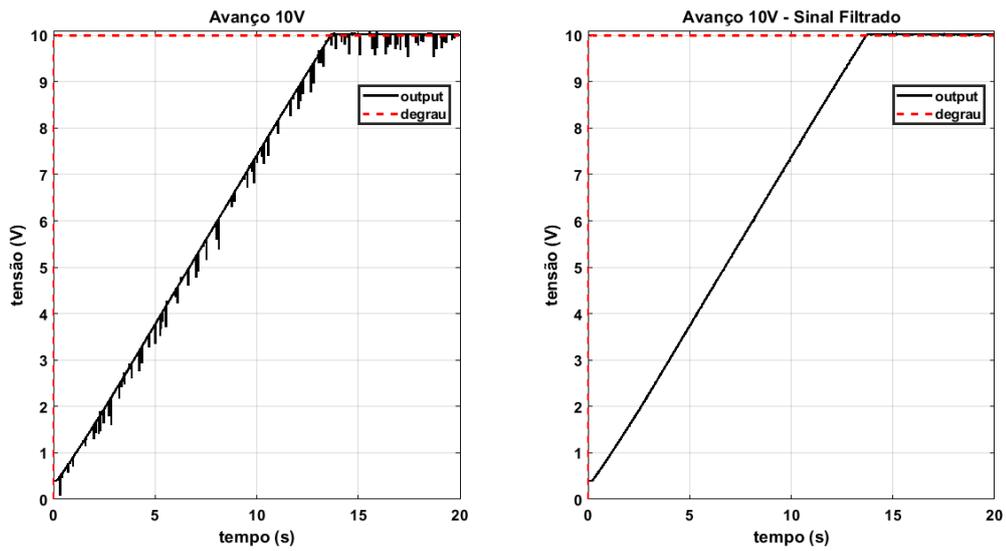


Figura 5.13 – Saída de tensão para um sinal de avanço de 10 V (Elaboração do autor)

As figuras 5.14, 5.15, 5.16, 5.17, 5.18, 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22 apresentam o retorno do atuador para um determinado degrau aplicado. As curvas apresentam os sinais obtidos na saída do potenciômetro e os sinais tratados através do filtro Butterworth respectivamente.

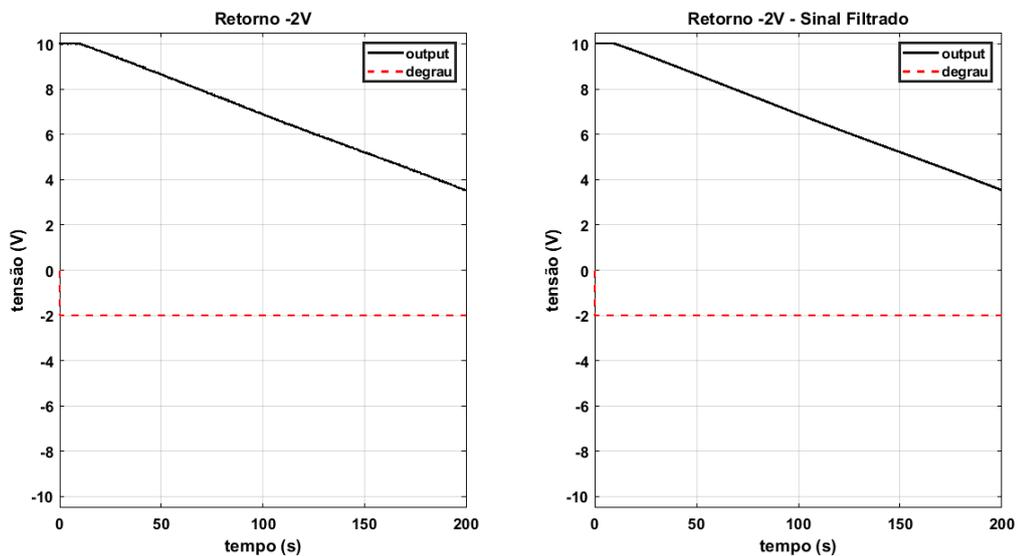


Figura 5.14 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -2 V (Elaboração do autor)

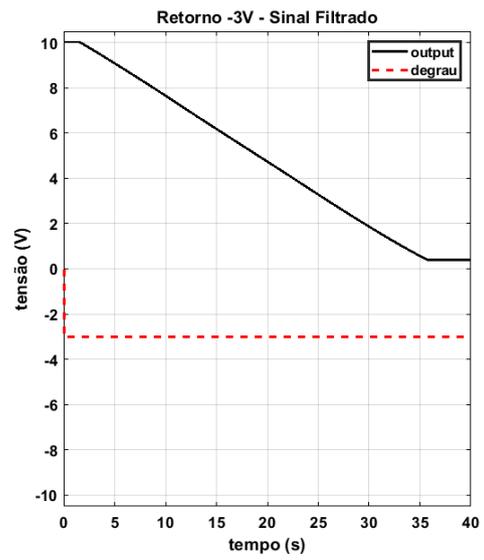
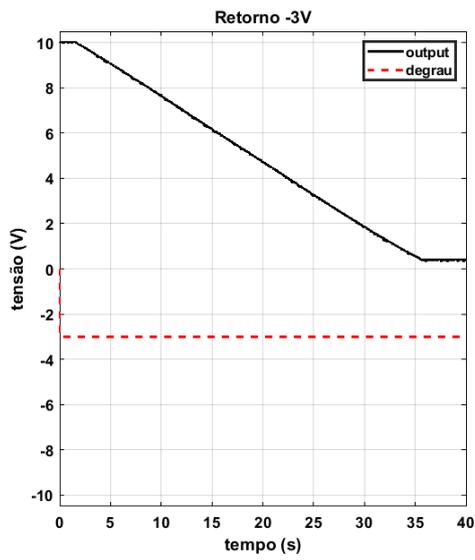


Figura 5.15 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -3 V (Elaboração do autor)

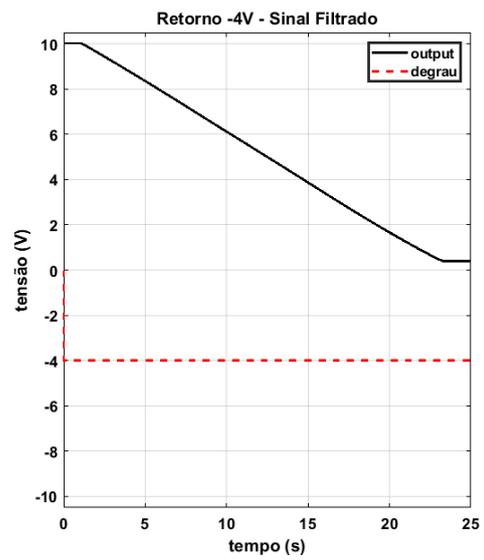
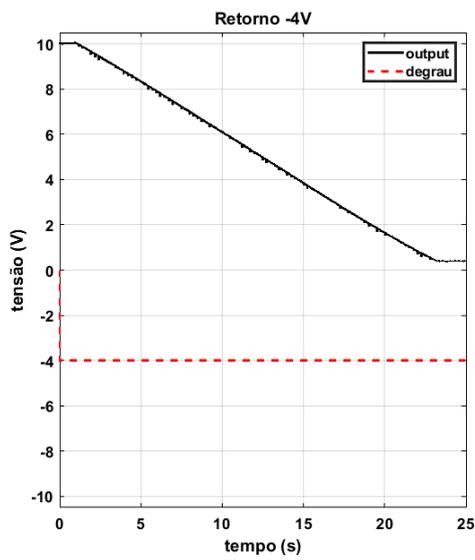


Figura 5.16 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -4 V (Elaboração do autor)

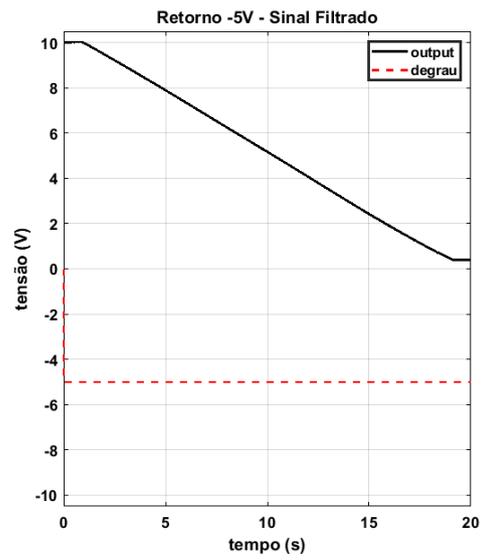
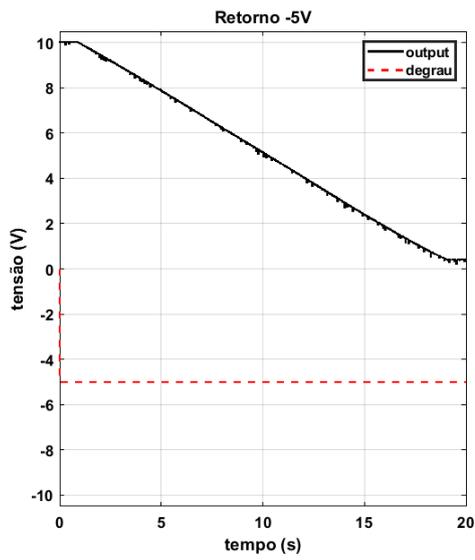


Figura 5.17 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -5 V (Elaboração do autor)

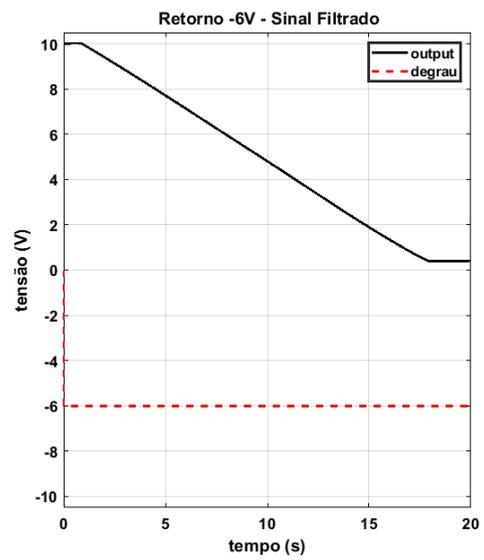
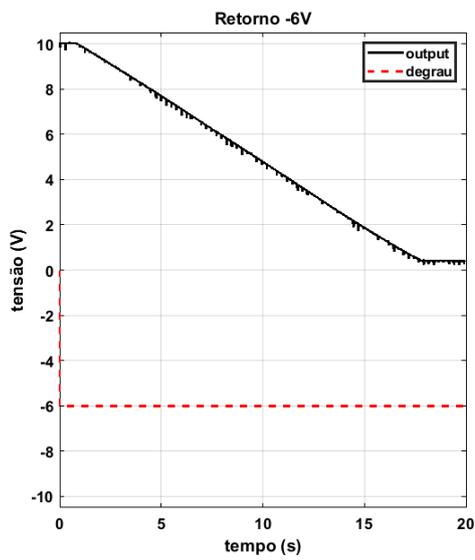


Figura 5.18 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -6 V (Elaboração do autor)

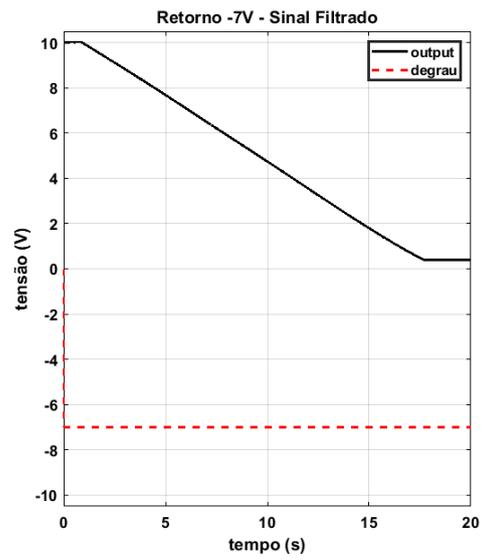
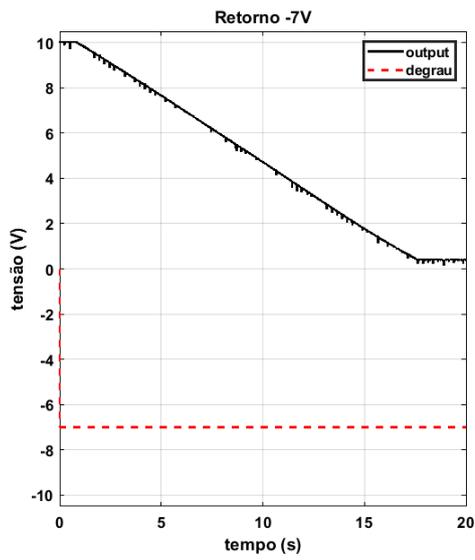


Figura 5.19 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -7 V (Elaboração do autor)

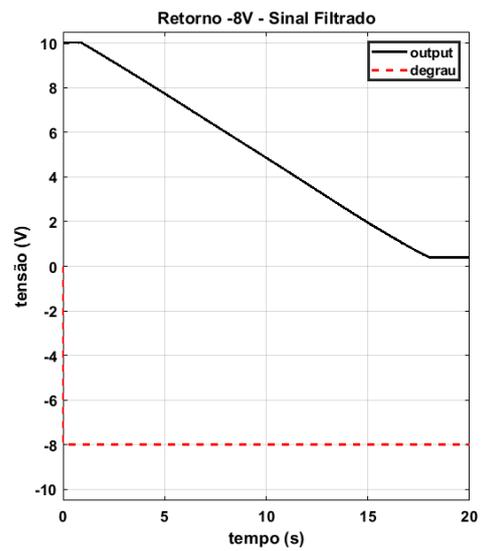
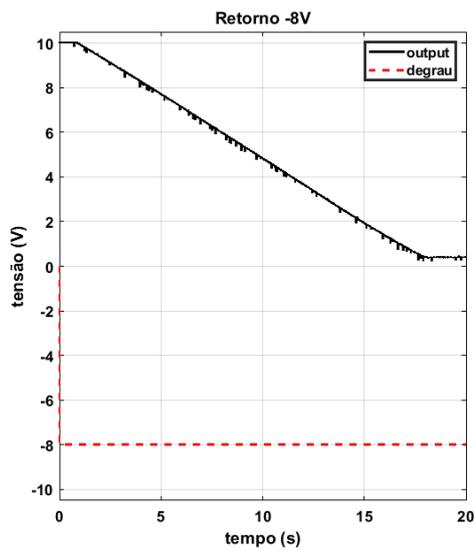


Figura 5.20 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -8 V (Elaboração do autor)

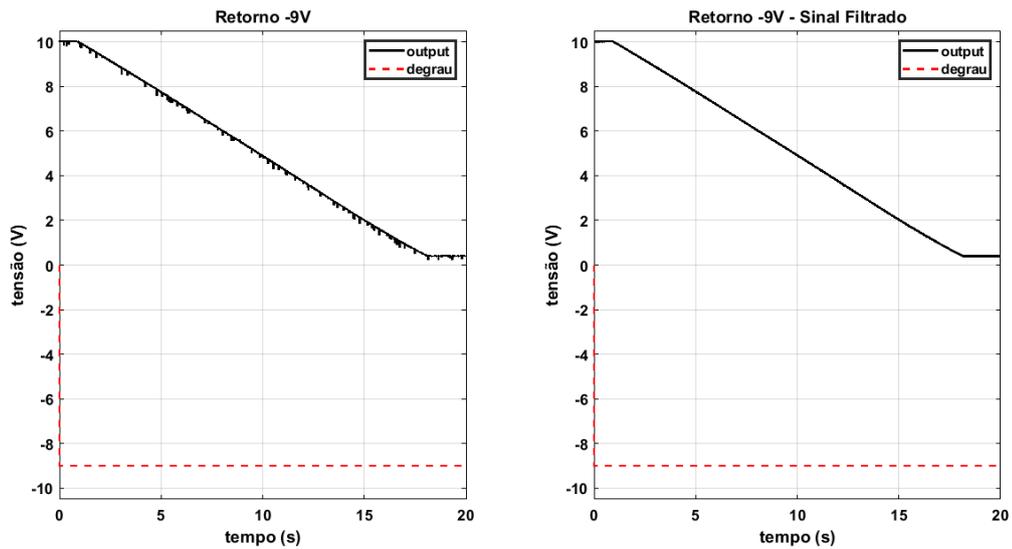


Figura 5.21 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -9 V (Elaboração do autor)

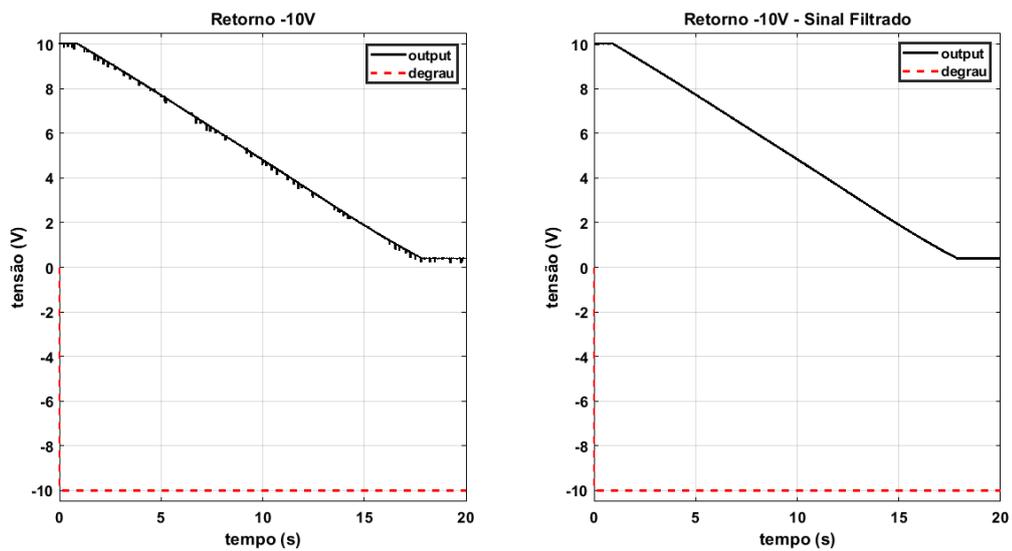


Figura 5.22 – Saída de tensão para um sinal de retorno de -10 V (Elaboração do autor)

Através dos gráficos anteriores é possível verificar que quanto maior o módulo da tensão, mais rapidamente o atuador irá se deslocar e consequentemente, quanto menor o módulo da tensão aplicada mais vagarosamente o atuador irá se movimentar. Por meio deste experimento é possível verificar que ao aplicar uma tensão de módulo 1 V não houve nenhum deslocamento do atuador tanto para o avanço quanto para o retorno, logo infere-se que a tensão de *threshold* é aproximadamente 1 V para o avanço e -1 V para o recuo. É possível verificar também que para um determinado limiar de tensão a velocidade de avanço e recuo se tornam bem próximas da velocidade máxima do cilindro e que o movimento de

avanço ocorre de forma mais rápida do que a volta, ou seja, para um mesmo valor de módulo de tensão, o cilindro avança com velocidade maior do que retorna.

Os resultados obtidos contrariam o senso comum, onde, o retorno deveria ser mais rápido do que o avanço, pois a área da seção de avanço do cilindro é maior do que a área de seu retorno, devido à presença do êmbolo. Logo, mantendo a vazão constante, a velocidade de retorno deveria ser superior à velocidade de avanço. Porém este pensamento não condiz com esta aplicação, pois a vazão de óleo do cilindro para o tanque depende exclusivamente do movimento do atuador. Logo, ao retornar o óleo para o tanque é gerado uma força contrária ao movimento do atuador, esta força é proporcional à área. Para o avanço a área da seção transversal que desloca o óleo para o tanque é menor que a área da seção transversal para o retorno, assim, a força contrária ao movimento do atuador é menor para o avanço do que para o retorno. Através da modelagem realizada, o sistema está sendo ensaiado a vazio, ou seja, sem cargas acopladas ao mesmo. A adição de cargas afetaria diretamente o comportamento do sistema, alterando as características do mesmo e as curvas características encontradas.

A partir dos testes realizados, aplicando um degrau em malha aberta é possível verificar que há uma reta associada para cada valor de tensão. Utilizando de uma regressão linear são encontrados seus coeficientes lineares e angulares. Os coeficientes angulares representam a velocidade na qual o cilindro se desloca, já os coeficientes lineares representam os intervalos de tempo entre a aplicação do degrau e o início de resposta do sistema, este intervalo de tempo será chamado neste projeto de limiar de tempo.

Utilizando os sinais obtidos de avanço e recuo do atuador e através da regressão linear e plotando os coeficientes angulares a partir das tensões aplicadas tem-se:

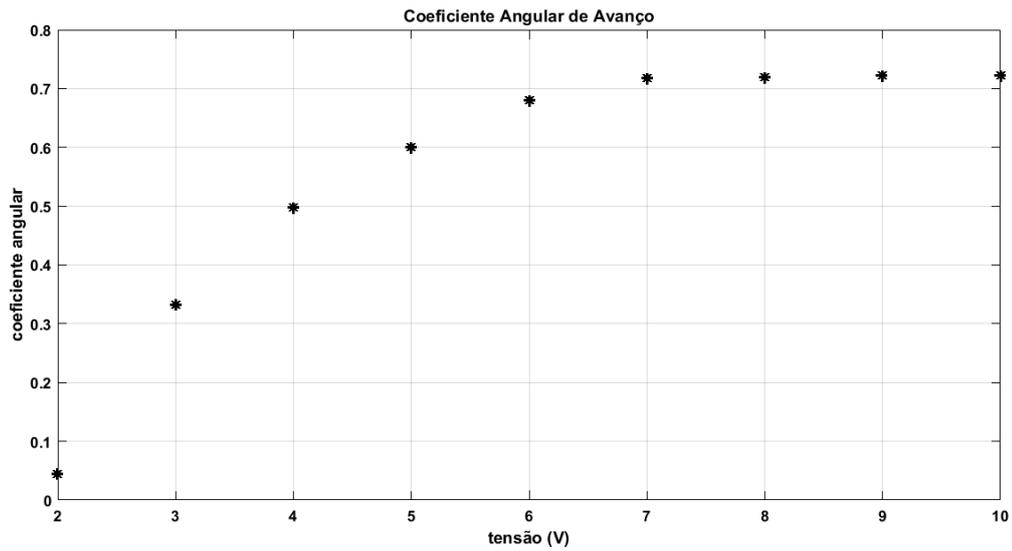


Figura 5.23 – Coeficiente angular de avanço (Elaboração do autor)

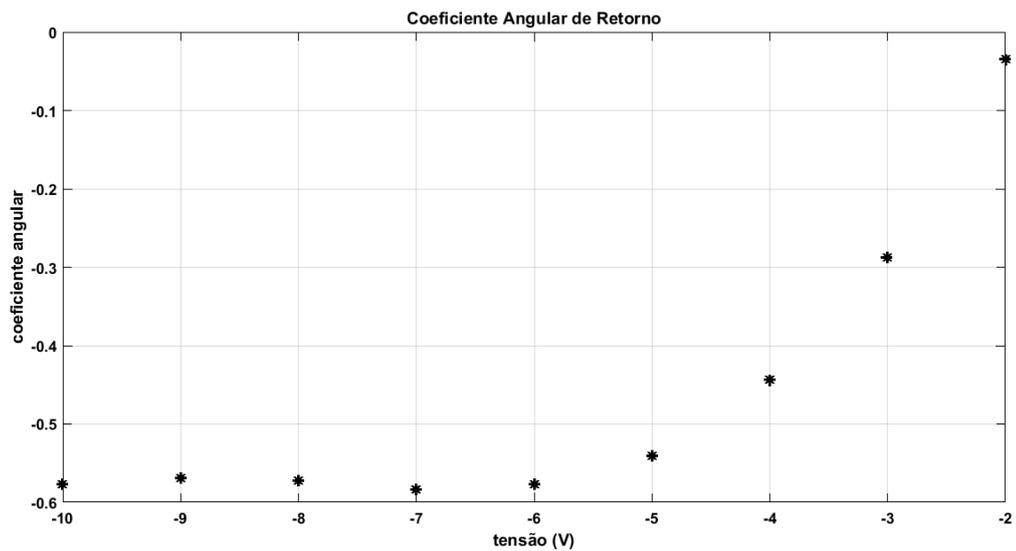


Figura 5.24 – Coeficiente angular de retorno (Elaboração do autor)

A partir das duas curvas apresentadas nas figuras 5.23 e 5.24 é possível notar que estas se assemelham bastante às curvas exponenciais. Utilizando-as como aproximação podem-se encontrar suas equações.

O *Matlab* possui uma função capaz de encontrar os valores mínimos de uma determinada função. Assim é possível encontrar os coeficientes que satisfazem cada equação. A curva de avanço se assemelha a uma curva exponencial com uma reta, assim através da função:

$$s = pe^{-kt} + at + b \tag{5.2}$$

Aplicando a função *fminsearch* capaz de encontrar os coeficientes desejados através da do menor erro quadrático entre os pontos desejados e os pontos amostrados encontra-se:

$$p = -2,0353$$

$$k = 0,4128$$

$$a = -0,0232$$

$$b = 0,9847$$

$$s = 2,0353e^{-0,4128t} - 0,0232t + 0,9847 \quad (5.3)$$

A figura 5.25 apresenta os coeficientes angulares encontrados em função da tensão aplicada para o avanço do atuador.

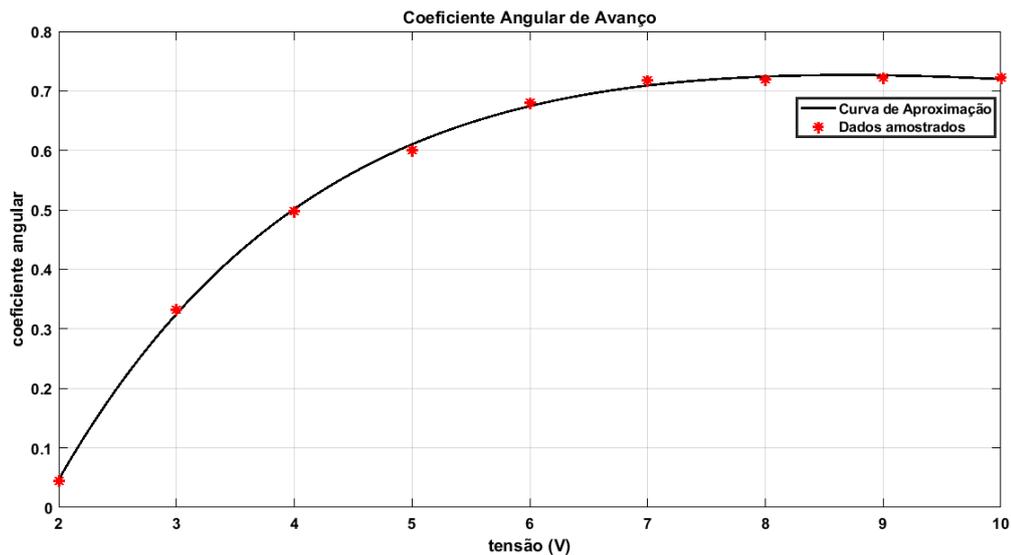


Figura 5.25 – Curva coeficiente angular de avanço (Elaboração do autor)

Já a curva de retorno podemos aproximar por uma exponencial em conjunto com o polinômio de terceiro grau, através da função:

$$s = pe^{-k(q+t)} + at^3 + bt^2 + ct + d \quad (5.4)$$

Aplicando novamente a função *fminsearch* tem-se:

$$p = 0,1010$$

$$k = 0,1969$$

$$q = 1,3081$$

$$a = 0,0031$$

$$b = 0,0728$$

$$c = 0,5683$$

$$d = 0,9282$$

$$s = 0,1010e^{-0,1969(1,3081+t)} + 0,0031t^3 + 0,0728t^2 + 0,5683t + 0,9282 \quad (5.5)$$

A figura 5.26 apresenta os coeficientes angulares encontrados em função da tensão aplicada para o retorno do atuador.

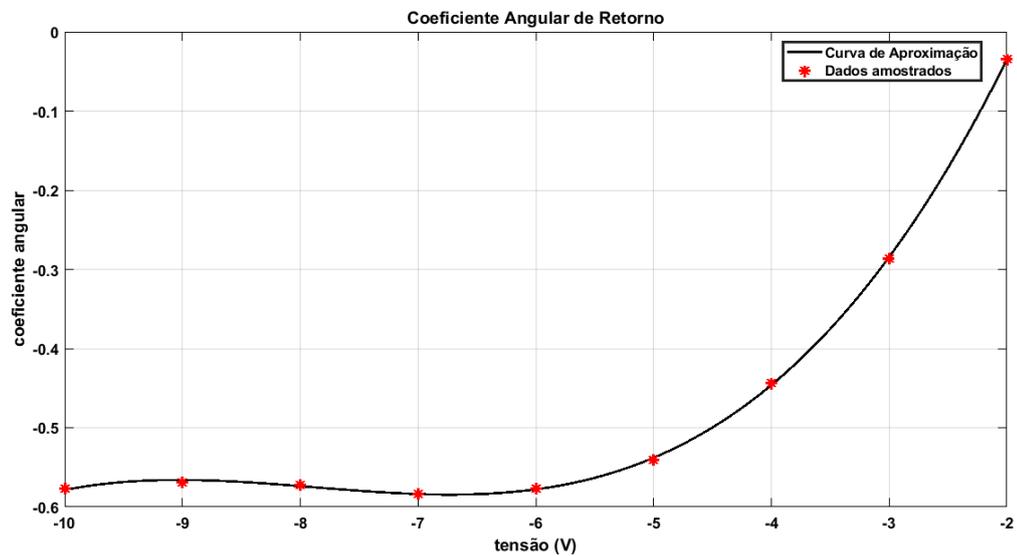


Figura 5.26 – Curva coeficiente angular de retorno (Elaboração do autor)

Reorganizando os dados obtidos no avanço e no retorno é possível obter a figura 5.27:

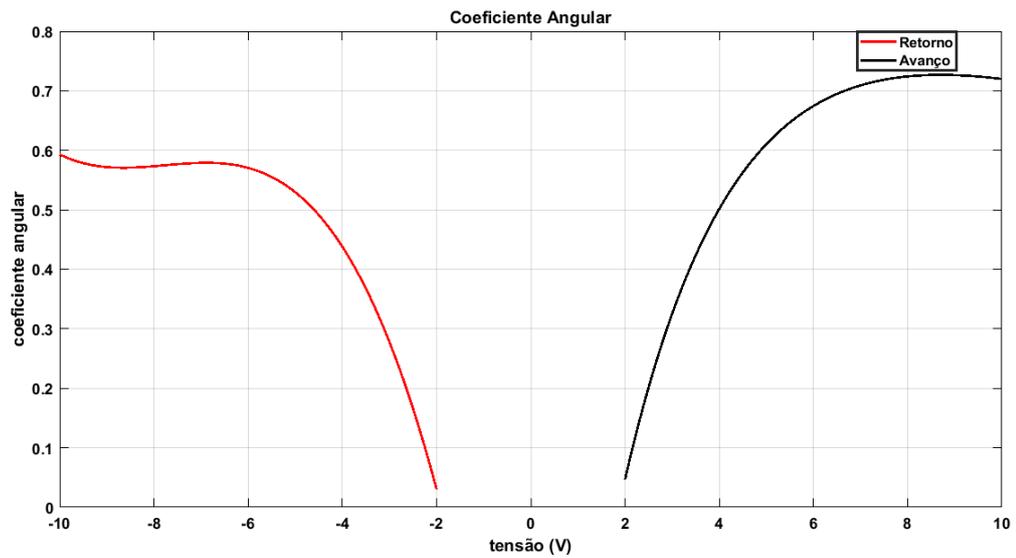


Figura 5.27 – Coeficiente Angular (Elaboração do autor)

Comparando com a curva de operação real da válvula representada na figura 5.27 e as curvas obtidas com as informações contidas no catálogo, na figura 5.28, é possível verificar que a válvula se comporta de forma bem semelhante ao modelo teórico.

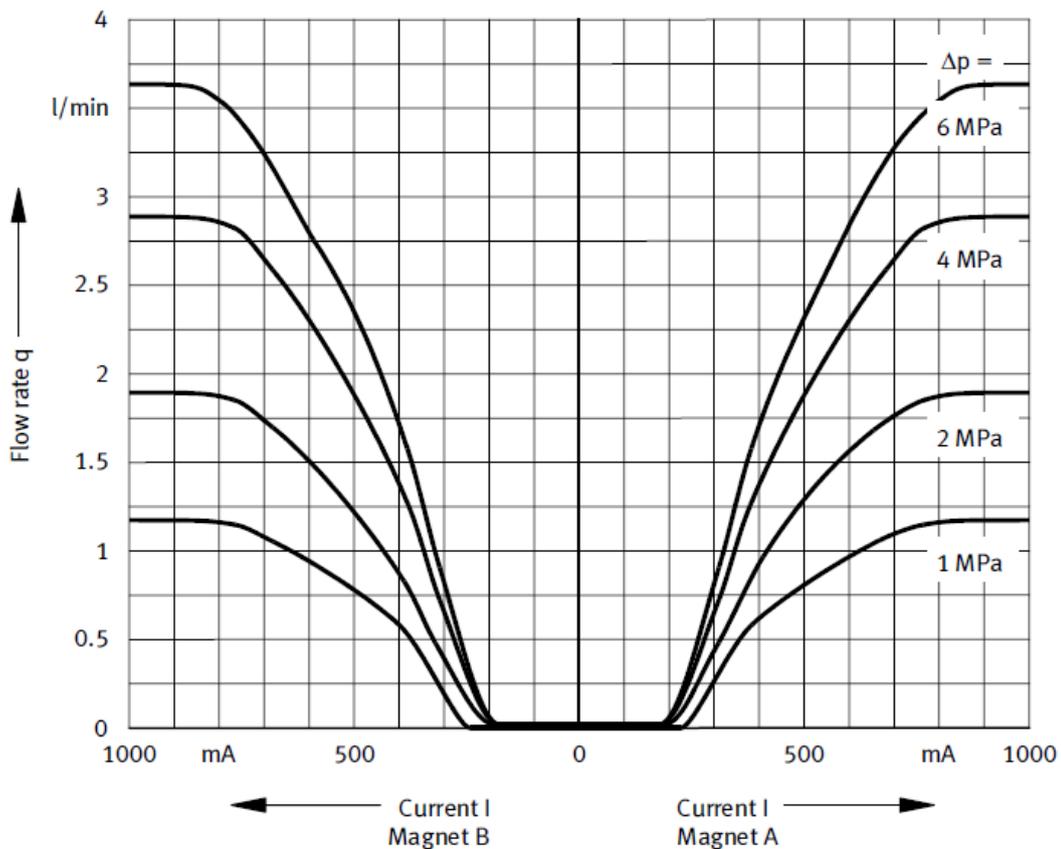


Figura 5.28 – Vazão de óleo da válvula em função da corrente (Fonte: Catálogo virtual da FESTO <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf>)

A figura 5.28 apresenta a curva de vazão de óleo em função da corrente aplicada, já os coeficientes encontrados na figura 5.27 representam a velocidade com a qual o atuador se move em função da tensão aplicada. Essas duas grandezas apresentadas, vazão de óleo e velocidade do atuador, são equivalentes.

Ao utilizar a ferramenta *ident* do *Matlab* não foi possível identificar a função de transferência da válvula, pois sua saída não é linear. Também é possível notar que as características da saída da válvula para o mesmo módulo de tensão aplicado nos solenoides durante o avanço e o retorno são distintas. Uma das possíveis explicações para essa diferença são defeitos internos da válvula.

A partir dos testes realizados, aplicando um degrau em malha aberta é possível encontrar algumas características, estas são apresentadas na tabela 5.1 para o avanço e na tabela 5.2 para o retorno.

Tabela 5.1 – Características do avanço

Tensão (V)	Velocidade (V/s)	Velocidade (mm/s)	Limiar de Tempo (s)
2	0,0449	0,9097	1,308
3	0,3319	6,7244	0,361
4	0,4982	10,0936	0,244
5	0,6009	12,1734	0,209
6	0,6803	13,7830	0,179
7	0,7173	14,5326	0,168
8	0,7198	14,5833	0,166
9	0,7220	14,6278	0,159
10	0,7223	14,6639	0,154

Tabela 5.2 – Características do retorno

Tensão (V)	Velocidade (V/s)	Velocidade (mm/s)	Limiar de Tempo (s)
-2	0,0342	0,6929	9,447
-3	0,2870	5,8147	1,516
-4	0,4432	8,9793	1,042
-5	0,5402	10,9445	0,879
-6	0,5771	11,6921	0,820
-7	0,5833	11,8178	0,804
-8	0,5723	11,5949	0,835
-9	0,5686	11,5199	0,879
-10	0,5774	11,6982	0,865

Por meio dos dados coletados para o avanço e para o retorno do sistema em malha aberta, presentes nas tabelas 5.1 e 5.2 é possível notar que este opera com baixas velocidades e que este possui um limiar de tempo de resposta consideravelmente alto. Devido a estas características o sistema não poderá ser utilizado em aplicações onde são necessárias velocidades e tempos de resposta elevados.

É possível verificar que a tendência ao variar gradualmente o módulo da tensão de 2 a 10 V, aplicada ao solenoide, é aumentar a velocidade de avanço e a velocidade de retorno. É possível notar também que quanto maior o módulo da

tensão aplicada sobre o solenoide sua tendência é reduzir o tempo de atraso, ou seja, o sistema irá responder mais rapidamente. Porém no retorno do atuador estão ocorrendo anormalidades, tanto na velocidade de deslocamento do atuador quanto no tempo de atraso.

Até o momento foram encontradas duas anormalidades:

- A velocidade de retorno apresenta variações discrepantes do esperado. Com base a figura 5.27, a curva de retorno deveria ser um espelhamento da curva de avanço, porém com uma amplitude menor;
- O tempo de atraso para o retorno apresenta variações discrepantes para o esperado. Onde as valores do tempo de atraso deveriam diminuir a medida que o módulo da tensão é aplicado, conforme ocorre no tempo de atraso para o avanço.

Estas anormalidades podem ter sido causadas por inúmeros fatores, como por exemplo: algum tipo de atrito, que não permite que o carretel da válvula de desloque corretamente; obstrução nas vias da válvula ou do atuador; perda de carga devido aos engates rápidos da válvula e do atuador, o que influencia a vazão ou então à algum problema no solenoide que não é capaz de vencer totalmente a força exercida pela mola.

5.3 COMPORTAMENTO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA

Como visto na seção 5.2, não foi possível identificar uma função de transferência que representasse as características do sistema estudado. Logo não é possível aplicar o método das raízes ou o diagrama de Bode a fim de encontrar um compensador adequado para implementar o came eletrônico. Porém através de testes de tentativas e erros é possível realizar a sintonia manual de um compensador PID, que atenda a condições exigidas.

Através da sintonia manual do controlador PID da FESTO foi possível encontrar os valores dos ganhos proporcional, integrativo e derivativo, seus valores são: $K_p = 20$, $K_i = 0$ e $K_d = 0$. Este controlador minimizou o erro drasticamente, uma vez que a parte proporcional é capaz de saturar a tensão aplicada ao solenoide em 10 V, minimizando o erro. Com o valor de K_p elevado, o sistema ficou mais rápido, além de não apresentar *overshoot*. Por meio dos testes realizados é possível verificar que as componentes Integral e Derivativa não afetaram o sistema em malha

fechada, visto que o sistema é lento e já opera saturado em 10 ou -10 V devido ao valor de Kp . O controlador encontrado então torna a válvula proporcional equivalente a uma válvula direcional, visto que esta opera apenas na condição totalmente aberta ou totalmente fechada.

Utilizando o controlador, Kp , encontrado anteriormente foi possível realizar os mais diversos perfis de cames eletricamente. Para tal, todos os perfis de movimento de cames descritos na seção 4.5 serão utilizados. Estes sendo uniforme, parabólico, harmônico simples, cicloidal e combinações destes 4 tipos, formando os mais variados perfis.

Nas figuras 5.29, 5.30, 5.31, 5.32, 5.33, 5.34, 5.35, 5.36 e 5.37, a linha vermelha tracejada representa o sinal de *setpoint*, o sinal gerado pela placa *USB-6211*, o qual o atuador deve seguir. A linha preta contínua representa o sinal de saída do potenciômetro, ou seja, a posição na qual o atuador se encontra. Também são apresentados nestas figuras os erros percentuais encontrados durante todo o período de movimento dos cames.

A figura 5.29 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 1, o came uniforme, relacionado à figura 4.10.

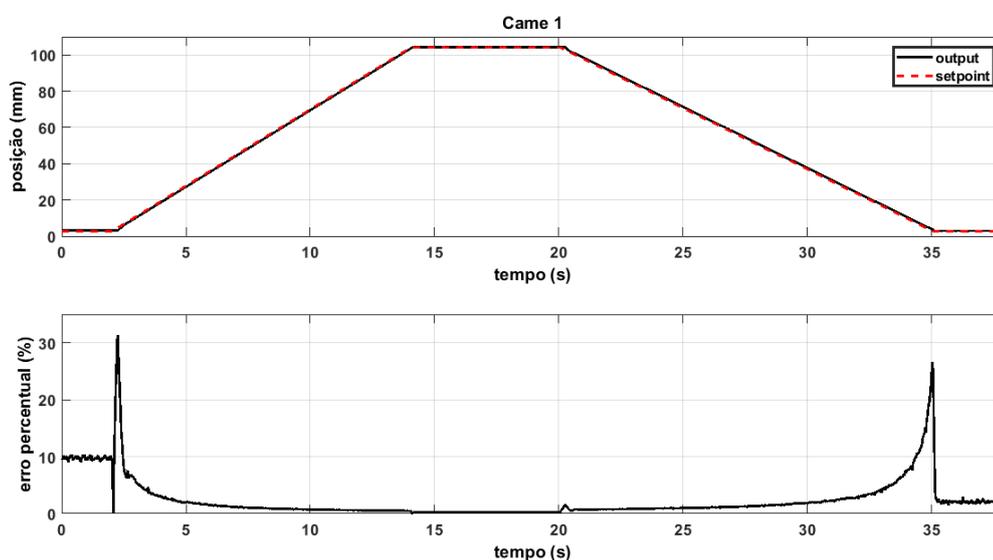


Figura 5.29 – Sinal experimental obtido do came desejado 1 (Elaboração do autor)

A figura 5.30 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 2, o came parabólico, relacionado à Figura 4.11.

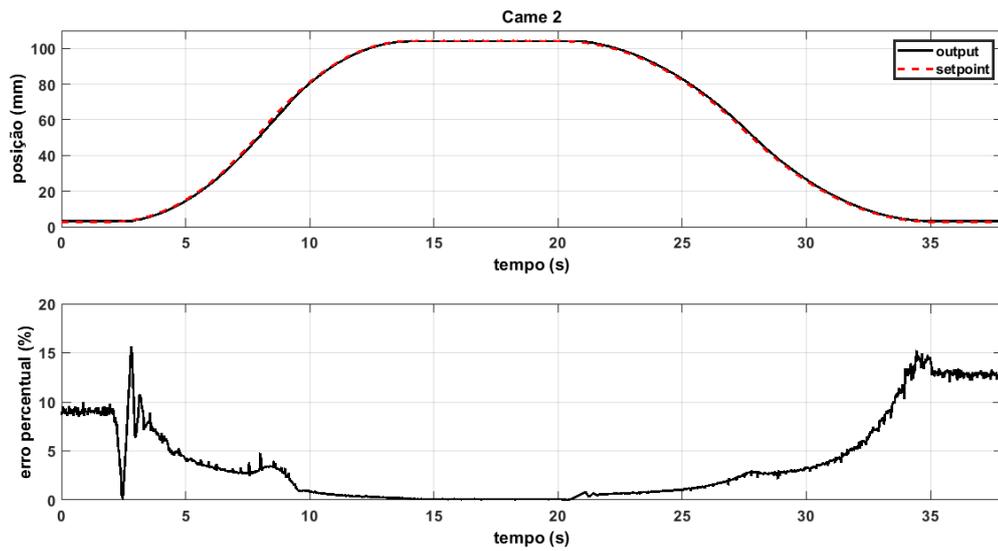


Figura 5.30 – Sinal experimental obtido do came desejado 2 (Elaboração do autor)

A figura 5.31 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 3, o came harmônico simples, relacionado à Figura 4.12.

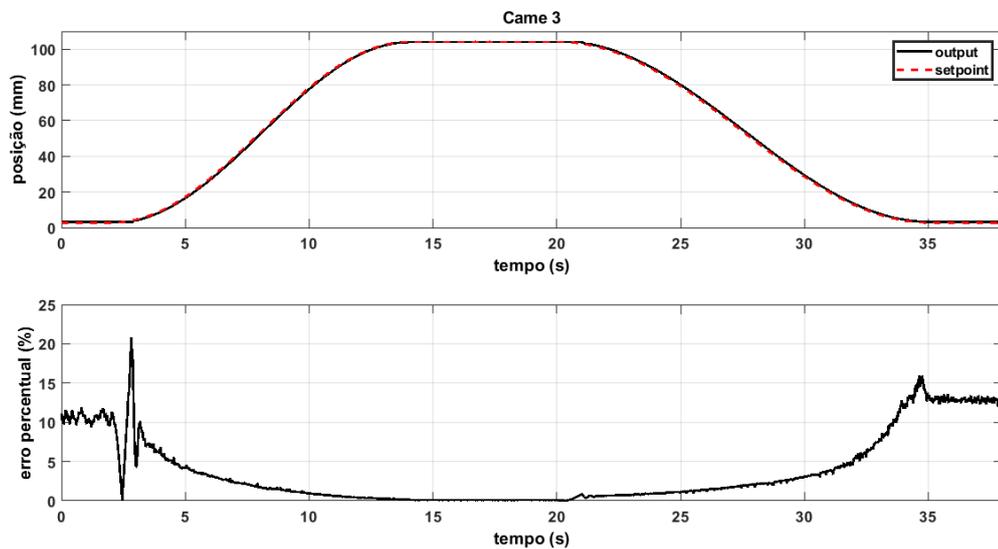


Figura 5.31 – Sinal experimental obtido do came desejado 3 (Elaboração do autor)

A figura 5.32 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 4, o came cicloidal, relacionado à Figura 4.13.

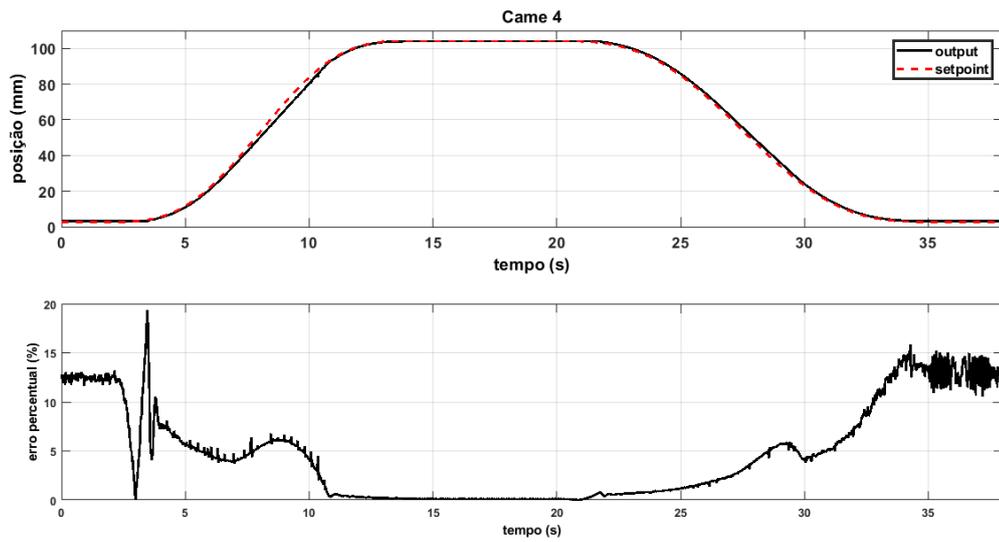


Figura 5.32 – Sinal experimental obtido do came desejado 4 (Elaboração do autor)

A figura 5.33 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 5, relacionado à Figura 4.14.

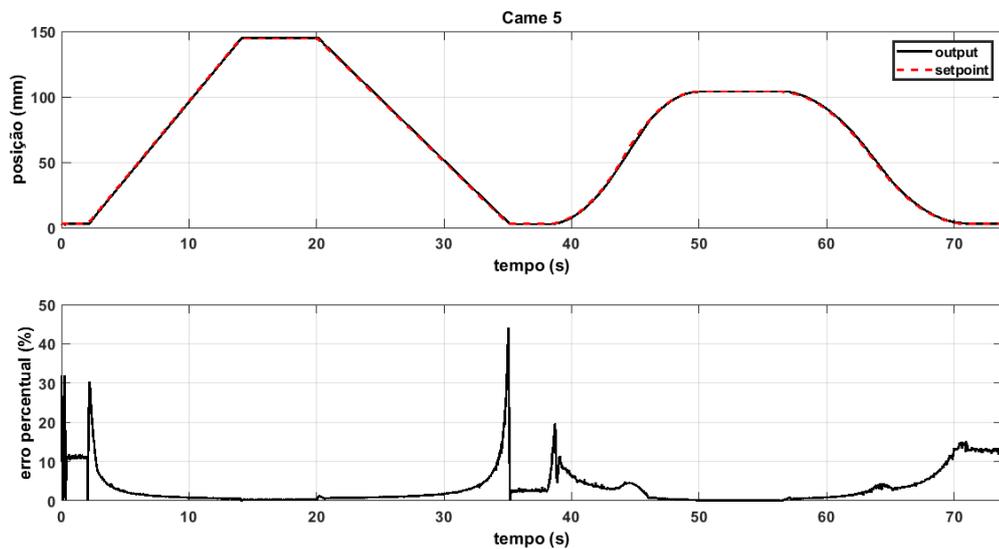


Figura 5.33 – Sinal experimental obtido do came desejado 5 (Elaboração do autor)

A figura 5.34 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 6, relacionado à Figura 4.15.

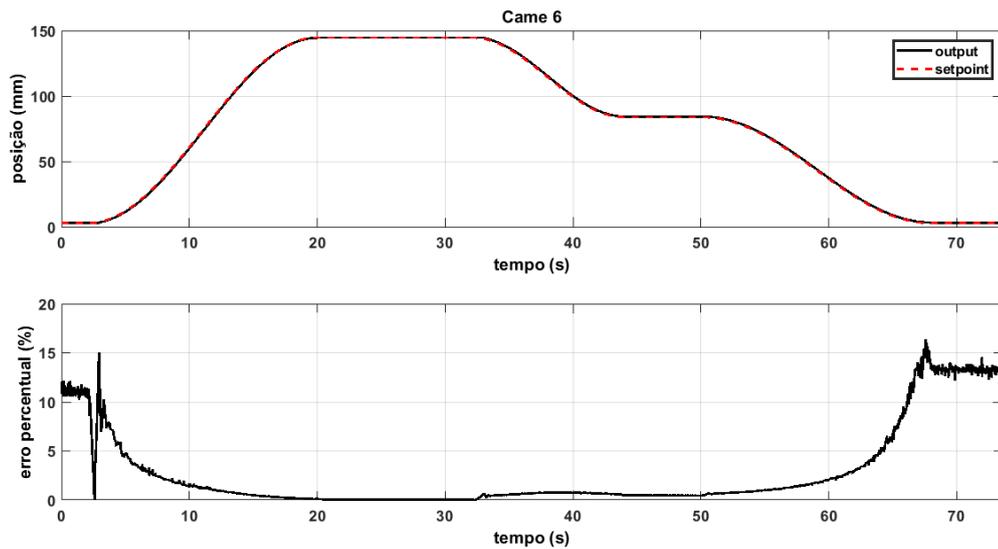


Figura 5.34 – Sinal experimental obtido do came desejado 6 (Elaboração do autor)

A figura 5.35 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 7, relacionado à Figura 4.16.

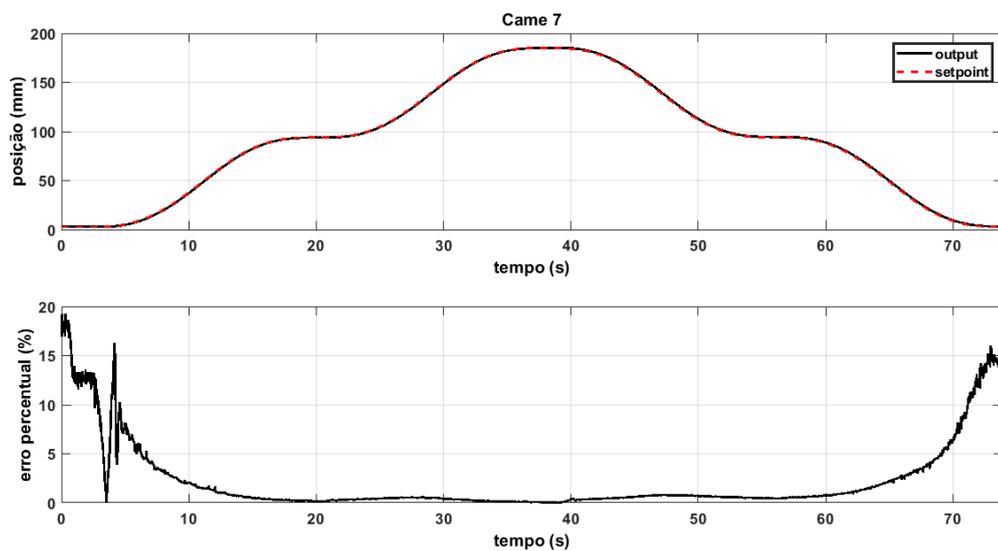


Figura 5.35 – Sinal experimental obtido do came desejado 7 (Elaboração do autor)

A figura 5.36 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 8, relacionado à Figura 4.17.

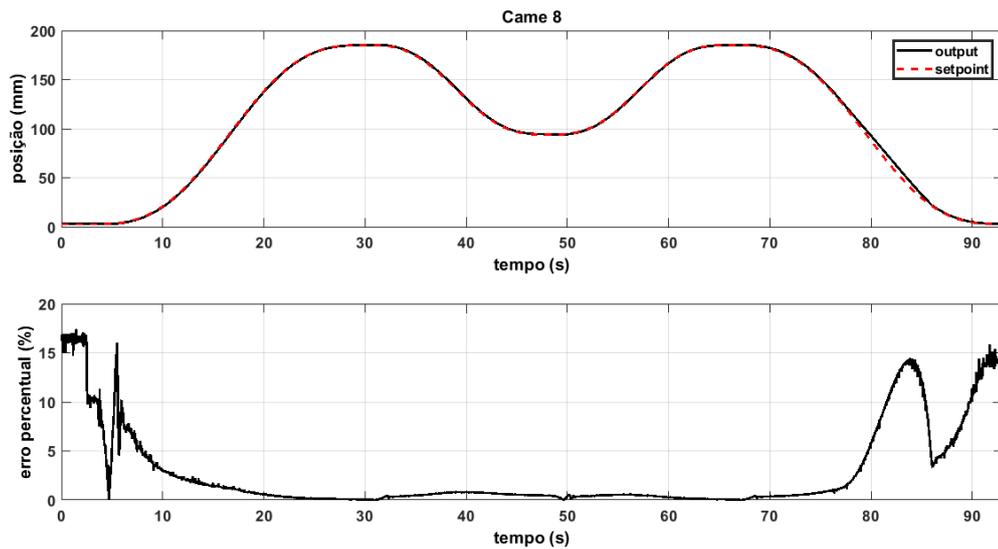


Figura 5.36 – Sinal experimental obtido do came desejado 8 (Elaboração do autor)

A figura 5.37 apresenta o sinal de saída do atuador e o erro percentual do perfil de came 9, relacionado à Figura 4.18.

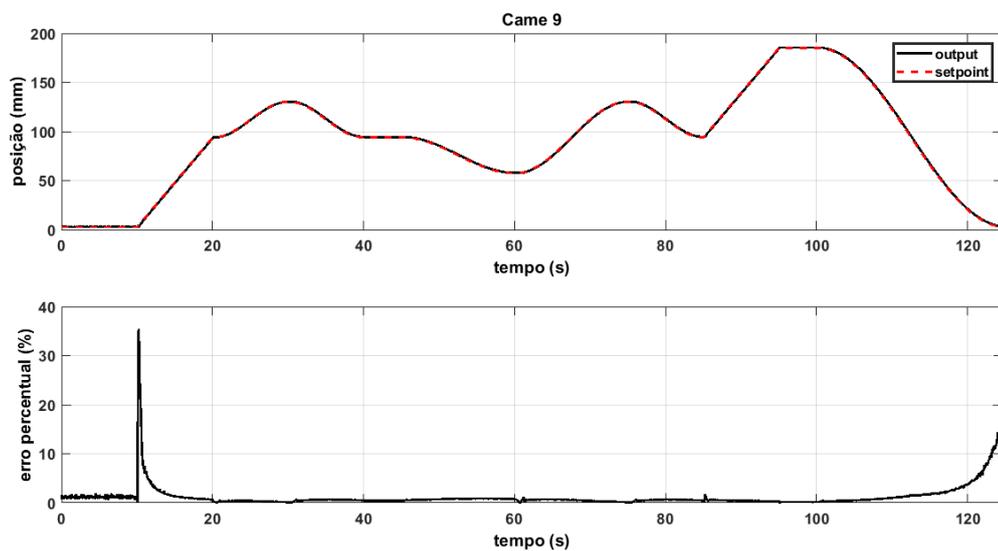


Figura 5.37 – Sinal experimental obtido do came desejado 9 (Elaboração do autor)

É possível verificar que o came eletrônico hidráulico opera em baixas velocidades, logo este não é ideal para aplicações que requerem altas velocidades, porém são ideais para sistemas robustos que requerem altas potências. Nota-se que o came eletrônico construído foi capaz de executar todos os perfis de movimento propostos com um erro mínimo. Porém para todos os perfis de comes utilizados, no momento em estes iniciam e terminam seus movimentos, o erro percentual

apresenta um valor de pico. Este pode ser explicado através devido ao valor de *threshold* de módulo igual a 1 V isto porque para valores de tensão aplicados ao solenoide próximos a 1 V, a corrente que circula pela bobina do solenoide não possui intensidade suficiente para fazer com que o carretel da válvula vença o atrito estático e a inércia para se deslocar e permitir a passagem de óleo para o atuador.

Os valores máximos de erro percentual são mostrados tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Erro percentual máximo

Came	Erro Percentual Máximo(%)
Came 1	31,36
Came 2	15,69
Came 3	20,79
Came 4	19,37
Came 5	44,15
Came 6	16,34
Came 7	19,23
Came 8	15,98
Came 9	35,52

6 CONCLUSÃO

Os cames são elementos mecânicos que permitem transmitir os mais variados perfis de movimentos, sejam eles de translação ou de rotação. Existem inúmeros perfis de movimento, cada qual depende da aplicação onde é utilizado. Os quatro perfis básicos de cames são: uniforme, parabólico, harmônico simples e cicloidal. A cada perfil de movimento estão associadas características distintas como o próprio perfil de movimento, a velocidade, a aceleração e o jerk desenvolvidos. Um bom projeto de came deve levar em consideração a lei fundamental de projeto de cames.

Embora muito utilizado, os cames mecânicos apresentam diversas desvantagens, como por exemplo, atrito, calor, ruído e principalmente dificuldade em se substituir um determinado perfil de movimento. Construir um novo perfil de came é algo complexo, oneroso e que demanda muito tempo, tornando o processo no qual o came é necessário nada flexível. Uma das formas de se contornar essas desvantagens é utilizar o came eletrônico para substituir o came mecânico em algumas aplicações. Este novo dispositivo é composto por um servo mecanismo em conjunto com uma unidade controladora para simular o funcionamento de um came mecânico. Sua principal vantagem é a facilidade de substituição do perfil de movimento, apenas alterando as equações matemáticas que compõe o movimento via software, tornando o sistema muito mais flexível.

Diferentemente do came mecânico que utiliza o elemento girante para transmitir a potência e o perfil de movimento ao elemento seguidor, o came eletrônico necessita de duas fontes distintas, uma capaz de transmitir a potência necessária para executar o movimento e outra fonte para transmitir a informação do movimento a ser executado. Isto permite que o came eletrônico possua qualquer método de acionamento, seja ele: elétrico hidráulico ou pneumático.

Como observado por meio do experimento, a construção do came eletrônico utilizando método de acionamento hidráulico é algo simples, assim como a alteração do perfil de movimento. A principal dificuldade deste projeto gira em torno da válvula hidráulica proporcional. Ao realizar o estudo da válvula em questão, tanto matematicamente quanto experimentalmente, foi verificada a não possibilidade de obter a função de transferência do sistema utilizando ferramentas clássicas de

controle. Tal condição impossibilitou realizar uma análise dos lugares das raízes *Root Locus* e do diagrama de *Bode* e conseqüentemente não foi possível desenvolver um compensador a partir destes dois métodos, sendo necessário realizar a sintonia manual do compensador.

Foram verificadas algumas anomalias referentes ao retorno do atuador, onde, de acordo com os dados do fabricante, quanto maior o módulo da tensão, maior a velocidade de retorno e menor o tempo de atraso. Contudo na prática houve algumas oscilações destas características quando o módulo da tensão aplicada no solenoide aumenta. Tais anormalidades podem ser causadas por inúmeros fatores, dentre eles, a perda de carga no sistema válvula-atuador, devido ao engate rápido das mangueiras de óleo; a obstrução nas vias de óleo, também causando perda de carga e até mesmo o atrito entre os componentes no interior da válvula ou no cilindro atuador. Neste caso as fontes mais prováveis dessas anomalias são devido às características construtivas da válvula.

Apesar de tais dificuldades, foi possível encontrar de forma manual um controlador PID capaz de atender os requisitos necessários para gerar o came elétrico. Por meio dos testes realizados, o servo sistema seguiu os sinais de referência dados por diferentes equações. Logo, é possível gerar qualquer perfil de movimento de um came mecânico em um came eletrônico. Sendo assim, este trabalho conseguiu alcançar todos os seus objetivos, apresentando resultados satisfatórios para operações em baixas velocidades (<14 mm/s).

Porém o came eletrônico acionado hidraulicamente apresenta algumas desvantagens, uma delas é a velocidade do sistema e o seu tempo de resposta que apresentam valores muito baixos, devendo ser utilizados em aplicações robustas que requerem altas potências e baixas velocidades. Outra desvantagem em relação ao came eletrônico construído é o seu custo elevado ao utilizar de métodos de acionamento hidráulico.

Como sugestões para trabalhos futuros, sugere-se aplicar técnicas de controle mais avançadas a fim de encontrar uma função de transferência capaz de representar matematicamente a válvula hidráulica proporcional, assim como realizar outros testes no sistema, capazes de encontrar sua função de transferência real. Propõe-se ainda, realizar estudos de casos para verificar a viabilidade em substituir o came mecânico pelo came eletrônico.

REFERÊNCIAS

WOELFEL, Mike. Introduction to electronic cam. **Assembly Automation**, Bingley, West Yorkshire, England, v. 19, ed. 1, p. 17-24, 1 mar. 1999. Disponível em: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/01445159910254109/full/html>.

VAN GERWEN, Jan. Electronic camming and gearing. **Assembly Automation**, Bingley, West Yorkshire, England, v. 19, ed. 1, p. 35-38, 1 mar. 1999. Disponível em: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/01445159910254136/full/html>.

MAKINO, Hiroshi. Smart cam application to robot control. **Assembly Automation**, Bingley, West Yorkshire, England, v. 19, ed. 1, p. 39-46, 1 mar. 1999. Disponível em: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/01445159910254145/full/html>.

ALTINTAS, Ahmet Ali. Electronic Cam Motion Generation by Using Stepper Motors and Pinion Gears. **G.U. Journal of Science**, Simav, Kütahya, Turkey, p. 197-201, 26 fev. 2009. Disponível em: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/83045>.

SETIADI, Adi; BERCHMANS, Hanny J. Development of Electronic Cam Motion Control for Synchronous Cutting System. **Conference on Management and Engineering in Industry (CMEI)**, Tangerang, Banten, Indonesia, v. 1, ed. 1, p. 22-26, 16 set. 2019. Disponível em: <http://proceedings.sgu.ac.id/cmei/index.php/cmei/article/view/2>.

KIM, Dean H.; TSAO, Tsu-Chin. Robust performance control of electrohydraulic actuators for electronic cam motion generation. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, United States of America, v. 8, ed. 2, p. 220-227, mar 2000. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/826793/authors#authors>.

LIAO, Chung-Shu; JENG, Shyr-Long; CHIENG, Wei-Hua. Electronic cam motion generation with special reference to constrained velocity, acceleration, and jerk. **ISA Transactions**, Hsinchu, Taiwan, v. 43, ed. 3, p. 427-443, jul. 2004. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0019057807601591>.

ZARO, Milton Antonio; BLANCO, Rosa Leamar Dias; THOMAS, Carlos Alberto Kern. **MEDIÇÃO DA FORÇA PRODUZIDA PELO SOLENÓIE SOBRE O NÚCLEO MÓVEL EM BOBINAS USADAS NOS SISTEMAS DE PARTIDA. REVISTA DE ENSINO DE FÍSICA**, Porto Alegre, RS, v. 11, p. 88-106, dez 1989. Disponível em: <http://www.sbfisica.org.br/rbef/pdf/vol11a08.pdf>.

FESTO DIDACTIC GMBH & CO. KG. **4/3-WAY PROPORTIONAL VALVE**. [S. l.: s. n.], 04 2003. 4 p. Disponível em: <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf>.

FESTO DIDACTIC GMBH & CO. KG. **LINEAR POTENTIOMETER**. [S. l.: s. n.], 05 2001. 4 p. Disponível em: <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00273180001075223507.pdf>.

FESTO DIDACTIC GMBH & CO. KG. **PID CONTROLLER**. [S. l.: s. n.], 11 2000. 4 p. Disponível em: <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00897527001075223499.pdf>.

FESTO DIDACTIC GMBH & CO. KG. **CONTROL AMPLIFIER, TWO-CHANNEL**. [S. l.: s. n.], 04 2001. 6 p. Disponível em: <https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00176708001075223500.pdf>.

NATIONAL INSTRUMENTS CORP. **USB-6211 PINOUT**. [S. l.], 18 set. 2017. Disponível em: <https://www.ni.com/documentation/en/multifunction-io-device/latest/usb-6211/pinout/>.

WALKER, Jearl; HALLIDAY, David; RESNICK, Robert. **FUNDAMENTOS DE FÍSICA: ELETROMAGNETISMO**. 8. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2009. 400 p. v. 3. ISBN 978-85-216-1607-8

NORTON, Robert L. **CINEMÁTICA E DINÂMICA DOS MECANISMOS**. 1. ed. Porto Alegre, RS: AMGH Editora Ltda., 2010. 800 p. ISBN 978-85-8055-012-2.

VINOGRADOV, Oleg. **FUNDAMENTALS OF KINEMATICS AND DYNAMICS OF MACHINES AND MECHANISMS**. 1. ed. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2000. 290 p. ISBN 0-8493-0257-9.

WALDRON, Kenneth J.; KINZEL, Gary L. **KINEMATICS, DYNAMICS AND DESIGN OF MACHINERY**. 2. ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, INC., 2003. 680 p. ISBN 0-471-24417-1.

FERREIRA, Werley Rocherter Borges. **PLANEJAMENTO DE TRAJETORIAS ROBÓTICAS UTILIZANDO B-SPLINES**. Orientador: João Carlos Mendes Carvalho. 2011. 139 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2011.

NICULA, Matheus Tabaldi. **ESTUDO, ANÁLISE E SIMULAÇÃO DAS TÉCNICAS DE SINTONIA DE CONTROLADORES PID MAIS EMPREGADAS ATUALMENTE EM PLANTAS INDUSTRIAIS**. Orientador: Dr. José Francisco Ribeiro. 2010. 140 p. Dissertação (Bacharelado em Engenharia Mecatrônica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2010.

OGATA, Katsuhiko. **ENGENHARIA DE CONTROLE MODERNO**. 5. ed. São Paulo, SP: Pearson Education, INC., 2010. 824 p. ISBN 978-85-7605-810-6.

AHMED, Ashfaq. **Eletrônica De Potência**. 1. ed. São Paulo, SP: Pearson Education do Brasil, 2000. 479 p. ISBN 9788587918031.

ANEXO 1

Segundo Waldron e Kinzel (2003) a posição linear (s) de um came é uma função da posição angular deste, da forma que:

$$s = f(\theta) \quad (1)$$

Por sua vez a posição angular do came é uma função do tempo e diretamente proporcional a sua velocidade angular. A velocidade angular é constante, logo:

$$\theta = \omega t \quad (2)$$

Onde:

- θ é o ângulo em *rad*;
- ω é a velocidade angular de rotação em *rad/s*;
- t é tempo em *s*.

A velocidade linear de um came é encontrada a partir da primeira derivada da posição angular em função do tempo:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = s' \omega \quad (3)$$

Onde:

- v : é a velocidade do atuador em *m/s*;
- s' : é a primeira derivada de $f(\theta)$ em função de θ ;

A aceleração linear de um came é encontrada a partir da segunda derivada da posição angular em função do tempo, aplicando a regra da cadeia tem-se que:

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \right) = \frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{ds}{d\theta} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4)$$

Como a velocidade angular de rotação do came é uma constante:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0 \quad (5)$$

Então a aceleração linear se torna:

$$a = \frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = s'' \omega^2 \quad (6)$$

Onde:

- a : é a velocidade do atuador em *m/s²*;
- s'' : é a segunda derivada de $f(\theta)$ em função de θ ;

O jerk do came é encontrado a partir da terceira derivada da posição angular em função do tempo, aplicando a regra da cadeia tem-se que:

$$j = \frac{d^3s}{dt^3} = \frac{d}{dt} \left(\frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{ds}{d\theta} \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \quad (7)$$

$$j = \frac{d^3s}{d\theta^3} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^3 + \frac{d^2s}{d\theta^2} 2 \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{ds}{d\theta} \frac{d^3\theta}{dt^3} \quad (8)$$

Como a velocidade angular de rotação do came é uma constante:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0; \quad \frac{d^3\theta}{dt^3} = 0 \quad (9)$$

Então o jerk se torna:

$$j = \frac{d^3s}{d\theta^3} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^3 = s''' \omega^3 \quad (10)$$

Onde:

- j : é o jerk do atuador em m/s^3 ;
- s''' : é a terceira derivada de $f(\theta)$ em função de θ ;

A seguir são apresentadas as equações de deslocamento, velocidade, aceleração e *jerk* durante o período de subida de um came, visto que as equações de descida são análogas.

As equações de movimento e velocidade de subida em uma came uniforme são:

$$s = \frac{HM}{\beta - \alpha} \theta + \left[CP - \frac{HM\alpha}{\beta - \alpha} \right] \quad (11)$$

$$v = \frac{HM}{\beta - \alpha} \omega \quad (12)$$

Onde:

- s : é a posição do elemento seguidor [m];
- v : é a velocidade do elemento seguidor [m/s];
- ω : é a velocidade angular do came [rad/s];
- HM : é a altura máxima que o seguidor atinge [m];
- CP : é a altura da circunferência primária do came [m];
- θ : é a posição angular do seguidor [rad];
- α : é a posição angular onde o seguidor inicia o movimento de subida [rad];

- β : é a posição angular onde o seguidor finaliza o movimento de subida [*rad*].

As equações de movimento, velocidade e aceleração desenvolvidas durante o movimento de subida em uma came parabólico são:

$$\psi = \alpha + \frac{\beta - \alpha}{2} \quad (13)$$

$$s_1 = \frac{HM}{2(\psi - \alpha)^2} \theta^2 - \frac{HM\alpha}{(\psi - \alpha)^2} \theta + \left[CP + \frac{HM\alpha^2}{2(\psi - \alpha)^2} \right] \quad (14)$$

$$s_2 = -\frac{HM}{2(\beta - \psi)^2} \theta^2 + \frac{HM\beta}{(\beta - \psi)^2} \theta + \left[HM + CP - \frac{HM\beta^2}{2(\beta - \psi)^2} \right] \quad (15)$$

$$v_1 = \frac{HM\omega}{(\psi - \alpha)^2} \theta - \frac{HM\alpha \cdot \omega}{(\psi - \alpha)^2} \quad (16)$$

$$v_2 = -\frac{HM\omega}{(\beta - \psi)^2} \theta + \frac{HM\beta\omega}{(\beta - \psi)^2} \quad (17)$$

$$a_1 = \frac{HM\omega^2}{(\psi - \alpha)^2} \quad (18)$$

$$a_2 = -\frac{HM\omega^2}{(\beta - \psi)^2} \quad (19)$$

O movimento de subida de um came parabólico é composto por duas parábolas interligadas equidistantes ao início e ao termino do movimento de subida. Os índices 1 e 2 representam a primeira e a segunda metade do movimento de subida respectivamente.

- s_1 : é a posição do elemento seguidor durante a primeira metade do movimento [*m*];
- s_2 : é a posição do elemento seguidor durante a segunda metade do movimento [*m*];
- v_1 : é a velocidade do elemento seguidor durante a primeira metade do movimento [*m/s*];
- v_2 : é a velocidade do elemento seguidor durante a segunda metade do movimento [*m/s*];
- a_1 : é a aceleração do elemento seguidor durante a primeira metade do movimento [*m/s²*];

- a_2 : é a aceleração do elemento seguidor durante a segunda metade do movimento [m/s^2];
- ω : é a velocidade angular do came [rad/s];
- HM : é a altura máxima que o seguidor atinge [m];
- CP : é a altura da circunferência primária do came [m];
- θ : é a posição angular do seguidor [rad];
- α : é a posição angular onde o seguidor inicia o movimento de subida [rad];
- β : é a posição angular onde o seguidor finaliza o movimento de subida [rad];
- ψ : é a posição angular equidistante ao início e término do movimento de subida [rad];

As equações de subida do perfil de movimento do came harmônico simples são:

$$s = \frac{HM}{2} \left[1 - \cos \left[\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \right] + CP \quad (20)$$

$$v = \left(\frac{\pi}{\beta - \alpha} \right) \frac{HM\omega}{2} \sin \left[\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \quad (21)$$

$$a = \left(\frac{\pi}{\beta - \alpha} \right)^2 \frac{HM\omega^2}{2} \cos \left[\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \quad (22)$$

$$j = - \left(\frac{\pi}{\beta - \alpha} \right)^3 \frac{HM\omega^3}{2} \sin \left[\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \quad (23)$$

Onde:

- s : é a posição do elemento seguidor [m];
- v : é a velocidade do elemento seguidor [m/s];
- a : é a aceleração do elemento seguidor [m/s^2];
- j : é jerk do elemento seguidor [m/s^3];
- ω : é a velocidade angular do came [rad/s];
- HM : é a altura máxima que o seguidor atinge [m];
- CP : é a altura da circunferência primária do came [m];
- θ : é a posição angular do seguidor [rad];
- α : é a posição angular onde o seguidor inicia o movimento de subida [rad];
- β : é a posição angular onde o seguidor finaliza o movimento de subida [rad].

As equações de movimento do came de perfil cicloidal são:

$$s = HM \left[\left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) - \frac{HM}{2\pi} \sin \left[2\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \right] + CP \quad (24)$$

$$v = HM\omega \left[\left(\frac{1}{\beta - \alpha} \right) - \left(\frac{1}{\beta - \alpha} \right) \cos \left[2\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \right] \quad (25)$$

$$a = -HM\omega^2 \frac{2\pi}{(\beta - \alpha)^2} \sin \left[2\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \quad (26)$$

$$j = -HM\omega^3 \frac{4\pi^2}{(\beta - \alpha)^3} \cos \left[2\pi \left(\frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \right) \right] \quad (27)$$

Onde:

- s : é a posição do elemento seguidor [m];
- v : é a velocidade do elemento seguidor [m/s];
- a : é a aceleração do elemento seguidor [m/s^2];
- j : é jerk do elemento seguidor [m/s^3];
- ω : é a velocidade angular do came [rad/s];
- HM : é a altura máxima que o seguidor atinge [m];
- CP : é a altura da circunferência primária do came [m];
- θ : é a posição angular do seguidor [rad];
- α : é a posição angular onde o seguidor inicia o movimento de subida [rad];
- β : é a posição angular onde o seguidor finaliza o movimento de subida [rad].

ANEXO 2

Supondo uma válvula genérica, conforme a figura 1 e segundo Ogata (2010) é possível obter uma boa modelagem da válvula da seguinte forma:

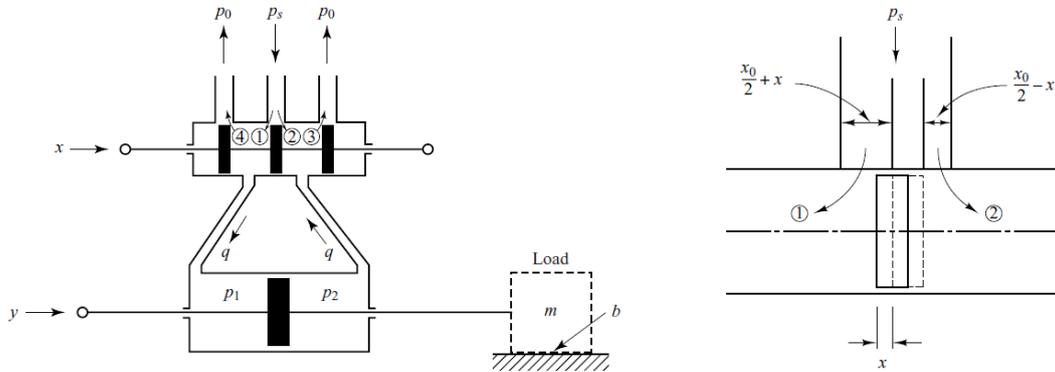


Figura 1 – Sistema válvula atuador (Fonte: Engenharia de controle moderno Katsuhiko Ogata 5 edição)

Como o deslocamento do carretel é muito pequeno, é possível aproximar a área das seções da válvula da seguinte forma:

$$A_1 = A_3 = k \left(\frac{x_0}{2} + x \right) \quad (1)$$

$$A_2 = A_4 = k \left(\frac{x_0}{2} - x \right) \quad (2)$$

Onde:

- A_1 é a área da seção associada ao orifício 1 [m^2];
- A_2 é a área da seção associada ao orifício 2 [m^2];
- A_3 é a área da seção associada ao orifício 3 [m^2];
- A_4 é a área da seção associada ao orifício 4 [m^2];
- k é a largura do orifício A_1 , A_2 , A_3 e A_4 [m];
- x é o deslocamento do carretel [m];
- x_0 é a largura do carretel [m].

A vazão de óleo do sistema pode ser representada através da equação de Bernoulli da seguinte forma:

$$q_n = c_n A_n \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p_n} \quad (3)$$

Onde:

- q_n é a vazão de óleo através da área A_n [m^3/s]
- c_n é a constante obtida através de Bernoulli [adimensional]
- A_n é a área da seção associada ao orifício n [m^2];
- g é a gravidade [m/s^2];
- γ é o peso específico [N/m^3];
- Δp_n é a diferença de pressão associada ao orifício n [Pa].

Logo:

$$q_1 = c_1 A_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_1)} \quad (4)$$

$$q_2 = c_2 A_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_2)} \quad (5)$$

$$q_3 = c_3 A_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - p_0)} \quad (6)$$

$$q_4 = c_4 A_4 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_0)} \quad (7)$$

A pressão p_0 corresponde à pressão atmosférica, sendo assim igual a 0.

$$p_0 \cong 0 \quad (8)$$

Juntando todas as constantes e simplificando obtém-se:

$$C_n = c_n k \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad (9)$$

A vazão de óleo no circuito se torna:

$$q = q_1 - q_4 = C_1 \sqrt{p_s - p_1} \left(\frac{x_0}{2} + x \right) - C_4 \sqrt{p_1} \left(\frac{x_0}{2} - x \right) \quad (10)$$

$$q = q_3 - q_2 = C_3 \sqrt{p_2} \left(\frac{x_0}{2} + x \right) - C_2 \sqrt{p_s - p_2} \left(\frac{x_0}{2} - x \right) \quad (11)$$

$$q_1 = q_3 \quad e \quad q_2 = q_4 \quad (12)$$

Realizando um estudo das pressões, tem-se que:

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (13)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (14)$$

$$p_1 = \frac{ps + \Delta p}{2} \quad (15)$$

$$p_2 = \frac{ps - \Delta p}{2} \quad (16)$$

Logo:

$$q = C_1 \sqrt{\frac{ps - \Delta p}{2}} \left(\frac{x_0}{2} + x \right) - C_2 \sqrt{\frac{ps + \Delta p}{2}} \left(\frac{x_0}{2} - x \right) \quad (17)$$

Aplicando-se a linearização de equações, é possível obter:

$$f(x, \Delta p) = C_1 \sqrt{\frac{ps - \Delta p}{2}} \left(\frac{x_0}{2} + x \right) - C_2 \sqrt{\frac{ps + \Delta p}{2}} \left(\frac{x_0}{2} - x \right) \quad (18)$$

$$\bar{x} = x; \quad \Delta \bar{p} = \Delta p; \quad \bar{q} = q \quad (19)$$

$$\bar{q} - q = a(\bar{x} - x) + b(\Delta \bar{p} - \Delta p) \quad (20)$$

$$\bar{q} = f(\bar{x}, \Delta \bar{p}) \quad (21)$$

$$a = \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{x=\underline{x} \quad \Delta p=\underline{\Delta p}} = C_1 \sqrt{\frac{ps - \underline{\Delta p}}{2}} + C_2 \sqrt{\frac{ps + \underline{\Delta p}}{2}} \quad (22)$$

$$b = \frac{\partial f}{\partial \Delta p} \Big|_{x=\underline{x} \quad \Delta p=\underline{\Delta p}} = - \left[\frac{C_1}{2\sqrt{2} \sqrt{ps - \underline{\Delta p}}} \left(\frac{x_0}{2} + \underline{x} \right) + \frac{C_2}{2\sqrt{2} \sqrt{ps + \underline{\Delta p}}} \left(\frac{x_0}{2} - \underline{x} \right) \right] \quad (23)$$

Considerando o ponto de operação da válvula em torno da posição neutra, tem-se que:

$$\bar{x} = 0; \quad \Delta \bar{p} = 0; \quad \bar{q} = 0 \quad (24)$$

Desta forma:

$$a = C_1 \sqrt{\frac{ps}{2}} + C_2 \sqrt{\frac{ps}{2}} \quad (25)$$

$$a = (C_1 + C_2) \sqrt{\frac{ps}{2}} = K_1 \quad (26)$$

$$b = - \left[\frac{C_1}{2\sqrt{2}\sqrt{ps}} \left(\frac{x_0}{2} \right) + \frac{C_2}{2\sqrt{2}\sqrt{ps}} \left(\frac{x_0}{2} \right) \right] \quad (27)$$

$$b = - \frac{(C_1 + C_2)x_0}{4\sqrt{2}\sqrt{ps}} = K_2 \quad (28)$$

Assim:

$$q = (C_1 + C_2) \sqrt{\frac{ps}{2}} x - \frac{(C_1 + C_2)x_0}{4\sqrt{2}\sqrt{ps}} \Delta p \quad (29)$$

$$q = K_1 x + K_2 \Delta p \quad (30)$$

Sabe-se que:

$$q = A\rho \frac{dy}{dt} \quad (31)$$

Onde:

- q é a vazão de óleo através da área [m^3/s];
- A é a área da seção transversal do atuador [m^2];
- ρ é a densidade do óleo [kg/m^3];
- $\frac{dy}{dt}$ é a velocidade na qual o atuador se desloca [m/s];

Através das equações 30 e 31, é possível obter:

$$K_1 x + K_2 \Delta p = A\rho \frac{dy}{dt} \quad (32)$$

$$\Delta p = \frac{1}{K_2} \left(K_1 x - A\rho \frac{dy}{dt} \right) \quad (33)$$

$$F = A \cdot \Delta p \quad (34)$$

$$\frac{F}{A} = \frac{1}{K_2} \left(K_1 x - A\rho \frac{dy}{dt} \right) \quad (35)$$

Ao analisar o sistema da figura 1 encontra-se a seguinte equação:

$$F = m\ddot{y} + b\dot{y} \quad (36)$$

Substituindo a equação 36 na equação 35:

$$m\ddot{y} + b\dot{y} = \frac{A}{K_2} (K_1 x - A\rho\dot{y}) \quad (37)$$

$$m\ddot{y} + \left(b + \frac{A^2\rho}{K_2} \right) \dot{y} = \frac{A}{K_2} K_1 x \quad (38)$$

Onde:

- F é a força que o atuador exerce $[N]$;
- A é a área da seção transversal do atuador $[m^2]$;
- x é o deslocamento do carretel $[m]$;
- \dot{y} é a velocidade na qual o atuador se desloca $[m/s]$;
- \ddot{y} é a aceleração na qual o atuador se desloca $[m/s^2]$;
- m é a massa do atuador $[kg]$;
- b é o coeficiente de atrito viscoso $[Ns/m]$.

Segundo Halliday e Resnick (2009), supondo que o solenoide de ação da válvula seja ideal, cujo comprimento é maior do que o seu diâmetro, conforme a figura 2, o campo magnético em seu interior é uniforme e o campo magnético ao redor do cilindro é desprezível, conforme a figura 3.

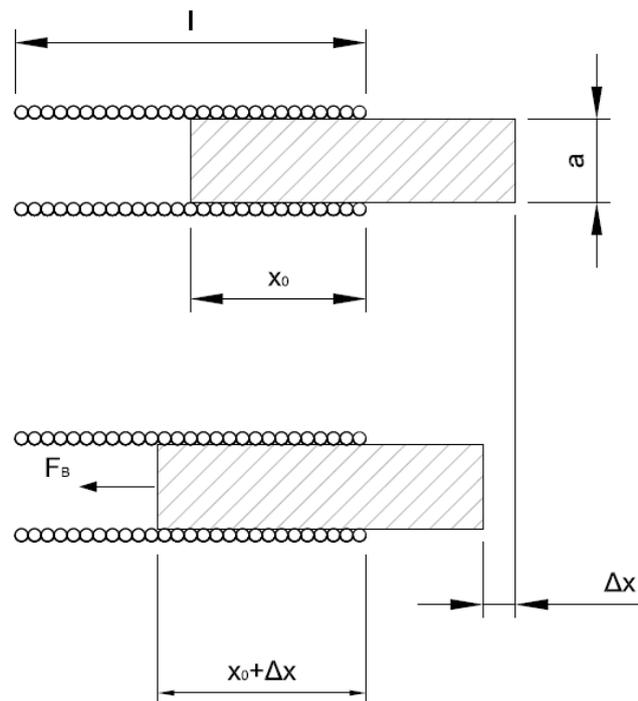


Figura 2 – Deslocamento do núcleo magnético em um solenoide (Elaboração do autor)

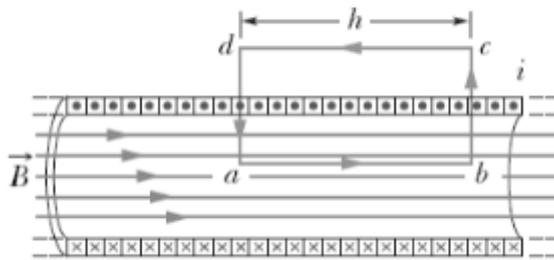


Figura 3 – Campo magnético em um solenoide (Fonte: Fundamentos de Física Halliday e Resnick Volume 3)

Para essa condição, utilizando a Lei de Ampère, a densidade de fluxo magnético, \vec{B} , no interior do solenoide é:

$$\oint \vec{B} d\vec{s} = \int_a^b \vec{B} d\vec{s} + \int_b^c \vec{B} d\vec{s} + \int_c^d \vec{B} d\vec{s} + \int_d^a \vec{B} d\vec{s} \quad (39)$$

Como o campo magnético fora do solenoide é 0, a integral de “c” a “d” também é 0. Como a os segmentos “bc” e “da” são perpendiculares ao campo magnético, o seu produto escalar entre a densidade de fluxo magnético e os segmento são 0. Sendo assim:

$$\oint \vec{B} d\vec{s} = \int_a^b \vec{B} d\vec{s} \quad (40)$$

Logo:

$$\oint \vec{B} d\vec{s} = \int_a^b \vec{B} d\vec{s} = Bh = \mu_0 I_{INT} \quad (41)$$

Onde:

- B é a intensidade da densidade de fluxo magnético [T];
- h é o tamanho do comprimento \overline{AB} [m];
- μ_0 é a permeabilidade magnética do vácuo [Tm/A];
- I_{INT} é a corrente circula através do área delimitada pelos pontos A, B, C e D [A];

A quantidade de corrente que circula no segmento h é diretamente proporcional ao número de espiras por unidade de comprimento (n), ao tamanho do segmento e à corrente que circula por uma espira do solenoide (i):

$$I_{INT} = nhi \quad (42)$$

Assim a intensidade da densidade de fluxo magnético (B) e do campo magnético (H) no interior de um solenoide são:

$$B = \mu_0 ni \quad (43)$$

$$H = ni \quad (44)$$

Segundo Zaro, Blanco e Thomas (1989), considerando a haste do carretel parcialmente dentro do solenoide, conforme a figura 2, tem-se que a partir das equações de Maxwell, a energia magnética armazenada (U_B) é:

$$U_{B(x_0+\Delta x)} = \frac{1}{2} \int_V \frac{B^2}{\mu} dV = \frac{1}{2} \int_V \mu H^2 dV \quad (45)$$

Considerando que a haste do carretel se desloca um comprimento Δx , no intervalo não há variação da energia magnética no interior do solenoide no intervalo x_0 , assim:

$$U_{B(x_0+\Delta x)} = U_{B(x_0)} + \frac{1}{2} \int_V (\mu_m - \mu_0) H^2 dV \quad (46)$$

$$U_{B(x_0+\Delta x)} = U_{B(x_0)} + \frac{1}{2} (\mu_m - \mu_0) H^2 A \Delta x \quad (47)$$

Supondo que todo o trabalho realizado ao deslocar a haste ocorre através da energia magnética, é possível obter:

$$\vec{F}_B = -\vec{\nabla} U_B \quad (48)$$

$$F_B = \frac{\Delta U_B}{\Delta x} \quad (49)$$

Substituindo a equação 47 na equação 49 é possível obter:

$$F_B = \frac{1}{2} (\mu_m - \mu_0) H^2 A \quad (50)$$

Sabendo que:

$$\mu_B = \mu_0 (1 + X_m) \quad (51)$$

Logo:

$$F_B = \frac{1}{2} \mu_0 X_m H^2 A \quad (52)$$

Substituindo a equação 44 na equação 52 é possível obter:

$$F_B = \frac{1}{2} \mu_0 X_m n^2 i^2 A \quad (53)$$

Onde:

- F_B é a força associada ao trabalho realizado pela energia magnética [N];
- X_m é a susceptibilidade magnética do núcleo do solenoide [adimensional];
- n é a quantidade de espiras por unidade de comprimento [adimensional];
- i é a corrente elétrica que circula no solenoide [A];
- A é a área da seção do cilindro atuador [m^2].

Considerando que há um equilíbrio de forças entre a força magnética e a força exercida pela mola de compressão F_M no carretel, tem-se que, através da lei de Hooke:

$$F_M = k_M x \quad (54)$$

$$F_M = F_B \quad (55)$$

Logo:

$$kx = \frac{1}{2} \mu_0 X_m n^2 i^2 A \quad (56)$$

$$x = \frac{\mu_0 X_m n^2 A}{2k_M} i^2 \quad (57)$$

$$x = J i^2 \quad (58)$$

Onde:

$$J = \frac{\mu_0 X_m n^2 A}{k_M} \quad (59)$$

A fabricante *FESTO* não disponibiliza quais são os elementos que compõe o solenoide, sendo assim, supõe-se que o solenoide é apenas uma bobina de indutância L e resistência R . Relacionando essas características ao amplificador de corrente, é obtido o seguinte circuito elétrico equivalente:

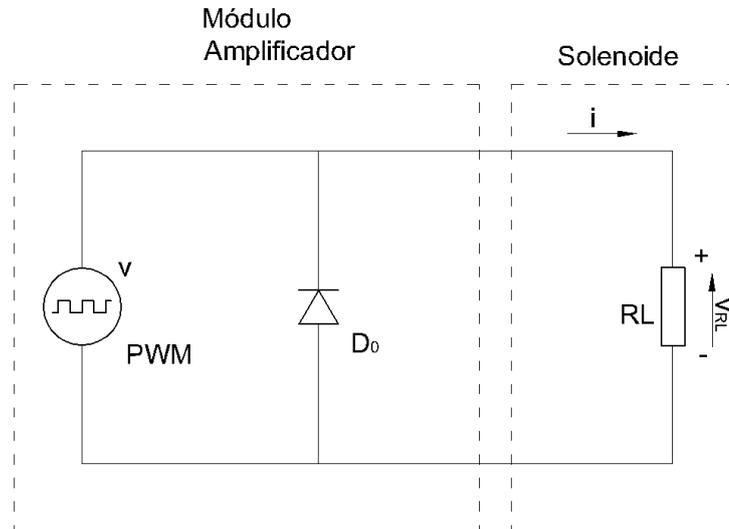


Figura 4 – Circuito equivalente módulo amplificador-solenoide (Elaboração do autor)

Observando detalhadamente o circuito acima é possível perceber que este se assemelha bastante a um circuito de *chopper step-down*. De acordo com Ahmed (2000), supondo-se que a parte reativa seja imensamente maior que a parte resistiva, a frequência do PWM seja muito alta e que o sistema se encontre em regime permanente, a equação característica que relaciona a tensão aplicada v e a corrente i é a própria lei de OHM:

$$Z = \sqrt{R^2 + L^2}; \quad i = \frac{v_{PWM}}{Z} \quad (60)$$

Sendo assim, o deslocamento do carretel em função da tensão aplicada ao solenoide é:

$$x = \frac{Jv^2}{2Z^2} \quad (61)$$

Substituindo a equação 61 na equação 38 é possível obter:

$$m\ddot{y} + \left(b + \frac{A^2\rho}{K_2}\right)\dot{y} = \frac{A}{K_2}K_1 \frac{Jv^2}{2Z^2} \quad (62)$$

Através do resultado da modelagem obtido anteriormente tem-se que a entrada da válvula varia de forma não linear, mas sim por meio de uma função quadrática. A partir deste ponto não é mais possível encontrar, de maneira simplificada, uma função que descreva o funcionamento da válvula, correlacionando a posição do atuador com a tensão aplicada ao solenoide. Porém é possível encontrar por meio da equação 38 uma correlação linear entre o deslocamento do

carretel da válvula e o deslocamento do atuador. Aplicando a transformada de Laplace na equação 38 tem-se que:

$$ms^2Y(s) + \left(b + \frac{A^2\rho}{K_2}\right)sY(s) = \frac{AK_1}{K_2}X(s) \quad (63)$$

$$Y(s)s \left[ms + \left(\frac{bK_2 + A^2\rho}{K_2}\right)\right] = \frac{AK_1}{K_2}X(s) \quad (64)$$

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{\frac{AK_1}{K_2}}{s \left[ms + \left(\frac{bK_2 + A^2\rho}{K_2}\right)\right]} \quad (65)$$

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{\frac{AK_1}{(bK_2 + A^2\rho)}}{s \left[\frac{mK_2}{bK_2 + A^2\rho}s + 1\right]} \quad (66)$$

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{s[Ts + 1]} \quad (67)$$

$$K = \frac{AK_1}{(bK_2 + A^2\rho)} \quad (68)$$

$$T = \frac{mK_2}{bK_2 + A^2\rho} \quad (69)$$

No nosso sistema, supondo que a massa do atuador é pequena, podendo ser desprezada, assim como o coeficiente de atrito viscoso:

$$m = 0; \quad b = 0; \quad (70)$$

Logo:

$$K = \frac{K_1}{A \cdot \rho} \quad (71)$$

$$T = 0 \quad (72)$$

A equação do sistema então se torna:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_1/A\rho}{s} \quad (73)$$

Através da equação 73 é possível perceber que a função de transferência em malha aberta possui apenas um polo. O sistema então se comporta como um sistema de primeira ordem.