ALEXANDRE TOMIO TANAKA

**Projeto e fabricação de dispositivo de fixação de cabeçotes e abertura de
válvulas em equipamento de medição de Swirl**

São Paulo

2017

ALEXANDRE TOMIO TANAKA

**Projeto e fabricação de dispositivo de fixação de cabeçotes e abertura de
válvulas em equipamento de medição de Swirl**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

São Paulo

2017

ALEXANDRE TOMIO TANAKA

**Projeto e fabricação de dispositivo de fixação de cabeçotes e abertura de
válvulas em equipamento de medição de Swirl**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal
Alves

São Paulo

2017

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Tanaka, Alexandre Tomio

Projeto e fabricação de dispositivo de fixação de cabeçotes e abertura de válvulas em equipamento de medição de Swirl / A. T. Tanaka -- versão corr. -- São Paulo, 2017.

153 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Centro de Engenharia Automotiva.

1.Motores Diesel 2.Fluxo de ar 3.Swirl 4.Equipamento de medição I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Centro de Engenharia Automotiva II.t.

Aos meus pais, por tudo o que fizeram por
mim e por sempre me apoiarem.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves, pela paciência e suporte no desenvolvimento do trabalho.

Aos amigos de trabalho, pela constante ajuda e compreensão.

Aos professores da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e aos envolvidos no projeto, pelo suporte na realização e no desenvolvimento das atividades.

A todos que, de alguma forma, me ajudaram na realização deste trabalho.

Só se pode alcançar um grande êxito quando
nos mantemos fiéis a nós mesmos.

Friedrich Nietzsche

RESUMO

Neste trabalho pretende-se desenvolver o dispositivo para a fixação de cabeçotes e acionamento de válvulas em um equipamento para medição de *swirl*, que é um dos movimentos do ar dentro da câmara de combustão nos motores de ignição por compressão. Este desenvolvimento tem como objetivos facilitar a montagem do cabeçote no equipamento e desenvolver o avanço automático das válvulas, visando a redução do tempo total do ensaio. No desenvolvimento, foi feito um comparativo das características e componentes montados nos cabeçotes e nos diferentes modelos que serão testados no equipamento, para que não fossem necessários retrabalhos no cabeçote ou desmontagens de componentes para a realização dos ensaios, abrangendo a maior gama possível de produtos. Foram definidos os métodos de posicionamento do cabeçote no dispositivo e o sistema de fixação. Para garantir a precisão no acionamento das válvulas, foi definido um fuso de esferas recirculantes, acionadas por um motor de passo. O projeto foi concluído e o dispositivo foi fabricado e instalado no equipamento de medição. Testes realizados mostraram resultados de medição de *swirl* conforme esperado, além da diminuição no tempo total do teste. A partir de observações feitas após a fabricação e os testes no dispositivo, algumas melhorias estão sendo propostas, como, por exemplo, acionamentos por balancins independentes para cada válvula.

Palavras-Chave: Motores Diesel. Fluxo de ar. *Swirl*. Equipamento de medição.

ABSTRACT

In this work, the aim is to develop the device for the fixture of the cylinder head and the valve actuation in a swirl meter test bench. Swirl is a movement inside the combustion chamber in a compression ignition engine. The development aims to facilitate the assembling of the cylinder head in the equipment and develop the valve lift device, focusing in decreasing the total time for the test. Also, the valve actuator shall be able to perform the continuous valve lift in the swirl measurement. During the development of this work, a comparative of the main features and the components assembled in the different cylinder head types to be tested in the equipment was done, to avoid rework or disassembling of components for the test, including the most variety of types. It was defined the positioning method for cylinder head in the device and the fixation system. To ensure the precision in the valve actuation, it was defined a ball screw, driven by a step motor. The project was finalized, manufactured and installed in the measurement equipment. Performed tests have showed results of swirl measurement according to expected, and the total time of test was decreased. After this first project, some improvements are proposed in the device, for example, individual actuation per valve.

Keywords: Diesel Engines. Air flow. Swirl. Measurement Equipment.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Forças teóricas de cilindros pneumáticos	55
Tabela 2 - Cargas fusos de esferas (20 mm)	58
Tabela 3 – Fatores m e N de acordo com o método de apoio do fuso.....	59
Tabela 4 - Fator de carga permissível.....	60
Tabela 5 - Fator de operação.....	61
Tabela 6 – Propriedades aço carbono	66
Tabela 7 - Comparativo de atividades e tempos entre atuadores - tempo em segundos (s)	71
Tabela 8 - Resultados dos ensaios com terminal de válvulas.....	73
Tabela 9 - Resultados dos ensaios com ajuste de válvulas	74
Tabela 10 - Cargas fuso de esferas (15 mm).....	83

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Fases PROCONVE e emissões	15
Figura 2 - Componentes do cabeçote Diesel	19
Figura 3 - Swirl na câmara de combustão.....	20
Figura 4 - Tumble na câmara de combustão.....	20
Figura 5 - Movimento de Squish	21
Figura 6 - Deslocamento do swirl no cilindro	23
Figura 7 - Dutos de admissão tangencial.....	23
Figura 8 - Pórticos em hélice.....	24
Figura 9 - Comparativo entre <i>swirl</i> gerado por pórticos helicoidais e tangenciais.	24
Figura 10 - Geometria modificada das válvulas	25
Figura 11 - Medição do <i>Swirl</i> em bancada de regime permanente	26
Figura 12 - Medição do Swirl com rotor de pás.....	27
Figura 13 - Medição do Swirl com medidor de torque.....	29
Figura 14 - Equipamento de medição de <i>Swirl</i>	33
Figura 15 - Componentes equipamento de medição de <i>swirl</i> desenvolvido	34
Figura 16 - Colmeia (Honeycomb)	35
Figura 17 - <i>Swirl</i> meter: colmeia (1); eixo (2); fio (3); esticador do fio (4).....	36
Figura 18 - Instalação do sensor de rotações no Roots	37
Figura 19 – Dutos para entrada de ar no cabeçote	38
Figura 20 - Componentes do cabeçote	39
Figura 21 - Componentes internos do cabeçote	40
Figura 22 - Comparativo cabeçote tipo 1 x tipo 2.....	41
Figura 23 - Comparativo terminal de válvulas cabeçote tipo 1 x tipo 2	43
Figura 24 - Comparativo pino guia cabeçote tipo 1 x tipo 2	43
Figura 25 - Dispositivo atual de fixação e avanço	46
Figura 26 - Versão preliminar do dispositivo	47
Figura 27 - Furos de guia para montagem do cabeçote	48
Figura 28 - Pinos guia no equipamento	49
Figura 29 - Compressão recomendada para anéis de vedação.....	50
Figura 30 - Força de compressão do anel	51
Figura 31 - Vedação do furo do injetor.....	52
Figura 32 – Projeto do dispositivo de fixação e avanço de válvulas	53

Figura 33 - Disposição dos cilindros pneumáticos	56
Figura 34 - Sistema de atuação de válvulas	56
Figura 35 - Entrada de ar no cabeçote.....	64
Figura 36 - Folga de montagem do cabeçote	65
Figura 37 - Avanço e recuo máximo do sistema de atuação das válvulas	65
Figura 38 – Análise pelo método de elementos finitos da estrutura: tensões e deslocamentos	67
Figura 39 - Montagem do dispositivo	67
Figura 40 - Diferença no acionamento das válvulas	69
Figura 41 - Eixos para ajustes de folga.....	69
Figura 42 - Resultados ensaio com terminal de válvulas	73
Figura 43 - Resultados de testes com ajuste de válvulas	75
Figura 44 - Comparativo entre medição com terminal de válvulas e ajuste de válvulas	76
Figura 45 - Testes com avanço contínuo	77
Figura 46 - Visão geral – melhorias no projeto.....	79
Figura 47 - Distâncias do balancim	80
Figura 48 - Distância dos fixadores.....	81
Figura 49 - Disposição dos cilindros pneumáticos conectados às alavancas	81
Figura 50 - Fixação do cilindro pneumático	82
Figura 51 - Dimensão do balancim	86
Figura 52 - Análise pelo método de elementos finitos do balancim: tensões e deslocamentos	86
Figura 53 - Suporte dos balancins	87
Figura 54 - Análise pelo método de elementos finitos do suporte balancins: tensões e deslocamentos	88
Figura 55 - Suporte de atuação do balancim	88
Figura 56 - Conjunto de elevação	89
Figura 57 - Verificação da abertura do balancim.....	90
Figura 58 - Contato do rolamento de acionamento do balancim.....	91
Figura 59 - Verificação do contato do rolamento de elevação	91
Figura 60 - Verificação de interferências do balancim durante o movimento	92
Figura 61 - Sensores de posicionamento.....	93

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos: geral e específicos.....	16
1.2	Justificativa do trabalho	17
1.3	Objeto/ Unidade de Estudo	18
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Cabeçotes de motores Diesel	19
2.2	Movimentação do ar na câmara de combustão.....	19
2.3	Movimento de <i>Swirl</i>	22
2.3.1	Técnicas para geração do <i>Swirl</i>	23
2.3.2	Técnicas de medição do <i>Swirl</i>	25
2.3.3	Número de <i>Swirl</i>	30
3.	DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	33
3.1	Equipamento de medição de <i>Swirl</i>	33
3.1.1	Equipamento de medição de <i>Swirl</i> em desenvolvimento	34
3.2	Preparação do cabeçote e processo de medição atual.....	37
3.3	Estudo das características dos cabeçotes submetidos ao teste	39
3.3.1	Comparativo entre tipos de cabeçotes e os componentes principais montados no cabeçote para a medição do <i>swirl</i>	39
3.3.2	Força necessária para a abertura das válvulas	44
4.	DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO E ABERTURA DE VÁLVULAS.....	45
4.1	Estudos iniciais da configuração do dispositivo.....	46
4.2	Posicionamento e vedação do cabeçote no equipamento	47
4.2.1	Posicionamento do cabeçote	48
4.2.2	Vedação do ar na face inferior do cabeçote	49
4.2.3	Vedação do furo central do cabeçote	51
4.3	Projeto 1	52
4.3.1	Sistema de fixação	54
4.3.1.1	Dimensionamento cilindros pneumáticos para a fixação.....	54
4.3.2	Sistema de atuação nas válvulas	56
4.3.2.1	Fuso de esferas recirculantes.....	57
4.3.2.1.1	Limite de carga estática e dinâmica	57

4.3.2.1.2	Carga permissível de flambagem	58
4.3.2.1.3	Tensão de compressão	59
4.3.2.1.4	Deformação permanente no contato da esfera	60
4.3.2.1.5	Vida estimada.....	61
4.3.2.2	Motor de passo.....	62
4.3.3	Configuração e disposição dos componentes	63
4.3.4	Esforços na estrutura de montagem do cabeçote	66
4.3.5	Montagem do projeto 1.....	67
4.3.6	Alteração no dispositivo do avanço	68
4.4	Testes efetuados	70
4.4.1	Comparativo de atividades e tempos na preparação do cabeçote	70
4.4.2	Testes com o procedimento atual.....	71
4.4.3	Testes com avanço contínuo.....	76
4.5	Problemas encontrados na utilização do equipamento	77
4.6	Possíveis melhorias do projeto 1.....	78
4.6.1	Sistema de fixação	79
4.6.1.1	Dimensionamento dos cilindros pneumáticos para a fixação	79
4.6.2	Sistema de atuação nas válvulas	82
4.6.2.1	Fuso de esferas recirculantes.....	82
4.6.2.1.1	Limite de carga estática e dinâmica	83
4.6.2.1.2	Carga permissível de flambagem	83
4.6.2.1.3	Tensão de compressão	83
4.6.2.1.4	Deformação permanente no contato da esfera	84
4.6.2.1.5	Vida estimada.....	84
4.6.2.2	Motor de passo.....	84
4.6.2.3	Componentes projetados do sistema de atuação.....	85
4.6.2.3.1	Balancim.....	85
4.6.2.3.2	Suporte dos balancins	87
4.6.2.3.3	Suporte de atuação do balancim	88
4.6.2.3.4	Conjunto de elevação.....	89
4.6.2.3.5	Conjunto de recuo dos balancins	89
4.6.2.4	Análise da movimentação dos componentes projetados.....	90
4.6.2.4.1	Contato do balancim com as válvulas	90
4.6.2.4.2	Contato do rolamento de elevação com o balancim.....	91

4.6.2.4.3	Colisão do balancim durante o movimento.....	92
4.6.3	Sensor de posicionamento	92
5.	CONCLUSÕES	94
6.	TRABALHOS FUTUROS	95
	REFERÊNCIAS.....	96
	APÊNDICE A – Desenhos do projeto 1.....	98

1. INTRODUÇÃO

As legislações ambientais de controle de emissões de veículos automotores são a cada dia mais rigorosas, na tentativa de controle de emissão de poluentes na atmosfera, tanto por veículos de passeio como comerciais. No Brasil este controle é feito através do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE, instituído pela Resolução Conama Número 18 de 6 de maio de 1986, tendo como um dos objetivos principais a redução dos níveis de emissões por veículos automotores (BRASIL, 1986). A Figura 1 mostra a evolução das fases do PROCONVE para veículos comerciais no Brasil e os níveis de emissão para cada uma delas.

Figura 1 - Fases PROCONVE e emissões

Fonte: JOSEPH, (2009)

Além do controle de emissões, um outro objetivo é o desenvolvimento tecnológico (BRASIL, 1986). Sendo assim, os fabricantes de veículos realizam diversos estudos de diferentes fenômenos e desenvolvem continuamente os seus produtos para atender as novas demandas, incorporando novos componentes e sistemas.

Um dos objetos de estudo mais importantes para a melhoria do desempenho nos veículos automotores é a combustão nos motores. A compreensão detalhada do fenômeno é essencial para diminuição dos níveis de emissão e aumento da eficiência energética total do veículo. Um dos fatores que influenciam diretamente na combustão

é a movimentação do ar dentro da câmara, destacando-se, em motores Diesel, o movimento rotativo denominado *swirl*. O *swirl* é um dos componentes que auxiliam na mistura ar-combustível, essencial para otimização da combustão no motor. (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010)

A medição e o controle do *swirl* ocorrem, principalmente, através de testes em bancada de regime permanente, realizada nos cabeçotes dos motores (HEYWOOD, 1988). O teste só pode ser feito após o término da fabricação dos cabeçotes, pois o modo como este é realizado influi diretamente no resultado final do *swirl*.

Em uma produção seriada de cabeçotes, normalmente, estes testes são feitos apenas em algumas peças de um determinado lote. Por isso, não é possível garantir que todos os componentes obedecem aos requisitos de *swirl* estabelecidos. Caso o cabeçote medido seja rejeitado na medição, todos os componentes já fabricados pertencentes ao mesmo lote devem também ser avaliados e, no pior caso, sucateados. Portanto, um controle individualizado de peças ou um procedimento de teste que gere resultados rápidos é essencial para uma ação rápida de correção no processo produtivo, evitando-se o sucateamento de uma grande quantidade de peças já fabricadas.

1.1 Objetivos: geral e específicos

O principal objetivo deste trabalho é implementar melhorias no equipamento de medição de *swirl* em construção pela Escola Politécnica da USP, focando no método de fixação e no dispositivo de atuação de válvulas do equipamento, visando a diminuição no tempo total de teste. No desenvolvimento do dispositivo, o foco será no projeto mecânico. Alguns dos objetivos específicos para que se possa chegar ao resultado esperado são os seguintes:

- Estudar o fenômeno *swirl* e os principais fatores de influência;
- Estudar os métodos e equipamentos de medição;
- Fazer o projeto do dispositivo e construção do mesmo;
- Realizar testes funcionais e comparar os resultados obtidos;
- Analisar e sugerir propostas de melhorias.

1.2 Justificativa do trabalho

A partir dos estudos e desenvolvimentos, espera-se a construção de um dispositivo que facilite a preparação (montagem e desmontagem) do cabeçote no equipamento de teste e consequentemente resulte em uma redução no tempo total de medição. O tempo total atualmente é aproximadamente 25 minutos, sendo a preparação estimada em 5 minutos. O tempo restante de 20 minutos é utilizado para a medição em si. Dentro deste tempo, é feito o avanço de válvulas, a estabilização da pressão do sistema pelo equipamento e a coleta de dados para cada um dos valores de avanço, utilizados para o cálculo do número de *swirl*.

Um dos objetivos no desenvolvimento do equipamento, e no procedimento de testes como um todo, é a viabilização da realização de testes com avanço de válvulas contínuo, o que eliminaria a coleta de dados para cada avanço e diminuiria o tempo de medição de 20 minutos, para um tempo estimado entre 1 a 2 minutos. A proposta deste trabalho é também projetar o dispositivo para que este possa ser utilizado para este procedimento, com avanço contínuo de válvulas.

Caso a redução do tempo de preparação e de medição seja significativa, pode-se pensar em implementar a verificação em uma quantidade maior dos cabeçotes produzidos. O tempo de montagem dos componentes em uma estação no processo de fabricação do cabeçote, atualmente, é de aproximadamente 1 minuto. Considerando-se a preparação efetuada em 1 minuto e a implementação do teste com avanço contínuo também em 1 minuto, a verificação poderia ser implementada em 50% da produção. Portanto, a meta inicial para o projeto é a implementação da preparação em 1 minuto.

A redução de tempo de resposta da medição será utilizada para a avaliação e correção mais rápida do processo produtivo. Se o desenvolvimento do equipamento garantir um tempo total de testes menor que o tempo de produção do cabeçote, a medição pode, em conjunto com desenvolvimentos posteriores, ser implementada em toda a produção.

1.3 Objeto/ Unidade de Estudo

Para a análise, construção e viabilização da proposta, será utilizado como referência o equipamento de medição de *swirl*, em desenvolvimento pela Escola Politécnica da USP, disponível no Parque Tecnológico da cidade de Sorocaba.

Como referência para o desenvolvimento do dispositivo, serão utilizados dois modelos principais de cabeçotes: Tipo 1 e Tipo 2. A coleta dos dados experimentais será feita apenas no cabeçote Tipo 2. O teste em apenas um dos tipos de cabeçotes não influenciará na avaliação da proposta, pois as interfaces serão projetadas para a utilização de ambos os modelos, sem a necessidade de ajustes no equipamento. Serão feitos ensaios experimentais, comparando os resultados da medição do *swirl* e as diferenças de tempos de preparação entre o dispositivo atual e o proposto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Cabeçotes de motores Diesel

O cabeçote em motores tem a função de direcionar o ar na câmara de combustão e eliminar os gases, após a combustão (DEMPSEY, 2008). Os principais componentes são apresentados na Figura 2.

Figura 2 - Componentes do cabeçote Diesel

Fonte: Adaptado de DEMPSEY (2008)

Através da geometria dos dutos no cabeçote e das válvulas, são gerados os movimentos de ar para dentro da câmara de combustão.

2.2 Movimentação do ar na câmara de combustão

A movimentação do ar na câmara de combustão dos motores é um dos fatores mais importantes que controlam a combustão em motores de ignição por faísca e a mistura ar-combustível em motores de ignição por compressão (Diesel). O padrão

inicial do fluxo é definido na fase de admissão do ar no motor, mas é substancialmente modificado durante o seu funcionamento. (HEYWOOD, 1988)

De acordo com Lumley (1999), o fluxo de ar para dentro dos cilindros do motor, através das válvulas de admissão, causa dois efeitos principais: em primeiro lugar, a configuração geométrica dos dutos de admissão e das válvulas e as suas respectivas estratégias de abertura criam movimentações organizadas no cilindro, conhecido com *swirl* (movimento em rotação do ar no eixo do cilindro, Figura 3) e *tumble* (movimento em rotação do ar ortogonalmente ao eixo do cilindro, Figura 4).

Figura 3 - Swirl na câmara de combustão

Fonte: LUMLEY, (1999)

Figura 4 - Tumble na câmara de combustão

Fonte: LUMLEY, (1999)

Em segundo lugar, o próprio jato é turbulento, resultando em uma alta turbulência durante a admissão.

A turbulência dentro do cilindro é alta durante a admissão do ar, mas decai quando o pistão se aproxima do ponto morto inferior (PMI). Ela aumenta novamente durante a compressão, perto do ponto morto superior (PMS) (PULKRABEK, 1997). Ainda na região próxima ao PMS, caso o pistão seja projetado para tal, ocorre um outro movimento conhecido como Squish, que é o movimento radial em direção à linha de centro do cilindro, conforme Figura 5.

Figura 5 - Movimento de Squish

Fonte: HEYWOOD, (1988)

A alta turbulência, próxima ao PMS no momento da ignição, é desejável para a combustão, pois ela quebra e espalha a frente de chama mais rapidamente. A mistura ar-combustível é então consumida em um tempo reduzido e fenômenos como a auto-ignição são evitados. A velocidade da chama local depende da turbulência imediatamente na frente de chama. Esta turbulência é melhorada pela expansão dos gases do cilindro, durante o processo de combustão. O formato da câmara é extremamente importante para geração da máxima turbulência e para a desejada combustão rápida. (PULKRABEK, 1997)

Em alguns aspectos, a turbulência muito elevada pode ser prejudicial, como por exemplo, para o processo de renovação de ar em motores de dois tempos. Devido à turbulência, o ar admitido mistura-se com o ar de escape e grande parte do gás residual da combustão permanece no cilindro. Outro impacto negativo é a troca de calor por convecção para as paredes da câmara de combustão. Isso aumenta a perda de calor e diminui a eficiência térmica do motor. (PULKRABEK, 1997)

2.3 Movimento de *Swirl*

Swirl é um dos movimentos ordenados do ar que ocorre dentro da câmara, em motores de combustão interna. Pode ser definido como o fluxo rotacional ordenado dos gases no eixo de cilindro. É gerado mais comumente direcionando-se o fluxo de ar na entrada da câmara com um movimento angular. (HEYWOOD, 1988)

O *swirl* decai devido a atritos no funcionamento do motor, porém ele persiste nos processos de compressão, combustão e expansão. Nos motores com a câmara de combustão na cavidade do pistão, o movimento rotacional é substancialmente modificado durante a compressão. Em motores diesel, o *swirl* é utilizado para promover uma mistura mais rápida entre o ar de admissão e o combustível injetado. Em motores de ignição por faísca, o *swirl* é utilizado para aumentar a velocidade do processo de combustão. Em contrapartida, um nível de *swirl* elevado pode causar perdas de calor pelas paredes da câmara de combustão. (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010)

A velocidade rotacional pode ser definida pelo desenho do duto de admissão, aumentando de acordo com a velocidade do motor pelo movimento do pistão (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

O fluxo de ar de *swirl* no cilindro de um motor em operação não é uniforme. As velocidades geradas na válvula, durante o processo de indução, dependem da área de abertura da válvula e da velocidade do pistão. As velocidades são maiores durante a primeira metade do processo de admissão. O padrão da vazão de ar perto do cabeçote é desordenado, consistindo em um sistema de vórtices criados pelas altas velocidades tangenciais e pelo jato espiral da admissão. Abaixo desta região, o padrão do fluxo é mais próximo da rotação de corpo rígido, com a velocidade do *swirl* crescente nas regiões periféricas do cilindro. O fluxo mais ordenado acima do pistão produz altas velocidades de *swirl* nesta região. Conforme a velocidade do pistão decresce durante a admissão, o padrão do *swirl* se redistribui, com a velocidade do *swirl* decrescendo próximo ao pistão.

O eixo de rotação dos gases pode não coincidir com o centro do cilindro. (HEYWOOD, 1988). Investigações realizadas por Nordgren et al, 2003, utilizando equipamento de Velocimetria por Imagem de Partículas - Particle Image Velocimetry

(PIV), mostram a variação no *swirl* e o deslocamento em relação ao centro do cilindro, conforme a Figura 6.

Figura 6 - Deslocamento do swirl no cilindro

Fonte: Nordgren et al, 2003

2.3.1 Técnicas para geração do *Swirl*

O *Swirl* é gerado, principalmente, pela geometria dos dutos de admissão de ar do cabeçote. (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010)

De acordo com Heywood (1988), há duas formas usuais de criar o *swirl* dentro da câmara de combustão. Na primeira, o fluxo de ar é despejado no cilindro tangencialmente contra a parede do cilindro, através da geometria dos dutos de admissão (Figura 7), fluindo lateralmente e para baixo, criando o movimento de *swirl*.

Figura 7 - Dutos de admissão tangencial

Fonte: HEYWOOD, (1988)

Na segunda, o movimento de rotação do ar é induzido no eixo da válvula de admissão, geralmente através de pórticos em hélice, antes da entrada no cilindro. (Figura 8)

Figura 8 - Pórticos em hélice

Fonte: HEYWOOD, (1988)

Normalmente, com pórticos em hélice, um maior coeficiente de descarga é obtido para um mesmo nível de *swirl*, pois toda a periferia da abertura da válvula pode ser utilizada, resultando em uma maior eficiência volumétrica. Os pórticos em hélice também são menos sensíveis a desvios de posicionamento, como os de fundição, já que o *swirl* gerado depende apenas da geometria do pórtico acima da válvula e não do posicionamento do pórtico, em relação ao eixo do cilindro. (HEYWOOD, 1988)

Estudos comparativos conduzidos por Kawashima, 1999, mostram que o nível de *swirl* gerado por pórticos em hélice é maior que o gerado por pórticos tangenciais, de acordo com a Figura 9. A razão de *swirl* é definida no capítulo 2.3.3.

Figura 9 - Comparativo entre *swirl* gerado por pórticos helicoidais e tangenciais

Fonte: Adaptado de KAWASHIMA, (1999)

O movimento de *swirl* também pode ser gerado modificando-se a geometria das válvulas de admissão (Figura 10). Esta técnica é utilizada, principalmente, em motores de pesquisa, por serem facilmente modificáveis. Em motores de produção seriada, o aumento de custo e peso, a necessidade de prevenir a rotação da válvula durante o funcionamento do motor torna esta opção pouco aplicável. (HEYWOOD, 1988)

Figura 10 - Geometria modificada das válvulas

Fonte: HEYWOOD, (1988)

2.3.2 Técnicas de medição do Swirl

A estimativa do *swirl* pode ser feita através de técnicas de simulação em dinâmica de fluidos computacional (computational fluid dynamics-CFD). A medição do *swirl* em um motor em operação pode ser efetuada através de métodos ópticos como Velocimetria por Imagem de Partículas - Particle Image Velocimetry (PIV) e Anemometria laser Doppler - laser doppler anemometry (LDA), preparando-se um motor experimental com acesso visual ao cilindro. (LUMLEY, 1999).

Além destes métodos, testes com vazão em regime permanente são frequentemente utilizados para caracterizá-lo. A principal desvantagem de testes com fluxos permanentes está relacionada com a falta de informações sobre o fluxo real no cilindro do motor, que é sempre transiente, mas possui diversas vantagens, dentre as quais a aplicação de dispositivos de testes simples, a possibilidade de testes rápidos e a obtenção de resultados facilmente interpretáveis na forma de coeficientes de fluxo e razões de *swirl*. (HEYWOOD, 1988)

Nos testes com fluxo permanente, o ar é insuflado através do duto de admissão do cabeçote em um equipamento que simula o cilindro do motor. A medição é efetuada por um rotor de pás ou por um medidor de torque, conforme a Figura 11.

Figura 11 - Medição do *Swirl* em bancada de regime permanente

Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

A medição com rotor de pás (Figura 12), é feita com este apoiado na linha de centro do cilindro com rolamentos de baixo atrito, montados entre 1 e 1,5 vezes o diâmetro interno do cilindro, na parte inferior. O diâmetro do rotor é próximo ao diâmetro interno do cilindro. A taxa de rotação do rotor de pás é utilizada para caracterizar o *swirl*.

Figura 12 - Medição do Swirl com rotor de pás

Fonte: Adaptado de STONE e LADOMMATOS (1992)

Nesta configuração, o coeficiente de swirl é definido comparando-se o momento angular do fluxo com o momento axial e pode ser expresso por (HEYWOOD, 1988):

$$C_s = \frac{\omega_p B}{v_0} \quad (1)$$

Sendo:

C_s - o coeficiente de *swirl*;

ω_p - a velocidade angular do rotor de pás;

B - o diâmetro interno do cilindro;

v_0 - a velocidade característica devido à queda de pressão pela válvula.

No caso de fluxos incompressíveis, a velocidade característica pode ser calculada pela equação:

$$v_0 = \left[\frac{2(p_0 - p_c)}{\rho} \right]^{1/2} \quad (2)$$

Sendo:

v_0 - a velocidade característica devido à queda de pressão pela válvula;

p_0 - a pressão inicial;

p_c - a pressão no cilindro;

ρ - a densidade do ar.

Considerando-se fluxos compressíveis, pode ser utilizada a expressão:

$$v_0 = \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (3)$$

Sendo:

v_0 - a velocidade característica devido à queda de pressão pela válvula;

γ - a constante adiabática do ar;

p_0 - a pressão inicial;

p_c - a pressão no cilindro;

ρ_0 - a densidade inicial do ar.

O rotor de pás vem sendo utilizado para medição do *swirl* por várias décadas, porém com pouca normalização, apenas o alinhamento do rotor com o eixo do cilindro é uma característica comum em medições (STONE e LADOMMATOS,1992). A medição ocorre considerando-se o fluxo como um vórtice forçado e sem escorregamento no rotor. Neste caso, a velocidade angular da ventoinha corresponderia à velocidade angular do fluxo. Porém, na prática, o fluxo não é um vórtice forçado e existe o escorregamento no rotor. Além disso, o *swirl* pode ser afetado pelo atrito dos rolamentos. (STONE e LADOMMATOS,1992). Devido a estes fatores, a medição por rotor de pás vem sendo substituída pela medição através do medidor de torque de *swirl*. Nesta configuração, uma colmeia retificadora de fluxo substitui o rotor de pás, medindo o torque total exercido pelo fluxo, conforme Figura 13.

Figura 13 - Medição do Swirl com medidor de torque

Fonte: STONE e LADOMMATOS (1992)

Nesta configuração, o fluxo é direcionado ao retificador e considera-se que o fluxo deixa o retificador sem nenhum momento. Nesta condição, o torque medido no retificador de fluxo corresponde ao momento do fluxo na entrada do retificador. (STONE e LADOMMATOS, 1992)

Com a medição pelo medidor de torque, o coeficiente de *swirl* é definido por (HEYWOOD, 1988):

$$C_s = \frac{8T}{\dot{m}v_0B} \quad (4)$$

Sendo:

C_s - o coeficiente de *swirl*;

T - o torque medido no retificador de fluxo;

$\dot{m}$ - a vazão em massa;

B - o diâmetro interno do cilindro;

v_0 - a velocidade característica devido à queda de pressão pela válvula.

Considerando-se a hipótese de rotação de corpo rígido na medição com o rotor de pás, comparado ao medidor de torque, as equações geram coeficientes de *swirl* idênticos. Na prática, como o fluxo de *swirl* não é uma rotação de corpo rígido e devido a escorregamentos no rotor de pás, o medidor de torque gera coeficientes de *swirl* mais altos. (STONE e LADOMMATOS, 1992)

2.3.3 Número de *Swirl*

Quando a medição do *swirl* é realizada em um motor em funcionamento, é utilizado uma razão de *swirl*, definida como a velocidade angular de um fluxo rotacional ω_s , considerado corpo rígido, dividido pela rotação angular do virabrequim, de acordo com a expressão (HEYWOOD, 1988):

$$Rs = \frac{\omega_s}{2\pi N} \quad (5)$$

Sendo:

Rs - a razão de swirl;

ω_s - a velocidade angular do fluxo;

N - o número de rotações do motor.

Durante a admissão em um motor, a indução de ar e a área de abertura das válvulas variam. Consequentemente, o momento angular do fluxo dentro do cilindro varia de acordo com o ângulo do virabrequim. Entretanto, em testes de bancada, o fluxo e a área de abertura de válvulas são fixos e o momento angular atravessa o cilindro sem variações.

O medidor de torque de *swirl* em bancada de teste pode ser utilizado assumindo que o pórto e a válvula mantêm a mesma característica de um motor transiente na bancada de teste de vazão em regime permanente. A velocidade angular equivalente (ω_s) no final do processo de admissão é dada por:

$$\omega_s = \frac{8}{B^2} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} T d\theta \right) / \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \dot{m} d\theta \right) \quad (6)$$

Sendo:

ω_s - a velocidade angular do fluxo;

B - o diâmetro interno do cilindro;

θ_1 e θ_2 - os ângulos do virabrequim no início e no final do processo de admissão;

T - o torque medido no retificador de fluxo;

$\dot{m}$ - a vazão em massa.

A razão de *swirl* pode também ser expressa, de acordo com Granquist (2010) pela razão entre o número de rotações do fluxo na câmara, considerado como corpo rígido, e o número de rotações do virabrequim do motor, conforme a expressão:

$$Rs = \frac{N_D}{N} \quad (7)$$

Sendo:

Rs - a razão de swirl;

N_D - o número de rotações do fluxo na câmara;

N - o número de rotações do motor.

É apresentada também por Granquist (2010) a expressão que relaciona a razão de swirl com grandezas mensuráveis no ambiente de teste e obtidas pelo medidor de torque swirl.

$$Rs = 2 \cdot s \cdot \frac{T \cdot \rho}{\dot{m}^2} \quad (8)$$

Sendo:

Rs - a razão de swirl;

s - o curso do pistão;

T - o torque medido no retificador de fluxo;

ρ - a densidade do ar na saída dos dutos de admissão;

$\dot{m}$ - a vazão em massa.

O cabeçote é geralmente avaliado pela razão média de swirl, ou número de swirl, dado pela expressão:

$$\left(\frac{N_D}{N}\right)_m = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{N_D}{N} \cdot \left(\frac{c(\alpha)}{c_m}\right)^2 d\alpha \quad (9)$$

Sendo:

$(N_D/N)_m$ - a razão média de swirl;

N_D/N - a razão de swirl;

$c(\alpha)$ - a velocidade instantânea do pistão;

α - o ângulo do virabrequim;

c_m - a velocidade média do pistão.

A relação entre a velocidade instantânea e a velocidade média do pistão pode ser definido por:

$$\frac{c(\alpha)}{c_m} = \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\frac{s \cdot 0,5}{L} \cdot \cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \left(\frac{s \cdot 0,5}{L}\right)^2 \cdot \sin^2(\alpha)}} \right) \cdot \sin(\alpha) \quad (10)$$

Sendo:

$\frac{c(\alpha)}{c_m}$ - a relação entre velocidade instantânea e média;

s - o curso do pistão;

L - o comprimento da biela;

α - o ângulo do virabrequim.

3. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

3.1 Equipamento de medição de *Swirl*

O equipamento padrão para a medição do *swirl* é apresentado esquematicamente na Figura 14.

Figura 14 - Equipamento de medição de *Swirl*

Fonte: Soares (2010)

O ar é succionado por um ventilador na saída de ar do equipamento, forçando o fluxo pela entrada de ar do cabeçote. No cabeçote, a geometria dos dutos de admissão gera o fluxo rotacional de *swirl*, passando para o cilindro de ensaio. O ar com movimento rotacional é direcionado ao anemômetro. A partir da velocidade angular do anemômetro, obtêm-se o número de *swirl* para a correspondente abertura de válvula. As medições efetuadas em um número definido de aberturas de válvulas são utilizadas para o cálculo da razão média de *swirl* (SOARES, 2010)

Nesta configuração, a distância do anemômetro ao cabeçote é igual ao diâmetro do cilindro. Durante a medição, a pressão no tanque permanece constante. (SOARES, 2010)

3.1.1 Equipamento de medição de *Swirl* em desenvolvimento

O equipamento de medição de *Swirl* em desenvolvimento pela Escola Politécnica da USP tem o mesmo princípio de funcionamento da bancada de testes apresentada por Soares (2010), com algumas particularidades no medidor de *swirl*, no medidor de vazão de ar e no sistema de controle de pressão. Os principais componentes são apresentados na Figura 15.

Figura 15 - Componentes equipamento de medição de *swirl* desenvolvido

Fonte: Autor

O compressor volumétrico é acionado pelo motor elétrico, através de uma transmissão por correia. O acionamento do compressor gera uma pressão abaixo da pressão atmosférica no reservatório de ar, gerando um fluxo de ar a partir da entrada do duto do cabeçote, montado no topo do equipamento, para o reservatório. Durante a passagem do ar pelo cabeçote é gerado o movimento de *swirl* dentro do cilindro adaptador. Após o cilindro adaptador, o ar é direcionado ao medidor de *swirl*.

O medidor de *swirl* do equipamento é composto basicamente por um retificador de fluxo com células hexagonais, denominado colmeia ou honeycomb (Figura 16), interligado a eixo central suportado por um sistema de fios tensionados.

Figura 16 - Colmeia (Honeycomb)

Fonte: Granqvist, (2010)

O fluxo de ar com movimento rotacional é direcionado à colmeia, sofrendo alinhamento, de modo a perder todas as componentes de velocidade angular, transferindo o momento angular para a colmeia. Este momento, através do eixo central, é transferido ao sistema de fios tensionados, conforme Figura 17

Figura 17 - *Swirl meter*: colmeia (1); eixo (2); fio (3); esticador do fio (4)

Fonte: YOKOTA, (2014)

Conhecendo-se as propriedades do fio (comprimento, diâmetro, material, módulo de elasticidade), o momento angular é associado ao deslocamento angular do eixo, medido através de um sensor de deslocamento montado no medidor. O valor do *swirl* é calculado através deste deslocamento.

A coleta dos dados deve ser feita, por definição quando o reservatório de ar se estabiliza em uma pressão definida. Por esta razão, há sensores posicionados no reservatório de ar para esta medição. O controle da pressão é gerenciado por um controlador proporcional integral derivativo (PID), que controla o fluxo de ar do compressor “Roots”, através do aumento ou diminuição do número de rotação do motor elétrico, baseado nas medições dos sensores.

Neste equipamento, o compressor também é utilizado como medidor de vazão de ar, associando-a com o número de rotações, obtido através de um sensor instalado no eixo da polia do compressor, conforme Figura 18.

Figura 18 - Instalação do sensor de rotações no Roots

Fonte: Autor

Os parâmetros necessários para a definição do *swirl* são: o deslocamento angular do eixo, obtido pelo sensor de posição; a vazão de ar, sendo esta proporcional à rotação do compressor; a pressão de ar na entrada e na saída dos dutos; a temperatura e a umidade relativa do ambiente. Os dados são coletados automaticamente por um programa integrado ao equipamento de medição, para utilização no cálculo das razões de swirl.

3.2 Preparação do cabeçote e processo de medição atual

O processo de montagem do cabeçote no equipamento e a medição seguem os seguintes passos:

- 1- Fechar o furo do injetor do cabeçote, para que o fluxo de ar ocorra somente pelos dutos de admissão;
- 2- Posicionar o cabeçote no cilindro adaptador do equipamento;
- 3- Aplicar o terminal de válvulas acima das válvulas de admissão; este componente é também montado no motor para interligá-las, tornando possível o acionamento simultâneo com atuação em apenas um ponto;
- 4- Montar o dispositivo de avanço de válvulas acima do cabeçote. Este é fixado no cilindro, através de três parafusos prisioneiros e porcas, juntamente com o dispositivo. São utilizados os mesmos furos do cabeçote para a fixação no motor;
- 5- Aplicar os dutos de direcionamento na entrada de ar, que tem como função suavizar a entrada do ar dentro do cabeçote, conforme Figura 19.

Figura 19 – Dutos para entrada de ar no cabeçote

Fonte: Autor

- 6- O dispositivo de avanço é composto por um parafuso com passo de 1 mm. O parafuso é referenciado no topo das válvulas, encostando-o levemente, para definir a posição inicial das válvulas;
- 7- O relógio comparador montado no dispositivo é zerado, indicando a posição inicial;
- 8- As medições de *swirl* são feitas em 15 aberturas de válvulas e os resultados são utilizados para o cálculo do *swirl* médio. A medição inicia-se com um avanço de 15 mm, através do parafuso e a precisão é ajustada através do relógio comparador. As próximas medições são feitas em passos decrescentes de 1 mm; A precisão do movimento necessária para o teste é de $\pm 0,02$ mm;
- 9- O motor elétrico é acionado, movimentando o compressor de ar, gerando o fluxo através do cabeçote;
- 10- Após a estabilização da pressão no interior do reservatório de ar, os dados para o cálculo do *swirl* correspondentes ao avanço da válvula são coletados. A coleta dos dados é feita quando a pressão do ar no reservatório estabiliza-se em 250 milímetros de coluna de água;
- 11- Repetem-se os passos 8 e 10, até que os dados referentes às 15 medições sejam coletados.

3.3 Estudo das características dos cabeçotes submetidos ao teste

Para o desenvolvimento do dispositivo, um comparativo das principais características dos cabeçotes foi feito, considerando os componentes montados e as características que influem nas dimensões, na disposição do equipamento e no dimensionamento dos componentes do dispositivo. Este comparativo é descrito no próximo tópico.

3.3.1 Comparativo entre tipos de cabeçotes e os componentes principais montados no cabeçote para a medição do *swirl*

O conjunto de peças montadas no cabeçote que pode influenciar nas medições e características do dispositivo de avanço de válvulas são mostrados na Figura 20 e na Figura 21.

Figura 20 - Componentes do cabeçote

Fonte: Autor

Figura 21 - Componentes internos do cabeçote

Fonte: Autor

Na medição do número de *swirl*, além do cabeçote, a válvula de admissão e o assento de válvulas afetam diretamente no fluxo do ar através do cabeçote, influenciando no resultado final. A medição avalia não somente o cabeçote, mas o número de *swirl* resultante das geometrias e interações da montagem destes componentes. A válvula de escape montada no cabeçote impede que o de ar siga pelos dutos de escape. Para que a montagem seja feita fisicamente e as peças fiquem fixas no cabeçote, as guias de válvulas, as molas, travas e retentores também precisam estar montados.

Além destes componentes, o cabeçote que é submetido à medição de *swirl* possui outros componentes montados que não influem diretamente, mas, por conveniência do processo produção, foram incorporadas em etapas anteriores, como os pinos guia para a montagem dos terminais de válvulas. Embora não afetem diretamente na medição, os pinos são importantes para guiá-los. Os terminais de válvulas permitem o avanço simultâneo das válvulas de admissão, durante o funcionamento do motor, e é aplicado também no equipamento de medição de *swirl*.

Com o intuito de projetar um dispositivo de fixação que possa ser utilizado para todos, ou pelo menos para a maior parte dos conjuntos montados de cabeçotes, foi feito um comparativo de diferenças entre os componentes e combinações possíveis que podem influenciar nos parâmetros do dispositivo.

Cabeçote – Os cabeçotes utilizados como referência para o projeto do equipamento de medição *swirl*, são classificados em dois tipos principais, de acordo com o método de injeção do motor ao qual os cabeçotes são aplicados: cabeçote tipo 1 e tipo 2. Dentro de um mesmo tipo, existem diferentes números de peça, devido a diferenças geométricas, como, por exemplo, na geometria das galerias de arrefecimento e furações diferenciadas na área da admissão do cabeçote. Porém, estas diferenças não são significativas para o projeto da fixação e atuação do equipamento de medição de *swirl*; portanto um comparativo entre estes dois grupos principais é suficiente para a definição das diferenças principais.

Um comparativo foi feito entre os dois tipos de cabeçotes através de sobreposição de modelos digitais (Figura 22). Foram encontradas diferenças na parte externa fundida, usinada e em furações. Em contrapartida, a altura do cabeçote, as posições dos dutos de admissão e exaustão, as posições do injetor, das válvulas de admissão e de escape e dos furos para os parafusos de fixação são as mesmas, sendo que estes parâmetros podem ser utilizados para padronização do dispositivo.

Figura 22 - Comparativo cabeçote tipo 1 x tipo 2

Fonte: Autor

Válvulas de Admissão - As válvulas de admissão para ambos os cabeçotes possuem praticamente a mesma geometria, com pequenas diferenças na parte de contato com o assento de válvulas. Uma outra diferença é o material de fabricação, utilizado conforme a faixa de potências e aplicações do motor. Estas diferenças não são significativas no desenvolvimento do projeto.

Válvulas de Escape - Assim como as válvulas de admissão, as válvulas de escape para ambos os cabeçotes possuem praticamente a mesma geometria, diferindo apenas no material, no contato com o assento de válvulas, sem interferências para o projeto.

Assentos de Válvulas - Os assentos de válvulas também possuem geometria similar, com diferenças na área de contato com as válvulas e diferenças no material de fabricação, de acordo com o tipo e faixa de aplicação do motor. As diferenças não influenciam no projeto.

Molas - Para os dois tipos de cabeçotes, o mesmo tipo de mola é aplicado nas válvulas de admissão, com as mesmas dimensões e características. As molas das válvulas de escape são diferentes e possuem diferenças conforme a aplicação do motor, porém a válvula de escape não é acionada e permanece fechada durante a medição do *swirl*, não influenciando no dispositivo de atuação de válvulas.

Terminais de válvulas - Os terminais de válvulas, embora tenham a mesma função nos cabeçotes tipo 1 e tipo 2, que é de acionar simultaneamente tanto as duas válvulas de admissão como as duas válvulas de escape, possuem diferenças geométricas significativas, conforme a Figura 23. O posicionamento dos contatos com as válvulas e a posição do furo para a montagem no pino guia são os mesmos, o que permite a montagem dos dois tipos de terminal de válvulas nos dois tipos de cabeçotes. Porém, o terminal de válvulas tipo 2 possui um curso menor no furo de montagem no pino guia.

Figura 23 - Comparativo terminal de válvulas cabeçote tipo 1 x tipo 2

Fonte: Autor

Pino-guia - O pino-guia do cabeçote tipo 1 tem o comprimento maior que o pino do cabeçote tipo 2. Como consequência, a montagem do pino do cabeçote tipo 1 no cabeçote tem um comprimento sobressalente maior, conforme Figura 24.

Figura 24 - Comparativo pino guia cabeçote tipo 1 x tipo 2

Fonte: Autor

Outros componentes - A guia de válvulas, a trava de molas e os retentores são os mesmos para todas as aplicações de ambos os tipos de cabeçote, não influenciando no projeto do dispositivo.

Após este comparativo entre os elementos dos dois tipos de cabeçotes, nota-se que:

- Os dois tipos de cabeçotes possuem geometria e componentes bastante similares; as diferenças geométricas de fundição e usinagem são os fatores a serem considerados para a padronização do dispositivo;

- A maioria dos componentes montados (válvulas de admissão e de escape, assentos de válvulas, molas) não possui diferenças significativas que influenciam no projeto do dispositivo;

- Os terminais de válvulas são os itens com maiores diferenças dimensionais e geométricas; embora os terminais sejam intercambiáveis (considerando apenas a montagem) o terminal de válvulas para cabeçote do tipo 1 possibilita um maior avanço de válvulas devido a uma folga maior para o pino guia;

- O pino guia do cabeçote tipo 1 possui um comprimento sobressalente maior que o pino do cabeçote tipo 2. Como consequência, embora seja possível aplicar o terminal tipo 1 em ambos os cabeçotes, o curso limitado do terminal tipo 2 impede a aplicação deste no cabeçote 1.

Ao desenvolver-se o dispositivo, será considerada para a padronização do equipamento a utilização do terminal de válvulas tipo 1 para os cabeçotes tipo 1 e 2, sendo possível a utilização do terminal de válvulas tipo 2 apenas para o cabeçote tipo 2.

3.3.2 Força necessária para a abertura das válvulas

As forças necessárias para a abertura das válvulas de admissão foram definidas com base nas características das molas aplicadas. Conforme visto no tópico anterior, as molas do cabeçote tipo 1 e 2 não possuem diferenças significativas.

Utilizando-se o produto da rigidez das molas e a abertura máxima das válvulas durante o teste, somado a um coeficiente de segurança, o valor da força de referência utilizado para o dimensionamento dos componentes do dispositivo de abertura será 3000 N.

4. DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO E ABERTURA DE VÁLVULAS

Os objetivos principais deste trabalho são: o desenvolvimento do método de fixação, para diminuir o tempo de posicionamento e fixação do cabeçote; e o desenvolvimento do mecanismo de avanço das válvulas, feito atualmente através de um dispositivo manual. Com estas melhorias, pretende-se diminuir o tempo preparação do cabeçote e o tempo total de execução de teste, cujo procedimento foi descrito no capítulo 3.2. Além disso, implementando-se um avanço automático de válvulas controlado computacionalmente, espera-se a execução de testes com avanço de válvulas contínuo, que será objeto de estudo em etapas posteriores, assim que as medições com o procedimento atual no equipamento tiverem sido testadas e validadas.

Algumas premissas para o desenvolvimento do dispositivo são:

- Verificar e estudar os aspectos funcionais do equipamento, principalmente na interface com o cabeçote. A partir deste entendimento, melhorias e soluções podem ser implementadas, sem que estas influenciem na realização dos testes;
- O cabeçote para testes deve sofrer o mínimo de alterações possíveis comparado a um cabeçote montado na linha de produção, já que este é um ensaio não-destrutivo e o mesmo cabeçote pode ser utilizado após o teste;
- A configuração do dispositivo deve ser a mais abrangente possível, de modo a permitir o teste para a maioria dos modelos de cabeçotes, sem a necessidade de alterações no equipamento. Como visto nos tópicos anteriores, serão aplicados dois modelos principais de cabeçotes;
- O desenvolvimento do conjunto de atuação das válvulas deve considerar, além da execução de testes com avanço discreto, a possibilidade de aplicação do avanço contínuo de válvulas;
- A montagem do cabeçote no equipamento deve ser a mais prática e rápida possível, reduzindo o tempo de preparação. Como objetivo inicial, estimou-se um tempo de preparação do cabeçote inferior a 1 minuto. Caso esta meta seja cumprida, e o teste com avanço contínuo de válvulas seja implementado com um tempo de 1 minuto, seria possível a verificação de 50% da produção, já que manufatura completa de um cabeçote tem um tempo estimado de 1 minuto.

Com base nos objetivos e critérios, o trabalho tem como estrutura básica os seguintes tópicos:

- Projetar a interface do equipamento com o cabeçote, objetivando a facilidade no manuseio e a montagem dos mesmos, obedecendo os requisitos necessários para a realização dos testes;
- Definir o mecanismo para a fixação do cabeçote e abertura de válvulas;
- Construir o projeto proposto;
- Realizar testes comparativos com a configuração atual e com o novo projeto;
- Analisar os resultados obtidos e sugerir melhorias ou realizar novos projetos de dispositivos.

4.1 Estudos iniciais da configuração do dispositivo

Os estudos iniciais para o desenvolvimento do trabalho foram baseados no dispositivo existente até o momento, mostrado na Figura 25.

Figura 25 - Dispositivo atual de fixação e avanço

Fonte: Autor

Nesta configuração, o cabeçote é montado no equipamento diretamente no cilindro adaptador, posicionado por dois pinos guia em furos na face inferior do cabeçote. A vedação do furo do injetor do cabeçote é feita com uma fita adesiva. É

necessária também a vedação entre o cilindro adaptador e o cabeçote, sendo feita por uma camada de borracha entre as partes. O conjunto de atuação das válvulas é montado acima do cabeçote e ambos são fixados através de parafusos prisioneiros e porcas, em três furos de fixação do cabeçote no motor.

As primeiras propostas de melhorias incluíam: a integração de todo o conjunto de atuação no equipamento, necessitando apenas o manuseio do cabeçote para a medição; a implementação de motores de passo para o avanço das válvulas, eliminando a atuação manual e possibilitando o controle automatizado; a substituição dos parafusos e porcas por outro método de fixação.

A partir destas definições, os estudos da configuração do dispositivo foram iniciados em ambiente digital, conforme Figura 26.

Figura 26 - Versão preliminar do dispositivo

Fonte: Autor

4.2 Posicionamento e vedação do cabeçote no equipamento

De forma paralela à definição da configuração do dispositivo, foram definidos os métodos de posicionamento e vedação do cabeçote no cilindro adaptador do equipamento. Estas definições, nas fases iniciais do projeto, foram necessárias para o dimensionamento dos componentes e o estudo da configuração final do dispositivo.

4.2.1 Posicionamento do cabeçote

Durante o ensaio do cabeçote, este precisa estar centralizado no cilindro adaptador do equipamento, para uma correta medição do *swirl*, além de evitar a colisão das válvulas do cabeçote nas paredes do cilindro.

O método de posicionamento foi mantido em relação a versão anterior do dispositivo, utilizando-se os dois furos de guia no cabeçote existentes para a montagem correta no bloco do motor, mostrados na Figura 27.

Figura 27 - Furos de guia para montagem do cabeçote

Fonte: Autor

O dispositivo foi projetado com dois pinos-guia para o posicionamento do cabeçote, conforme a Figura 28.

Figura 28 - Pinos guia no equipamento

Fonte: Autor

4.2.2 Vedação do ar na face inferior do cabeçote

A vedação na face inferior do cabeçote foi definida por um anel de vedação tipo “o-ring”, em substituição à camada de borracha utilizada anteriormente. O material do anel foi selecionado de acordo com o fluido, neste caso, o ar, as pressões e as condições de operação. O diâmetro do anel foi definido pelo diâmetro do cilindro e o diâmetro da seção transversal baseado na compressão recomendada para que o anel cumpra a função de vedação. De acordo com Trelleborg (2015) para aplicações estáticas, a compressão geral recomendada é de 15 a 30% (TRELLEBORG, 2015).

Com esta primeira recomendação e considerando-se dimensões de anéis disponíveis comercialmente, foi definida uma seção transversal de diâmetro 3,53 mm. Os valores de compressão aplicados foram então estimados de acordo com a Figura 29, considerando aplicação axial. Estes valores variam entre 18% e 26% aproximadamente.

Figura 29 - Compressão recomendada para anéis de vedação

Fonte: Adaptado de Trelleborg (2015)

Os valores obtidos de compressão foram utilizados para a definição das dimensões do alojamento do anel de vedação na base do cilindro adaptador do equipamento.

Além disso, os valores são necessários para estimar a força necessária para a compressão do anel. Para esta estimativa, foram utilizados como referência o material do anel recomendado (FKM/ NBR) por Trelleborg (2015) e os gráficos da Figura 30.

Figura 30 - Força de compressão do anel

Fonte: Trelleborg (2015)

Os valores de referência para a aplicação de forças são os seguintes, de acordo com a Figura 30:

Para 18% de compressão: aproximadamente 2 N/mm

Para 26% de compressão: aproximadamente 5 N/mm

Considerando o anel de vedação de 150mm de diâmetro, com 471mm de dimensão linear, tem-se:

Para 18% - 2 N/mm x 471 mm = 942 N

Para 26% - 5 N/mm x 471 mm = 2355 N

Como referência de cálculo, para a força de fixação do cabeçote necessária para compressão total do anel e garantia da vedação, será considerado o valor de 2355N.

4.2.3 Vedação do furo central do cabeçote

Com base no estudo de diferenças entre componentes, foram encontradas diferenças principalmente nos diâmetros do furo central do cabeçote, onde é montado

o injetor. Como o injetor não está montado no cabeçote para o teste do *swirl*, o furo central precisa de uma vedação. Um componente auxiliar para esta vedação foi definido, com dois diâmetros para aplicação de anéis de vedação tipo “o-ring”, um para a vedação do cabeçote tipo 1 e outro para o tipo 2, tornando o componente intercambiável. O componente e a posição dos anéis de vedação estão na Figura 31.

Figura 31 - Vedação do furo do injetor

Fonte: Autor

4.3 Projeto 1

O estudo do projeto iniciou-se utilizando os modelos digitais dos cabeçotes tipo 1 e 2, com os componentes principais (molas, válvulas, assentos) montados como referência. Os modelos digitais foram sobrepostos para a comparação das dimensões principais, para a análise da disposição adequada dos cilindros de fixação e do conjunto de atuação. Esta análise foi feita com a utilização do software Catia V5 em ambiente digital. Foram também utilizados os modelos dos componentes comerciais de fabricantes para o estudo da disposição do dispositivo.

Os componentes foram dimensionados conforme os esforços submetidos. As peças individuais e os mecanismos de atuação e montagens foram também definidos a partir destes esforços, dos requisitos do teste, dos espaços disponíveis e da facilidade na fabricação dos componentes.

Após o dimensionamento e a finalização da montagem digital, foi feita uma simulação dos movimentos dos componentes, considerando os limites de atuação dos cilindros pneumáticos e do conjunto de atuação.

O dispositivo foi definido, conforme a Figura 32.

Figura 32 – Projeto do dispositivo de fixação e avanço de válvulas

Fonte: Autor

O dispositivo é composto de uma base inferior, montado acima do cilindro adaptador, onde o cabeçote é posicionado. A face de contato entre o cabeçote e o dispositivo utiliza o anel tipo “o-ring” para a vedação de ar. Na base superior, está montado um motor de passo integrado a um fuso de esferas recirculantes, para o avanço das válvulas. Na base superior, também estão montados os cilindros pneumáticos, para a fixação do cabeçote durante a medição.

Uma breve descrição do desenvolvimento e dos sistemas, os cálculos e dimensionamento dos componentes são apresentados nos próximos tópicos.

4.3.1 Sistema de fixação

A proposta inicial de sistema de fixação baseava-se na utilização de grampos mecânicos. Porém, o acionamento individualizado e manual dos grampos não reduzia significativamente o tempo de acionamento e a proposta foi inviabilizada.

Foi estudada a possibilidade de utilização de eletroímãs, por possibilitar um acionamento único do conjunto de fixação. Porém, este tipo de fixação requer uma área de contato considerável entre o cabeçote e a base do equipamento, para garantir a força necessária para a compressão do anel de vedação. A necessidade do fluxo de ar abaixo do cabeçote faz com que a área de contato entre o cabeçote e a base inferior seja reduzida, o que eliminou a possibilidade da utilização deste tipo de fixação.

Projetos de mecanismos de fixação mecânica também foram feitos, porém, a necessidade de acionamento em movimentos reduzidos, para a redução de tempo, a aplicação de uma força considerável para a compressão do anel, as dimensões do cabeçote e, conseqüentemente, do equipamento, foram fatores que não permitiram o desenvolvimento de um conjunto satisfatório.

Por fim, a utilização de um conjunto pneumático como fixação foi definida como a melhor opção entre as propostas, por possibilitar um acionamento único e simultâneo em todos os pontos de fixação.

O sistema, além de fixar o cabeçote, tem como objetivo aplicar a força suficiente para a compressão do anel na face inferior, garantindo a vedação durante o teste. Conforme cálculos anteriores, o valor da força deve ser superior a 2355N, para garantir esta compressão.

4.3.1.1 Dimensionamento cilindros pneumáticos para a fixação

Os cilindros foram dimensionados utilizando-se como referência a pressão de trabalho de 6 bar, valor padrão utilizado nos cálculos de projetos (PARKER, 2007).

Tabela 1 - Forças teóricas de cilindros pneumáticos

Diâmetro do cilindro	Diâmetro da haste	Área efetiva (mm ²)		Força teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
12	6	113,10	84,82	67,86	50,89
16	8	201,06	150,80	120,64	90,48
20	10	314,16	235,62	188,50	141,37
25	10	490,87	412,33	294,52	247,40
32	12	804,25	691,15	482,55	414,69
40	16	1256,64	1055,58	753,98	633,35
50	20	1963,50	1649,34	1178,10	989,60
63	20	3117,25	2803,09	1870,35	1681,85
80	25	5026,55	4535,67	3015,93	2721,40
100	25	7853,98	7363,11	4712,39	4417,86

Fonte: Adaptado de PARKER (2007)

Baseados na Tabela 1, foram considerados os esforços de avanço do cilindro, pois, no projeto, a fixação do cabeçote é feita com a haste do cilindro avançada. Foram definidos para a fixação 2 cilindros pneumáticos de 63 mm de diâmetro, para a obtenção da força necessária.

Os cilindros pneumáticos foram dispostos no dispositivo de forma que a linha entre eles passe pelo centro do anel de vedação, para que a força seja aplicada em toda extensão do anel, conforme Figura 33. Os cilindros foram dispostos também de modo a não interferir na montagem do cabeçote no equipamento. Foi definido um curso de 30 mm dos cilindros, para a folga de montagem do cabeçote no equipamento, quando o cilindro está recuado.

Figura 33 - Disposição dos cilindros pneumáticos

Fonte: Autor

4.3.2 Sistema de atuação nas válvulas

O sistema de atuação de válvulas foi definido por um conjunto com um motor de passo interligado a um fuso de esferas, atuando no terminal de válvulas. O conjunto possui também dois eixos-guia e rolamentos lineares e axiais para suportar a carga, conforme a Figura 34.

Figura 34 - Sistema de atuação de válvulas

Fonte: Autor

O motor é controlado através de um sistema de controle e um software, que, além de controlarem o avanço do motor de passo, controlam as rotações do motor elétrico integrado ao compressor volumétrico “roots”, para garantir as condições desejadas de vazão e pressão no reservatório de ar para o teste e a coleta de dados relevantes, visando o cálculo final do número de *swirl*. O sistema de controle dos parâmetros não é objetivo central deste trabalho e está sendo desenvolvido em um outro estudo.

Para a conversão do movimento rotacional do motor de passo em movimento linear foi determinado um fuso de esferas recirculantes, para garantir a precisão no movimento e pelo menor atrito no acionamento, comparado a um parafuso de movimento convencional.

4.3.2.1 Fuso de esferas recirculantes

O fuso de esferas foi dimensionado com base nos esforços das molas. As dimensões são definidas de acordo com a geometria e as demandas do projeto. Uma primeira escolha é feita a partir dos fusos disponíveis comercialmente e verificações posteriores são feitas no fuso escolhido (NSK, 2012).

Foi determinado um fuso de esferas com diâmetro de 20 mm e passo 5 mm. Nos próximos tópicos serão apresentadas as verificações efetuadas com o fuso de referência, demonstrando que este é suficiente para suportar os esforços submetidos durante a operação do equipamento.

4.3.2.1.1 Limite de carga estática e dinâmica

De acordo com o NSK (2012), para um fuso de esferas com passo 5 mm, o limite de carga dinâmica é de 8790 N e o limite de carga estática é de 18500 N, conforme Tabela 2. Ambos os valores são superiores às cargas das molas das válvulas, portanto o fuso pode ser utilizado para o equipamento, de acordo com este parâmetro.

Tabela 2 - Cargas fusos de esferas (20 mm)

Fuso de esferas	Diâmetro do fuso	Passo	Capacidade de carga (N)		Curso Nominal
			Dinâmica	Estática	
PSS2005N1D0323	20	5	8790	18500	150
PSS2005N1D0373	20	5	8790	18500	200
PSS2005N1D0473	20	5	8790	18500	300
PSS2005N1D0573	20	5	8790	18500	400
PSS2005N1D0673	20	5	8790	18500	500
PSS2005N1D0773	20	5	8790	18500	600
PSS2005N1D0873	20	5	8790	18500	700
PSS2005N1D1000	20	5	8790	18500	800

Fonte: Adaptado de NSK (2012)

4.3.2.1.2 Carga permissível de flambagem

De acordo com NSK, 2012, a carga de flambagem permitida é definida pela expressão:

$$P = \alpha \frac{N \pi^2 E I}{L^2} \quad (11)$$

Sendo:

P - a carga de flambagem permissível;

α - o fator de segurança;

N - o fator devido à configuração de montagem do conjunto;

E - o módulo de elasticidade do material;

I - o momento de inércia.

O fator N é obtido através da Tabela 3, de acordo com o método de apoio do fuso.

Tabela 3 – Fatores m e N de acordo com o método de apoio do fuso

Método de apoio	m	N
Fixo-Fixo	19,9	4
Fixo-Simples	10,0	2
Fixo-Livre	1,2	0,25
Simples-Simples	5,0	1

Fonte: Adaptado de NSK (2012)

São apresentados ainda por NSK (2012), os valores para: $\alpha=0,5$; $E=2,06 \cdot 10^5$ MPa; e, considerando o cálculo do momento de inércia definido por $I = \frac{\pi}{64} d_i^4$, a expressão pode ser simplificada para:

$$P = m \frac{d_i^4}{L^2} 10^4 \quad (12)$$

Sendo:

P - a carga de flambagem permissível (N);

m - o fator devido à configuração de montagem do conjunto, obtido através da Tabela 3;

d_i - o diâmetro interno do fuso de esferas (mm);

L - o comprimento do fuso (mm).

Substituindo-se a expressão 12 com os valores do projeto, considerando a montagem Fixo-Livre ($m=1,2$ de acordo com a Tabela 3), obtêm-se um valor superior ao da carga das molas, podendo, portanto, o fuso considerado ser aplicado:

$$P = 1,2 \frac{17,2^4}{200^2} 10^4 \Rightarrow P = 26256 \text{ N}$$

4.3.2.1.3 Tensão de compressão

A tensão admissível de compressão é dada pela expressão (NSK, 2012):

$$P = \sigma \cdot A \quad (13)$$

Sendo:

P - a tensão admissível de compressão;

σ - a tensão admissível do material;

A - a área da seção do diâmetro interno do fuso.

Com a expressão 16, utilizando a tensão admissível do material $\sigma=147$ MPa e substituindo a área pelo diâmetro interno da rosca, a expressão pode ser simplificada para (NSK, 2012):

$$P = 1,15d_i^2 \cdot 10^2 \quad (14)$$

Sendo:

P - a tensão admissível de compressão (N);

d_i - o diâmetro interno da rosca (mm).

Aplicando-se a expressão 14 com os parâmetros do projeto, obtêm-se um valor superior ao da carga das molas:

$$P = 1,15 \cdot 17,2^2 \cdot 10^2 \Rightarrow P = 34021 \text{ N}$$

4.3.2.1.4 Deformação permanente no contato da esfera

A força de deformação no contato das esferas é definida por (NSK, 2012):

$$P_0 = \frac{C_{0a}}{f_s} \quad (15)$$

Sendo:

P_0 - a força de contato admissível nas esferas

C_{0a} - a capacidade de carga estática

f_s - o fator de segurança devido a operação, conforme a Tabela 4.

Tabela 4 - Fator de carga permissível	
Condição de operação	Fator de carga
Operação normal	1 a 2
Com impactos de vibração	1,5 a 3

Fonte: Adaptado de NSK (2012)

Considerando-se a operação normal ($f_s=2$) e a capacidade de carga $C_{0a}=18500\text{N}$, conforme NSK, 2012, obtêm-se um valor superior à carga das molas:

$$P_0 = \frac{18500\text{N}}{2} \Rightarrow P_0 = 9250\text{N}$$

4.3.2.1.5 Vida estimada

A vida estimada em número de revoluções é dada por NSK (2012):

$$L = \left(\frac{C_a}{F_a \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (16)$$

Sendo:

L - a vida em número de revoluções;

C_a - a capacidade de carga dinâmica (N);

F_a - a carga axial (N);

f_w - o fator de operação, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Fator de operação

Tipo de operação	Fator de operação
Sem impactos	1,0 a 1,2
Normal	1,2 a 1,5
Com impactos ou vibrações	1,5 a 3,0

Fonte: Adaptado de NSK (2012)

Utilizando-se os parâmetros do fuso utilizado, do projeto e considerando-se operação normal ($f_w=1,5$), tem-se:

$$L = \left(\frac{8790}{3000 \cdot 1,5} \right)^3 \cdot 10^6 \Rightarrow L = 7452965 \text{ revoluções}$$

São apresentados também por NSK (2012) as expressões para vida estimada em horas:

$$L_t = \frac{L}{60 \cdot n} \quad (17)$$

Sendo:

L_t - a vida estimada em horas;

L - a vida estimada em número de revoluções;

n - o número de rotações do fuso.

E para a vida estimada em distância percorrida:

$$L_s = \frac{L \cdot l}{10^6} \quad (18)$$

Sendo:

L_s - a vida estimada em distância percorrida (km);

L - a vida estimada em número de revoluções;

l - o passo do fuso de esferas.

Substituindo-se os valores do projeto na expressão 17, tem-se a vida estimada em horas:

$$L_t = \frac{7452965}{60.50} \Rightarrow L_t = 2484 \text{ h}$$

E utilizando a expressão 18, tem-se a vida estimada em distância percorrida:

$$L_s = \frac{7452965.5}{10^6} \Rightarrow L_s = 37,26 \text{ km}$$

4.3.2.2 Motor de passo

A potência do motor foi definida a partir dos cálculos do fuso de esferas recirculantes.

De acordo com THK (2010), o torque mínimo necessário durante o movimento é dado por:

$$T_t = T_1 + T_2 + T_4 \quad (19)$$

Sendo:

T_t - o torque total;

T_1 - o torque de atrito devido a cargas externas;

T_2 - o torque devido à pré-carga do fuso de esferas;

T_4 - torques de suportes e selos de óleo.

O torque de atrito devido a cargas externas é calculado por:

$$T_1 = \frac{F a \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot \eta} A \quad (20)$$

Sendo:

T_1 - o torque de atrito devido a cargas externas;

F_a - a força de atrito;

l - o passo do fuso de esferas;

η - o rendimento; de acordo com THK (2010) com variação entre 0,9 e 0,95;

A - a razão de redução.

Substituindo-se a expressão 20 com os valores do projeto, tem-se:

$$T_1 = \frac{3000N \cdot 5mm}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} \cdot 1 \Rightarrow T_1 = 2652,6 \text{ Nmm}$$

Como não há pré-carga no fuso de esferas selecionado ($T_2=0$) e T_4 pode ser considerado desprezível, tem-se:

$$T_t = T_1 = 2652,6 \text{ Nmm} = 2,6 \text{ Nm}$$

4.3.3 Configuração e disposição dos componentes

Definidos o método de posicionamento do cabeçote no cilindro, o método de fixação, e a atuação das válvulas, a configuração do dispositivo foi definida.

A montagem do cabeçote no dispositivo foi estabelecida como sendo na direção dos dutos, iniciando-se a partir dos dutos de exaustão. Desta forma, os dutos de admissão estão livres para a entrada do ar, durante a execução do ensaio de *swirl*, conforme a Figura 35.

Figura 35 - Entrada de ar no cabeçote

Fonte: Autor

Com a definição da posição de montagem, estabeleceram-se as dimensões da base inferior. Nas laterais do cabeçote, foi definida uma folga lateral para a montagem do cabeçote, onde foram aplicadas colunas para o suporte da base superior.

O conjunto para atuação de válvulas foi posicionado no suporte superior, na parte central do terminal de válvulas. Os cilindros pneumáticos foram também aplicados no suporte superior. A posição destes foi definida para que não houvesse a interferência das molas do cabeçote durante a montagem. O posicionamento também foi definido de modo a não interferir com o conjunto de atuação das válvulas, além dos cilindros estarem alinhados com o centro do cilindro adaptador.

A altura da base superior foi definida pela altura do cabeçote e pela altura total do cilindro pneumático acionado em contato com o cilindro. Este contato faz a fixação do cabeçote no equipamento. O cilindro tem um curso total 30 mm, porém, para a aplicação do esforço no cabeçote, são utilizados 25 mm de curso. Este curso é a folga superior para a montagem do cabeçote no dispositivo, conforme a Figura 36.

Figura 36 - Folga de montagem do cabeçote

Fonte: Autor

Com a altura total entre as bases, foram definidas as dimensões dos eixos guia e do fuso no conjunto de atuação, a partir da distância entre a base superior e o contato com o terminal de válvulas montado no cabeçote. A distância máxima de avanço foi definida em 16,5 mm e a distância máxima de recuo do conjunto em 50 mm, em relação ao topo das válvulas, conforme Figura 37.

Figura 37 - Avanço e recuo máximo do sistema de atuação das válvulas

Fonte: Autor

4.3.4 Esforços na estrutura de montagem do cabeçote

A partir da configuração básica do dispositivo e conhecendo-se as forças atuantes dos sistemas de fixação e atuação, foram definidas a configuração final e a verificação dos esforços no dispositivo.

Foram definidas três colunas entre as bases superior e inferior para a união entre elas, através de porcas.

O material escolhido para a confecção desta versão do dispositivo foi o material aço SAE 1045. De acordo com BUDYNAS, 2008, o limite de escoamento deste material é de 310 MPa, conforme Tabela 6.

Tabela 6 – Propriedades aço carbono

Tipo de Aço (Classificação SAE)	Limite de resistência a tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)
1020	380	210
1030	470	260
1035	500	270
1040	520	290
1045	570	310
1050	620	340
1060	680	370

Fonte: Adaptado de BUDYNAS, 2008

A verificação quanto aos esforços foi realizada através do método de elementos finitos, utilizando-se um modelo simplificado do sistema. Os esforços aplicados foram 2000N em cada elemento, correspondente ao cilindro pneumático de fixação e 3000N no elemento correspondente ao atuador. Os esforços solicitantes ficaram abaixo da tensão do material escolhido para a construção do dispositivo; para a definição dos deslocamentos, apenas as forças das molas foi considerada, pois o deslocamento pode interferir no valor de abertura da válvula. Os valores encontrados estão na Figura 38.

Figura 38 – Análise pelo método de elementos finitos da estrutura: tensões e deslocamentos

Fonte: Autor

4.3.5 Montagem do projeto 1

O dispositivo apresentado foi confeccionado, de acordo com o projeto, e montado no equipamento de medição de *swirl*, conforme a Figura 39.

Figura 39 - Montagem do dispositivo

Fonte: Autor

Com este dispositivo, os seguintes passos devem ser seguidos para a medição do *swirl*:

- Fechar o furo central do injetor com o eixo central projetado;
- Posicionar o cabeçote no dispositivo, a partir direção frontal do cabeçote;
- Acionar os cilindros pneumáticos, através da válvula manual de alavancas para a fixação do cabeçote;
- Aplicar os dutos de direcionamento do ar na entrada de admissão do cabeçote;
- Posicionar o atuador de válvulas na posição inicial, efetuado manualmente;
- Após esta preparação, o equipamento é acionado e o teste segue o mesmo procedimento do dispositivo anterior, descrito no tópico 3.2.
- O avanço das válvulas se dá pelo motor de passo, sendo este acionado através dos pulsos do motor de passo.

4.3.6 Alteração no dispositivo do avanço

Durante a realização dos testes iniciais com o dispositivo, foi constatado que a atuação de ambas as válvulas pela utilização do terminal de válvulas poderia causar diferenças de sincronia na abertura das válvulas, fazendo com que o acionamento de uma fosse ligeiramente adiantado em relação a outra. Isto pode ser causado pelas diferentes alturas entre válvulas, diferenças no posicionamento dos insertos nos terminais de válvulas ou diferenças entre os coeficientes de elasticidade das molas. (Figura 40).

Figura 40 - Diferença no acionamento das válvulas

Fonte: Autor

Por este motivo, foi projetada e construída uma outra base adaptada para o avanço simultâneo das válvulas. Esta base possui dois eixos ajustáveis com rosca, de modo a permitir o ajuste de altura individual diretamente no topo de cada válvula (Figura 41). Assim, não é necessária a aplicação do terminal de válvulas no ensaio. Foram efetuados testes também com esta configuração. Os resultados são apenas comparativos, já que os testes padrão são feitos com a aplicação do terminal de válvulas.

Figura 41 - Eixos para ajustes de folga

Fonte: Autor

4.4 Testes efetuados

Após a construção do projeto 1, foram feitos testes considerando-se a preparação do cabeçote para o ensaio, comparando-se os tempos das atividades com o dispositivo manual e com a aplicação do dispositivo do projeto 1.

Foram efetuadas também medições de acordo com o procedimento atual, utilizando-se abertura de válvulas discreta, com aplicação do terminal de válvulas e do dispositivo com ajuste de folgas de válvulas no atuador.

Foram efetuados ainda alguns ensaios preliminares com avanço contínuo de válvulas.

4.4.1 Comparativo de atividades e tempos na preparação do cabeçote

O comparativo entre as atividades de preparação entre o atuador atual (manual) e o atuador do projeto 1 (com motor de passo) está na Tabela 7

Tabela 7 - Comparativo de atividades e tempos entre atuadores - tempo em segundos (s)

Atividade	Atuador manual	Atuador com motor de passo
Fechamento do furo do injetor	10	10
Posicionar cabeçote no cilindro adaptador	5	5
Montar atuador	20	-
Aplicar parafusos prisioneiros	30	-
Aplicar porcas	45	-
Acionar cilindro pneumático	-	3
Aplicar dutos de entrada de ar	5	5
Definir início da abertura	10	10
Abrir válvulas para início do teste	20	5
Ligar equipamento	10	10
Tempo de estabilização do sistema	60	60
Avançar válvula em 1 mm (15 vezes)	225	75
Tempo de estabilização do sistema entre avanços (15 vezes)	525	525
Remover dutos de entrada de ar	3	3
Desmontar porcas	30	-
Desmontar parafusos prisioneiros	30	-
Desmontar atuador	15	-
Recuar cilindro pneumático	-	3
Retirar o cabeçote do equipamento	10	10
Tempo de preparação (s)	243	64
Tempo para medições (s)	810	660
Tempo total estimado (s)	1053	724

Fonte: Autor

Com estes dados, observa-se uma diminuição no tempo de preparação de 179 s e no tempo total de 329 s.

4.4.2 Testes com o procedimento atual

Foram efetuados 5 testes de acordo com o procedimento atual, com 15 pontos e diferenças de 1mm entre eles, utilizando-se o terminal de válvulas para o avanço das válvulas.

Os resultados do número de swirl apresentados são baseados nos cálculos efetuados, de acordo com as expressões 8,9 e 10 do tópico 2.3.3.

Na expressão 8, o curso do pistão (s) é obtido pela característica do motor ao qual se destina o cabeçote do ensaio. O torque medido (T) e a vazão em massa ($\dot{m}$)

são obtidos no equipamento de medição de swirl. A densidade de ar na saída dos dutos de admissão (ρ) é obtida pela expressão:

$$\rho = \frac{p_{in}}{R \cdot T_e} \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (21)$$

Sendo:

ρ - a densidade do ar na saída dos dutos de admissão;

p_{in} - pressão de entrada dos dutos;

R – Constante específica do ar;

p_{out} - pressão de saída dos dutos;

T_e - temperatura;

k – razão de calores específicos para o ar.

Com a expressão 8, são calculadas as razões de swirl para 15 diferentes aberturas de válvulas. O número de swirl médio é obtido através da expressão 9, utilizando-se os valores obtidos na expressão 8 e a expressão 10. O curso do pistão (s) e o comprimento da biela (L) na expressão 10 são obtidos através dos parâmetros do motor ao qual será aplicado o cabeçote e o ângulo do virabrequim (α) considera o intervalo entre o ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI) no ciclo de admissão.

Os resultados estão na Tabela 8 e no gráfico da Figura 42.

Tabela 8 - Resultados dos ensaios com terminal de válvulas

Abertura (mm)	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Média	Desvio padrão
1	0,92	0,81	0,41	0,41	0,39	0,59	0,25
2	0,52	0,53	0,43	0,42	0,43	0,47	0,05
3	0,74	0,74	0,68	0,66	0,69	0,70	0,04
4	0,57	0,59	0,55	0,53	0,55	0,56	0,02
5	0,60	0,62	0,59	0,57	0,59	0,59	0,02
6	0,69	0,68	0,66	0,66	0,68	0,67	0,01
7	0,85	0,85	0,82	0,84	0,83	0,84	0,01
8	1,16	1,17	1,17	1,14	1,16	1,16	0,01
9	1,36	1,43	1,40	1,35	1,40	1,39	0,03
10	1,51	1,59	1,55	1,50	1,56	1,54	0,04
11	1,70	1,72	1,72	1,72	1,71	1,71	0,01
12	1,75	1,75	1,74	1,74	1,76	1,75	0,01
13	1,78	1,81	1,79	1,80	1,79	1,79	0,01
14	1,98	1,99	2,00	2,01	2,01	2,00	0,01
15	2,09	2,10	2,09	2,11	2,11	2,10	0,01
<i>Swirl</i> médio	2,13	2,15	2,14	2,14	2,15	2,14	0,01

Fonte: Autor

Figura 42 - Resultados ensaio com terminal de válvulas

Fonte: Autor

Os valores encontrados, de acordo com a Figura 42, mostram uma dispersão dos valores na abertura de 1 mm com um desvio padrão de 0,25 nos valores encontrados. Porém este ponto não foi significativo no cálculo final do *swirl* médio, sendo o desvio padrão final em 0,01.

Além dos testes com terminal de válvulas, foram efetuadas 5 medições completas com o ajuste da folga de válvulas, seguindo o mesmo procedimento e valendo-se das mesmas expressões utilizadas no avanço com terminal de válvulas. Os resultados estão na Tabela 9 e no gráfico da Figura 43.

Tabela 9 - Resultados dos ensaios com ajuste de válvulas

Abertura (mm)	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Média	Desvio padrão
1	1,22	1,24	1,23	1,24	1,09	1,20	0,06
2	1,03	1,01	1,02	1,00	1,02	1,02	0,01
3	0,79	0,76	0,77	0,79	0,81	0,78	0,02
4	0,63	0,61	0,61	0,62	0,64	0,62	0,01
5	0,64	0,63	0,62	0,62	0,64	0,63	0,01
6	0,70	0,69	0,69	0,69	0,70	0,70	0,00
7	0,90	0,89	0,89	0,89	0,88	0,89	0,01
8	1,22	1,18	1,18	1,19	1,21	1,19	0,02
9	1,41	1,36	1,38	1,37	1,40	1,38	0,02
10	1,57	1,53	1,55	1,51	1,56	1,54	0,03
11	1,72	1,70	1,72	1,67	1,71	1,71	0,02
12	1,77	1,75	1,76	1,73	1,75	1,75	0,01
13	1,83	1,82	1,81	1,78	1,82	1,81	0,02
14	2,03	2,03	2,03	1,98	2,00	2,01	0,02
15	2,15	2,09	2,12	2,09	2,11	2,11	0,02
<i>Swirl</i> médio	2,18	2,17	2,18	2,14	2,17	2,17	0,02

Fonte: Autor

Figura 43 - Resultados de testes com ajuste de válvulas

Fonte: Autor

Efetuada as medições com o ajuste de válvulas, conforme a Figura 43, obteve-se também uma dispersão maior dos valores no avanço de 1 mm, porém com o desvio padrão em 0,06 mm, menor em comparação com o ensaio feito com o terminal de válvulas. O *swirl* médio teve o desvio padrão 0,02.

Foi feita uma comparação entre as médias obtidas nas duas medições. Os resultados estão de acordo com o gráfico da Figura 44.

Figura 44 - Comparativo entre medição com terminal de válvulas e ajuste de válvulas

Fonte: Autor

De acordo com a Figura 44, as aberturas 1 e 2 mm tiveram as maiores diferenças, comparando-se os testes com terminal de válvulas e com regulagem da folga de válvulas. Existe uma pequena diferença na abertura de 3 e 4 mm e a partir destas, os resultados se aproximam nas demais aberturas.

4.4.3 Testes com avanço contínuo

Foram efetuados testes preliminares com avanço contínuo, utilizando o terminal de válvulas, variando os tempos totais de teste. Os resultados estão no gráfico da Figura 45.

Figura 45 - Testes com avanço contínuo

Fonte: Autor

Os resultados da Figura 45 efetuados com 4 tempos de abertura, mostram que estes se aproximam da curva com resultados de avanços discretos (estático). Nas primeiras aberturas, o resultado não é satisfatório, porém após a abertura de 2 mm os resultados se aproximam. O aumento no tempo de abertura faz com que o sistema tenha um tempo maior de estabilização, tendo, como consequência, resultados muito próximos da curva estática, que pode ser notado nos testes a partir de 3 min de tempo de abertura.

4.5 Problemas encontrados na utilização do equipamento

O peso do dispositivo, de aproximadamente 350 N, foi a principal dificuldade durante a montagem deste no equipamento, o que impossibilita a instalação segura por apenas 1 pessoa. Considerando-se que o dispositivo ficará montado no equipamento, esta observação tem uma relevância maior apenas na manutenção do equipamento como um todo.

O dispositivo, devido ao material selecionado, aço SAE 1045, apresentou sinais superficiais de corrosão, tornando-se necessária a aplicação de pintura na parte externa ou a utilização de um outro tipo de material para novas versões do dispositivo.

Na execução dos ensaios, o peso do próprio cabeçote, de aproximadamente 80 N, o espaço livre no dispositivo para o posicionamento e a coluna lateral dificultaram a montagem deste no disposto.

Estas dificuldades, principalmente as encontradas para a execução dos ensaios, levaram à proposta de possíveis modificações nos sistemas de fixação e atuação de válvulas, gerando um novo projeto, apresentado a seguir.

4.6 Possíveis melhorias do projeto 1

Para facilitar a montagem do cabeçote no dispositivo, o sistema de fixação proposto consiste em sistema de alavancas, acionadas também por cilindros pneumáticos. A atuação das válvulas é feita através de um sistema de balancins acionados por motores de passo, individualmente, para cada válvula de admissão. A introdução de ambas as modificações eliminaria os componentes montados acima do dispositivo, o que possibilitaria uma preparação facilitada do cabeçote. Além disso, um sistema individualizado de atuação nas válvulas permitiria o ensaio com acionamento independente, o que pode ser proveitoso para próximas pesquisas. O controle do avanço das válvulas, que antes era feito diretamente pelos pulsos do motor de passo, com esta configuração, é monitorado através de sensores posicionados nos balancins, que controlam o avanço do motor.

A montagem virtual das modificações no dispositivo é apresentada na Figura 46.

Figura 46 - Visão geral – melhorias no projeto

Fonte: Autor

Nos próximos tópicos serão apresentados os dimensionamentos dos componentes e análises considerando-se estas duas modificações no equipamento.

4.6.1 Sistema de fixação

Nesta proposta, a fixação é feita através de alavancas acionadas também por cilindros pneumáticos, que devem aplicar o esforço necessário para a compressão do anel “o-ring” para a vedação. Considerando o anel com as mesmas dimensões e propriedades, a força a ser aplicada para a fixação será a mesma do projeto anterior, sendo considerado, assim, o valor de 2355N.

4.6.1.1 Dimensionamento dos cilindros pneumáticos para a fixação

O diâmetro dos cilindros pneumáticos foi definido considerando-se o esforço necessário para a compressão do anel de vedação na face inferior do cabeçote.

Foram definidos 2 cilindros com diâmetro de 63 mm, a mesma dimensão do projeto anterior.

Com a mudança para o sistema de alavancas, a distância dos braços foi considerada para a que a força de compressão seja atingida. Foram utilizadas as mesmas distâncias, de 100 mm, entre o ponto de aplicação da força pelo cilindro e o ponto de apoio no suporte; e entre o ponto de apoio no suporte ao ponto de aplicação da força para a fixação do cabeçote, mantendo-se, assim, a mesma proporção (Figura 47). Sendo assim, a força aplicada no cilindro pneumático está sendo considerada a mesma aplicada pela alavanca ao cabeçote.

Figura 47 - Distâncias do balancim

Fonte: Autor

O curso do cilindro foi definido a partir da área livre desejada para o manuseio, o posicionamento e a fixação do cabeçote no dispositivo. Os estudos para a definição do curso foram feitos através da simulação do movimento das alavancas em ambiente digital. Para uma distância desejada de aproximadamente 45 mm de espaço entre o cabeçote e a alavanca (Figura 48), é necessária a aplicação de um cilindro pneumático com o curso de 80 mm.

Figura 48 - Distância dos fixadores

Fonte: Autor

Estes foram posicionados e dispostos na mesma linha de centro do cabeçote, para a divisão dos esforços no anel de vedação, conforme Figura 49.

Figura 49 - Disposição dos cilindros pneumáticos conectados às alavancas

Fonte: Autor

Os cilindros pneumáticos estão em um suporte fixado na base inferior do dispositivo, com um pino articulado, para a movimentação do cilindro no acionamento, conforme a Figura 50.

Figura 50 - Fixação do cilindro pneumático

Fonte: Autor

4.6.2 Sistema de atuação nas válvulas

O sistema de atuação foi definido com dois balancins independentes, cujo avanço é dado por fusos de esferas recirculantes, acionados por motores de passo.

As forças de aberturas requeridas para as válvulas foram calculadas utilizando-se como referência o coeficiente de elasticidade das molas aplicadas e a abertura máxima requerida. O valor do produto entre estes fatores, mais um coeficiente de segurança, resultou em um valor de 1500N, metade do valor encontrado para o primeiro projeto, pelo acionamento individual em cada válvula.

4.6.2.1 Fuso de esferas recirculantes

Os fusos de esferas foram dimensionados com os mesmos critérios do projeto 1. Como os esforços são menores devido a atuação individual, foram determinados dois fusos de esferas, com diâmetro de 15mm e passo 5, disponíveis comercialmente. Foram feitas as verificações conforme os tópicos seguintes.

4.6.2.1.1 Limite de carga estática e dinâmica

De acordo com os critérios de NSK (2012), os limites de carga estática e dinâmica são, respectivamente, 5460N e 10200N (Tabela 10), para um diâmetro de fuso de 15 mm. Estes esforços são superiores ao esforço máximo exigido durante a aplicação, que é de 1500N, considerando-se um avanço de 15 mm.

Tabela 10 - Cargas fuso de esferas (15 mm)

Fuso de esferas	Diâmetro do fuso	Passo	Capacidade de carga (N)		Curso Nominal
			Dinâmica	Estática	
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	50
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	100
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	200
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	300
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	400
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	500
PSS1505N1D0211	15	5	5460	10200	600

Fonte: Adaptado de NSK (2012)

4.6.2.1.2 Carga permissível de flambagem

A verificação quanto à flambagem foi feita de acordo com NSK (2012), considerando-se o mesmo método de apoio do projeto 1 (Fixo-Livre, $m=1,2$). Os valores de diâmetro do fuso e comprimento total foram substituídos na equação 12, resultando em uma força maior que o esforço aplicado nas válvulas:

$$P = 1,2 \frac{12,6^4}{200^2} 10^4 \Rightarrow P = 7561,4N$$

4.6.2.1.3 Tensão de compressão

Seguindo os critérios de NSK (2012), substituindo-se os valores da proposta na equação 14, obtêm-se um valor de compressão admissível superior ao da carga das molas:

$$P = 1,15 \cdot 12,6^2 \cdot 10^2 \Rightarrow P = 18257,4N$$

4.6.2.1.4 Deformação permanente no contato da esfera

Para a estimativa da força de contato admissível nas esferas, foi considerada a condição de operação normal, conforme a Tabela 4, sendo o fator de carga ($f_s=2$).

Considerando a capacidade de carga $C_{0a}=10200N$, conforme NSK (2012), e substituindo na equação 15, obtêm-se um valor superior a carga das molas:

$$P_0 = \frac{10200N}{2} \Rightarrow P_0 = 5100N$$

4.6.2.1.5 Vida estimada

Utilizando-se a equação 16, sendo a capacidade de carga dinâmica $C_a = 5460N$, os dados de projeto e considerando operação normal ($f_w=1,5$, conforme a Tabela 5), a vida estimada foi calculada, de acordo com NSK (2012):

$$L = \left(\frac{5460}{1500 \cdot 1,5} \right)^3 \cdot 10^6 \Rightarrow L = 14289939 \text{ revoluções}$$

Utilizando-se a equação 17, para o cálculo da vida estimada em horas, tem-se:

$$L_t = \frac{14289939}{60 \cdot 50} \Rightarrow L_t = 4763 \text{ h}$$

E a equação 18, para o cálculo da vida estimada em distância percorrida, tem-se:

$$L_s = \frac{14289939 \cdot 5}{10^6} \Rightarrow L_s = 71 \text{ km}$$

4.6.2.2 Motor de passo

A potência do motor foi definida utilizando-se os esforços para o avanço das válvulas e os parâmetros do fuso de esferas, de acordo com THK (2010).

Considerando-se a força de atrito $F_a=1500$ N, o passo do fuso de esferas $Ph=5$ mm, o rendimento $\eta=0,9$ e a razão de redução $A=1$, o torque de atrito T_1 foi calculado utilizando a equação 20:

$$T_1 = \frac{1500N \cdot 5mm}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} \cdot 1 \Rightarrow T_1 = 1326 \text{ Nmm}$$

Como não há pré-carga no fuso de esferas selecionado ($T_2=0$) e T_4 pode ser considerado desprezível, tem-se:

$$T_t = T_1 = 1326 \text{ Nmm} = 1,3Nm$$

4.6.2.3 Componentes projetados do sistema de atuação

Para a atuação nas válvulas, foi definido um conjunto composto por dois balancins independentes, articulados em um suporte fixado à base inferior do cilindro adaptador. Estes balancins são acionados por dois conjuntos de elevação. Cada conjunto é composto por um elevador guiado por dois eixos-guia e acionado pelo fuso de esferas. O fuso de esferas é acionado pelo motor de passo. Os dois conjuntos de fixação são integrados também à base do cilindro adaptador. Os contatos entre o balancim e a válvula e entre o conjunto de elevação e o balancim são feitos através de rolamentos de esferas, para diminuir o atrito entre os componentes.

4.6.2.3.1 Balancim

Para a transmissão do movimento para as válvulas, foram definidos balancins, acionados por fusos de esferas. A distância da válvula ao ponto de apoio do balancim e do apoio ao ponto do acionamento são as mesmas, quando se inicia o contato do balancim na válvula (Figura 51). Esta distância varia durante o acionamento da válvula, porém, como a variação não é significativa, a distância está sendo considerada a mesma durante todo o acionamento da válvula. Sendo assim, a força resistente das molas das válvulas será a mesma aplicada no fuso de esferas.

Figura 51 - Dimensão do balancim

Fonte: Autor

No balancim, a verificação dos esforços citados foi feita através do método dos elementos finitos. Os esforços solicitados ficaram abaixo do limite de elasticidade do material aço 1045, de 310 MPa (Tabela 6). Os deslocamentos encontrados não interferem no posicionamento do balancim, que será controlado através de sensores. Estão sendo aplicados os esforços correspondentes a força da mola no local correspondente à atuação na válvula e no apoio do suporte de elevação, apoiando-se o balancim no centro do furo. Os resultados estão na Figura 52.

Figura 52 - Análise pelo método de elementos finitos do balancim: tensões e deslocamentos

Fonte: Autor

4.6.2.3.2 Suporte dos balancins

Os balancins estão apoiados na base do equipamento, através do suporte dos balancins. Este é composto de um suporte com um eixo principal, onde os balancins são montados em rolamentos, conforme a Figura 53.

Figura 53 - Suporte dos balancins

Fonte: Autor

A verificação dos esforços no suporte dos balancins foi feita através do método dos elementos finitos. Os esforços solicitados ficaram abaixo do limite de elasticidade do material aço 1045, de 310 MPa. Os deslocamentos encontrados não interferem no posicionamento dos balancins, controlados por sensores de posição. Na análise, este suporte está engastado na base inferior, com os esforços aplicados no eixo, correspondentes aos esforços dos balancins durante o avanço das válvulas. Os resultados da análise estão na Figura 54.

Figura 54 - Análise pelo método de elementos finitos do suporte balancins: tensões e deslocamentos

Fonte: Autor

4.6.2.3.3 Suporte de atuação do balancim

Para a transmissão do movimento do fuso de esferas ao balancim, foi projetado o suporte de atuação. Este possui dois rolamentos de esferas no contato, e é guiado por dois eixos-guia, conforme a Figura 55.

Figura 55 - Suporte de atuação do balancim

Fonte: Autor

4.6.2.3.4 Conjunto de elevação

A elevação do suporte de atuação do balancim é feita através do conjunto de elevação, composto pelo motor de passo, pelo fuso de esferas e por eixos-guia. Todo o conjunto é fixado à base através de um suporte integrado na base inferior do dispositivo. O conjunto de elevação está na Figura 56.

Figura 56 - Conjunto de elevação

Fonte: Autor

4.6.2.3.5 Conjunto de recuo dos balancins

Para o recuo dos balancins, foram definidos um suporte e um rolamento de recuo. Este conjunto atua na parte traseira do balancim, recuando-o para o posicionamento ou retirada dos cabeçotes para o teste, conforme Figura 57.

Figura 57 - Verificação da abertura do balancim

Fonte: Autor

4.6.2.4 Análise da movimentação dos componentes projetados

Para evitar colisões e falhas nos contatos dos componentes durante o funcionamento do equipamento, foram feitas simulações dos seus principais movimentos. As análises estão nos próximos tópicos.

4.6.2.4.1 Contato do balancim com as válvulas

Para o contato do balancim com as válvulas, foram definidos rolamentos de esferas. O contato destes com as válvulas foi verificado para assegurar estejam em atuação durante todo o curso das válvulas, de 15 mm. Com este avanço, o deslocamento, verificado do centro do rolamento ao centro da válvula, foi de 0,81mm, conforme a Figura 58.

Figura 58 - Contato do rolamento de acionamento do balancim

Fonte: Autor

4.6.2.4.2 Contato do rolamento de elevação com o balancim

O contato do rolamento do elevador com o balancim foi verificado, para garanti-lo durante a atuação da válvula, simulando a movimentação do balancim no avanço máximo. O resultado da análise está na Figura 59.

Figura 59 - Verificação do contato do rolamento de elevação

Fonte: Autor

4.6.2.4.3 Colisão do balancim durante o movimento

Para verificar a colisão dos balancins nos movimentos de recuo e avanço, foi feita uma análise da movimentação destes, considerando os possíveis pontos de colisão no conjunto de elevação, durante o movimento de rotação do balancim. A Figura 60 mostra a análise de colisão entre o balancim e o rolamento do suporte de atuação e entre o balancim e o eixo-guia do conjunto de elevação.

Figura 60 - Verificação de interferências do balancim durante o movimento

Fonte: Autor

4.6.3 Sensor de posicionamento

O deslocamento é controlado através de sensores de posicionamento, dispostos em um suporte na parte superior do suporte dos balancins, apontando para os braços destes, conforme Figura 61.

Figura 61 - Sensores de posicionamento

Fonte: Autor

5. CONCLUSÕES

O desenvolvimento do trabalho permitiu uma redução no tempo total do teste de medição de *swirl*, automatizando-se o processo. A utilização do dispositivo diminuiu o tempo de preparação do cabeçote no equipamento para 64 segundos, com uma redução de aproximadamente 74% em relação ao dispositivo anterior. No tempo total de testes, esta redução foi de aproximadamente 31%. O dispositivo permite também a aplicação do avanço contínuo de válvulas, um dos objetivos do projeto como um todo.

Os resultados dos ensaios executados tiveram repetibilidade, demonstrando que os critérios de projeto foram obedecidos. Podem existir diferenças em relação a medições efetuadas em outros equipamentos, porém, estas estarão relacionadas a diferenças no ambiente de testes ou a diferenças entre equipamentos e não somente à aplicação do dispositivo.

A aplicação do dispositivo de ajuste de folga individual de válvulas mostrou diferentes resultados de *swirl* em relação ao teste com a utilização do terminal de válvulas. Este pode ser considerado um resultado mais apurado do fenômeno, porém é informativo, visto que o procedimento padrão não especifica esta diferença. Caso uma medição mais precisa seja necessária, este fator deve ser levado em consideração.

Ensaio executados com a medição contínua apresentam resultados promissores. Porém, estes devem ser melhor estudados, caso a intenção seja a substituição do procedimento de teste atual.

6. TRABALHOS FUTUROS

A partir do trabalho desenvolvido, algumas melhorias e a continuidade do desenvolvimento podem ser feitas:

- Construção do dispositivo com melhorias, aplicando as propostas no sistema de fixação e atuação;

- Aplicando-se a nova proposta de sistema de atuação com acionamentos individuais, é possível iniciar estudos experimentais referentes a influência de cada duto de admissão na formação do *swirl*, variando as aberturas de válvulas de forma independente;

- Pode-se, ainda, aplicar o mecanismo proposto de atuação nas válvulas de escape, iniciando estudos de fluxo de ar com acionamento do escape. Estas válvulas possuem as mesmas dimensões e distâncias entre si, comparadas com as válvulas de admissão, sendo necessárias apenas verificações quanto à resistência do conjunto, já que a rigidez das molas de escape é maior do que a das válvulas de admissão.

REFERÊNCIAS

BRASIL. Conselho nacional do meio ambiente-CONAMA. **Resolução Conama Nº 18**, de 6 de maio de 1986.

BUDYNAS, R; NISBETT, K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. New York: McGraw-Hill, 2008.

DEMPSEY, P. **Troubleshooting and Repairing Diesel Engines**. New York: McGraw-Hill, 2008.

GRANQVIST, D. **Through statistical analysis evaluate the effect of geometric parameters on the swirl number for the XPI- cylinder head**. Sodertalje, 2010, 91p. Dissertação (Mestrado em Ciências) – KTH.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

JOSEPH Jr, H. **Proconve as fases passadas e futuras**. São Paulo, 2009. Apresentação ANFAVEA.

KAWASHIMA, J. **Research on a variable swirl intake port for high speed 4-valve DI diesel engine**. Yokosuka: JSAE, 1998.

LUMLEY, J. L. **Engines: an introduction**. New York: Cambridge University Press, 1999.

MOLLENHAUER, K.; TSCHOEKE, H. **Handbook of Diesel Engines**. Berlin: Springer, 2010.

NORDGREN, H et al. **Comparison between in-cylindr PIV Measurements, CFD Simulations and Steady-Flow Impulse Torque Swirl Meter Measurements**. Warrendale: SAE Technical Paper Series, 2003.

NSK. **Precision Machine Components**. [Tokyo], 2012.

PARKER. **Parker o-ring handbook**. Cleveland, 2007. 292p (ORD 5700).

PIPITONE, E; MANCUSO U. **An experimental investigation of two different methods for swirl induction in a multivalve engine**. Palermo: University of Palermo, 2014.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Platerville: Prentice Hall, 1997.

SOARES, S. L. **Influência dos dutos de admissão do cabeçote no desempenho de motor diesel**. 2010. 120p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

STONE, C. R.; LADOMMATOS, N. **The Measurement and Analysis of Swirl in Steady Flow**. SAE Technical paper series: Warrendale, 1992.

THK. **General catalog: Linear motion systems**. [Tokyo], 2010.

TRELLEBORG. **O-ring and back-up rings**. [S.I.], 2015.

YOKOTA, Y. F. **Desenvolvimento de um swirl meter**. São Paulo, 2014, 43p.
Relatório das atividades de pesquisas apresentadas à FDTE.

APÊNDICE A – Desenhos do projeto 1

Os desenhos foram formatados para que houvesse adaptação dos mesmos às páginas em formato A4.