

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

WELLINGTON LUIZ GAVA GUANDALIN

ANÁLISE DO SISTEMA DE ACIONAMENTO DE VÁLVULAS DE UM MOTOR MONOCILINDRICO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

WELLINGTON LUIZ GAVA GUANDALIN

**ANÁLISE DO SISTEMA DE ACIONAMENTO DE VÁLVULAS DE UM MOTOR
MONOCILINDRICO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

Análise do Sistema de Acionamento de Válvulas de um Motor Monocilíndrico

Wellington Luiz Gava Guandalin

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 20/11/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Giovanni Bratti
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos que buscam em seus objetivos resultados que possam contribuir para evolução do conhecimento e em prol do benefício mútuo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Luiz e Elizani, por todo apoio, carinho, determinação, incentivo e motivação para enfrentar os obstáculos e alcançar cada objetivo.

Agradeço ao meu orientador Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues pelo conhecimento compartilhado neste trabalho, apoio e confiança. A todo corpo docente do curso de Engenharia Mecânica por cada oportunidade, aprendizado e principalmente fazerem parte de toda evolução do conhecimento que acontece dentro da Universidade.

Agradeço aos meus amigos Cezar Augusto Rottava, Gabriel Caberlim de Souza, Mateus Pacassa, Matheus Wessling, Tiago Mocelin e Yuri Onetta pela cumplicidade, apoio e a todos os momentos vivenciados. Agradeço a eles também pelo crescimento e aprendizado adquirido até o presente momento.

Agradeço a Marinara Dzindzik por todo apoio durante esta estes últimos semestres da graduação, pela paciência e motivação em todos os momentos que me manteve firme e determinado em busca dos sonhos e objetivos almejados.

EPÍGRAFE

O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis. (José de Alencar).

RESUMO

GUANDALIN, Wellington L. G. Análise do sistema de acionamento de válvulas de um motor monocilíndrico. 2019. 80 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

Este trabalho apresenta a análise de um sistema de acionamento de válvulas aplicado a um motor monocilíndrico de quatro tempos, voltado a alta eficiência energética. É de suma importância compreender o funcionamento do motor e seus componentes para desenvolver alterações visando um bom rendimento com segurança. Um dos sistemas mais importantes é o trem de válvulas. Uma análise baseada em estudos já realizados permite compreender o seu comportamento, bem como obter os principais esforços envolvidos para avaliar e realizar o dimensionamento de uma nova mola adequada ao sistema de acordo com seu funcionamento para uma nova faixa de rotação de trabalho. O desenvolvimento de um modelo simplificado permite a realização de cálculos fornecendo bons resultados para o objetivo em questão, que juntamente com a simulação fornece os parâmetros necessários para dimensionar a nova mola e avaliar quanto a sua solicitação. Por meio da revisão bibliográfica foi possível desenvolver uma metodologia para realizar as análises cinemáticas e dinâmicas e posteriormente a simulação dinâmica para confrontar os resultados e validar o método utilizado. A partir dos resultados obtidos, uma nova mola foi projetada satisfazendo as condições impostas pelo sistema.

Palavras-chave: Sistema de acionamento de válvulas, trem de válvulas, perfil do came, análise cinemática, análise dinâmica, simulação dinâmica, dimensionamento de mola.

ABSTRACT

GUANDALIN, Wellington L. G. Analysis of a valve drive system from a single-cylinder engine. 2019. 80 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

This work presents an analysis of a valve drive system applied in a single-cylinder engine of four stroke, focused on high energy efficiency. It's so important to understand the running of engine and its parts to develop changes aiming at good performance with safety. One of the most important system is the valve train. An analysis based on studies already done allows to understand its behavior, as well as obtain the main forces involved to evaluate it and perform the sizing of new spring appropriate for the system according to its operation. The development of a simplified model allows to realize calculations providing good results for the present purpose that in addition with the simulation can supply required parameters to size the new spring and evaluate it as for its application. Through the bibliographical review was possible to develop a methodology to perform the kinematic analysis, dynamic analysis and posteriorly the dynamic simulation to confront the results and validate the used method. From the obtained results the new spring was designed satisfying the imposed conditions by the system.

Keywords: Valve drive system, valve train, camshaft profile, kinematic analysis, dynamic analysis, dynamic simulation, spring design.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Principais componentes do motor.....	19
Figura 2 - Tipos de mecanismos de trem de válvulas	21
Figura 3 - Abertura de válvula ideal e abertura feita por came.....	22
Figura 4 - Raio base e perfil de levantamento do came	23
Figura 5 - Curva de velocidade	23
Figura 6 - Deslocamento, velocidade e aceleração para 1000 rpm do motor	25
Figura 7 - Deslocamento, velocidade e aceleração para 4500 rpm do motor	26
Figura 8 - Forças para 4500 rpm no motor.....	28
Figura 9 - Forças para uma 1000 rpm do motor.....	28
Figura 10 - a) modelo do conjunto, b) diagrama de corpo livre	30
Figura 11 - Fluxograma de etapas	33
Figura 12 - Motor e sistema de válvula analisado	34
Figura 13 - Componentes do sistema: a) came, b) balancim, c) vareta, d) balancim de válvula, e) prato de válvula, f) válvula	37
Figura 14 - Valor da constante h	39
Figura 15 - Valor da constante β	39
Figura 16 - Montagem do sistema para estudo cinemático.....	41
Figura 17 – Modelagem matemática do sistema e diagrama de corpo livre	42
Figura 18 - Dimensões da geometria dos balancins no cálculo dos esforços	45
Figura 19 - Suporte de fixação dos componentes para a simulação dinâmica.....	48
Figura 20 - Estratégia de simulação.....	50
Figura 21 - Desgaste no perfil do came	51
Figura 22 - Perfil do came por pontos discretos.....	52
Figura 23 - Hipótese 1 para a função do perfil do came.....	53
Figura 24 - Hipótese 2 para a função do perfil do came.....	53
Figura 25 - Deslocamento do ponto de contato came-seguidor.....	54
Figura 26 - Velocidade do ponto de contato came-seguidor	55
Figura 27 - Aceleração do ponto de contato came-seguidor.....	55
Figura 28 - Massa equivalente	57
Figura 29 - Esforços no contato came-seguidor a 5000 rpm do motor.....	59
Figura 30 - Esforços no contato came-seguidor a 800 rpm do motor.....	59
Figura 31 - Força equivalente no contato came-seguidor a 800 rpm do motor	61

Figura 32 - Força equivalente no contato came-seguidor a 5000 rpm do motor	61
Figura 33 – Parcela dinâmica força da mola: a) Calculado; b) Simulado	62
Figura 34 - Deslocamento da válvula: a) Calculado; b) Simulado a 5000 rpm	62
Figura 35 - Rotação relativa da válvula e ciclo de abertura a 800 rpm.....	63
Figura 36 - Rotação relativa da válvula e ciclo de abertura a 5000 rpm.....	64
Figura 37 - Velocidade da válvula a 5000 rpm	65
Figura 38 - Estado do contato came e balancim de comando a 5000 rpm	65
Figura 39 - Resultados da simulação após dimensionamento da mola	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de dimensionamento da mola	66
---------------------------------------------------	----

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

a	Aceleração	m/s ²
D	Diâmetro médio da espira da mola	m
d	Diâmetro de fio da mola	m
E	Energia cinética	J
F	Força	N
F_{eq}	Força equivalente	N
F_i	Força inercial	N
F_m	Força da mola	N
F_{m0}	Pré-carga da mola	N
F_{mD}	Parcela dinâmica da força da mola	N
F_{Rm}	Força de resposta da mola	N
F_{Rm0}	Resposta da pré-carga da mola	N
F_{RmD}	Resposta da parcela dinâmica da força da mola	N
G	Módulo de cisalhamento, módulo de rigidez	Pa
GDL	Graus de liberdade	
h	Altura do nariz do came, deslocamento máximo do seguidor	m
J	Momento polar de inercia	Kg.m ²
k	Elasticidade, rigidez, constante elástica	N/m
L_f	Comprimento livre da mola	m
m	Massa	kg
N_a	Número de espiras ativas	
N_t	Número de espiras totais	
PMI	Ponto morto inferior	
PMS	Ponto morto superior	
r	Distância entre pontos	m
S	Deslocamento do ponto de contato	m
t	Tempo	s
v	Velocidade	m/s
x	Deslocamento linear	m
α	Aceleração angular	rad/s ²
β	Intervalo angular de subida ou descida do seguidor	rad
δ	Deflexão da mola	m
δ_0	Pré-deflexão da mola	m

$\varepsilon_{m\u00e9dio}$	Erro m\u00e9dio calculado	
θ	Deslocamento angular	rad
ω	Velocidade angular	rad/s

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS	17
1.1.1 Objetivo Principal	17
1.1.2 Objetivos Específicos	17
1.2 JUSTIFICATIVA	17
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	19
2.2 SISTEMA DE ACIONAMENTO DE VÁLVULAS	20
2.3 CAME E A CURVA DE ABERTURA	21
2.4 MOLAS E SEU CONTROLE NO SISTEMA	26
2.5 ANÁLISE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA	29
2.6 FUNÇÃO POLYDYNE	30
3 METODOLOGIA	33
3.1 DADOS DO SISTEMA	33
3.2 MODELAGEM	34
3.3 ANALISE CINEMÁTICA	35
3.4 ANALISE DINÂMICA	35
3.5 SIMULAÇÃO DINÂMICA	36
3.6 ANALISE DOS RESULTADOS	36
3.7 DIMENSIONAMENTO DA MOLA	36
4 DESENVOLVIMENTO	37
4.1 MODELAGEM E PERFIL DO CAME	37
4.2 ANÁLISE CINEMÁTICA	38
4.2.1 Função do Perfil do Came	38
4.2.2 Deslocamento, Velocidade e Aceleração do Contato Came-Seguidor	39

4.2.3 Deslocamento, Velocidade e Aceleração dos Componentes	40
4.3 ANÁLISE DINÂMICA.....	42
4.3.1 Massa Equivalente do Sistema	42
4.3.2 Análise de Esforços no Sistema Modelado	43
4.4 SIMULAÇÃO DINÂMICA.....	47
4.4.1 Condições de Contorno.....	47
4.4.2 Parâmetros de Simulação	49
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	51
5.1 MODELAGEM	51
5.2 ANÁLISE CINEMÁTICA	52
5.2.1 Função do Perfil do Came.....	52
5.2.2 Deslocamento, Velocidade e Aceleração do Sistema	54
5.3 ANÁLISE DINÂMICA.....	56
5.4 SIMULAÇÃO DINÂMICA.....	60
5.5 DIMENSIONAMENTO DA MOLA.....	66
5 CONCLUSÕES	68
REFERENCIAS.....	70
APÊNDICE A - DETELHAMENTO DO SISTEMA	72
APÊNDICE B – TABELA PERFIL DO CAME POR PONTOS DISCRETOS.....	80

1 INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são amplamente utilizados em veículos para locomoção e transporte de cargas. Devido a sua relação tamanho e potência as máquinas a vapor foram substituídas pelos motores no fim do século XIX. Desde então novas tecnologias estão sendo empregadas a fim de melhorar o desempenho e consumo (HEYWOOD, 1988).

A preocupação com o meio ambiente e o surgimento de legislações governamentais mais rígidas exige uma demanda em mecanismos mais eficientes e com menor custo. Pesquisadores vêm desenvolvendo cada vez mais sistemas que oferecem maior eficiência e produzem menores impactos ao meio ambiente. A partir dessa demanda motores de combustão interna são criados a todo momento demonstrando-se cada vez mais eficientes e com menos poluentes (ANDREATTA, 2010).

Um motor é composto por diversos componentes, que juntos constituem sistemas, e a partir do funcionamento desses sistemas tem-se o funcionamento do motor como um todo. Todos os componentes devem trabalhar de maneira sincronizada e de forma precisa. O sistema de válvulas presente em motores 4 tempos desempenha um papel importante no funcionamento, pois é responsável por controlar o fluxo e a troca dos gases na câmara de combustão.

Diversos estudos foram desenvolvidos em cima do sistema de acionamento de válvulas objetivando analisar o comportamento dinâmico dos trens de válvulas na faixa de rotações de trabalho do motor e propor melhorias tornando o sistema mais eficiente.

Um projeto inadequado pode comprometer o funcionamento do trem de válvulas e apresentar efeitos catastróficos em altas rotações. Dentro desse sistema temos componentes em contato transmitindo movimento até a válvula, realizando sua abertura de acordo com uma curva especificada em projeto. Cada componente é mantido em contato com os demais componentes através de uma carga fornecida pela mola. Esse contato não deve se desfazer em toda faixa rotações de trabalho do motor. Um estudo do comportamento do trem de válvulas deve ser feito para garantir que os problemas acima não aconteçam definindo assim uma boa curva de abertura e uma pré carga adequada no sistema (ANDREATTA, 2010).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Principal

Analisar o sistema de acionamento de válvulas de um motor monocilíndrico de 4 tempos, usado no protótipo do projeto de eficiência energética da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – *campus* Pato Branco, e dimensionar uma mola adequada ao sistema na faixa de rotação de trabalho do motor, já que o motor sofreu alterações e o mesmo teve sua faixa de rotação de trabalho alterada.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Identificar os componentes e realizar a modelagem dos mesmos junto de uma análise da geometria do sistema;
- Descrever a equação que melhor representa o perfil do came;
- Realizar análise cinemática e dinâmica do sistema;
- Realizar simulação dinâmica do sistema utilizando programa CAD com ambiente de simulação integrado;
- Dimensionar a mola a partir dos resultados;

1.2 JUSTIFICATIVA

Mais do que compreender o funcionamento de um motor é preciso analisar cada sistema que o compõe para obter resultados e apresentar melhorias que acarretam num conjunto mais eficiente e seguro. No caso em questão, o trabalho pode ser aplicado no protótipo do projeto de eficiência energética da UTFPR – *campus* Pato Branco afim de melhorar a eficiência do motor além de aplicar o uso de um sistema de acionamento confiável para as condições solicitadas para as novas configurações do motor. De segundo plano esta análise pode servir de base para construção de um novo motor o qual solicite um projeto adequado do trem de válvulas.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Além deste item introdutório o trabalho está estruturado da revisão bibliográfica, onde é apresentado as informações pertinentes ao assunto e estudos já realizados que contribuem para o enriquecimento e avanço deste trabalho; metodologia, que aborda o método e as hipóteses desenvolvidas por Thoren, Engemann e Stoddart (1952) que foram utilizadas para obtenção dos resultados; desenvolvimento, o qual compreende das análises e detalhamento da metodologia seguida; resultados e conclusão.

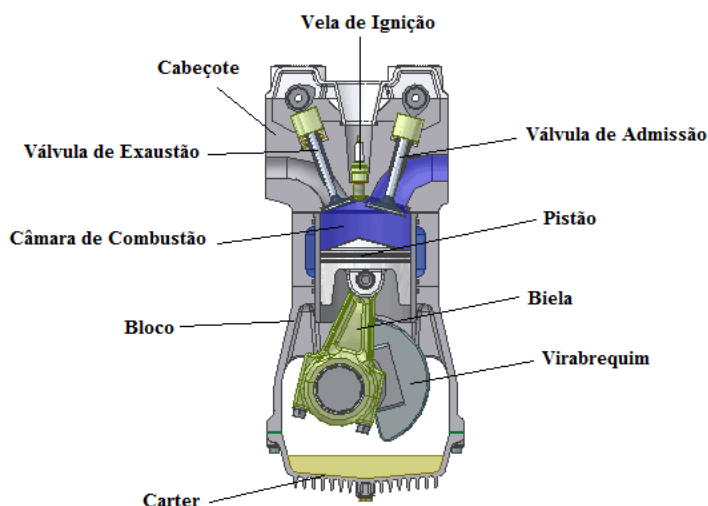
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Na literatura, o motor de combustão interna é definido como uma máquina térmica que transforma calor (provindo da queima de combustível) em trabalho, no qual o fluido ativo (fluido que realiza expansão no cilindro e nesta condição é composto da mistura de ar e combustível) participa da combustão (BRUNETTI, 2012).

Eles são constituídos por uma série de componentes e sistemas que devem trabalhar de maneira sincronizada para garantir um perfeito funcionamento. Neste trabalho é importante conhecer os seguintes componentes: biela, bloco, cabeçote, câmara de combustão, cárter, válvula de admissão, válvula de exaustão, vela de ignição e virabrequim.

Figura 1- Principais componentes do motor



Fonte: adaptado de Wikipedia

Os motores de combustão interna podem ser classificados quanto ao número de tempos do ciclo de operação. Analisando o movimento do pistão, existem dois pontos de referência importantes na definição dos tempos: Ponto Morto Inferior (PMI) e Ponto Morto Superior (PMS), onde o PMI refere-se ao ponto mais baixo do deslocamento do pistão e PMS ao ponto de maior elevação do mesmo. O motor

estudado nesse trabalho é classificado como quatro tempos os quais são descritos a seguir segundo Brunetti (2012):

- a) Tempo de admissão: deslocamento do pistão de PMI ao PMS, válvula de admissão aberta ocasionando a entrada de gases (mistura de ar e combustível podendo ser em alguns casos somente ar).
- b) Tempo de compressão: com a válvula de admissão fechada o pistão desloca-se do PMS para o PMI comprimindo a mistura.
- c) Tempo de expansão: para motores ciclo Otto ocorre a faísca ocasionando a combustão, que provoca um aumento da pressão deslocando o pistão para o PMI de forma que o fluido ativo sofra um processo de expansão.
- d) Tempo de escape: com a válvula de exaustão aberta, o pistão se desloca para o PMS empurrando os gases da combustão para fora do cilindro.

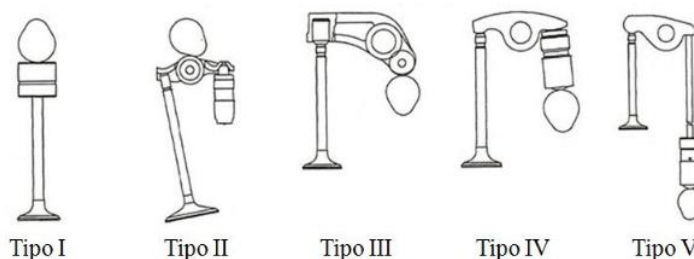
2.2 SISTEMA DE ACIONAMENTO DE VÁLVULAS

Dentre todos os sistemas existentes, o sistema de acionamento de válvulas apresenta grande importância para os motores de combustão interna de quatro tempos. Esse sistema é responsável pela abertura das válvulas de admissão e exaustão permitindo assim a troca dos gases (TOMOYOSE, 2013).

O trem de válvula é constituído basicamente pelo eixo comando de válvulas (eixo de cames), elementos de transferência de movimento, válvulas, molas e pratos. Os elementos de transferência em grande maioria são varetas e balancins (TOMOYOSE, 2013).

Existem diversos tipos de trens de válvulas onde cada tipo apresenta sua característica, vantagem e desvantagem. A Figura 2 apresenta alguns tipos de acionamento.

Figura 2 - Tipos de mecanismos de trem de válvulas



Fonte: ANDREATTA (2010), apud WANG (2007)

Pela Figura 2 é possível perceber o aumento no número de componentes do tipo I ao tipo V, e com esse aumento mais limitado é o sistema para altas rotações, pois se tem um aumento da elasticidade e da massa do conjunto limitando assim a frequência de operação. (ANDREATTA, 2010).

O acionamento das válvulas é comandado pelo came que movimenta o conjunto provocando o deslocamento de abertura nas válvulas. O came recebe o movimento do virabrequim possuindo a metade da frequência angular devido as condições do ciclo.

A mola é mantida a uma pré-carga que ocasiona no sistema uma força, mantendo os elementos de transferência em contato com o eixo de comando a cada ciclo de subida e descida de válvula. Assim o dimensionamento da mola tem influência importante no funcionamento do sistema (TOMOYOSE, 2013).

2.3 CAME E A CURVA DE ABERTURA

Em seu livro Rothbart (2004) definiu came como um elemento do mecanismo came-seguidor que obriga o movimento do seguidor por contato direto, onde este movimento resulta de um programa assim como um programa de computador.

Nos motores de combustão interna a função dos comes é atuar e controlar a abertura e o fechamento das válvulas de admissão e exaustão correlacionando-se com o movimento do pistão (CORREA, 2003).

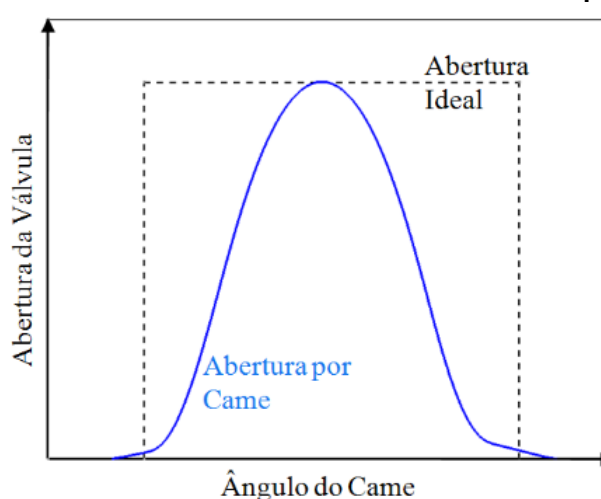
O perfil do came é desenvolvido a partir de uma curva, a qual deve satisfazer os critérios do movimento das válvulas e de todo o mecanismo envolvido. Andreatta (2010) em seu trabalho, referenciando Wang (2007), cita que o came determina o deslocamento das válvulas, porém a velocidade e a aceleração no

momento de sua abertura e fechamento é o que predominantemente influencia o perfil do came.

Existem diversos tipos de curvas que atendem os mais variados mecanismos existentes, porém quando se trata de acionamento de válvulas de motores essas curvas possuem restrições. Curvas compostas por união de arcos e que apresentam descontinuidades na velocidade ou aceleração não devem ser aplicadas, pois podem causar efeitos catastróficos principalmente em altas rotações, efeitos como flutuações das válvulas por perdas de contato nos elementos e desgaste dos componentes (ANDREATA, 2010).

A Figura 3 mostra a curva de abertura ideal para as válvulas do motor e abertura realizada por came.

Figura 3 - Abertura de válvula ideal e abertura feita por came

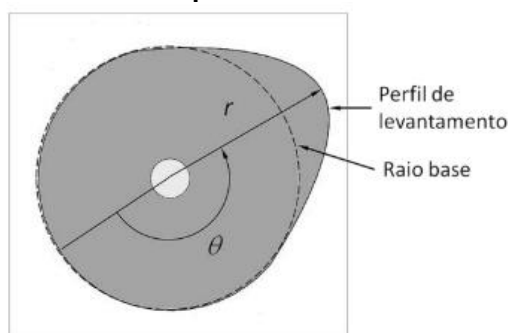


Fonte: ANDREATA (2010)

A curva de abertura real é desenvolvida pelo perfil do came o qual apresenta duas regiões estabelecidas: raio de base e perfil de levantamento. O raio de base determina a posição de repouso do sistema no qual as válvulas estão fechadas. O perfil de levantamento determina a abertura das válvulas (TOMOYOSE, 2013).

Na Figura 4 são definidas as duas áreas estabelecidas no perfil do came e a partir desta imagem é possível inferir que a função de deslocamento do seguidor, assim como das válvulas, é dado em função do deslocamento angular do came.

Figura 4 - Raio base e perfil de levantamento do came



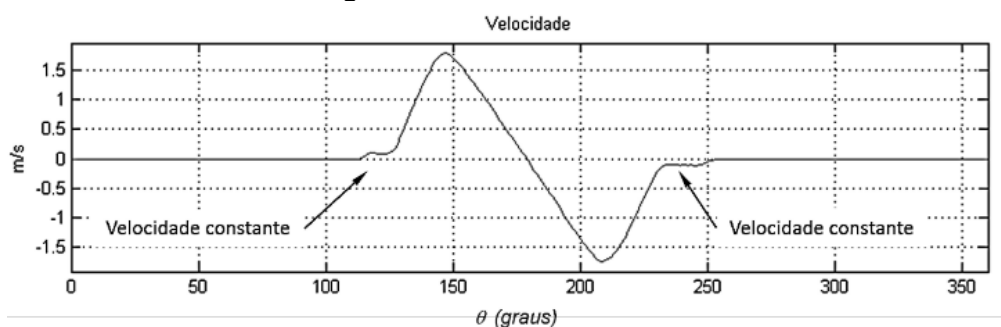
Fonte: TOMOYOSE (2013)

Assim como descrito em seu livro, Norton (2009a) explica que o deslocamento angular do came é uma função de sua velocidade angular e o tempo, como demonstrada pela equação (1), então o deslocamento angular do ponto de contato com o seguidor pode ser descrito no domínio do tempo.

$$\theta = \omega t \quad (1)$$

Nos trabalhos de Andreatta (2010) e Tomoyose (2013), e já apresentado anteriormente por Turkish (1946), demonstram que a curva de abertura das válvulas deveria ter uma pequena rampa de velocidade constante no início do acionamento, a fim de eliminar as folgas existentes no sistema, pequenas deflexões, assentamento de contatos e pequenos desvios de manufatura, possibilitando assim aplicar uma maior carga que a abertura da válvula exige. Também no fechamento da válvula é recomendado garantir uma baixa velocidade de fechamento e minimizar o impacto da válvula na sua sede. Assim a curva de velocidade seria semelhante a Figura 5. Wang (2007) ainda publica que um valor de referência para a máxima velocidade de fechamento é de aproximadamente 0,75 [m/s].

Figura 5 - Curva de velocidade



Fonte: TOMOYOSE (2013)

A rotação crítica também influencia diretamente na velocidade de fechamento, uma vez que a rotação crítica é definida pela frequência natural do trem de válvulas. Quando atingida esta rotação tem-se um movimento caótico das válvulas onde o perfil traçado pelo came não é obedecido e tem-se o efeito de impacto e flutuação de válvulas (ANDREATTA, 2010).

O uso de polinômios se torna interessante para definir a curva do perfil do came, já que são fáceis de prescrever o comportamento e apresentam continuidade por todo o intervalo definido. Deve-se ter o cuidado na escolha do polinômio, ele deve ser contínuo pelo menos até a sua segunda derivada, ou seja, não deve apresentar descontinuidades na curva de aceleração. Em seu livro Norton (2009a) apresenta soluções polinomiais para mecanismos came-seguidor e ainda demonstra a solução de um problema para cames com subida, descida e uma espera simples que é o caso de um trem de válvulas. A partir das funções polinomiais é possível ainda construir curvas por partes, obtendo assim uma melhor precisão no controle do movimento das válvulas.

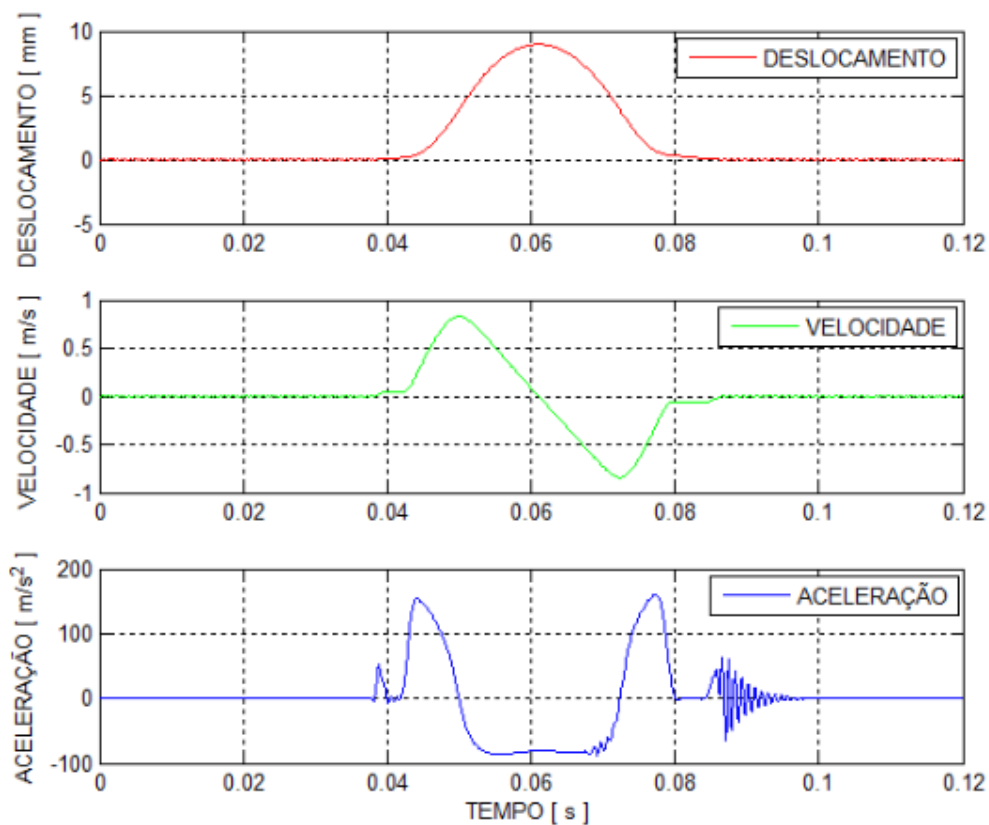
A evolução no estudo dos polinômios para cames tem se estendido para descrever o funcionamento do trem de válvulas juntamente com uma análise dinâmica. Em seu *Handbook* sobre designe de cames Norton (2009b) apresenta a função *polydyne*, uma contração de “*polynomial*” (polinomial) e “*dynamics*” (dinâmica). Essa função foi primeiramente proposta e introduzida por Dudley (1948). A função *polydyne* carrega informações da massa e da rigidez dos componentes.

Outra solução foi apresentada por Andretta (2010) a qual utiliza a chamada *spline cubica natural* para modelar o perfil do came. *Spline cubica natural* é uma função contínua e constituída por partes, na qual cada parte é um polinômio de terceiro grau. Ela caracteriza-se por garantir continuidade até sua segunda derivada e através de condições de contorno impostas permite manter essa continuidade em seus pontos de união. Utilizando uma divisão de grau em grau para o came foi construído uma curva *spline* composta de 180 partes para o modelamento cinemático e dinâmico apresentando um bom resultado se aproximando do real (ANDREATTA 2010).

A partir do desenvolvimento das *splines*, Andretta (2010) realizou uma análise dinâmica com um grau de liberdade (GDL) obtendo valores para deslocamento, velocidade e aceleração do sistema por ele analisado em dois níveis de rotação do motor, á 1000 rpm e 4500 rpm. Na Figura 6 é demonstrado os

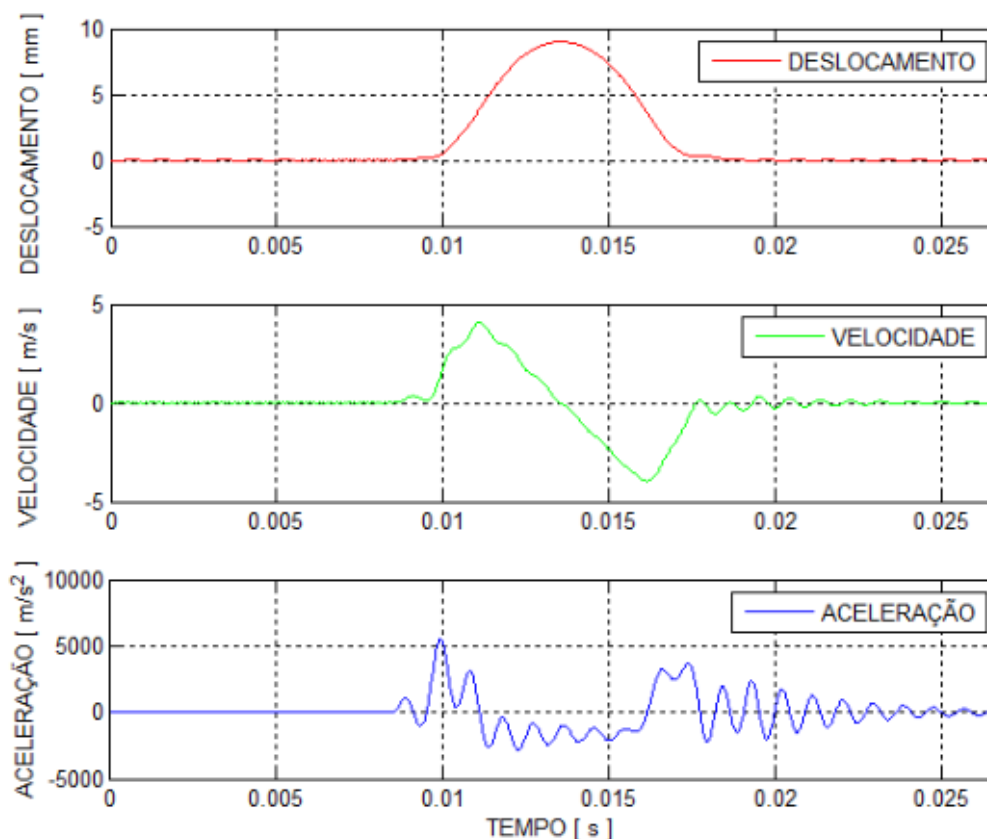
resultados para o primeiro nível, e na Figura 7 tem-se os resultados para o segundo nível, demonstrando um pior comportamento vibratório e concluindo assim que para rotações mais altas o sistema tende a se tornar caótico devido a elasticidade, massa e rigidez dos componentes, aumentando as forças de contato em até trinta vezes na sua magnitude.

Figura 6 - Deslocamento, velocidade e aceleração para 1000 rpm do motor



Fonte: ANDREATTA (2010)

Figura 7 - Deslocamento, velocidade e aceleração para 4500 rpm do motor



Fonte: ANDREATTA (2010)

2.4 MOLAS E SEU CONTROLE NO SISTEMA

Dentro desse sistema a mola é definida como um elemento construído em configurações particulares para prover um intervalo de força dentro de um espaço significativo de deflexão e para armazenar energia potencial (NORTON, 2013).

A rigidez da mola representa uma importante propriedade relacionada ao movimento de elevação da válvula o qual deve se manter o mais próximo do movimento projetado do came. Uma rigidez muito alta implica em grandes tensões aplicadas aos componentes e uma severa pressão entre as faces de contato do came e seguidor. Do contrário, uma rigidez muito baixa em altas velocidades implica que a mola não conseguirá manter o seguidor em contato com o came de acordo com a mudança de movimento imposta pelo seu perfil, além de que no assentamento da válvula, uma baixa rigidez implica numa baixa pré carga fazendo com que a mola salte ou repique uma ou mais vezes antes do fechamento completo (CORREA, 2003).

A rigidez da mola, ou constante de mola, é definida como a inclinação da curva força-deflexão. Se esta inclinação for constante então a mola é linear e a rigidez pode ser expressa como (NORTON, 2013):

$$k_m = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} \quad (2)$$

A equação (2) define a rigidez da mola a partir de sua propriedade física, porém a rigidez é influenciada por sua geometria e pelo material, assim Norton (2013) descreve a rigidez para uma mola helicoidal de compressão:

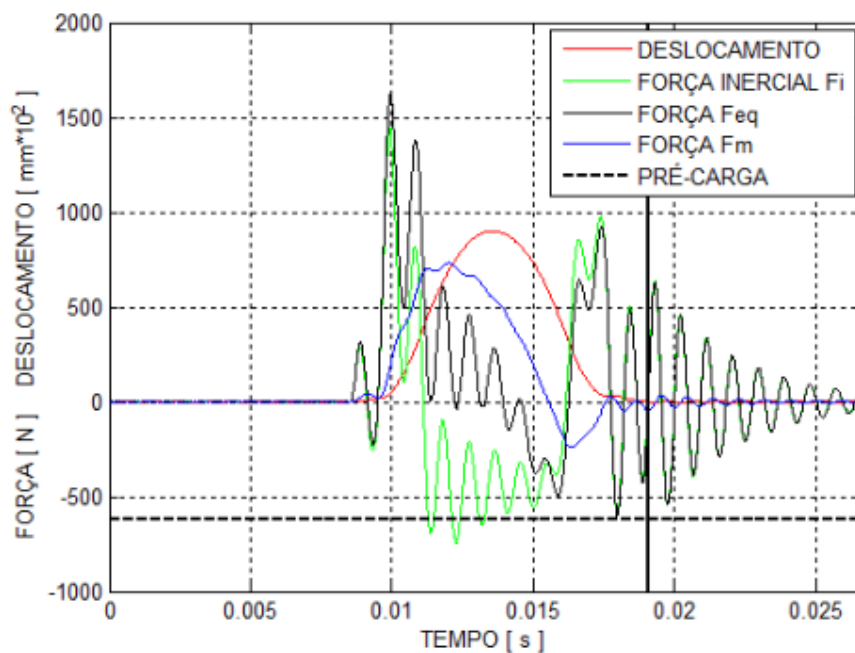
$$k_m = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (3)$$

Na maioria das vezes as molas encontradas em trens de válvulas são do tipo helicoidal de compressão. Em projetos, quanto menor o espaço ocupado pela mola melhor a condição de espaço para os componentes ao seu redor, além de que molas com tamanhos e massas menores apresentam melhor comportamento dinâmico (ANDREATTA, 2010).

Com relação ao estudo do tamanho das molas, Wang (2007) em seu livro, cita que a menor altura comprimida da mola deve ser no mínimo 1,5 [mm] menor que a menor altura da mola em trabalho, assim tem-se uma folga evitando o contato entre elos o que ocasionaria falhas e desgastes.

Andreatta (2010) em seu trabalho na apresentação da análise dinâmica modelando o sistema com 1 GDL obteve características dos principais esforços. Para uma análise simplificada com objetivo de compreender o comportamento da mola e suas solicitações, os esforços por ele observado foram: força inercial (F_i), força equivalente (F_{eq}), força dinâmica da mola (F_{mD}), e pré-carga da mola considerada como força estática. Em seu modelamento podemos ver pela Figura 8 que a pré-carga adequada é essencial para o sistema, principalmente em altas rotações. A força dinâmica exercida pela mola e a força equivalente devem ser sempre maiores que a pré-carga e nesta condição, expressa na Figura 8 a uma rotação de 4500 rpm do motor, a curva F_{eq} aproxima-se da pré-carga indicando uma tendência de perda de contato no sistema.

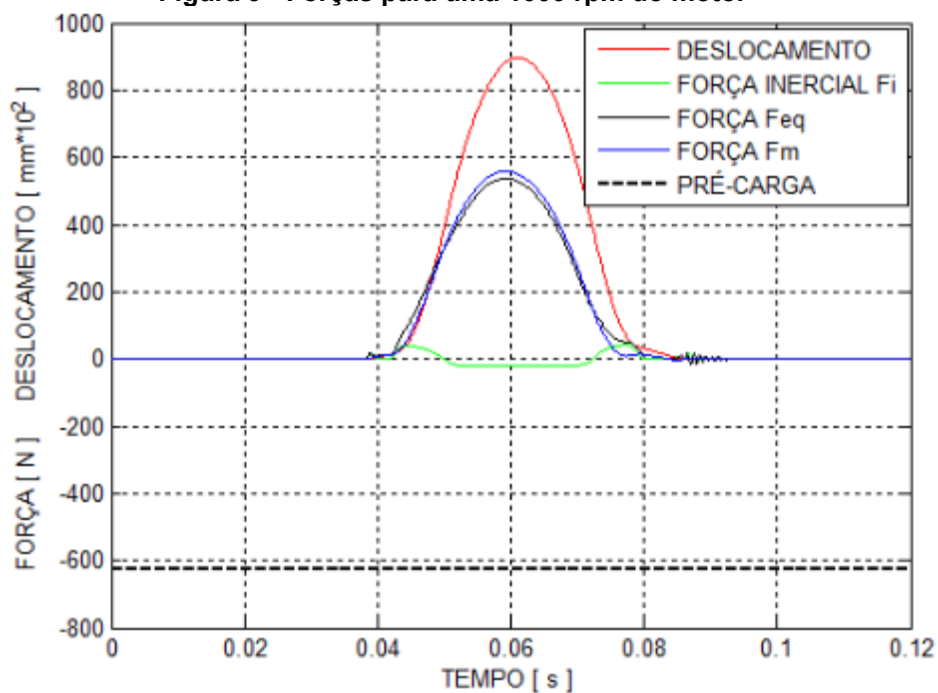
Figura 8 - Forças para 4500 rpm no motor



Fonte: ANDREATTA (2010)

Já para rotações mais baixas, como 1000 rpm, Andreatta (2010) mostra que a pré-carga da mola é pouco solicitada, já que os esforços atuantes são consideravelmente pequenos comparados a 4500 rpm. Esta condição pode ser verificada então na Figura 9.

Figura 9 - Forças para uma 1000 rpm do motor



Fonte: ANDREATTA (2010)

2.5 ANÁLISE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA

O perfil do came é o que comanda o movimento do sistema e como descrito no item 2.3 deste documento, uma análise do perfil, velocidade e aceleração são de suma importância para o projeto do trem de válvulas. Uma análise cinemática inclui um estudo detalhado do perfil do came e da geometria do sistema de acionamento (ANDREATTA, 2010).

Dentro da análise cinemática, segundo Andreatta (2010), além de incluir a análise do perfil também fornece um estudo do layout do sistema e um estudo das tensões nos contatos dos elementos.

Resultados da análise cinemática fornecem aos projetistas de motores uma primeira visão dos carregamentos e movimentos envolvidos no sistema, isso permite que o engenheiro possa aprimorar a geometria do trem de válvula, condutos de admissão e exaustão, e o projeto da câmara de combustão (WANG, 2007).

Apesar de a análise cinemática contemplar o estudo das tensões nos contatos dos elementos, os valores obtidos servem apenas como referência qualitativa e podem apresentar valores próximos aos reais apenas para baixas rotações, sendo necessária uma análise dinâmica para resultados em altas rotações (ANDREATTA, 2010).

A análise dinâmica permite prever o comportamento do trem de válvulas de uma maneira mais precisa através de um modelo de cálculo que considera carregamentos externos, massas, elasticidades, amortecimentos e o comportamento vibratório dos componentes de uma forma integrada. Assim esses modelos são capazes de verificar a perda de contato entre os componentes, constatando se a pré-carga da mola é suficiente e qual a margem de segurança pra que isso não ocorra (ANDREATTA, 2010).

Modelos dinâmicos podem ser desde o mais simples, com 1 GDL, até mais complexos com múltiplos graus de liberdade. O número de graus de liberdade depende do resultado que se deseja obter. 2 GDL pode apresentar bons resultados permitindo estudar a dinâmica no sistema para quando os componentes estão conectados e quando o contato se desfaz (TOMOYOSE, 2013).

Em geral a análise dinâmica complementa a análise cinemática, onde a análise cinemática, como dito antes, apresenta um resultado que permite uma

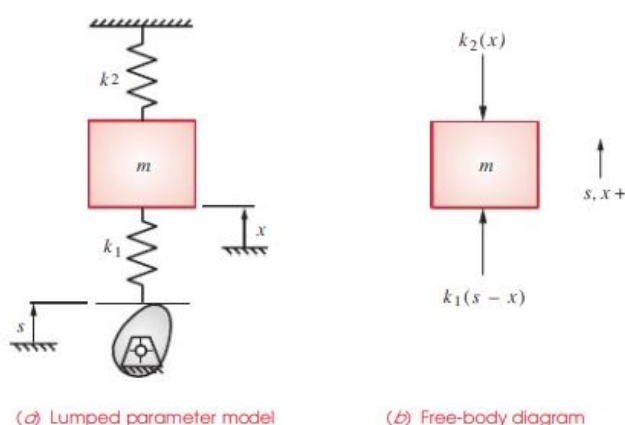
primeira avaliação no sistema. Dados da análise cinemática são usados como dados de entrada para a análise dinâmica (ANDREATTA, 2010).

2.6 FUNÇÃO POLYDYNE

O termo polydyne representa uma contração do inglês “polynomial” e “dynamic” que descreve um método de modelar matematicamente o movimento do came-seguidor utilizando funções polinomiais que consideram fatores dinâmicos envolvidos no sistema, massa e a rigidez dos componentes (NORTON, 2009b).

Para o desenvolvimento da função polydyne temos o seguinte modelamento:

Figura 10 - a) modelo do conjunto, b) diagrama de corpo livre



Fonte: NORTON (2009b)

A equação que descreve o movimento na Figura 10 é dada pela equação (4). Note que a equação descreve o movimento no domínio do tempo. Como o movimento pode ser descrito em função do movimento angular do came, então Norton (2009b) faz o desenvolvimento e obtém a equação (5) a qual relaciona a velocidade angular do came (ω_{came}).

$$S = \frac{m}{k}a + x \quad (4)$$

$$S = 36\omega_{c\grave{a}me}^2 \frac{m}{k} \frac{d^2x}{d\theta^2} + x \quad (5)$$

Através da equação (5), derivando duas vezes, tem-se a aceleração e junto aparece uma derivada de quarta ordem de x em relação a θ . Logo as funções escolhidas para o seguidor devem se manter contínuas até sua quarta derivada a qual é chamada de “ping” (NORTON, 2009b).

Thoren, Engemann e Stoddart (1952), desenvolveram polinômios contínuos até a quarta ordem para trens de válvulas. O polinômio recebe a seguinte forma:

$$S(\theta) = h \left[1 + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_p \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^p + C_q \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^q + C_r \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^r + C_s \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^s \right] \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{-pqrs}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)} \quad (6a)$$

$$C_p = \frac{2qrs}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)} \quad (6b)$$

$$C_q = \frac{-2prs}{(q-2)(q-p)(r-q)(s-q)} \quad (6c)$$

$$C_r = \frac{2pqs}{(r-2)(r-p)(r-q)(s-r)} \quad (6d)$$

$$C_s = \frac{-2pqr}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)} \quad (6e)$$

Eles utilizaram em seus estudos expoentes uniformemente espaçados segundo a condição descrita pela equação (6f) e ainda foram utilizados os seguintes valores para os expoentes obtendo bons resultados principalmente com a curva de aceleração: 2-10-20-30-40 e 2-14-26-38-50.

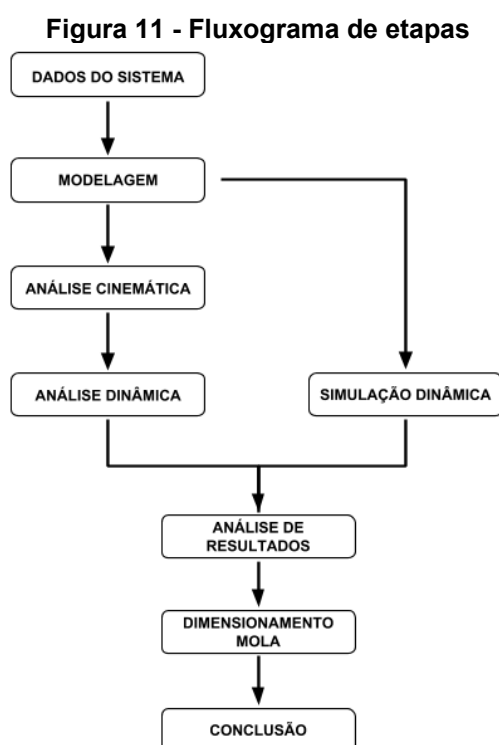
$$q - p = r - q = s - r \quad (6f)$$

Neste trabalho será analisada a equações (6) desenvolvida por Thoren, Engemann e Stoddart (1952) a fim de validar o uso desta no sistema estudado possibilitando a sua aplicação dentro das funções *polydyne*.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho foi elaborado a partir de um motor monocilíndrico de 4 tempos voltado para eficiência energética o qual é utilizado no protótipo de um veículo individual de eficiência energética da equipe Pato a Jato (UTFPR – *campus* Pato Branco), onde a análise foi efetuada a partir do sistema de acionamento de válvulas existente.

Para realizar a análise e contemplar os objetivos estabelecidos as seqüências de etapas apresentadas no fluxograma da Figura 11 foram seguidas.



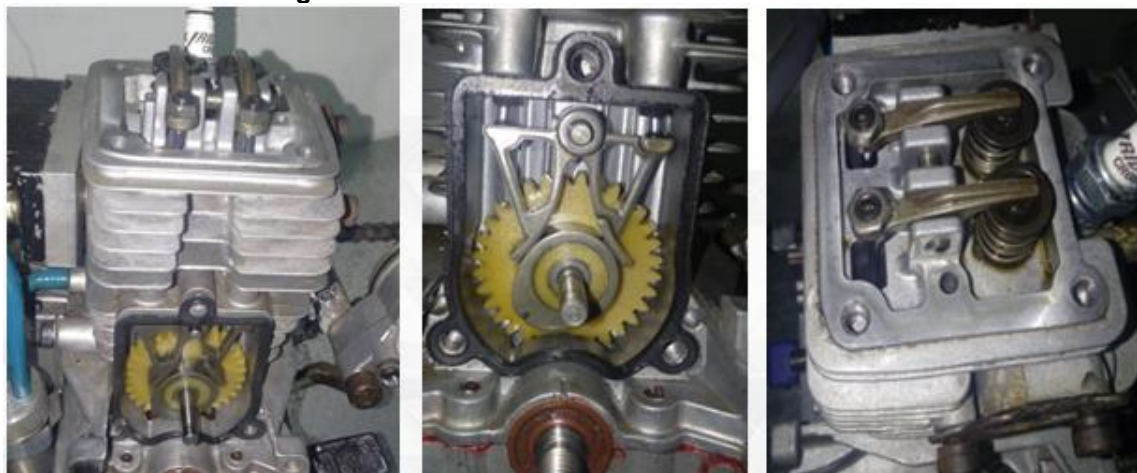
Fonte: Autoria própria

3.1 DADOS DO SISTEMA

A obtenção de dados é a etapa que dá início ao desenvolvimento deste trabalho. Por se tratar de uma análise em um sistema de acionamento de válvulas já existente é necessário obter dados referentes ao motor e especificamente do conjunto de acionamento. O objeto de estudo deste trabalho trata-se de um motor monocilíndrico 4 tempos de 35cc fabricado pela Branco, que possui duas válvulas,

uma de entrada e outra de saída dos gases (admissão, exaustão), com trem de válvulas classificado como tipo V de acordo com a Figura 2. O objeto de estudo é apresentado na Figura 12.

Figura 12 - Motor e sistema de válvula analisado



Fonte: Autoria própria

Os dados coletados que são pertinentes a análise são:

- Faixa de rotação de trabalho atual do motor: 800 rpm à 2500 rpm;
- Geometria e dimensões dos componentes do trem de válvulas: disponíveis no Apêndice A;
- Massa dos componentes: juntamente com o detalhamento disponível no Apêndice A.

3.2 MODELAGEM

A partir da geometria e dimensões obtidas no item 3.1, os componentes originais foram modelados utilizando o programa *SolidWorks*. O uso de um programa *CAD* auxilia na obtenção de propriedades relacionadas à geometria de corpos mais complexos, dentre estas propriedades, o momento de inercia é um exemplo, além da obtenção de dimensões que apresentam restrições quando medidas a partir do componente original. O modelamento também possibilita o desenvolvimento da simulação dinâmica a partir do sistema original.

3.3 ANALISE CINEMÁTICA

Nessa etapa o objetivo é descrever o movimento do sistema quanto a sua cinemática, de modo a obter resultados para deslocamento, velocidade e aceleração. Utilizando o *Excel* foi criada uma planilha com pontos discretos do perfil do came e com o uso do *Mathcad* foi feito o desenvolvimento matemático permitindo um cálculo mais preciso e interativo.

Para obtenção das equações de deslocamento, velocidade e aceleração do sistema foram testadas as hipóteses descritas por Thoren, Engemann e Stoddart (1952) presentes na equação (6). Estas hipóteses referem-se ao uso dos coeficientes 2-10-20-30-40 e 2-14-26-38-50 para os coeficientes $r-p-q-s$ os quais Thoren, Engemann e Stoddart (1952) apresentaram em seus trabalhos. Além disso na equação (6) foi preciso definir o valor para h e β , onde h refere-se a maior altura da curva de abertura do came e β ao intervalo angular do início da abertura até ao ponto de maior altura da curva de abertura do came. Também foi calculado o erro das duas hipóteses e o perfil real do came obtido por pontos discretos. Definida assim a equação que melhor representa o perfil do came foi obtido os valores para velocidade e aceleração aplicando as derivadas no domínio do tempo.

3.4 ANALISE DINÂMICA

Com o intuito de avaliar os principais esforços no qual o trem de válvulas está submetido, bem como verificar a possibilidade de perda de contato entre os componentes, e ainda possibilitar o dimensionamento de uma nova mola para o sistema se faz necessário a análise dinâmica.

Nesse item a ferramenta *Mathcad* continua em uso além das hipóteses para as condições críticas do sistema que serão apresentadas no item 4.3, as quais são elaborada e apresentados por Andreatta (2010) e Tomoyose (2013). Todos os resultados obtidos neste item foram através de método analítico utilizando os resultados da análise cinemática aplicando nas equações contidas nas hipóteses de Andreatta (2010) e Tomoyose (2013) partindo do somatório de forças.

3.5 SIMULAÇÃO DINÂMICA

A partir da modelagem dos componentes do trem de válvulas presente no motor é realizado a simulação dinâmica utilizando o programa *Autodesk Inventor*, que apresenta um ambiente interno para este desenvolvimento retornando resultados que podem ser expressos graficamente. A simulação busca obter os mesmos resultados da análise dinâmica considerando um maior número de graus de liberdade utilizando recursos computacionais. Esta é desenvolvida em paralelo com a análise cinemática e dinâmica e permite uma maior proximidade dos resultados com os valores reais, carregando as informações das análises realizadas de modo a aproximar as hipóteses utilizadas no cálculo validando assim o método para o seguimento deste trabalho.

3.6 ANALISE DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos na análise cinemática, dinâmica e simulação dinâmica são confrontados a fim de validar o método analítico utilizado e certificar-se de que a simulação, que apresenta resultados próximo aos reais do sistema, estão condizentes com os cálculos e as hipóteses utilizadas. Em caso de resultados discrepantes é necessário rever o modelo utilizado na análise e rever as condições aplicadas à simulação.

3.7 DIMENSIONAMENTO DA MOLA

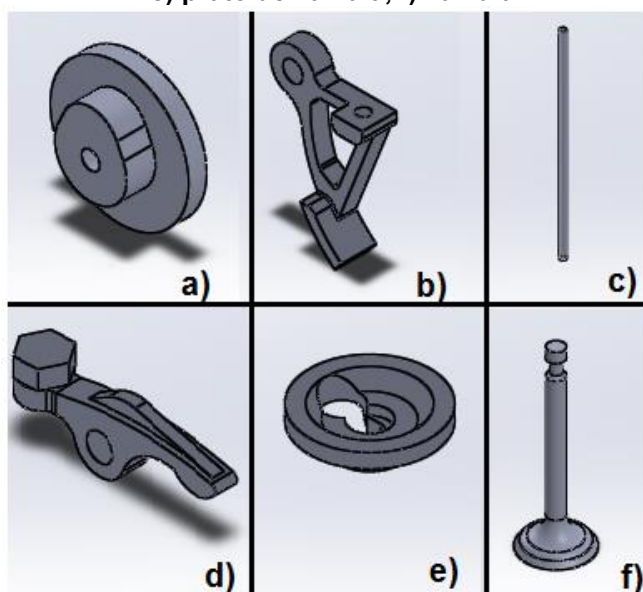
A partir dos resultados analisados foi possível obter parâmetros para o dimensionamento da nova mola que satisfaz as condições em que o trem de válvulas é solicitado. O dimensionamento segue à metodologia abordada por Norton (2013) e novamente é utilizado o programa *Mathcad* para auxílio no cálculo, além da realização de uma nova simulação aplicado ao sistema com a mola redimensionada para verificar as condições de uso mesma.

4 DESENVOLVIMENTO

4.1 MODELAGEM E PERFIL DO CAME.

O sistema presente no motor, já apresentado na Figura 12, é composto de sete componentes, sendo eles: came, balancim de comando, vareta, balancim de válvula, prato de válvula, mola e válvula. Neste item foram obtidas as dimensões principais desses componentes, realizada a pesagem para obter os valores das massas e feita a modelagem de cada componente utilizando o *SolidWorks*. Na Figura 13, é possível ver a modelagem 3D: a) came, b) balancim de comando, c) vareta, d) balancim de válvula, e) prato de válvula e f) válvula. As dimensões dos componentes e seus valores de massa podem ser vistos no Apêndice A ao final deste documento.

Figura 13 - Componentes do sistema: a) came, b) balancim, c) vareta, d) balancim de válvula, e) prato de válvula, f) válvula



Fonte: Autoria própria

Para obtenção do perfil existente foi feita a divisão de 5 em 5 graus dentro de um intervalo de 180° graus, desconsiderando os outros 180° que pertencem ao período de espera em descida do came referente ao raio de base. Os pontos (r, θ) foram inseridos numa planilha no *Excel* e realizada a interação da mesma com o *Mathcad* para plotagem dos gráficos e realização dos cálculos do desenvolvimento

deste trabalho. No Apêndice B é possível verificar a planilha com os valores dos raios do came em função do ângulo.

4.2 ANÁLISE CINEMÁTICA

Neste item serão apresentados o desenvolvimento para obtenção do deslocamento, velocidade e aceleração do mecanismo que servem de base para a análise dinâmica. Também é definida a função que descreve de maneira aproximada o perfil do came.

4.2.1 Função do Perfil do Came.

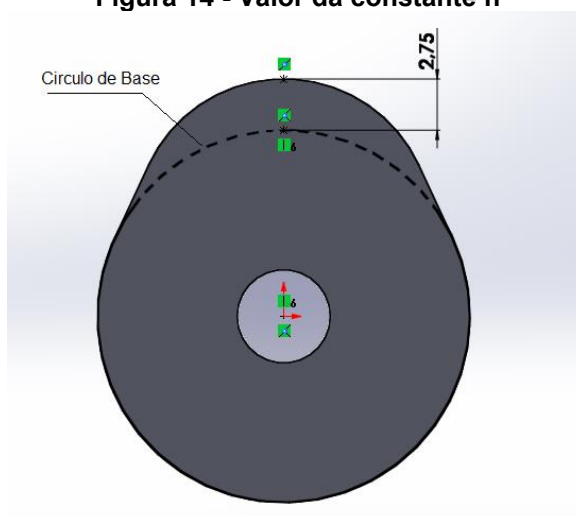
No item 4.1 deste trabalho foi obtido o perfil do came por pontos discretos e para análise cinemática e dinâmica é necessária uma função que descreva esse perfil com uma boa aproximação, principalmente para a curva de aceleração.

As hipóteses de Thoren, Engemman e Stoddart (1952) foram analisadas com o auxílio do *Excel* e como critério de escolha para a função com maior proximidade ao perfil do came está a que apresenta menor divergência no deslocamento do seguidor. A divergência então é obtida através do cálculo do erro médio entre o deslocamento calculado pela função e o real para os pontos do perfil obtido. O erro médio é calculado pela equação (7), onde $S_{tab}(\theta)$ corresponde aos valores de deslocamento real do came em função do ângulo com base na planilha desenvolvida no item 4.1.

$$\varepsilon_{m\u00e9dio} = \frac{1}{36} * \sum_{\theta=5}^{180} \frac{|S_1(\theta) - S_{tab}(\theta)|}{S_{tab}(\theta)} \quad (7)$$

Utilizando a modelagem construída no *SolidWorks* foi possível obter os valores das constantes h e θ como apresentado na Figura 14 e a Figura 15.

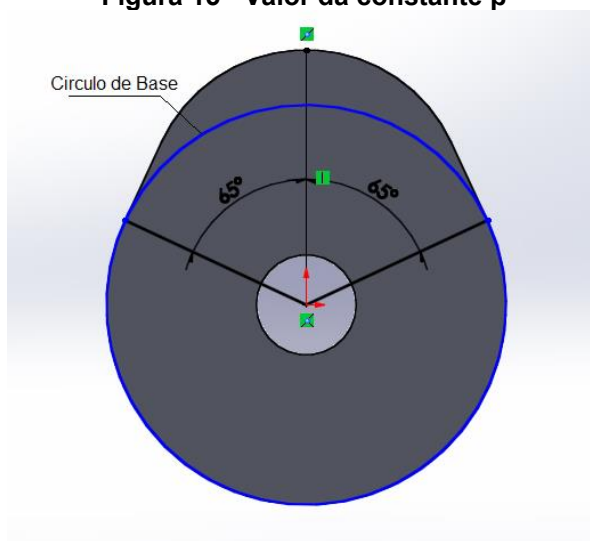
Figura 14 - Valor da constante h



Fonte: Autoria própria

Assim temos que o valor de h é de 2,75mm.

Figura 15 - Valor da constante β



Fonte: Autoria própria

Assim temos que o valor de β é de 65° .

4.2.2 Deslocamento, Velocidade e Aceleração do Contato Came-Seguidor.

A função que representa o perfil do came, conseqüentemente o deslocamento do ponto de contato com o seguidor, foi definida a partir do item 5.2.1, a qual de acordo com a equação (6), se encontra em função do ângulo do came. As unidades no sistema internacional para velocidade e aceleração são dadas em [m/s]

e [m/s²] respectivamente, deste modo é realizada uma transformação no domínio da função para que quando aplicada as derivadas satisfaça as unidades estabelecidas. Para realizar essa transformação no domínio do tempo utilizamos a equação de deslocamento angular apresentada pela equação (1).

Deste modo a função que descreve a velocidade e a aceleração desenvolvida pelo contato entre o came e o seguidor são obtidas pela equação (8) e equação (9) respectivamente.

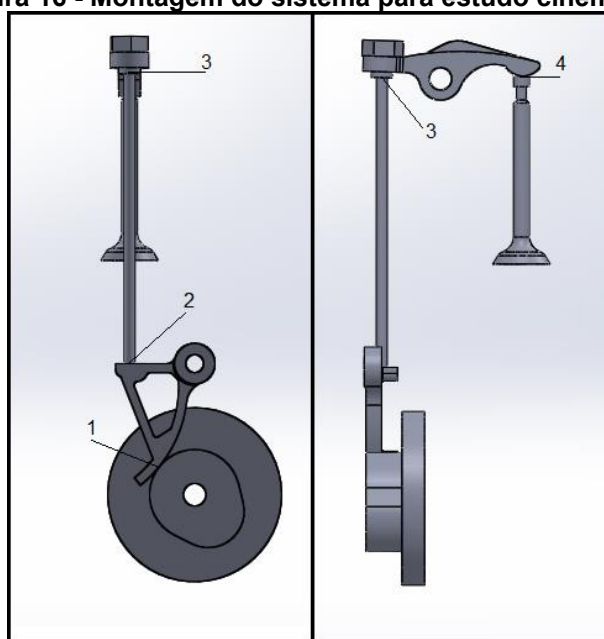
$$v(t) = \frac{dS(t)}{dt} \quad (8)$$

$$a(t) = \frac{d^2S(t)}{dt^2} \quad (9)$$

4.2.3 Deslocamento, Velocidade e Aceleração dos Componentes

A partir das equações obtidas para o deslocamento, velocidade e aceleração do ponto de contato entre o came e o seguidor é possível descreve-las para os demais componentes nos pontos de interesse. Com a modelagem desenvolvida no item 5.1 foi realizada a montagem dos componentes no *SolidWorks*, que pode ser vista na Figura 16.

Um estudo dos deslocamentos nos componentes aplicando as condições de fixação e os graus de liberdade foi efetuado, deste modo é possível mensurar com boa precisão o deslocamento de um componente ou ponto de interesse quando este é movido por outro anterior. Na Figura 16 além da montagem estão demonstrados e taguados os pontos estudados, os quais foram obtidas as velocidades e as acelerações que são necessárias para a análise dinâmica.

Figura 16 - Montagem do sistema para estudo cinemático

Fonte: Autoria própria

Considerando os componentes rígidos então as equações de deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor são semelhantes nos demais pontos, apresentando apenas diferença devido a relação geométrica dos componentes do sistema. É possível perceber que o valor de β permanece o mesmo, já que se refere ao intervalo que descreve o movimento de subida ou descida do seguidor.

A relação geométrica aplicada para encontrar as equações de deslocamento, velocidade e aceleração para os demais pontos parte basicamente das distâncias perpendiculares do vetor de movimento, atuando nos pontos de contato, ao centro de rotação do componente. Para componentes que possuem apenas movimento translacional como a vareta, válvula e prato, os pontos de contato possuem a mesma função e não ocorre essa diferença. A condição descrita pode ser expressa matematicamente desenvolvendo as equações (10), (11), e (12) para cada ponto analisado.

$$\theta = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\Delta S}{r}\right) \quad (10)$$

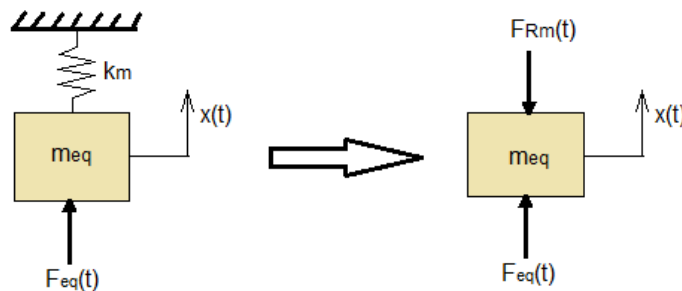
$$v = \omega \cdot r \quad (11)$$

$$a = \alpha \cdot r \quad (12)$$

4.3 ANÁLISE DINÂMICA

A análise dinâmica tem como objetivo descrever os principais esforços que atuam no sistema em função do seu movimento. Para o desenvolvimento analítico foi realizada a modelagem matemática com um grau de liberdade, objetivando analisar os esforços no contato com o came e a resposta da mola em relação a esses esforços. A modelagem adotada pode ser representada através da Figura 17.

Figura 17 – Modelagem matemática do sistema e diagrama de corpo livre



Fonte: Autoria própria

4.3.1 Massa Equivalente do Sistema

De acordo com a modelagem demonstrada acima, que considera o sistema como 1 GDL, a massa equivalente dos componentes atua no contato entre o came e o balancim de comando. A massa é calculada utilizando o balanço de energia cinética.

Os componentes que são utilizados no cálculo são: balancim de comando, vareta, balancim de válvula, prato de válvula e válvula. Wang (2007)

sugere ainda considerar de forma conservadora 50% da massa estimada da mola no cálculo devido sua influência no sistema. O balanço de energia cinética do sistema estudado é dado pela equação (13).

$$E_{sis} = E_{bal_comando} + E_{vareta} + E_{bal_válvula} + E_{prato} + E_{válvula} \quad (13)$$

Com base nisso tem-se que a energia cinética do sistema é dado pela equação (14). Para os componentes em rotação é utilizado a equação (15) e os componentes em translação a equação (16), que é semelhante a equação (14).

$$E_{sis} = \frac{1}{2} \cdot m_{eq} \cdot v_1^2 \quad (14)$$

$$E_{rotação} = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2 \quad (15)$$

$$E_{translação} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (16)$$

Aplicando a equação (15) para o balancim de comando e balancim de válvula, a equação (16) para a vareta, prato e válvula, e ainda retornando estas na equação (13) isolando m_{eq} , temos que a massa equivalente do sistema é descrita pela equação (17).

$$m_{eq}(t) = \frac{(J_{12} \cdot \omega_{12}(t)^2 + m_{23} \cdot v_2(t)^2 + J_{34} \cdot \omega_{34}(t)^2 + (m_{válvula} + m_{prato}) \cdot v_4(t)^2)}{v_1(t)^2} + \frac{1}{2} m_{mola} \quad (17)$$

É possível notar pela equação (17) que as relações entre as velocidades de cada componente com a velocidade $v_1(t)$ retorna termos constantes e relacionados a geometria dos componentes, logo a massa equivalente não varia de acordo com movimento e mantém seu valor constante durante o funcionamento do sistema.

4.3.2 Análise de Esforços no Sistema Modelado

A partir de uma modelagem simplificada para o problema, a qual é representada pela Figura 17, temos três principais forças atuando no sistema: Força equivalente do contato came-seguidor, força de resposta da mola e a força inercial do sistema.

Aqui é considerado todos os componentes como corpos rígidos e que o contato entre balancim de comando, vareta, balancim de válvula, prato de válvula e válvula não se desfazem. As considerações nos permitem maior facilidade em encontrar os esforços que são solicitados da mola e verificar a influência de sua rigidez no sistema.

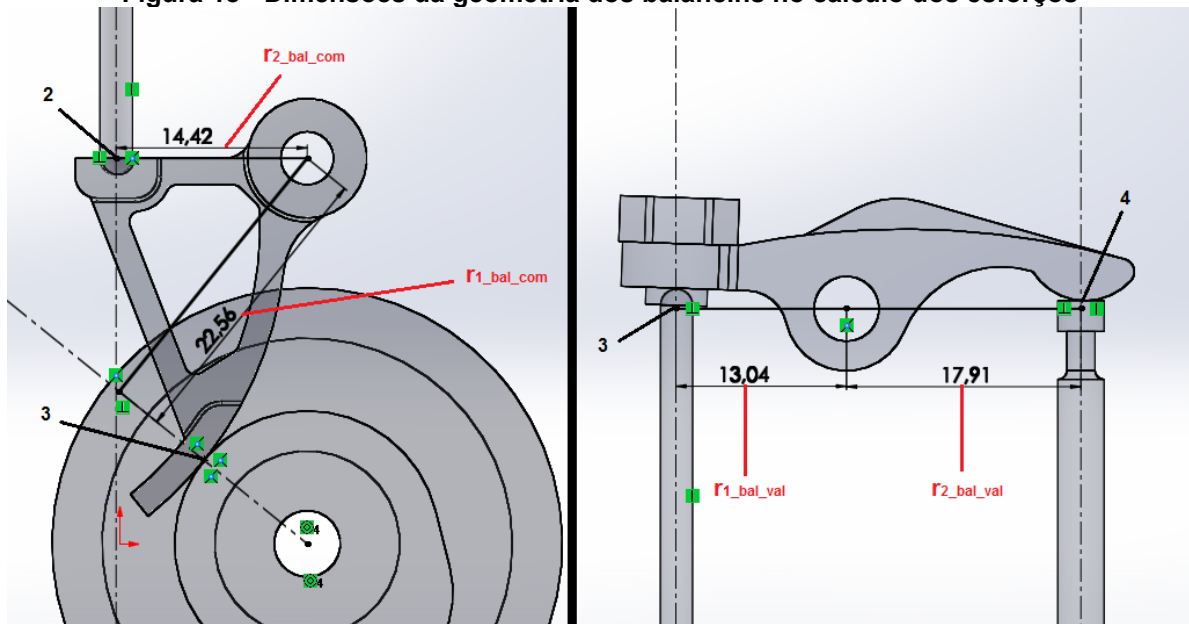
Quando realizado o balanço de forças atuantes no sistema tem-se que a força equivalente do contato came-seguidor é dada em função do movimento do sistema, ligado a força inercial, e também com sua parcela em reação da força de resposta da mola. Analisada essa parcela conclui-se que ela é responsável pela manutenção do contato entre o came e os demais componentes. No item 5.3 é discutido sobre essa análise de acordo com os resultados obtidos neste trabalho.

As equações utilizadas partem do somatório de forças atuantes no sistema e é representado pela equação (18), onde a força equivalente somado com a força de resposta da mola ao movimento são correspondentes a força inercial do sistema, proporcional a massa equivalente e a aceleração desenvolvida pelo ponto 1 da Figura 16.

$$\overrightarrow{F_{eq}(t)} + \overrightarrow{F_{RmD}(t)} = \overrightarrow{F(t)} = m_{eq} \cdot \overrightarrow{a_1(t)} \quad (18)$$

A força de resposta da mola, representada pela equação (19), atuando no ponto 1, é calculada através da força de resposta real da mola que atua no ponto 4, relacionando a geometria do sistema de acordo com a Figura 18. A força exercida pela mola é dada em função de sua rigidez, da deflexão (ocasionada pelo desenvolvimento do perfil do came) e a pré-deflexão. A deflexão desenvolvida pelo perfil do came refere-se a parcela dinâmica, equação (21b), que é dada em função da deflexão em resposta ao deslocamento da válvula. A parcela estática corresponde a pré-deflexão resultando na pré-carga que atua no sistema, equação (21a). No item 2.4 deste trabalho é explicado sobre a importância desta pré-carga, principalmente no início da abertura e fechamento das válvulas para manter os componentes em contato sem saltos ou repiques.

Figura 18 - Dimensões da geometria dos balancins no cálculo dos esforços



Fonte: Autoria própria

$$F_{Rm}(t) = F_m(t) \cdot \frac{r_{2balv\grave{a}lv} \cdot r_{2balcom}}{r_{1balv\grave{a}lv} \cdot r_{1balcom}} \quad (19)$$

$$F_{RmD}(t) = F_{mD}(t) \cdot \frac{r_{2balv\grave{a}lv} \cdot r_{2balcom}}{r_{1balv\grave{a}lv} \cdot r_{1balcom}} \quad (20)$$

$$F_m(t) = F_{m0} + F_{mD}(t) \quad (21)$$

$$F_{m0} = k_m \cdot \delta_0 \quad (21a)$$

$$F_{mD}(t) = k_m \cdot S_4(t) \quad (21b)$$

As equações são válidas para o modelo de 1GDL apresentado na Figura 17, onde as forças atuam no ponto de concentração da massa, que corresponde ao ponto de contato entre o came e o balancim de comando. Note que pelas equações (18) e (20) a força da pré-carga da mola não entra no balanço dos esforços. Esta parcela é constante durante o movimento do sistema e nos pontos de deslocamento nulo e aceleração nula as forças inercial e equivalente são nulas restando apenas a força da pré-carga da mola atuando no sistema juntamente com as demais cargas estáticas de reação.

Durante o ciclo de abertura e fechamento das válvulas existem três pontos críticos que devem ser cuidadosamente analisados quando é desejado verificar o comportamento da mola e dimensioná-la adequadamente. O primeiro ponto trata-se do máximo deslocamento dos componentes. Neste ponto é obtido o pico do deslocamento descrito pelo perfil do came e com isso a válvula está completamente aberta iniciando seu movimento de fechamento. Desta forma o sistema está sujeito a acelerações negativas invertendo o sentido do movimento, fazendo com que o mecanismo retorne e a válvula se feche. Para que todos os componentes retornem acompanhando o perfil do came sem que ocorra perda de contato entre estes, a mola deve exercer uma força com aceleração superior. Esta condição pode ser descrita então por:

$$F_{RmD}(t_{S_{m\acute{a}x}}) > m_{eq} \cdot a_1(t_{S_{m\acute{a}x}}) \quad (22)$$

O segundo ponto crítico ocorre ao final do fechamento da válvula, no ponto de inversão do sentido da aceleração que volta a retornar valores positivos com intuito de frear o sistema para um fechamento suave sem grandes impactos na sede da válvula. A força da mola deve responder de maneira positiva a esta inversão e neste momento, deve ser reduzida para evitar excesso de esforço evitando assim altas pressões de contato entre os componentes, gerando desgaste acentuado. A condição que descreve este ponto é:

$$F_{RmD}(t_{a_{inv}}) < m_{eq} \cdot a_1(t_{a_{inv}}) \quad (23)$$

O terceiro ponto crítico leva em consideração a parcela estática da força de resposta da mola o qual é discutido no item 2.4 e é apresentado nos trabalhos de Andreatta (2010) e Tomoyose (2013). A força equivalente atuando no sistema deve ser a todo momento maior que a força da pré-carga da mola atuando no sistema. O cumprimento desta condição garante que não ocorra perda de contato devido uma baixa pré-carga, principalmente em condições onde a parcela dinâmica da força de resposta da mola é inferior as demais forças. Esta condição é descrita então por:

$$F_{eq}(t) > F_{Rm0} \quad (24)$$

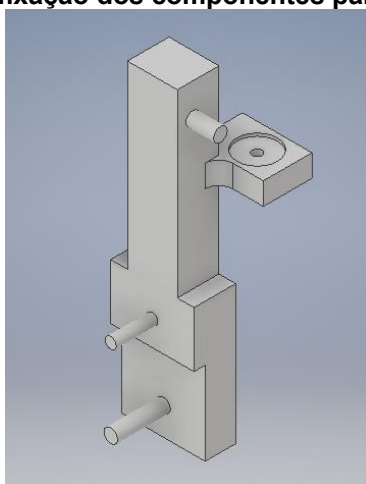
4.4 SIMULAÇÃO DINÂMICA

A simulação dinâmica foi utilizada para obter maior precisão na análise do sistema por meio das hipóteses estabelecidas, se aproximando dos resultados reais. As considerações feitas na análise dinâmica tiveram como objetivo simplificar o modelamento para obter resultados mais objetivos, aqui as considerações são chamadas de condições de contorno e são usadas para definir os graus de liberdade de cada componente do sistema. Ainda na análise dinâmica é estudado apenas a resposta da mola em função do movimento do came, e os esforços atuando no ponto de contato entre o came e o balancim de comando, considerando todos os componentes como uma única massa. Na simulação dinâmica o sistema é estudado por completo podendo obter resultados mais amplos para os demais componentes e contatos existentes. O programa utilizado foi o *Autodesk Inventor*.

4.4.1 Condições de Contorno

Os componentes presentes na simulação foram modelados com suas geometrias e dimensões originais, retirados na fase de modelagem. A partir disso foi efetuada a modelagem de um suporte, respeitando as dimensões reais do motor, apenas pra fixação dos componentes durante a simulação, sem influenciar nos resultados. O suporte pode ser visto na Figura 19 e seu detalhamento com as dimensões pode ser consultado no Apêndice A deste trabalho.

Figura 19 - Suporte de fixação dos componentes para a simulação dinâmica



Fonte: Autoria Própria

As condições de contornos aqui estabelecidas devem ser condizentes com as reais para obter um bom resultado. Na simulação dinâmica, estas condições se resumem basicamente em definir os graus de liberdade de cada componente e descrever a condição de contato e movimento entre estes. O suporte tem a condição fixo, sem nenhum GDL, como dito, ele serve apenas para fixar os componentes.

No *Inventor* para definir os GDL utilizamos a função *Constrain* a qual cria condições chamadas de *Mate*, que restringe os graus de liberdade em que o componente não condiz. Após o posicionamento dos componentes e definido as restrições dos graus de liberdade é adicionado o valor real da massa de cada componente obtidas na fase de modelagem.

O *software* apresenta um ambiente para simulação dinâmica onde é possível obter gráficos, a respeito do movimento e esforços, e visualizar o movimento do sistema. Dentro desse ambiente é necessário fazer a conversão dos *Mates* criados para *Joints*, utilizando a função *Convert Constraints*, e assim são definidos os graus de liberdade de cada componente criando as condições de movimento e contato existente no sistema.

As condições criadas foram:

- Junção came e suporte: *Rotation*, movimento de rotação do came com velocidade angular constante;
- Junção balancim de comando e suporte: *Rotation*, movimento de rotação do balancim de comando;

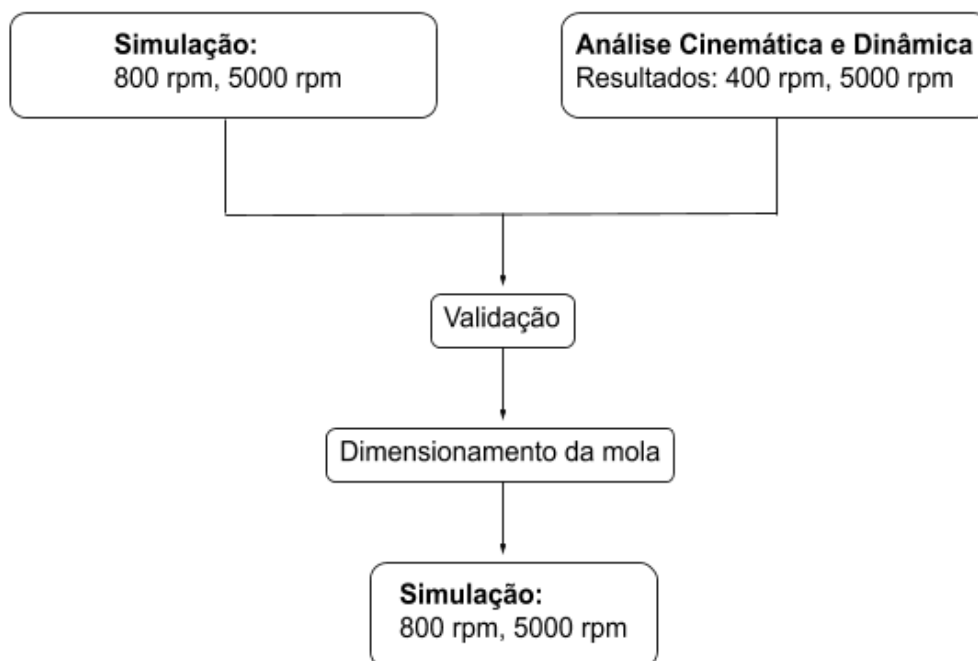
- Contato came-balancim de comando: *2D Contact*, condição em que uma face de contato segue um perfil descrito por uma curva;
- Junção balancim de válvula e suporte: *Rotation*, movimento de rotação do balancim de válvula;
- Contato vareta-balancim de comando e vareta-balancim de válvula: *Spherical*, contato entre superfícies esféricas, do tipo rótula;
- Junção válvula e suporte: *Cylindrical*, deslizamento por meio de guia cilíndrica permitindo rotação;
- Contato válvula-prato: *Cylindrical*, deslizamento por meio de guia cilíndrica permitindo a rotação;
- Contato válvula-balancim de válvula: *3D Contact*, contato entre duas superfícies que não necessitam seguir uma curva prescrita;
- Mola criada a partir do contato prato-suporte: *Spring*, cria mola de compressão helicoidal com dimensões e rigidez estabelecida.

4.4.2 Parâmetros de Simulação

Após a definição destas condições é configurado então os parâmetros para simulação. Estes parâmetros são: velocidade do came, rigidez, dimensão da mola e seu comprimento livre, tempo de simulação e quantidade de pontos gerados por intervalo de tempo setado.

A estratégia de simulação foi elaborada para validar os cálculos efetuados na análise cinemática e dinâmica, verificando e confrontando os resultados para os valores de rotação de 800 rpm e a 5000 rpm do motor. Pra isso não havia dimensionamento efetivo da mola e sim apenas valores pré-estabelecidos para sua rigidez. Após a validação dos cálculos pela simulação a mola é dimensionada e novamente o sistema é simulado em ambas as rotações para verificar o comportamento da nova mola. Esta estratégia pode ser melhor compreendida através da Figura 20.

Figura 20 - Estratégia de simulação



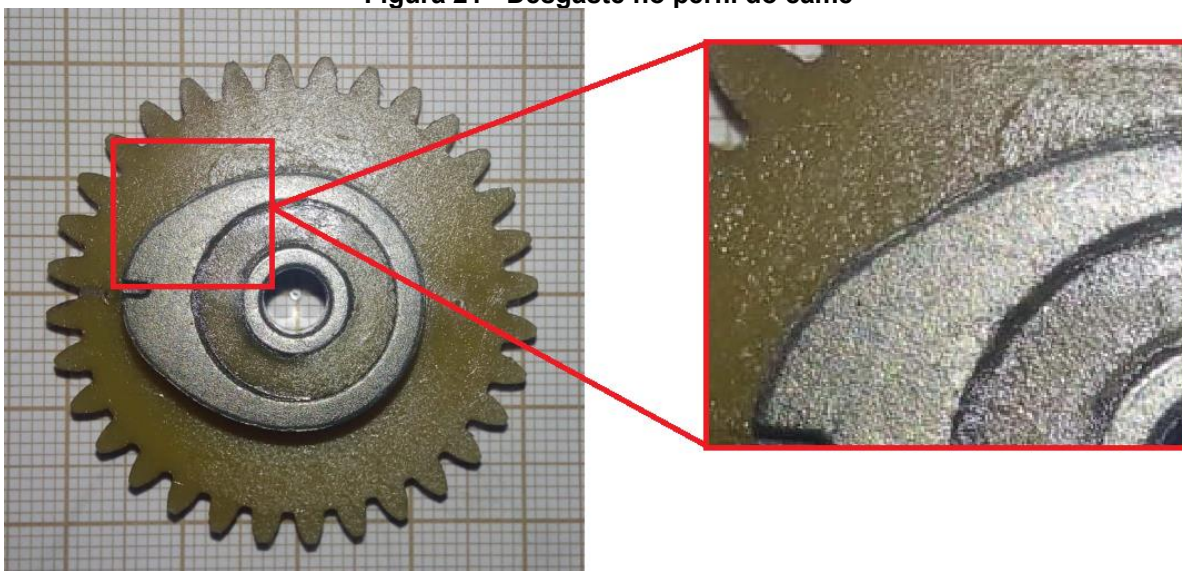
Fonte: Autoria própria

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 MODELAGEM

Durante a desmontagem do sistema do motor para realizar as medições e pesagem dos componentes foi possível perceber que o came apresenta um pequeno desgaste no início e fim do perfil de levantamento. Através da Figura 21 é possível ver conforme a indicação um pequeno rebaixo no perfil.

Figura 21 - Desgaste no perfil do came

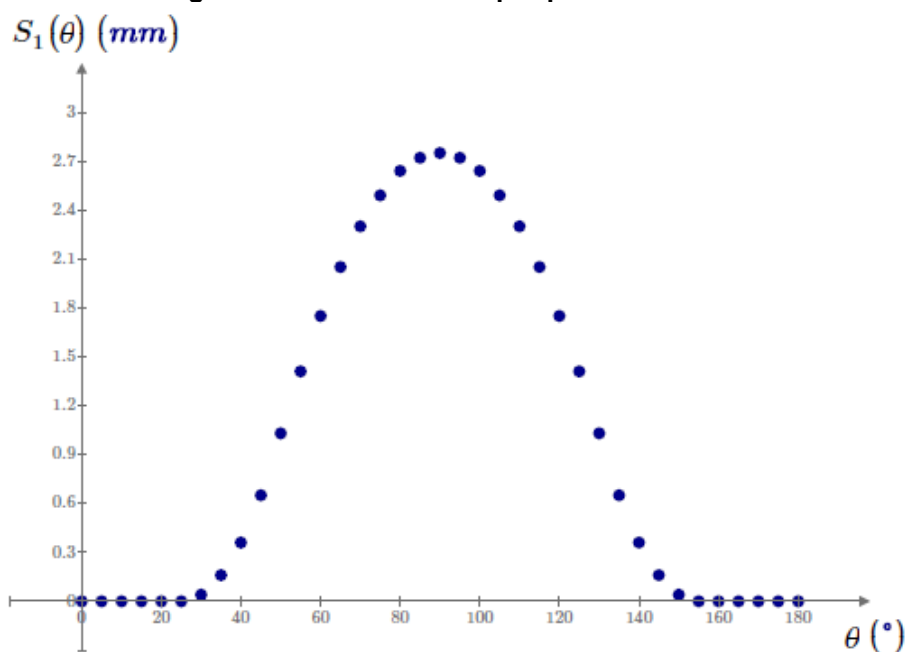


Fonte: Autoria própria

Na Figura 22 encontra-se o perfil de deslocamento do came por pontos discretos, os quais foram obtidos a partir da normalização do perfil do came e representam o deslocamento do ponto de contato com o seguidor em função do ângulo do came.

Como já dito anteriormente os desenhos dos componentes modelados realizados nesta etapa e a tabela de construção do perfil do came por pontos discretos se encontram na seção de apêndices.

Figura 22 - Perfil do came por pontos discretos



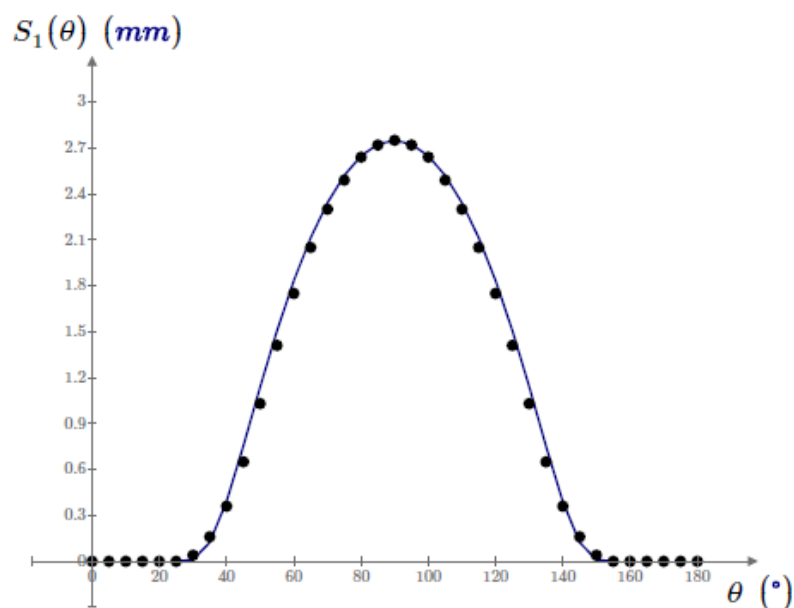
Fonte: Autoria própria

5.2 ANÁLISE CINEMÁTICA

5.2.1 Função do Perfil do Came

As equações utilizadas para descrever o perfil do came são as (6), (6a), (6b), (6c), (6d) e (6e) desenvolvidas por Thoren, Engemann, Stoddart (1952). A primeira hipótese foi utilizada com os valores dos expoentes de 2-10-20-30-40 e pode ser verificada graficamente na Figura 23, onde é realizada uma comparação com os pontos discretos obtidos do perfil original do came. O erro médio calculado pela equação (7) para esta hipótese foi de 11,91% para o deslocamento do seguidor, com um desvio máximo de 0,11mm para os pontos localizados em $\theta = 50^\circ$ e $\theta = 130^\circ$.

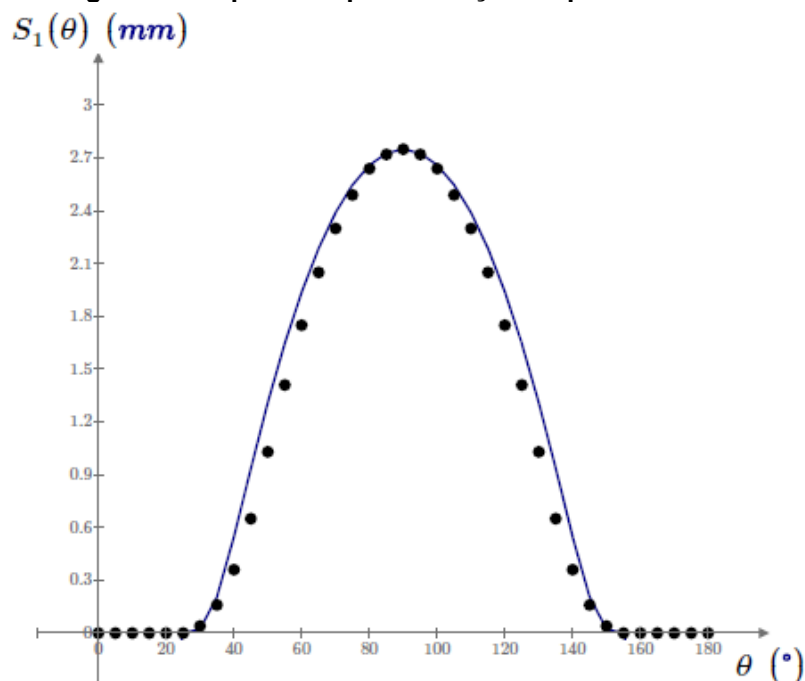
Figura 23 - Hipótese 1 para a função do perfil do came



Fonte: Autoria Própria

A segunda hipótese utiliza valores dos expoentes de 2-14-26-38-50 e pode ser verificada graficamente na Figura 24, onde é realizada uma comparação com os pontos discretos obtidos do perfil original do came. O erro médio dessa hipótese foi de 18,87% para o deslocamento do seguidor, com um desvio máximo de 0,28mm para os pontos localizado em $\theta = 45^\circ$ e $\theta = 135^\circ$.

Figura 24 - Hipótese 2 para a função do perfil do came

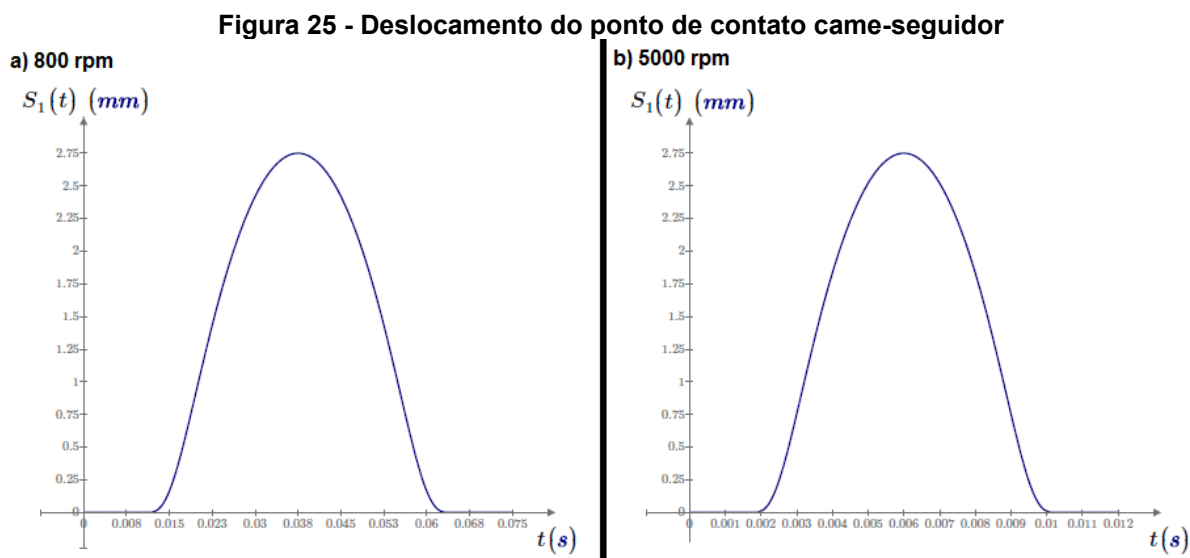


Fonte: Autoria própria

De modo que o critério apresentado no item 4.2.1 para escolha da função que melhor representa o perfil do came seja que apresenta o menor erro médio, entre a função calculada e os pontos medidos, então considerando os valores apresentados a primeira hipótese é a que mais se aproxima desta condição e conseqüentemente será utilizada no decorrer dos cálculos efetuados.

5.2.2 Deslocamento, Velocidade e Aceleração do Sistema

Definida a função que descreve o perfil do came presente no sistema analisado é possível verificar o comportamento da velocidade e da aceleração para o contato came-seguidor. De modo que a função $S_1(\theta)$ definida expressa o deslocamento do seguidor em função do ângulo do came, se faz necessário a alteração para o domínio do tempo para satisfazer as unidades da velocidade e aceleração como descrito no item 4.2.2. Na Figura 25 é apresentado então o gráfico do deslocamento da came em função do tempo para as rotações de a) 800 rpm e b) 5000 rpm do motor .

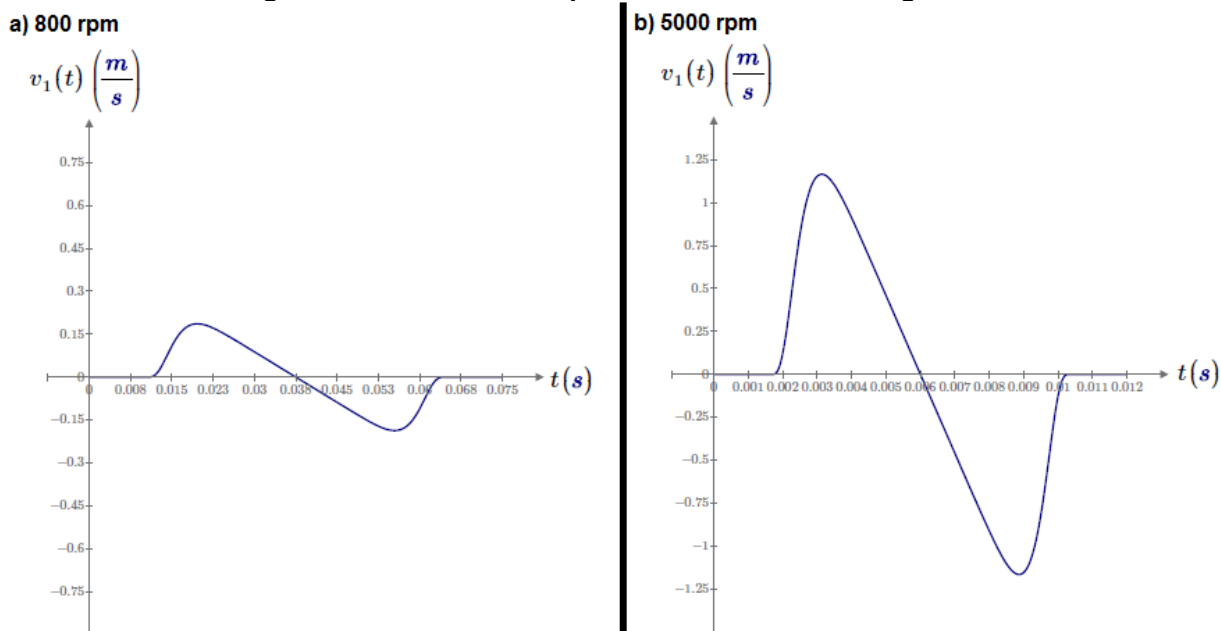


Fonte: Autoria própria

A alteração da rotação na análise cinemática do ponto de contato entre o came e o seguidor não altera a curva do deslocamento, apenas altera o intervalo de tempo em que atua no sistema. Para a velocidade e aceleração, já ocorre grandes mudanças e podem ser verificadas nas Figura 26 e Figura 27. É perceptível principalmente na aceleração o quanto o aumento da rotação do motor pode exigir

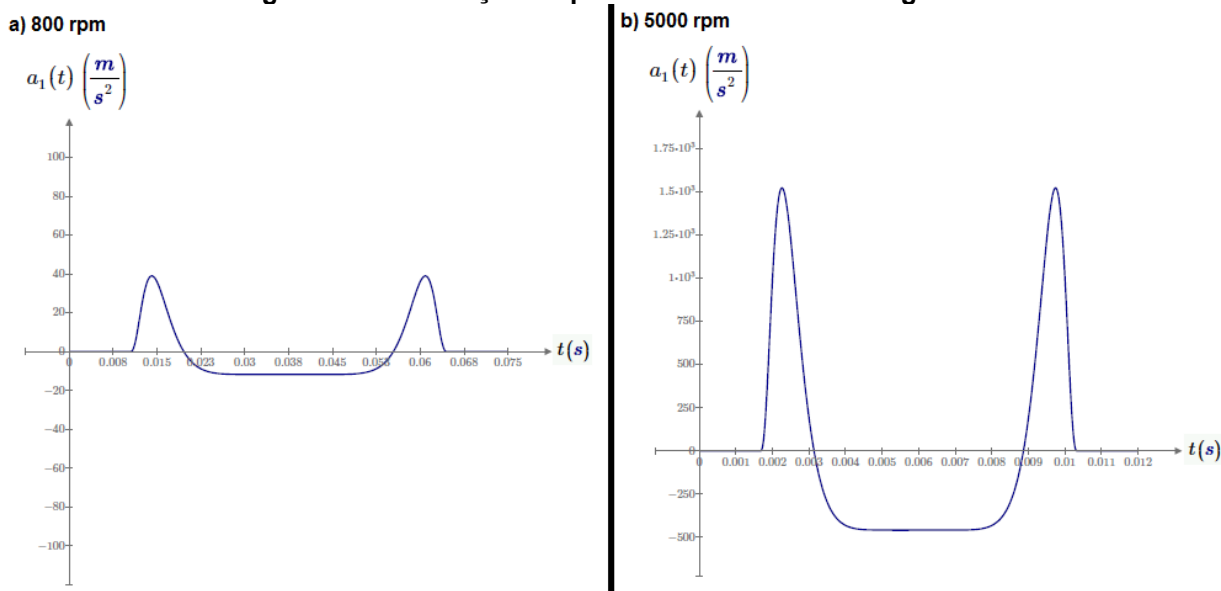
ainda mais do sistema de acionamento de válvulas, chegando a atingir 30 vezes a mais o seu máximo valor quando comparado as rotações de 800 rpm e 5000 rpm.

Figura 26 - Velocidade do ponto de contato came-seguidor



Fonte: Autoria própria

Figura 27 - Aceleração do ponto de contato came-seguidor



Fonte: Autoria própria

Como descrito por Wang (2007) a curva da velocidade deve possuir uma pequena rampa com valor constante no início da abertura e no fim do fechamento das válvulas. Esta característica serve para evitar impactos devido folgas, pequenos

desvios de fabricação, assentamentos inadequados da válvula e demais fatores que geram pequenas perturbações no sistema. Para fins de projetos a função utilizada neste trabalho não apresenta boa configuração, já que pela Figura 26 não apresenta a rampa de velocidade constante. Uma solução seria o uso de uma função composta e continua que apresente a característica ideal para velocidade.

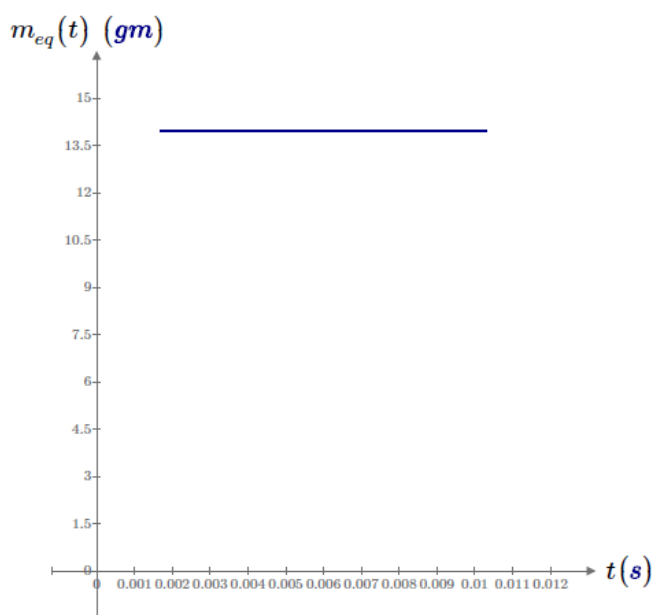
Na análise cinemática é realizada apenas um estudo do comportamento do deslocamento dos componentes e das suas curvas de velocidade e aceleração, logo esta etapa apenas envolve parâmetros como o perfil do came e a geometria do sistema e deste modo, as características das curvas de deslocamento, velocidade e aceleração para os demais pontos de contato não se alteram. Todas as análises feitas até aqui são as mesmas.

5.3 ANÁLISE DINÂMICA

O modelamento de 1GDL realizado no sistema permite descrever os esforços atuando no contato entre o came e o seguidor, juntamente com a resposta da mola que atua no mesmo ponto. Estes esforços são obtidos através da função utilizada para descrever o perfil do came, o qual de maneira aproximada descreve também o deslocamento, a velocidade e a aceleração desenvolvidos pelo ponto de contato.

Dentro desta análise faz-se necessário obter a massa equivalente que atua no contato considerando todos os componentes do sistema. Como já descrito no desenvolvimento para obtenção desta, a m_{eq} apenas carrega propriedades dos componentes e de suas geometrias, por tanto, tem seu valor constante durante o funcionamento do sistema independente da rotação de trabalho do motor. Esta condição pode ser melhor vista na Figura 28. No projeto do trem de válvulas é necessário tomar cuidado na geometria dos componentes e quais suas respectivas massas, pois como é possível verificar, de maneira isolada da faixa de rotação, esses parâmetros estão atuando diretamente em cada contato existente.

Figura 28 - Massa equivalente



Fonte: Autoria própria

De acordo com a equação (18), a força inercial que atua no ponto 1 é dada em função de m_{eq} e da aceleração desenvolvida pelo came. Para obter a força de resposta da mola e também a força equivalente atuando no contato é necessário aplicar as três condições relativas aos pontos críticos descritos no item 4.3.2, sendo estas representadas pelas inequações (22), (23) e (24).

A primeira condição deve ser obtida para que a mola atue de maneira eficaz em sua principal função, retornar a válvula sem que ocorra perda de contato entre os componentes. Para o sistema em análise a mola deve exercer nesse momento em sua parcela dinâmica uma força maior que 7,31 N.

A segunda condição exige que a mola responda ao comportamento descrito pelo perfil do came no momento de abertura e fechamento da válvula evitando esforços desnecessários e demasiados principalmente em baixas rotações onde a força inercial é menor. Esta condição ocorre na inversão do sentido de aceleração. A parcela dinâmica da força da mola aqui, não deve ser maior que 0,62 N. A rotação do motor considerada no cálculo é de 800 rpm tratando-se da rotação de marcha lenta.

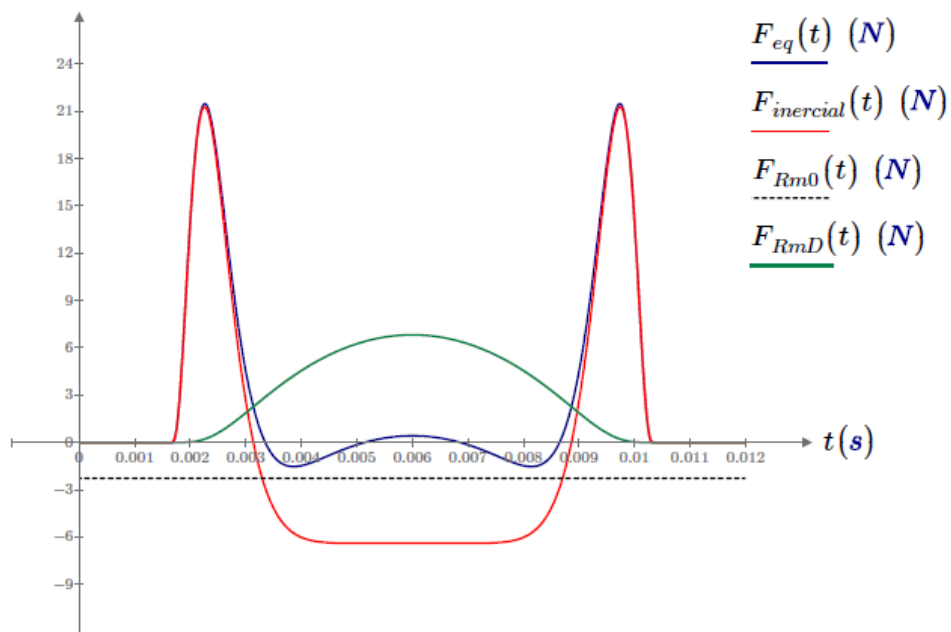
Através da equação (2) temos que a rigidez da mola pode ser calculada a partir de uma variação de força dentro de um intervalo de deslocamento. Com as condições desenvolvidas até aqui temos um intervalo de deslocamento no qual a mola atuou e também as principais condições de esforços que a mola deve atender.

Assim a partir do que foi calculado tem-se que o primeiro valor da rigidez da mola considerando os pontos críticos é de 3,23 N/mm.

Os dois primeiros pontos críticos considerados no cálculo são relativos à parcela dinâmica da força exercida pela mola, envolvendo a rigidez e o deslocamento desenvolvido pela válvula. O terceiro ponto, não menos importante, envolve o pré-deslocamento aplicado a mola que multiplicado a sua rigidez, previamente calculada, retorna o valor da pré-carga. Deste modo é calculado o valor mínimo do pré-deslocamento exigido para o sistema. A condição representada pela inequação (24) diz que em nenhum momento $F_{eq}(t)$ deve ser menor que a pré-carga da mola, principalmente em rotações mais elevadas, com isso a rotação do motor adotada para o cálculo é de 5000 rpm. O valor mínimo para o pré-deslocamento nas condições atuantes é de 0,60 mm para uma rigidez de 3,23 N/mm. Assim a pré-carga exercida pela mola deve ser maior que 1,94 N.

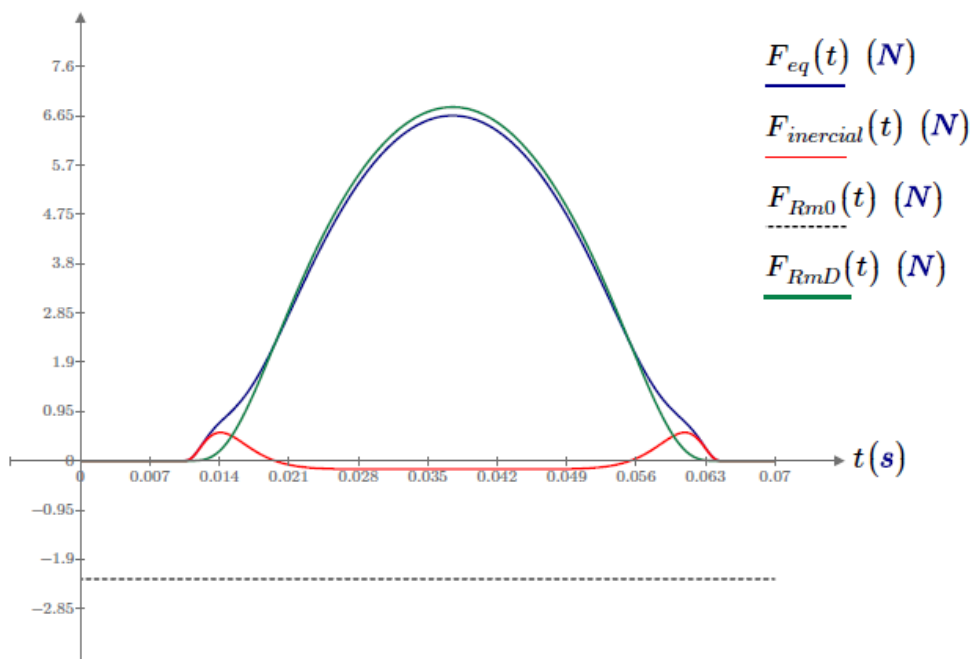
Na Figura 29 é possível ver os principais esforços que atuam no contato entre o came e o seguidor na rotação de 5000 rpm do motor. Esta é uma primeira aproximação realizando um pré-dimensionamento da mola. De acordo com a análise simplificada que foi desenvolvida, a primeira interação atende as condições críticas e pode ser realizado um refino do modelamento, aumentando o número de GDL, considerando assim a rigidez de cada componente. Também pode ser realizada a simulação dinâmica para validar os cálculos efetuados. Ainda na Figura 30 é possível ver que os esforços são mais suaves em baixas rotações ficando ainda mais notório que a pré-carga da mola é pouco exigida ao contrário de rotações mais elevadas.

Figura 29 - Esforços no contato came-seguidor a 5000 rpm do motor



Fonte: Autoria própria

Figura 30 - Esforços no contato came-seguidor a 800 rpm do motor



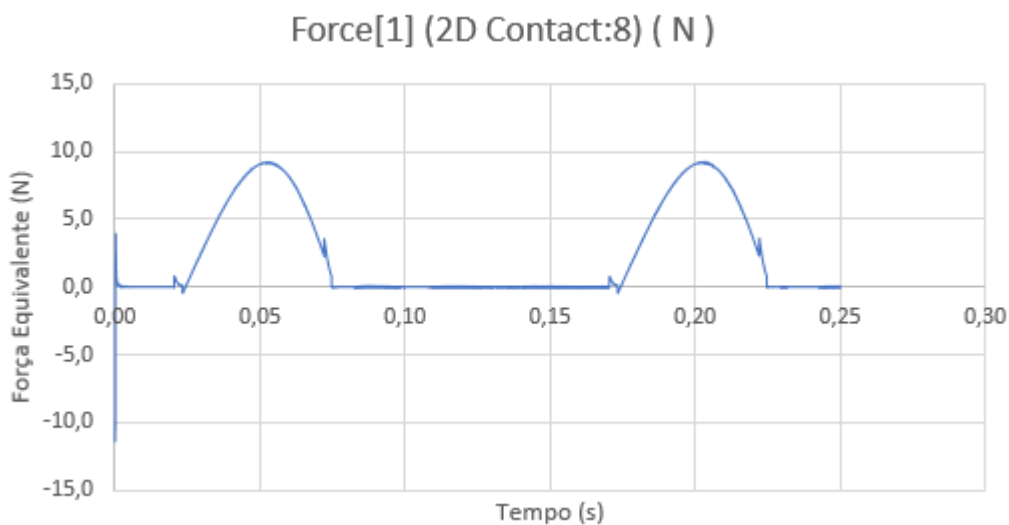
Fonte: Autoria própria

5.4 SIMULAÇÃO DINÂMICA

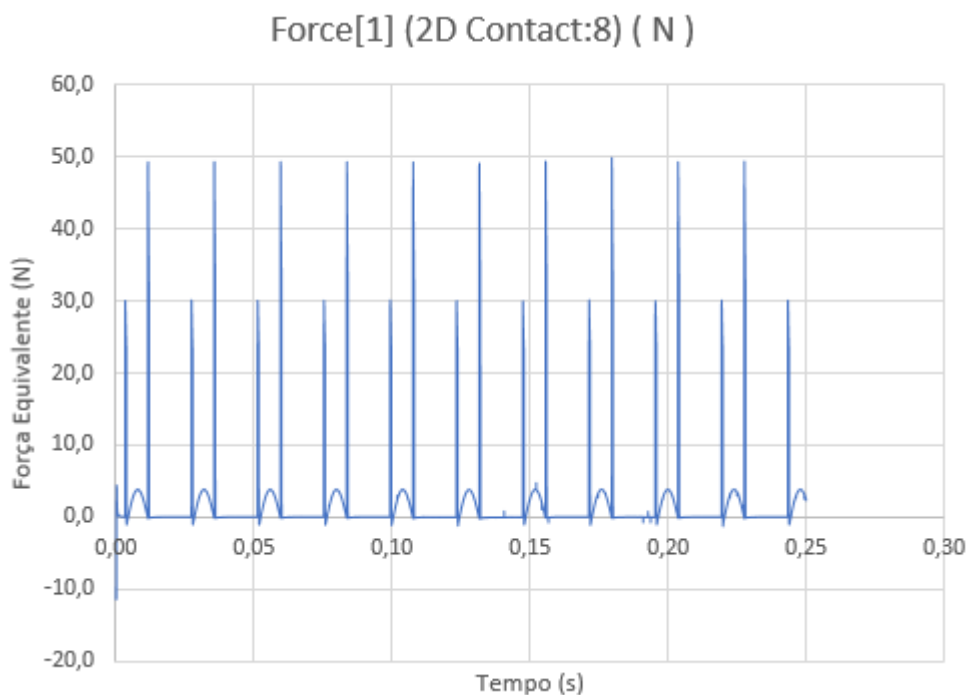
A simulação realizada seguindo a estratégia e a metodologia apresentada retornou 26587 valores dentro do tempo de ciclo setado de 0,25 segundos. Este intervalo contemplou duas aberturas de válvula para 800 rpm do motor e dez aberturas para 5000 rpm. Os dados da simulação foram exportados para o Excel e feita a plotagem dos gráficos.

É necessária atenção ao interpretar os resultados obtidos na simulação para que estes sejam devidamente comparados com os resultados calculados analiticamente. Os valores de esforços obtidos não realizam a separação das parcelas dinâmica e estática da mola. Na análise de algumas comparações fez-se necessário uma normalização a qual permite visualizar apenas uma das parcelas desejadas. A normalização consiste em descontar o valor da pré-carga da mola atuando no ponto desejado já que esta se mantém constante.

Ao realizar uma comparação da força equivalente calculada analiticamente e a simulação é possível ver que o modelo pra 1 GDL, utilizando a hipótese para os expoentes 2-10-20-30-40 de acordo com Thoren, Engemann e Stoddart (1952), apresenta uma boa aproximação do comportamento do sistema ao projetista. Note pela Figura 31, para rotação de 800 rpm do motor, que a curva simulada possui comportamento semelhante e valores próximos ao calculado vistos na Figura 30. Para rotações mais elevadas a elasticidade dos componentes e o amortecimento existente no sistema se tornam mais relevantes e a solução analítica desenvolvida não apresenta uma boa precisão para um projeto mais detalhado. Pela Figura 32 é possível ver a curva simulada e comparando com a Figura 29 o comportamento da curva é semelhante, mas seus valores se distanciam.

Figura 31 - Força equivalente no contato came-seguidor a 800 rpm do motor

Fonte: Autoria própria

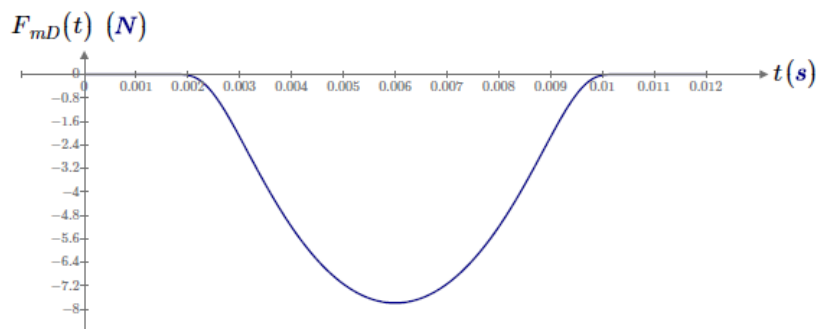
Figura 32 - Força equivalente no contato came-seguidor a 5000 rpm do motor

Fonte: Autoria própria

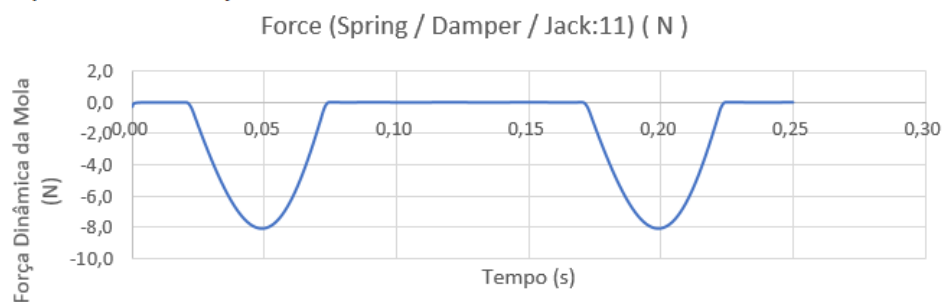
Na Figura 33 é possível ver a força referente a parcela dinâmica da mola calculado analiticamente e simulado. Os valores estão condizentes entre si indicando que a função aproximada do perfil do came possui uma boa aproximação com a modelada a partir do sistema real. Esta aproximação pode ser melhor verificada ainda na Figura 34 pelo gráfico que expressa o deslocamento da válvula.

Figura 33 – Parcela dinâmica força da mola: a) Calculado; b) Simulado

a) Calculado



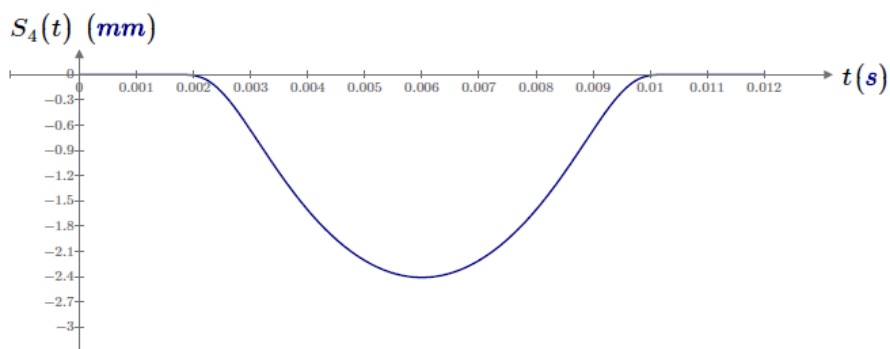
b) Simulado a 800 rpm



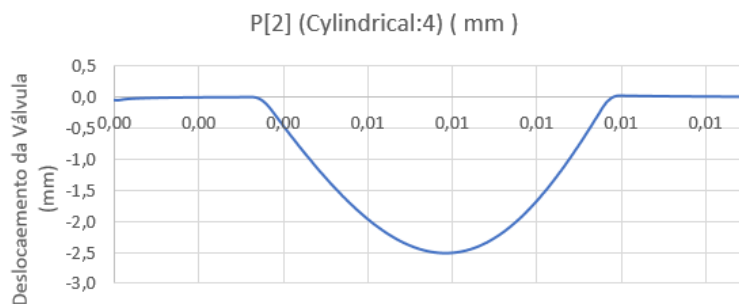
Fonte: Autoria própria

Figura 34 - Deslocamento da válvula: a) Calculado; b) Simulado a 5000 rpm

a) Calculado



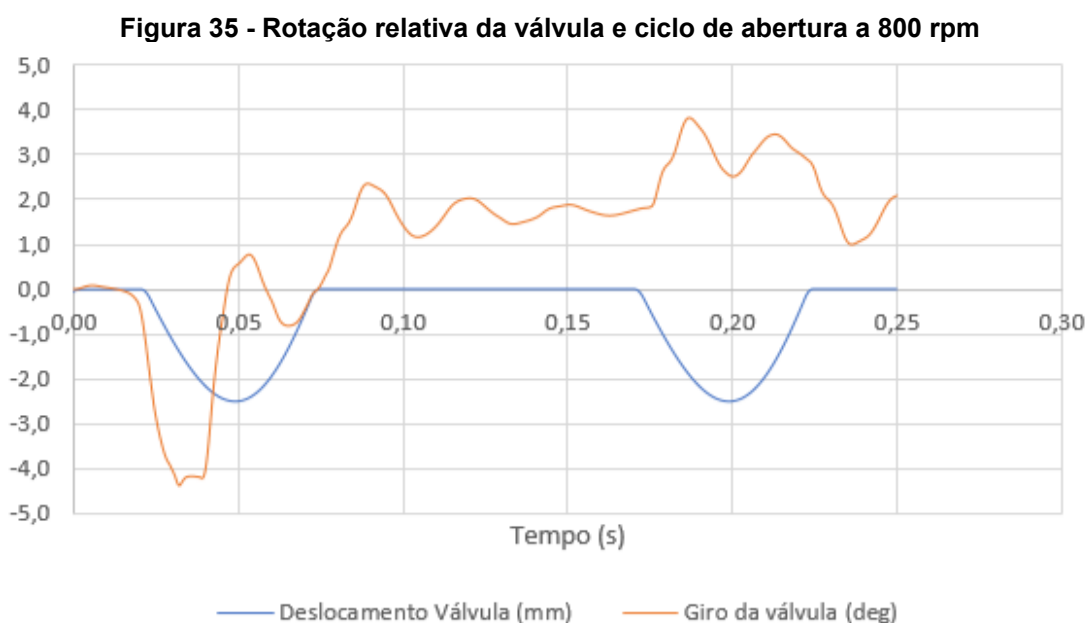
b) Simulado a 5000 rpm



Fonte: Autoria própria

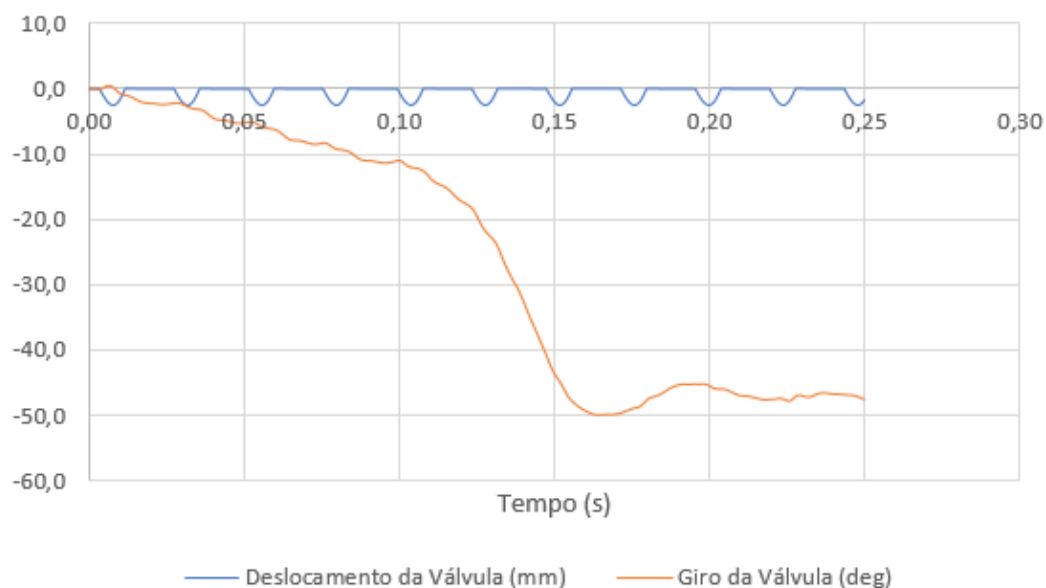
Prosseguindo na análise de $F_{mD}(t)$ e do deslocamento da válvula é possível perceber que as curvas não apresentam oscilações originadas por repiques, flutuações e perdas de contato, tanto para 800 rpm do motor quanto para 5000 rpm. Esta condição indica que a rigidez e o pré-deslocamento da mola, até o presente momento, estão atendendo as solicitações do sistema dentro da faixa de rotação analisada.

A condição de contorno criada a partir do *Mate Cylindrical* para válvula, abordado no item 4.4.1, permite gerar dados referentes ao deslocamento angular da válvula, ou seja, é possível verificar se a mesma possui movimento de rotação em relação ao suporte modelado durante funcionamento do sistema. No caso de haver, é constatado a existência de flutuação e assim a perda de contato entre o balancim de válvula e válvula. Pela Figura 35 é possível ver que ocorre um pequeno giro da válvula no primeiro ciclo devido á eliminação de folgas de posicionamentos dentro do ambiente de simulação. Após esse momento a válvula oscila em numa amplitude de aproximadamente 3° demonstrando mais um indicio de que o contato dos componentes com a válvula não se desfaz. O mesmo não ocorre para rotações mais elevadas já que na Figura 36 a válvula rotaciona continuamente enquanto o ciclo se desenvolve, é possível ver que sua variação angular foi de aproximadamente 50° . Este fenômeno indica possível perda de contato ou pelo menos uma tendência.



Fonte: Autoria própria

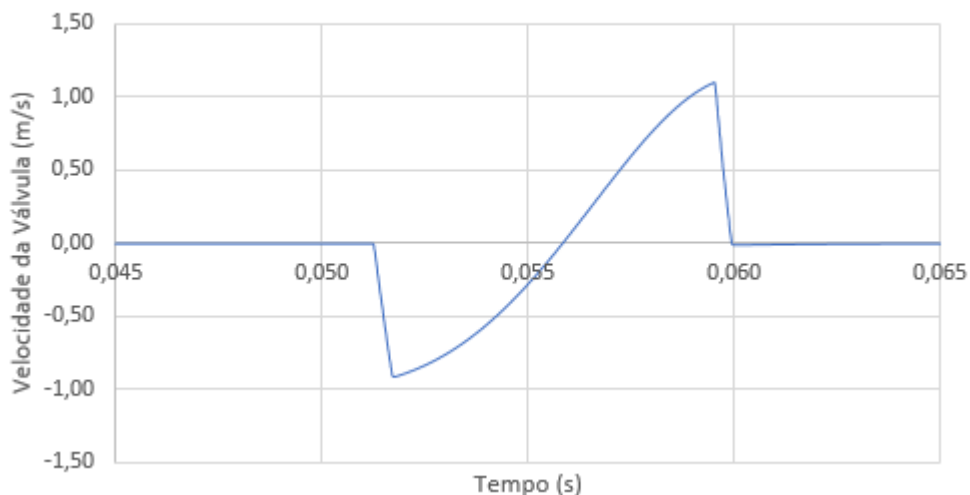
Figura 36 - Rotação relativa da válvula e ciclo de abertura a 5000 rpm
 P[2] (Cylindrical:4) (mm)/P[1] (Cylindrical:4) (deg)



Fonte: Autoria própria

Como já apresentado a análise através da Figura 26, a curva aproximada não apresenta uma boa característica para a velocidade. Pela simulação dinâmica, que considera o perfil real do came a partir da modelagem efetuada, essa característica se torna ainda mais perigosa e pode ser visto na Figura 37, que representa os resultados obtidos para um ciclo de abertura da válvula. É notório a falta da rampa de velocidade constante fortemente sugerido por Wang (2007), e que o sistema sofre um aumento linear e brusco da velocidade durante a abertura da válvula ocorrendo o mesmo para o fechamento. Esse comportamento provoca grandes pressões de contato, principalmente para o came, já que a aceleração desenvolvida nesse intervalo é elevada. As grandes pressões de contato podem ser ainda vistos na Figura 32 nos picos de abertura e fechamento, e ainda uma consequência danosa ao sistema na Figura 21 pelo desgaste do came.

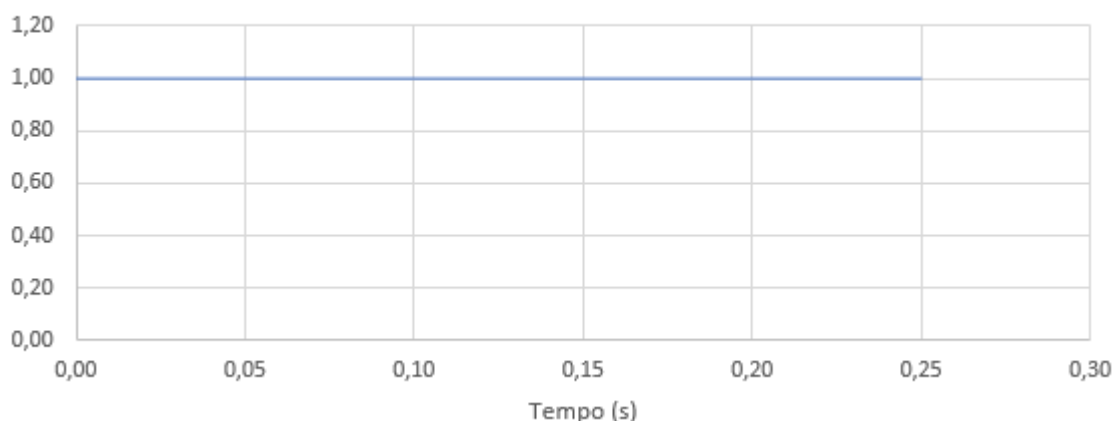
Figura 37 - Velocidade da válvula a 5000 rpm
V[2] (Cylindrical:4) (m/s)



Fonte: Autoria própria

A simulação dinâmica efetuada ainda contempla com resultados a respeito do contato existente entre o came e o balancim de comando. É possível gerar gráfico que representa se o contato entre esses dois componentes se desfaz. Como pode ser visto na Figura 38, o gráfico contém uma reta constante no valor de 1 indicando que o contato é mantido durante todo o funcionamento do sistema. No caso de haver perda de contato existiria um pico indo a zero que indica contato nulo.

Figura 38 - Estado do contato came e balancim de comando a 5000 rpm
Status_contact[1] (2D Contact:8)



Fonte: Autoria própria

5.5 DIMENSIONAMENTO DA MOLA

Com a análise dos resultados desenvolvida para fins de projeto da mola a primeira interação efetuada a partir dos cálculos desenvolvidos analiticamente apresentou valores de rigidez e pré-deslocamento da mola que atendem as condições dos pontos críticos exigidos pelo sistema. Uma nova interação é efetuada e uma nova mola é dimensionada para o sistema seguindo a metodologia abordada por Norton (2013) em seu livro.

Para o dimensionamento da mola nesta nova interação é acrescido 10% nas condições críticas obtendo então uma rigidez de 3,66 N/mm. As dimensões da mola podem ser verificadas na Tabela 1. Quanto ao projeto da mola os fatores que necessitam cuidado é a frequência natural da mesma e seu coeficiente de vida em fadiga, ambos importante para garantir segurança no funcionamento e durabilidade do componente. A mola dimensionada apresenta o seu coeficiente pra vida em fadiga o valor de 2,73.

Tabela 1 - Dados de dimensionamento da mola

Variável	Valor
Rigidez (k_m)	3,66 N
Material	ASTM 230
Diâmetro de fio (d)	1,40 mm
Diâmetro médio das espiras (D)	13,40 mm
Comprimento Livre (L_f)	16,18 mm
Pré-deflexão (δ_0)	5,08 mm
Número de espiras totais (N_t)	06
Número de espiras ativas (N_a)	04

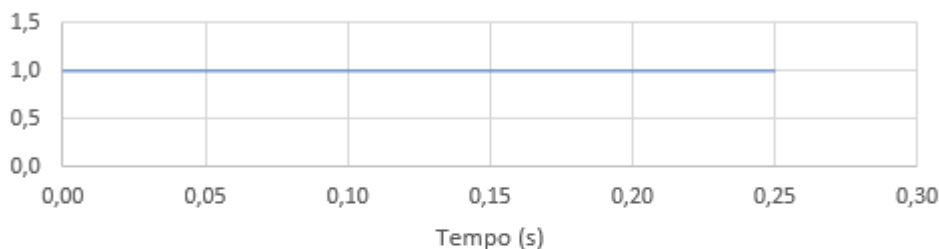
Fonte: Autoria própria

Novas simulações foram realizadas para verificar o comportamento da mola dimensionada no sistema. A Figura 39 demonstra que o contato entre o came o balancim de comando permanece solido sem interrupções, a força da mola e o deslocamento da válvula não apresentam oscilações por repiques, e a válvula possui apenas rotação numa amplitude de aproximadamente 6°.

Figura 39 - Resultados da simulação após dimensionamento da mola

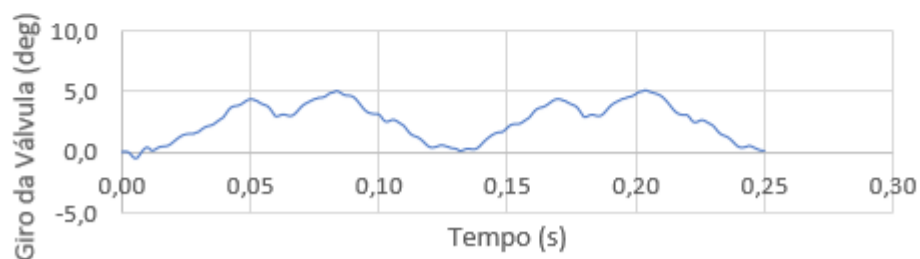
a) Estado do contato came-balancim de comando a 5000 rpm do motor

Status_contact[1] (2D Contact:9)



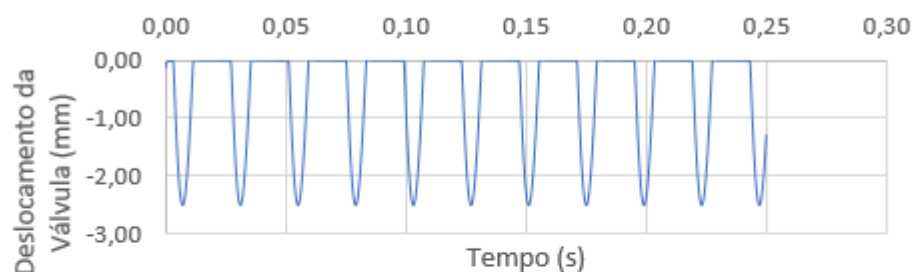
b) Rotação relativa da válvula a 5000 rpm do motor

P[1] (Cylindrical:6) (deg)



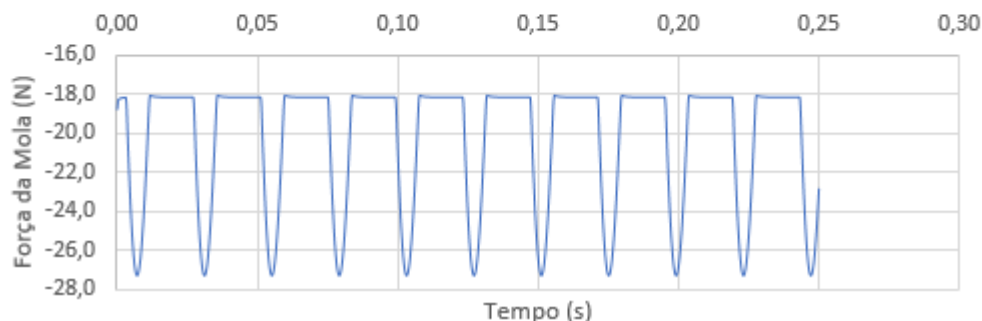
c) Deslocamento da válvula a 5000 rpm do motor

P[2] (Cylindrical:6) (mm)



d) Força da mola a 5000 rpm do motor

Force (Spring / Damper / Jack:8) (N)



Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÕES

Para realizar a análise e avaliar o sistema existente foram necessários dividir o trabalho em várias etapas, iniciando da modelagem dos componentes e do sistema até os resultados obtidos analiticamente e simulados. Estes resultados foram de suma importância para determinar a mola que satisfaz a condição de funcionamento do motor entregando segurança e bom funcionamento ao trem de válvulas.

Desde a primeira etapa que envolve a modelagem, realização de medições, análise visual dos componentes e das suas geometrias foi possível verificar que o sistema possui um número de componentes que podem afetar o funcionamento devido o aumento da massa e da elasticidade. Mais importante ainda, é que o came possui um perfil que não atende a suavidade no início da abertura e fechamento da válvula, constatando mais tarde a não existência da rampa de velocidade constante gerando o desgaste demonstrado pela Figura 21.

A função utilizada para descrever o perfil do came se demonstrou eficiente para uma análise simples do comportamento do sistema e para o dimensionamento da mola, porém a função não contempla a rampa de velocidade constante sugerida por Wang (2007). Com o aumento da rotação, a elasticidade dos componentes e o amortecimento existente no sistema não são considerados, prejudicando assim uma análise mais detalhada principalmente nos contatos entre os componentes. A primeira hipótese, utilizando os coeficientes 2-10-20-30-40, apresentou um menor erro e uma maior precisão para a curva de deslocamento do ponto de contato entre o came e o seguidor.

A simulação dinâmica é bem-vinda para verificar com maior proximidade o comportamento real do sistema bem como os esforços atuando nos principais pontos de interesse. É necessário cuidado para que as condições de contorno inseridas sejam fieis a análise desejada e as condições que estão atuando no trem de válvulas. Foi possível verificar que o modelo utilizado para cálculo analítico se aproximou dos resultados da simulação e podendo assim ser valido para o dimensionamento da mola. A simulação contribuiu ainda com resultados que o modelo analítico não contempla e para validação da configuração da mola calculada.

A função é fundamental aliada aos pontos críticos apresentados por Andreatta (2010) e Tomoyose (2013) forneceram parâmetros necessários para definir a rigidez e o pré-deslocamento para atender os esforços solicitados a mola. A partir desses resultados foi possível realizar o dimensionamento da mola que através da simulação e dos cálculos demonstrou-se segura e adequada ao funcionamento dentro da faixa de rotação estipulada.

Como sugestão para os próximos trabalhos fica:

- O uso de uma nova função considerando a elasticidade dos componentes e o amortecimento existente, sendo uma boa sugestão o uso de *splines* já utilizada em trabalhos anteriores;
- Modelos com número maior de GDL possibilitando o estudo dos demais contatos;
- Realização de sensoriamento e obtenção de dados experimentais no sistema para confrontar com os resultados da simulação e cálculos analíticos;
- Redimensionamento do came implantando uma nova curva de abertura que contemple a rampa de velocidade constante.

REFERENCIAS

ANDREATTA, É. C. **Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <http://repositorio.unicamp.br/bitstream/REPOSIP/265114/1/Andreatta_EdersonClaudio_M.pdf>. Acesso em: 26 ago. 2018.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão Interna** - Volume 1. p. 160, 2012.

CORREA, A. S. **A INFLUÊNCIA DA FOLGA DE VÁLVULAS NA GERAÇÃO DE RUÍDO E VIBRAÇÃO NO MOTOR FIRE 999cc 8V.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/85630/197259.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 26 ago. 2018.

DUDLEY, W. M. **New Methods in VALVE CAM DESIGN.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://www.sae.org/technical/papers/480170>>. Acesso em: 22 set. 2018.

HEYWOOD, J. B. **IC Engine Fundamentals.** Disponível em: <http://www.eng.auburn.edu/~pjones/MECH.5830.6830.6836/Internal_Combustion_Engines_Fundamentals_by_J.B.Heywood.pdf>. Acesso em: 16 set. 2019.

NORTON, R. L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos.** 1st Editio ed. New York: McGraw-Hill, 2009a.

NORTON, R. L. **Cam design and manufacturing handbook.** [s.l.] Industrial Press, 2009b.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas.** [s.l.] Bookman, 2013.

ROTHBART, H. A. **CAM DESIGN HANDBOOK.** [s.l: s.n.].

THOREN, T. R.; ENGEMANN, H. H.; STODDART, D. A. **Cam Design as Related to Valve Train Dynamics.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://www.sae.org/technical/papers/520208>>. Acesso em: 22 set. 2018.

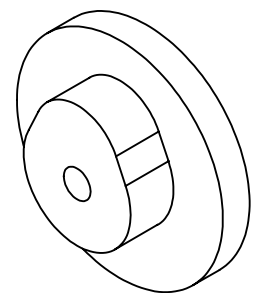
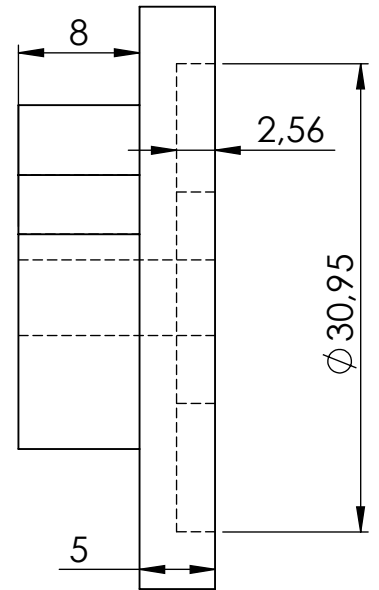
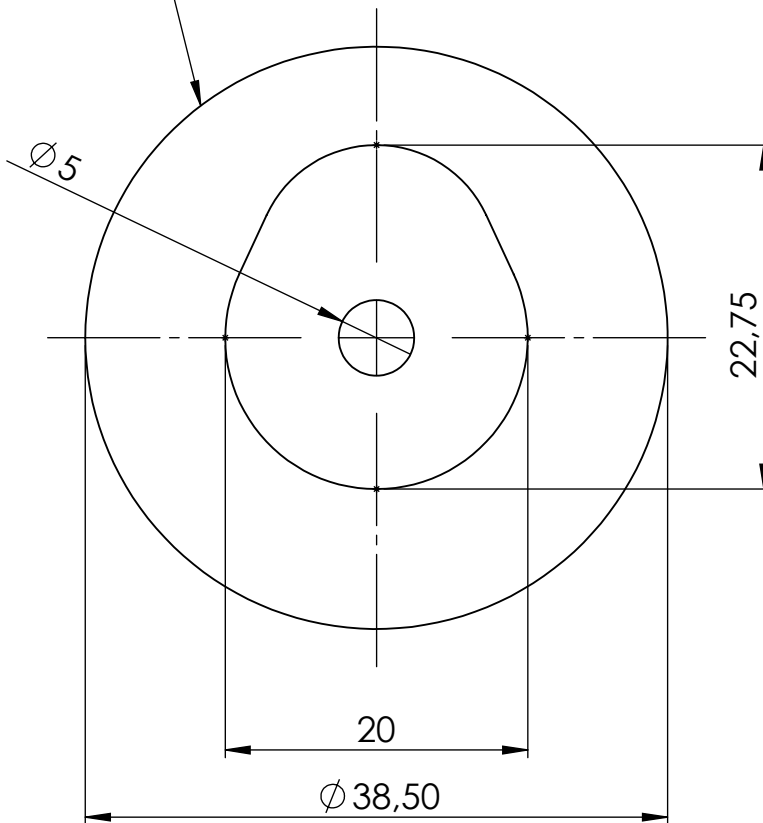
TOMOYOSE, R. **Análise Dinâmica Não Linear de Sistema de Acionamento de Válvulas com Tucho Hidráulico.** p. 122, 2013.

TURKISH, M. **Valve Gear Design.** Detroit Mich.: Eaton manufacturing Co. Wilcox-Rich division, 1946.

WANG, Y. **Introduction to engine valvetrains**. [s.l.] SAE International, 2007.

APÊNDICE A - DETELHAMENTO DO SISTEMA

Engrenagem de transmissão entre o eixo do motor e eixo came



Projeto: **Sistema de Acionamento de válvulas**

Projetista: **Wellington Luiz Gava Guandalin**

N° Comp.:

Conteudo do Desenho: **Conjunto Came**

Escala: **2:1**

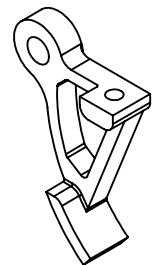
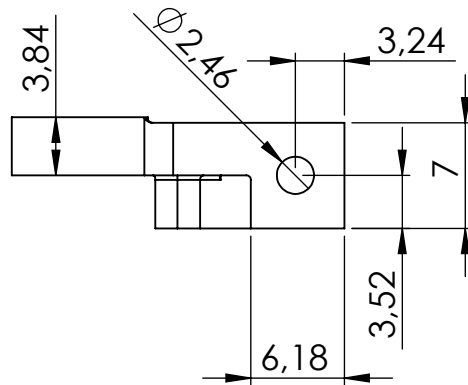
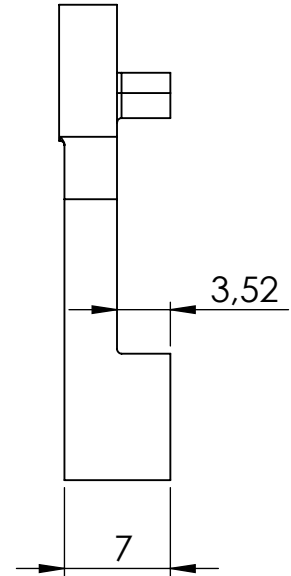
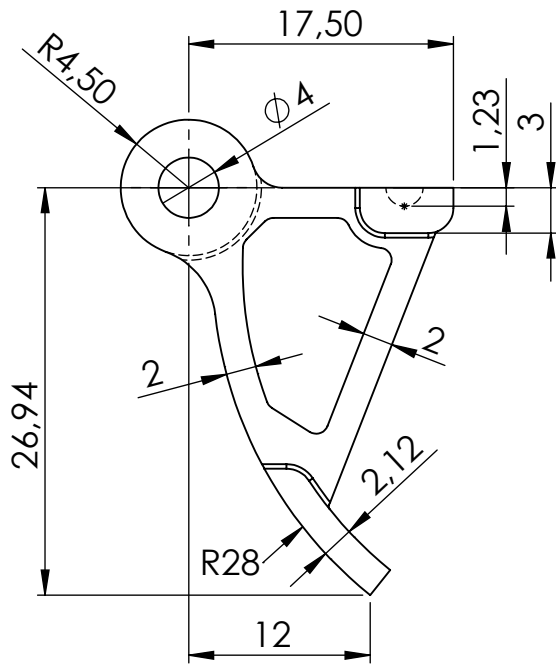
Data: **16/10/2019**

N° Folha:

Un. Dim.: **mm**

Massa: **17,0g**

Observações:



Projeto: **Sistema de Acionamento de válvulas**

Projetista: **Wellington Luiz Gava Guandalin**

N° Comp.:

Conteudo do Desenho: **Balancim de Comado**

Escala: **2:1**

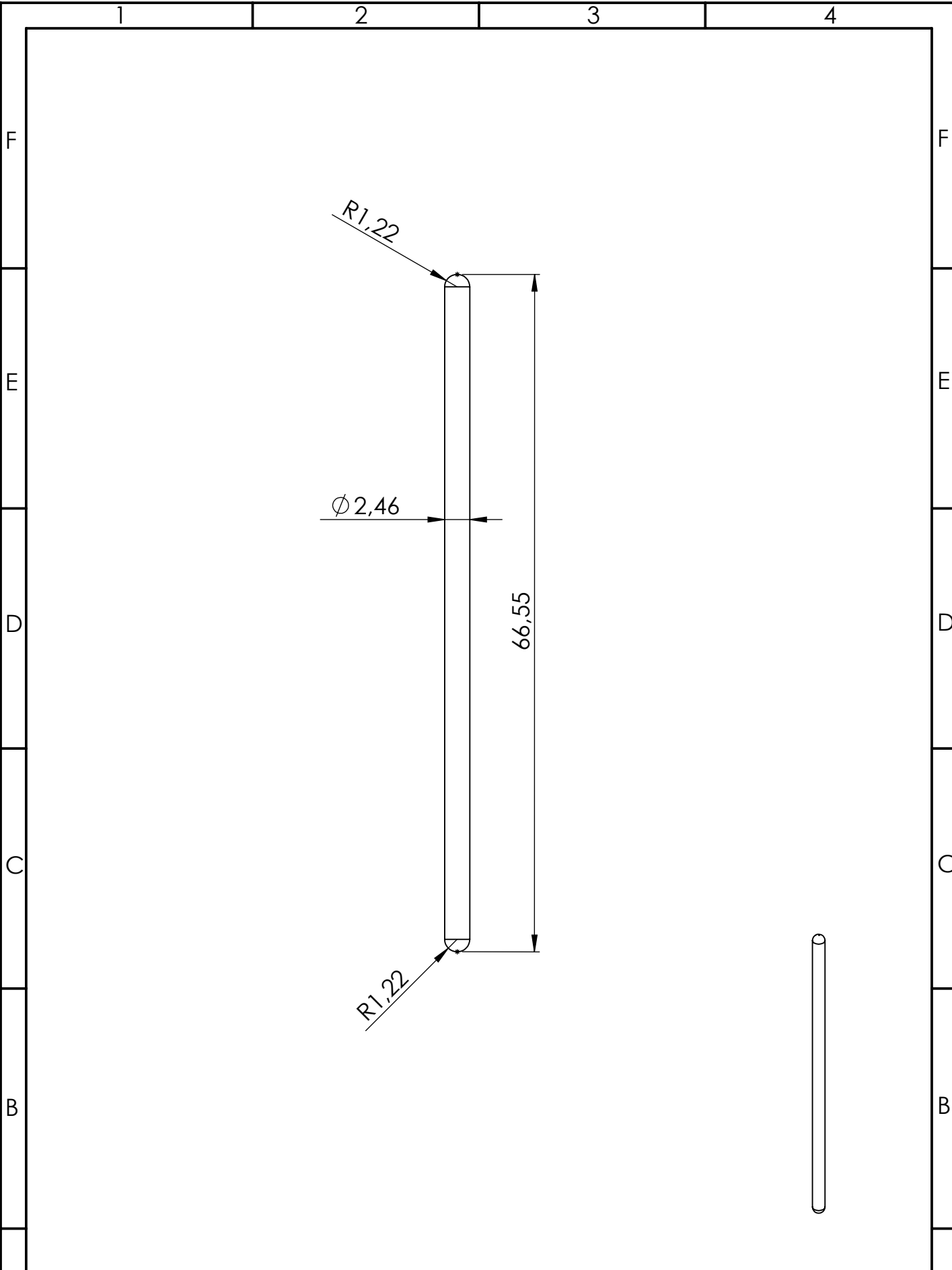
Data: **16/10/2019**

N° Folha:

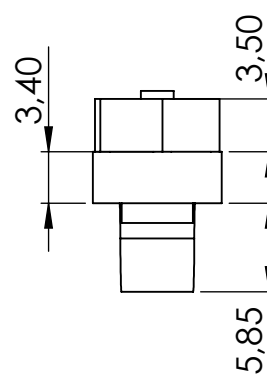
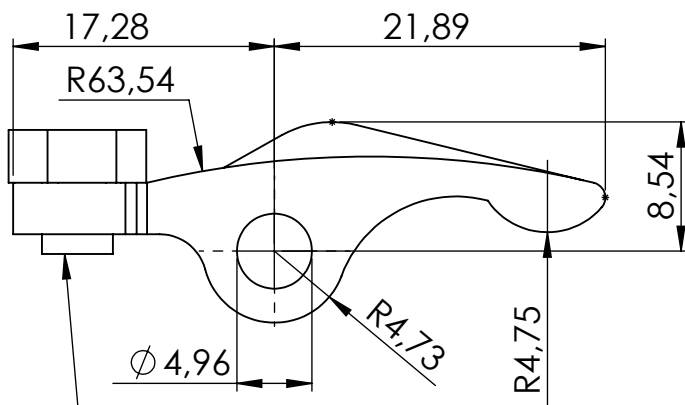
Un. Dim.: **mm**

Massa: **6,0g**

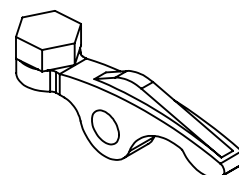
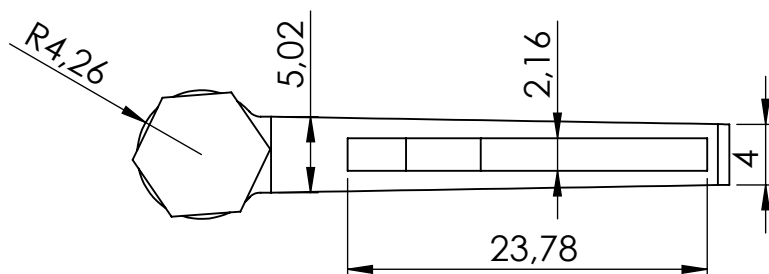
Observações:



Projeto: Sistema de Acionamento de válvulas			
Projetista: Wellington Luiz Gava Guandalin			N° Comp.:
Conteudo do Desenho: Vareta			Escala: 2:1
Data: 16/10/2019	N° Folha:	Un. Dim.: mm	Massa: 2,0g
Observações:			



Conjunto parafuso e porca de regulagem de folga



Projeto: **Sistema de Acionamento de válvulas**

Projetista: **Wellington Luiz Gava Guandalin**

N° Comp.:

Conteudo do Desenho: **Balancim de Válvula**

Escala: **2:1**

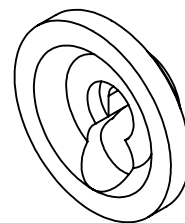
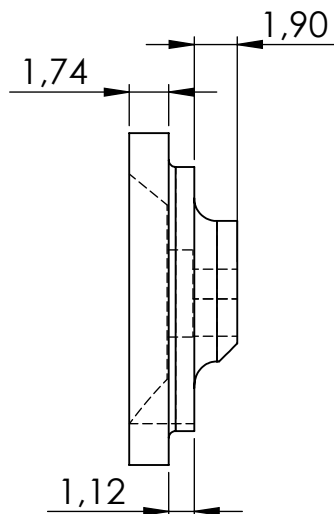
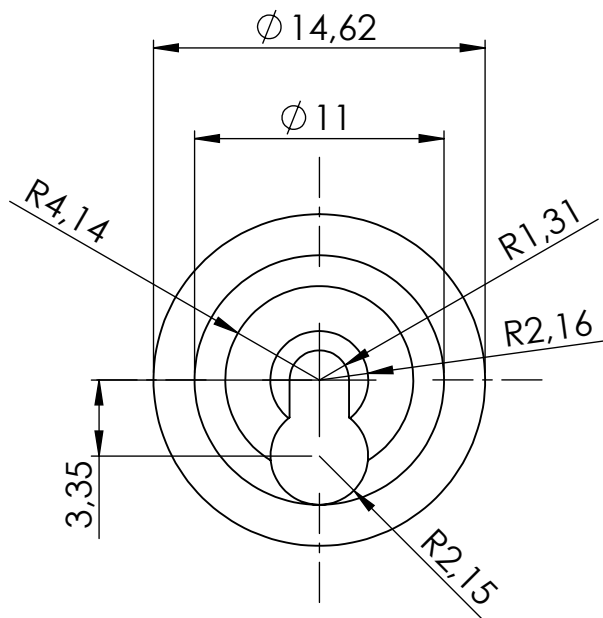
Data: **16/10/2019**

N° Folha:

Un. Dim.: **mm**

Massa: **9,0g**

Observações:



Projeto: **Sistema de Acionamento de válvulas**

Projetista: **Wellington Luiz Gava Guandalin**

N° Comp.:

Conteudo do Desenho: **Prato**

Escala: **3:1**

Data: **16/10/2019**

N° Folha:

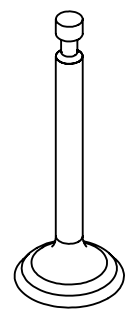
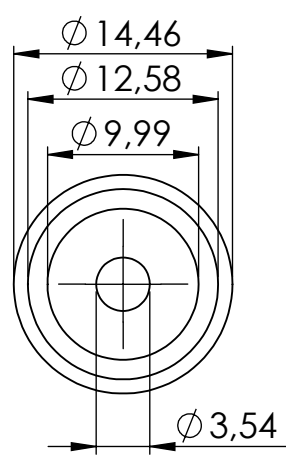
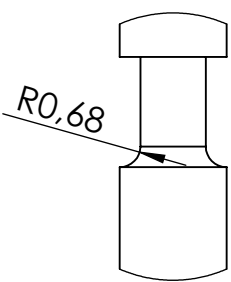
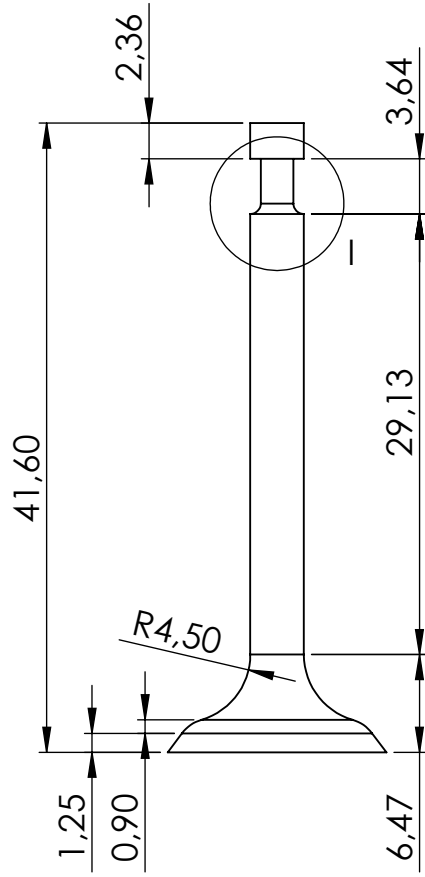
Un. Dim.: **mm**

Massa: **3,0g**

Observações:

F
E
D
C
B
A

1 2 3 4

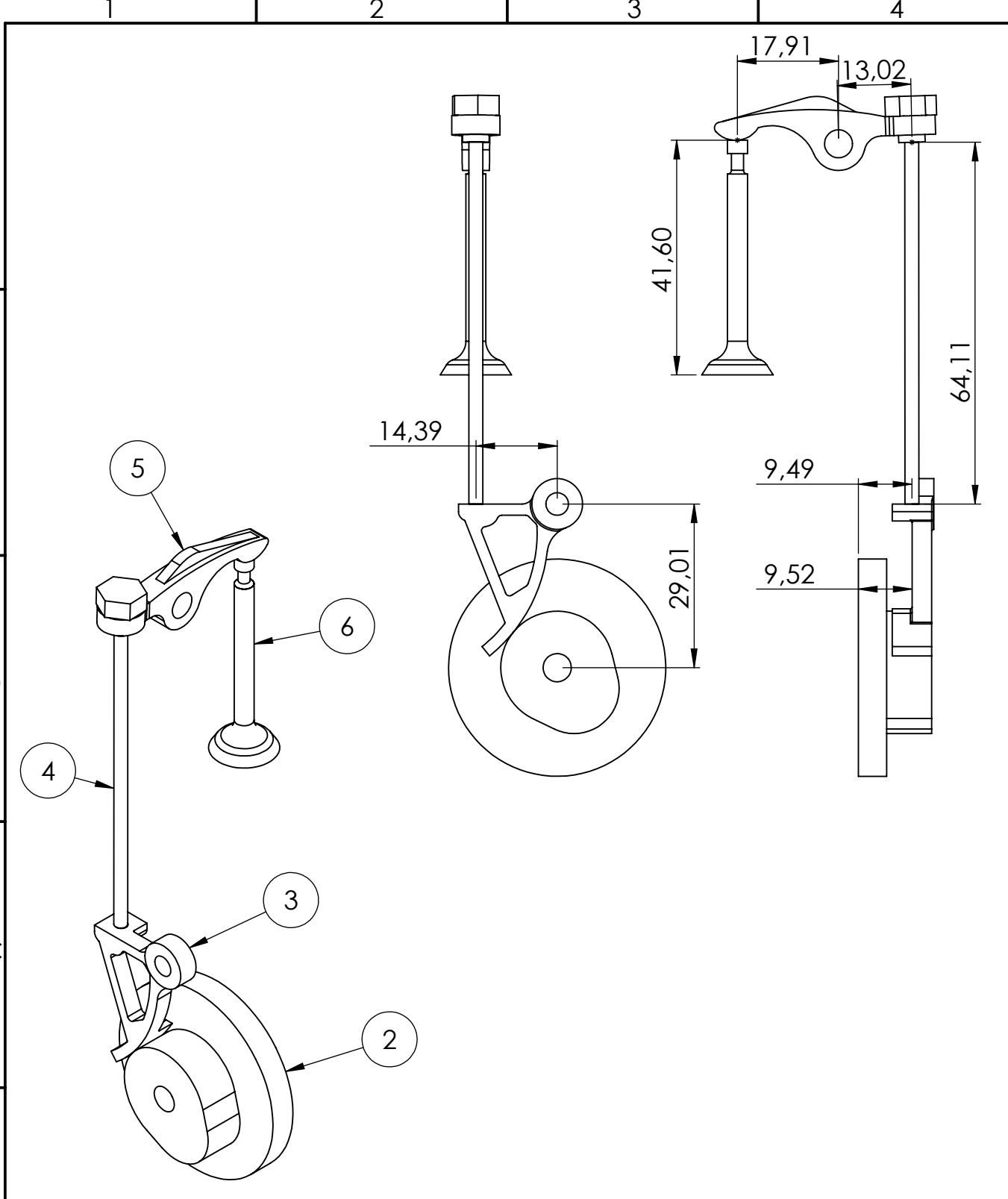


A

Projeto: Sistema de Acionamento de válvulas			
Projetista: Wellington Luiz Gava Guandalin			N° Comp.:
Conteudo do Desenho: Válvula de Admissão			Escala: 2:1
Data: 16/10/2019	N° Folha:	Un. Dim.: mm	Massa: 5,0g
Observações:			

1 2 3 4

F
E
D
C
B
A



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
2		Conjunto Came	1
3		Balancim de Comando	1
4		Vareta	1
5		Balancim de Válvula	1
6		Válvula de Admissão	1

Projeto: **Sistema de Acionamento de válvulas**
 Projetista: **Wellington Luiz Gava Guandalin** Nº Comp.:
 Conteudo do Desenho: **Sistema de Acionamento** Escala: **3:1**
 Data: **16/10/2019** Nº Folha: Un. Dim.: **mm** Massa:
 Observações:

APÊNDICE B – TABELA PERFIL DO CAME POR PONTOS DISCRETOS

θ [°]	$r(\theta)$ [mm]
0	10
5	10
10	10
15	10
20	10
25	10
30	10,04
35	10,16
40	10,36
45	10,65
50	11,03
55	11,41
60	11,75
65	12,05
70	12,3
75	12,49
80	12,64
85	12,72
90	12,75
95	12,72
100	12,64
105	12,49
110	12,3
115	12,05
120	11,75
125	11,41
130	11,03
135	10,65
140	10,36
145	10,16
150	10,04
155	10
160	10
165	10
170	10
175	10
180	10

