

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

JONATAN RAFAEL ZIMMERMANN DE MORAES

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE ARRANJOS DE VÁLVULAS PRIMÁRIAS E
SECUNDÁRIAS PARA CABEÇOTES DE MOTORES**

Alegrete

2018

JONATAN RAFAEL ZIMMERMANN DE MORAES

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE ARRANJOS DE VÁLVULAS PRIMÁRIAS E
SECUNDÁRIAS PARA CABEÇOTES DE MOTORES**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Gustavo Fuhr Santiago

**Alegrete
2018**

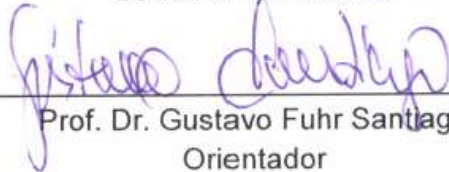
JONATAN RAFAEL ZIMMERMANN DE MORAES

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE ARRANJOS DE VÁLVULAS PRIMÁRIAS E
SECUNDÁRIAS PARA CABEÇOTES DE MOTORES**


Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 28 de junho de 2018.

Banca examinadora:



Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Orientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
UNIPAMPA



Prof. Dr. Ana Cláudia Costa de Oliveira
UNIPAMPA

Dedico este trabalho à minha família, por ser a base de tudo e sempre me incentivar a buscar meus objetivos.

AGRADECIMENTO

Durante a caminhada de realização deste trabalho, pude contar com a colaboração de diversas pessoas importantes, que de alguma forma me ajudaram a ter condições de realizar este trabalho.

Agradeço, primeiramente, a Deus, que me deu capacidade e me guiou pelos caminhos certos.

A minha mãe, Mirna, meu pai, Nedir, e minha irmã, Grasiela, pelo apoio incondicional e total suporte em toda essa caminhada.

A minha namorada, Jordana, pelo seu amor e companheirismo, sempre disposta a ouvir e dar conselhos.

Aos amigos, que proporcionaram muitos momentos de alegria e descontração.

Ao professor orientador Gustavo Fuhr Santiago, que sempre se mostrou solícito em colaborar e auxiliar na execução deste trabalho.

Aos demais professores que contribuíram com o meu conhecimento e aperfeiçoamento.

RESUMO

O mercado altamente competitivo faz com que cada vez mais as indústrias automotivas melhorem seus veículos, para assim atenderem a demanda dos consumidores e também as exigências das regulamentações e legislações governamentais, referentes a segurança e meio ambiente. Várias técnicas são empregadas para se aumentar o rendimento de um motor, uma delas está relacionada com a eficiência volumétrica dos gases de exaustão e admissão do motor, e outra técnica está relacionada ao aumento da taxa de compressão. De acordo com essas exigências, o presente trabalho tem como objetivo elaborar um cabeçote que utiliza um novo arranjo de válvulas para motores de combustão interna composto por uma válvula principal convencional e uma válvula secundária rotativa axial e realizar simulações de testes de uma bancada de fluxo com o auxílio de ferramentas CAD. O cabeçote proposto se baseia em um conjunto original, onde é escolhido o cabeçote do Motor Volkswagen 1.6 AP Carburado, o comando de válvulas 049H e as próprias válvulas de admissão e exaustão desse cabeçote. Os resultados obtidos foram satisfatórios, uma vez que os modelos propostos apresentaram valores de vazão superiores em comparação com o modelo original de referência, tendo como o Conjunto 6 o mais otimizado, apresentando uma vazão de 150,65 CFM, resultando em um aumento de mais de 100% em relação ao conjunto original para a abertura máxima da válvula.

Palavras-chave: Motor; válvula rotativa axial; teste de fluxo.

ABSTRACT

The highly competitive market makes more and more automotive industries improve their vehicles to meet consumer demand as well as the requirements of government regulations and legislation regarding safety and the environment. Several techniques are employed to increase the efficiency of an engine, one of which is related to the volumetric efficiency of the exhaust gases and the engine intake, and another technique is related to the increase in the compression ratio. According to these requirements, the present work aims to elaborate a cylinder head that uses a new arrangement of valves for internal combustion engines composed of a conventional main valve and a secondary axial rotary valve and to perform simulations of tests of a flow bench with the help of CAD tools. The proposed cylinder head is based on an original set, where the head of the Volkswagen 1.6 AP Carbureted Engine, the camshaft 049H and the inlet and exhaust valves of that cylinder head are chosen. The results obtained were satisfactory, since the proposed models had higher flow values compared to the original reference model, having as Set 6 the most optimized, presenting a flow of 150.65 CFM, resulting in an increase of more 100% over the original assembly for maximum valve expansion.

Keywords: Engine; Axial rotary valve; Flow test.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclos de um motor Otto	17
Figura 2 - Cabeçote para um motor Volkswagen	19
Figura 3 - Sistema Ofeldt com válvula rotativa plana	21
Figura 4 - Sistema Aspin com válvula rotativa tronco de cone	21
Figura 5 - Válvula convencional	22
Figura 6 - Comando de válvulas de um motor Volkswagen	23
Figura 7 - Diagrama de fases de um MCI	24
Figura 8 - Escoamento do ar em pontos distintos do cabeçote.....	26
Figura 9 - Área útil de fluxo de ar na válvula	26
Figura 10 - Representação do fluxo de ar com sombreamento.....	27
Figura 11 - Regiões com ocorrência de sombreamento.....	28
Figura 12 - Diagrama Pressão x ângulo do virabrequim para combustão.....	29
Figura 13 - Distribuição de temperaturas no motor	30
Figura 14 - Distribuição de temperaturas na válvula de exaustão.....	30
Figura 15 - Bancada de fluxo	31
Figura 16 - Resultados de testes de fluxo	32
Figura 17 - Vista em perspectiva do conjunto do cabeçote.....	35
Figura 18 - Vista inferior das janelas de admissão e exaustão do cabeçote intermediário para um cilindro	35
Figura 19 - Fase de admissão.....	36
Figura 20 - Válvula secundária rotativa axial plana	37
Figura 21 - Válvula secundária rotativa axial tronco de cone	37
Figura 22 - Válvula rotativa axial tronco de cone semi-maciça.....	38
Figura 23 - Válvula secundária tronco de cone	38
Figura 24 - Cabeçote inferior Modelo 1	39
Figura 25 - Cabeçote inferior Modelo 2	40
Figura 26 - Cabeçote inferior Modelo 3	40
Figura 27 - Cabeçote intermediário Tipo 1	41
Figura 28 - Cabeçote intermediário Tipo 2	41
Figura 29 - Cabeçote intermediário Modelo 1	42
Figura 30 - Cabeçote intermediário Modelo 2	42

Figura 31 - Cabeçote intermediário Modelo 3	43
Figura 32 - Cabeçote intermediário Modelo 4	43
Figura 33 - Modificações no cabeçote para testes	45
Figura 34 - Superfícies de controle	45
Figura 35 - Simulação do cabeçote original	47
Figura 36 - Simulação do Conjunto 1	48
Figura 37 - Simulação do Conjunto 2	50
Figura 38 - Direção desejada para o escoamento.....	51
Figura 39 - Simulação do Conjunto 3	52
Figura 40 - Simulação do Conjunto 4	53
Figura 41 - Simulação do Conjunto 5	55
Figura 42 - Simulação do Conjunto 6	56
Figura 43 - Gráfico comparativo dos melhores resultados	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do conjunto de referência	33
Tabela 2 - Superfícies de controle.....	46
Tabela 3 - Resultados do cabeçote original	47
Tabela 4 - Resultados do Conjunto 1	49
Tabela 5 - Resultados do Conjunto 2	50
Tabela 6 - Resultados do Conjunto 3	52
Tabela 7 - Resultados do Conjunto 4	53
Tabela 8 - Resultados do Conjunto 5	55
Tabela 9 – Resultados do Conjunto 6	57
Tabela 10 - Comparação dos resultados	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MCI – Motor de combustão interna

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

2T – Dois Tempos

4T – Quatro tempos

CFM – Cubic feet per minute

VW – Volkswagen

CAD – Computer Aided Design

OHC - Over Head Camshaft

LISTA DE SÍMBOLOS

V_u – Volume deslocado unitário	[cm ³]
D_c – Diâmetro do cilindro	[cm]
S – Curso do pistão	[cm]
RC – Relação de compressão	-
V – Volume do cilindro	[mm ³]
c – Volume da câmara de combustão	[mm ³]
\dot{m}_e – Vazão mássica de mistura fresca que escoa para dentro dos cilindros	[kg/s]
V_c – Cilindrada do motor	[m ³]
ρ_e – Densidade da mistura fresca que escoa para dentro dos cilindros	[kg/m ³]
n – Rotação do motor	[rad/s]
η_v – Eficiência volumétrica	-
L_v – Levantamento da válvula	[mm]
β – Ângulo da sede	[graus]
D_v – Diâmetro da válvula	[mm]
w – Largura da sede	[mm]
A_{lat} – Área de passagem do ar	[mm ²]
g – Distância do tronco à base	[mm]
r – Raio menor	[mm]
R – Raio maior	[mm]
α – Ângulo da abertura da janela da válvula	[graus]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Objetivos	14
1.2 Justificativa.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1 Motores de combustão interna	16
2.2 Subsistema de Distribuição.....	18
2.2.1 Cabeçote.....	19
2.2.2 Válvulas	20
2.2.3 Comando de válvulas	22
2.3 Eficiência volumétrica.....	25
2.4 A combustão nos motores de ignição por faísca.....	28
2.5 Bancada de fluxo	31
3 METODOLOGIA	32
3.1 Definição da forma construtiva do novo cabeçote.....	33
3.2 Desenho dos modelos em Software CAD	34
3.2.1 Válvulas secundárias	36
3.2.2 Cabeçotes inferiores	39
3.2.3 Cabeçotes intermediários	40
3.3 Modelagem das simulações dos testes de fluxo.....	43
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4.1 Cabeçote original	47
4.2 Conjunto 1.....	48
4.3 Conjunto 2.....	49
4.4 Conjunto 3.....	50
4.5 Conjunto 4.....	52
4.6 Conjunto 5.....	54
4.7 Conjunto 6.....	56
4.8 Comparativo dos resultados	57
5 CONCLUSÕES	59
6 REFERÊNCIAS.....	61

1 INTRODUÇÃO

O mercado altamente competitivo faz com que cada vez mais as indústrias automotivas melhorem seus veículos, para assim atenderem a demanda dos consumidores e também as exigências das regulamentações e legislações governamentais, referentes a segurança e meio ambiente. Portanto, a tendência é a produção de motores mais eficientes, ou seja, motores mais potentes e menos poluidores. Várias técnicas são empregadas para se aumentar o rendimento de um motor, uma delas está relacionada com a eficiência volumétrica dos gases de exaustão e admissão do motor, e outra técnica está relacionada ao aumento da taxa de compressão.

Para o aumento da taxa de compressão do motor existem alguns fatores limitantes, como por exemplo o superaquecimento da válvula de exaustão, que provoca a autoignição do combustível, ocasionando perda de potência e aumento do consumo de combustível. Como alternativa a esse problema, pode-se modificar o arranjo de válvulas, de maneira que também se melhore a eficiência volumétrica.

O presente trabalho tem como proposta o projeto de um cabeçote com um novo arranjo de válvulas e a comparação do fluxo de ar desse cabeçote com um cabeçote convencional, de características construtivas semelhantes, através simulação computacional de testes de fluxo.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho consiste em elaborar um cabeçote que utiliza um novo arranjo de válvulas para motores de combustão interna composto por uma válvula principal convencional e uma válvula secundária rotativa axial.

Os objetivos específicos são:

- Determinar a melhor forma construtiva para o arranjo de válvulas;
- Modelagem e desenho dos modelos em Software CAD;
- Realizar as simulações de testes de fluxo do cabeçote convencional e do cabeçote com as novas mudanças;
- Comparar e analisar os resultados obtidos.

1.2 Justificativa

De acordo com as limitações existentes para os arranjos de válvulas criados durante a história dos motores a combustão interna e as válvulas convencionais existentes no mercado atualmente, a apresentação de novos arranjos é viável uma vez que apresenta soluções para os problemas existentes até então e visa o melhoramento da eficiência do conjunto.

Devido ao fato do cabeçote proposto utilizar apenas uma válvula principal, a temperatura de trabalho dessa válvula tende a ser menor que a da válvula de exaustão do cabeçote original, pois ela é refrigerada pelo ar fresco que entra no cilindro na fase de admissão. Essa redução de temperatura permite aumentar a taxa de compressão do motor, pois reduz a ocorrência de autoignição, e aumentar a eficiência termodinâmica do mesmo.

Quanto a eficiência volumétrica, o conjunto proposto permite aumentar o diâmetro da válvula principal e como consequência disso se aumenta a área de passagem de fluido pela mesma, aumentando assim a vazão de ar e a eficiência volumétrica do conjunto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nessa seção são apresentados conceitos importantes relacionados ao funcionamento dos motores e às características dos principais componentes do mesmo, com o foco no subsistema de distribuição, onde são abordados componentes como cabeçote, comando de válvulas e válvulas, fazendo uma contextualização histórica dos mais significativos. Ainda, são apresentados conceitos referentes a eficiência do ciclo termodinâmico do motor e o funcionamento de uma bancada de fluxo

2.1 Motores de combustão interna

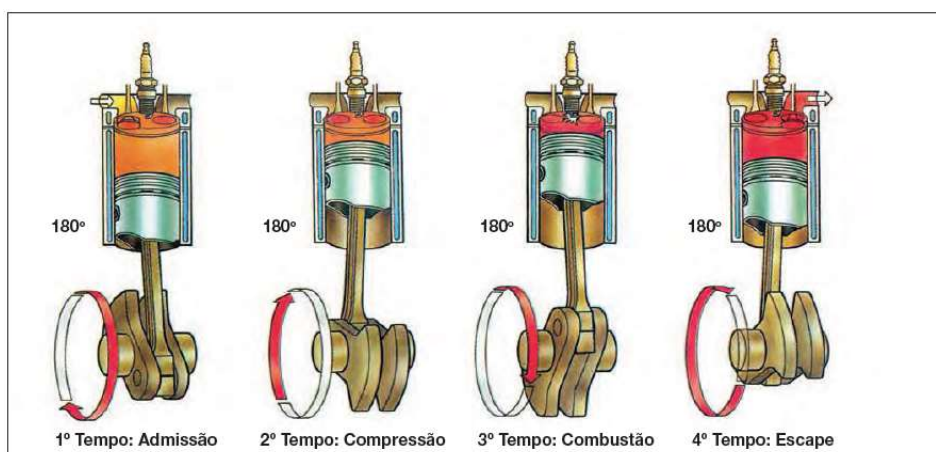
Motores de combustão interna são dispositivos que transformam a energia calorífica em trabalho diretamente utilizável. O calor é obtido através da queima da mistura ar e combustível, que pode ser líquido ou gasoso. Existem inúmeras configurações construtivas diferentes, podendo variar desde suas dimensões ou os componentes empregados, de acordo com o fabricante e o rendimento desejado. Podem ser aplicados a utilização veicular, como em veículos de transporte, utilização em estacionários, como geradores, utilização industrial, como máquinas agrícolas ou de construção civil, ou ainda, a utilização marítima, destinado à propulsão de máquinas de uso naval. [1]

Os MCI podem ser classificados de diversas maneiras. Primeiramente de acordo com o movimento do pistão, que pode ser alternativo ou rotativo. Outra classificação é quanto ao tipo de ignição, podendo ser provocada, onde se necessita de uma faísca gerada pelos eletrodos da vela para que ocorra o início da combustão, ou espontânea, onde o pistão comprime o ar até o mesmo atingir uma temperatura suficientemente elevada, ocasionando uma reação espontânea entre o combustível e o oxigênio. [2]

Também podem ser classificados de acordo com a disposição dos cilindros: em linha, em V, opostos ou radiais. Ainda, podem ser divididos de acordo com o número de tempos de ciclos de operação (um tempo = 180° do virabrequim), nos quais se referem à sequência dos processos sofridos pela mistura ar/combustível, que são: admissão, compressão, expansão e escape, podendo ser quatro tempos (4T) ou dois tempos (2T), conforme Figura 1. O processo de admissão consiste na

aspiração do ar para o interior da câmara de combustão através da depressão interna criada pelo deslocamento do pistão do PMS ao PMI, essa fase ocorre com a válvula de admissão aberta. No processo de compressão, as válvulas de admissão e escape ficam fechadas e o pistão desloca de PMI para PMS, comprimindo a mistura na câmara de combustão. A terceira etapa do ciclo é a combustão, onde pouco antes de o pistão atingir o PMS, uma centelha elétrica é aplicada entre os eletrodos da vela, ocasionando a queima da mistura comprimida e aumentando a pressão no interior da câmara fazendo o pistão se mover para o PMI. Por fim, ocorre o processo de escape, no qual a válvula de escape se abre pouco antes do pistão atingir o PMI e os gases começam a sair espontaneamente, e continuam esse processo com a subida do pistão para PMS. [3]

Figura 1 - Ciclos de um motor Otto



Fonte: Brunetti, 2013, p. 36

No processo de admissão, o volume deslocado entre o PMS e o PMI de um pistão é definido como Volume deslocado unitário e é descrito de acordo com a equação 1.

$$V_u = \frac{\pi}{4} (D_c)^2 \cdot S \quad (1)$$

Onde:

V_u – Volume deslocado unitário, em cm^3 ;

D_c – Diâmetro do cilindro, em cm;

S – Curso do pistão, em cm.

Conforme comentado anteriormente, o 2º tempo apresentado na Figura 1 executa o processo de compressão. Esta fase define a relação de compressão, onde, que, segundo Oliveira (2003, p 44), é a razão entre o volume do cilindro situado acima do PMI e aquele que fica acima do PMS, ou seja, indica quantas vezes a mistura é comprimida quando o pistão passa do PMI ao PMS, conforme equação (2).

$$RC = \frac{V+c}{c} \quad (2)$$

Onde:

RC – Relação de compressão;

V – Volume do cilindro, em mm^3 ;

c – Volume da câmara de combustão, em mm^3 .

De acordo com o foco deste trabalho, serão abordados apenas motores de combustão interna alternativos de ciclo Otto de 4 tempos e com ignição por faísca.

2.2 Subsistema de Distribuição

Os motores a combustão interna possuem subsistemas complementares que executam processos de forma sincronizada para possibilitar o correto funcionamento de todas as operações do motor. Pode-se dividi-los conforme os subsistemas abaixo: [4]

- Subsistema de Distribuição
- Subsistema de Bombeamento
- Subsistema de Lubrificação
- Subsistema de Arrefecimento
- Subsistema de Alimentação
- Subsistema de Ignição

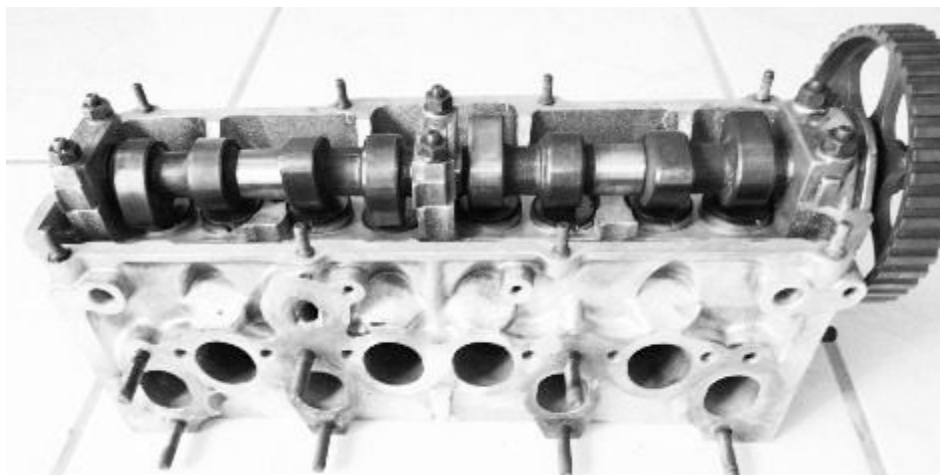
O subsistema de distribuição de um motor a combustão interna tem como objetivo a sincronização dos componentes que o constituem a fim de se executar corretamente as etapas de operação do ciclo Otto, ou seja, sincronizar o momento que ocorre a admissão da mistura ar/combustível e a exaustão dos gases de

combustão com a movimentação dos pistões. Esse subsistema é composto basicamente por cabeçote, válvulas de admissão e escape e comando de válvulas. [4] [5].

2.2.1 Cabeçote

O cabeçote é um componente que se encontra situado acima do bloco, normalmente é construído de alumínio e possui diversas funções para o funcionamento do motor. Primeiramente, consiste em conduzir a entrada de ar e combustível para os cilindros do bloco através de dutos de admissão e também conduzir os gases oriundos da combustão dos cilindros para o coletor de escape. Também, na parte superior dos motores com comando de válvulas no cabeçote (OHC), possui mancais para dar sustentação para o comando de válvulas. Ainda, serve de alojamento das velas de ignição e assentamento para as válvulas de admissão e exaustão e para os componentes de seu acionamento. A Figura 2 mostra um cabeçote para motor Volkswagen. [6]

Figura 2 - Cabeçote para um motor Volkswagen



Fonte: Disponível em <https://lista.mercadolivre.com.br/cabecote-volkswagen-ap-16-diesel-brasilia_NoIndex_True>, acesso 20/05/2018

2.2.2 Válvulas

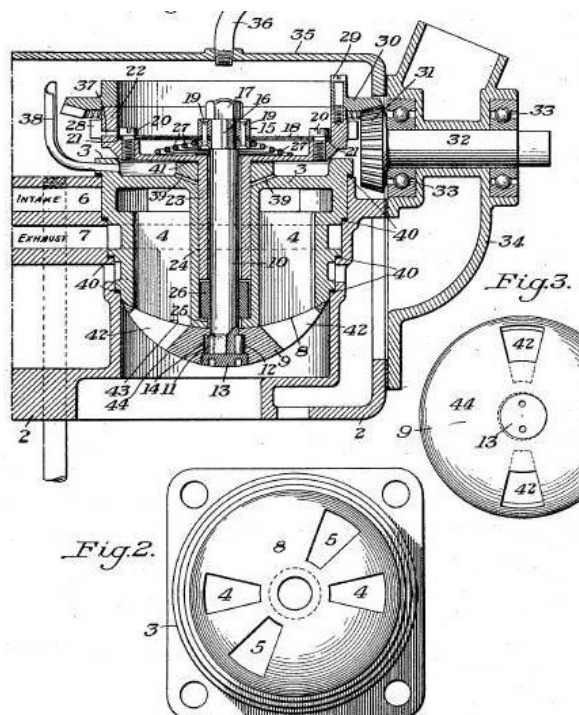
As válvulas são elementos responsáveis pela vedação das vias de admissão e exaustão e também auxiliam a dissipação do calor gerado na combustão. Muitos modelos de válvulas foram criados desde a concepção de motores a combustão interna, porém por alguns fatores acabaram não tendo sucesso comercial em suas devidas épocas. [1]

No início do Século 20 foram criados sistemas de válvulas de camisas móveis, que consistiam em uma seção cilíndrica instalada na região externa da camisa fixa, ambas possuindo aberturas, portanto de acordo com o movimento da camisa móvel ocorria o alinhamento das aberturas e os gases entravam ou saíam da câmara de combustão conforme os alinhamentos. [7]

As válvulas rotativas transversais também tiveram sua aparição no início do Século 20. O seu funcionamento se baseia no movimento rotativo de um rotor cilíndrico posicionado transversalmente na parte superior do cilindro. Esse rotor possuía fendas que serviam de dutos para admissão e exaustão. Conforme a rotação do rotor, quando as fendas coincidiam com os dutos situados no cabeçote ocorriam admissão e exaustão. [8]

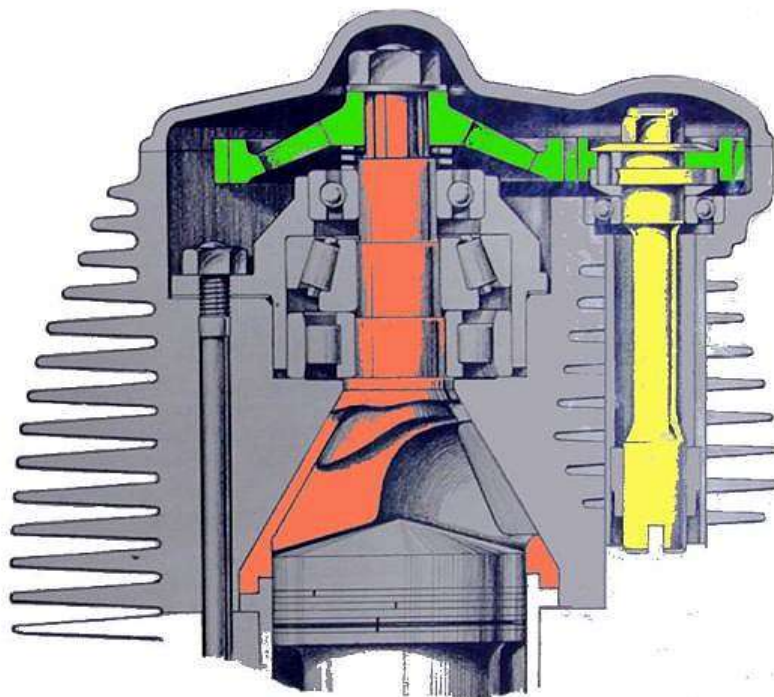
Outras alternativas de construção eram as válvulas rotativas axiais, onde utilizou-se rotores de discos planos ou troncos de cone com aberturas como válvulas. O seu funcionamento consistia em girar a válvula em forma de rotor (plano ou cônico) que ficava situada axialmente sobre o cilindro para fazer o alinhamento da abertura da válvula com a janela dos dutos de admissão e exaustão situados no cabeçote para realizar a admissão ou o escape. Sistemas com válvula de disco plano e válvula de disco cônico podem ser vistos na Figura 3 e Figura 4, respectivamente.

Figura 3 - Sistema Ofeldt com válvula rotativa plana



Fonte: Auto entusiastas Classic [7]

Figura 4 - Sistema Aspin com válvula rotativa tronco de cone



Fonte: Auto entusiastas Classic [7]

Atualmente, são utilizados em motores de combustão interna de forma praticamente unânime, válvulas com disco redondo e haste perpendicular no seu

centro, conforme Figura 5. Esse tipo de válvula fica posicionada no cabeçote e executa movimento linear para abertura e fechamento dos dutos.

Figura 5 - Válvula convencional



Fonte: Disponível em <<https://www.greenlandmx.com>> acesso 25/10/2017

Todos os arranjos de válvulas mostrados anteriormente consistiam na utilização de apenas válvulas principais, ou seja, não existiam válvulas secundárias no conjunto. No caso das válvulas rotativas axiais, apresentaram muitos problemas relacionados à lubrificação, isolamento da câmara de combustão, desgaste excessivo, complexidade dos mecanismos e dificuldades de fabricação para a época em que foram criados. No caso das válvulas convencionais, parte da superfície dessas válvulas ficam em contato direto com a câmara de combustão a todo momento, e devido a isso, para as válvulas de exaustão que não recebem ar fresco, a sua temperatura torna-se muito alta, e isso gera limitações de aumento de pressão e temperatura na câmara e conseqüente limitação de aumento de rendimento.

2.2.3 Comando de válvulas

O comando de válvulas é um eixo que possui ressaltos chamados de cames em sua superfície e tem como objetivo o acionamento das válvulas de admissão e exaustão. De acordo com o giro do comando, os cames acionam os tuchos que estão alocados na parte superior da válvula e transferem esse movimento para as válvulas ocasionando a abertura das mesmas. Ainda, podem existir dispositivos como balancins para essa transferência de movimento. A Figura 6 apresenta a imagem de um comando de válvulas de um motor Volkswagen. [1]

Figura 6 - Comando de válvulas de um motor Volkswagen



Fonte: Disponível em < <http://www.altese.com.br/> > acesso 20/10/2017

Em um comando existe um came para cada válvula, sendo de dois tipos específicos, um para o acionamento das válvulas de admissão e outro para a de exaustão. Esse eixo é acionado pelo eixo de manivelas, através de engrenagens, corrente ou correia e é sincronizado com os movimentos dos pistões. [1]

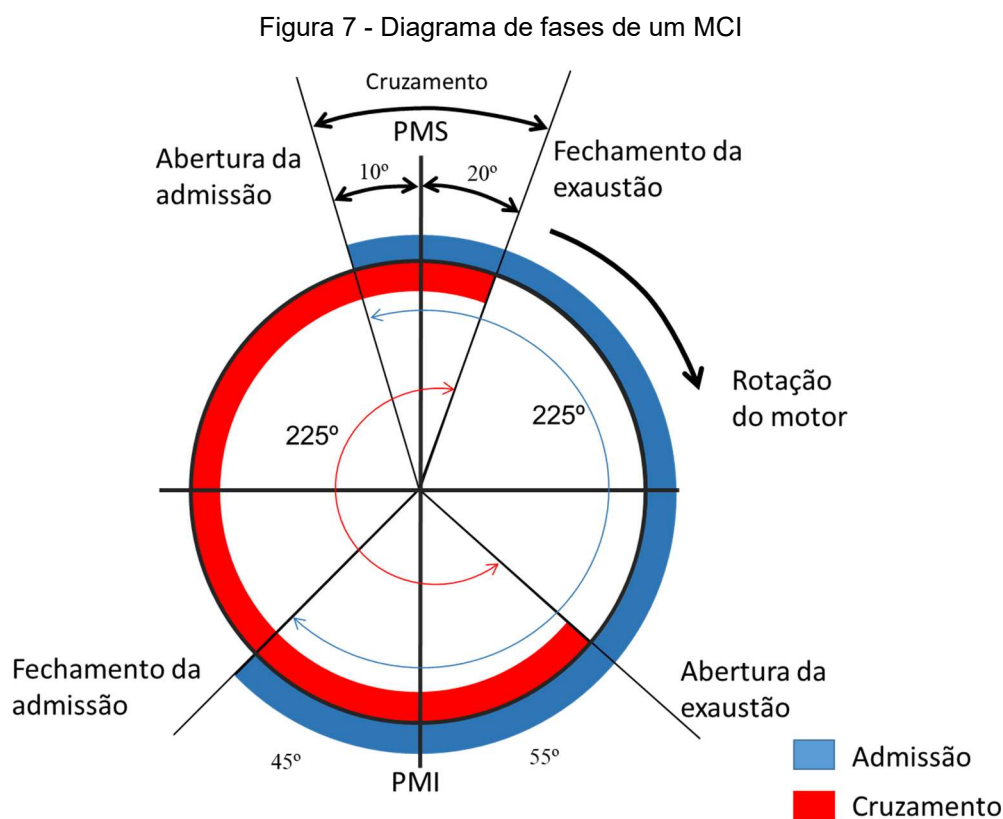
A abertura e o fechamento das válvulas eram considerados instantâneos e aconteciam quando o pistão se encontrava no PMS ou PMI. Ou seja, a válvula de admissão deveria abrir quando o pistão se encontra no PMS, ou ângulo 0° , e fechar a 180° , enquanto a válvula de escape abriria no PMI, a 540° e fecharia a 720° . [3] [9]

Porém, na prática, esses eventos ocorrem em tempos diferentes devido à inércia dos componentes e para melhorar o rendimento do motor. No final da fase de exaustão, enquanto o pistão se movimenta do PMI para o PMS, ocorre a abertura da válvula de admissão, tendo o objetivo de produzir um melhor enchimento do cilindro e aumentar o rendimento volumétrico. O fechamento da válvula de admissão ocorre depois do pistão atingir o PMI. O objetivo desse retardo é o aproveitamento da inércia da mistura para se conseguir um melhor enchimento do cilindro, também melhorando o rendimento volumétrico. A válvula de exaustão tem o início de sua abertura antes do pistão atingir o PMI, pois antecipando essa abertura, ocorre uma redução na pressão dos gases de combustão antes do início da fase de exaustão. O fechamento da válvula de exaustão ocorre depois do pistão atingir o PMS e tem como objetivo o aproveitamento da inércia dos gases e assim expulsar uma maior quantidade dos mesmos. [3]

O tempo de abertura de válvula, definido como duração, refere-se ao ângulo medido no virabrequim em graus que a válvula permanece aberta. Quando se aumenta a duração ou diminui a duração, se obtém um melhor rendimento em altas

e baixas rotações, respectivamente. Entre o fim da exaustão e o início da admissão, se tem um período em que ambas as válvulas se encontram abertas, esse período se define como cruzamento. Ângulos maiores de cruzamento produzem aumento de torque em altas rotações, e menores ângulos de cruzamento produzem torque maior em baixas rotações. Outra característica referente aos cames que influencia no desempenho do motor é o *Lobe Center*, que é o afastamento entre os pontos máximos de levantamento dos cames de admissão e exaustão. Todas essas características dependem do tipo de aplicação do motor, pois definem em qual faixa de rotação o mesmo terá mais rendimento. [3]

Um método de fácil interpretação das características das fases de funcionamento de um motor é a construção de um diagrama de fases. A Figura 7 apresenta um diagrama de fases de um motor de combustão interna 4 tempos aleatório. É possível verificar que a duração da admissão é igual a 235° , a duração da exaustão é igual a 255° , o cruzamento das válvulas de admissão e exaustão é igual 30° .



Fonte: Autoria própria

2.3 Eficiência volumétrica

Segundo Brunetti (1992, p. 48), a eficiência volumétrica é definida como sendo a relação entre a massa de mistura nova que entra para o cilindro durante o curso de admissão e a massa que encheria o volume deslocado pelo pistão. A eficiência volumétrica pode ser expressa pela equação 3.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_e \cdot V_c \cdot n} \quad (3)$$

Onde:

\dot{m}_e – Vazão mássica de mistura fresca que escoar para dentro dos cilindros, em kg/s;

V_c – Cilindrada do motor, em m³;

ρ_e – Densidade de mistura fresca (temperatura ambiente) que escoar para dentro dos cilindros nas condições de entrada, kg/m³;

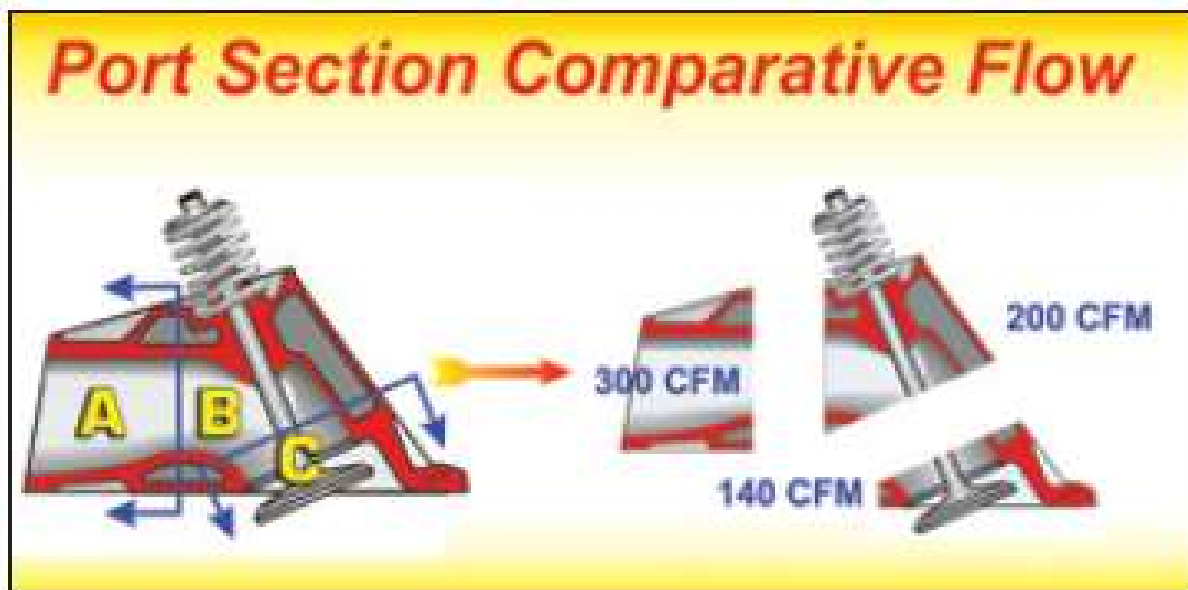
n – Rotação do motor, em rad/s;

η_v – Eficiência volumétrica.

O rendimento volumétrico em relação aos outros rendimentos é o que oferece um maior campo de atuação. Para motores de combustão interna existem diversas maneiras de se melhorar a sua eficiência volumétrica, como por exemplo o aumento do diâmetro da válvula e aumento do levantamento. [3]

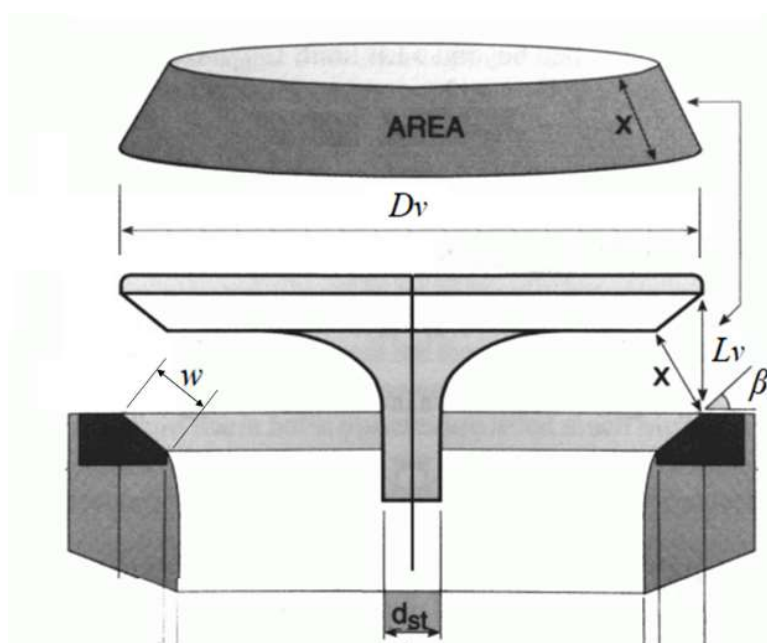
O caminho que o ar passa desde a entrada do cabeçote até a entrada no cilindro oferece muita resistência ao escoamento de ar. Conforme Figura 8 é possível visualizar a vazão em CFM (Pés cúbicos por minuto) em cada região, e se verifica que a região onde oferece maior resistência para a passagem do ar é na sede da válvula pois ocorre um estreitamento da área útil para a passagem do ar e a cabeça da válvula funciona como uma barreira a ser contornada pelo escoamento do ar, conforme pode ser visto na Figura 9.

Figura 8 - Escoamento do ar em pontos distintos do cabeçote



Fonte: Vizard [12]

Figura 9 - Área útil de fluxo de ar na válvula



Fonte: Adaptado de Mini Engine Stuff [10]

Verifica-se que a seção transversal compreendida pela distância x define qual será a menor área útil para o fluxo do ar, que para pequenos levantamentos de válvula, até $0,25.D_v$, pode ser descrita conforme equação 4.

$$A = \pi \cdot L_v \cdot \cos\beta [D_v - 2w + \left(\frac{L_v}{2}\right) \cdot \text{sen}2\beta] \quad (4)$$

Onde:

L_v – Levantamento da válvula, em mm;

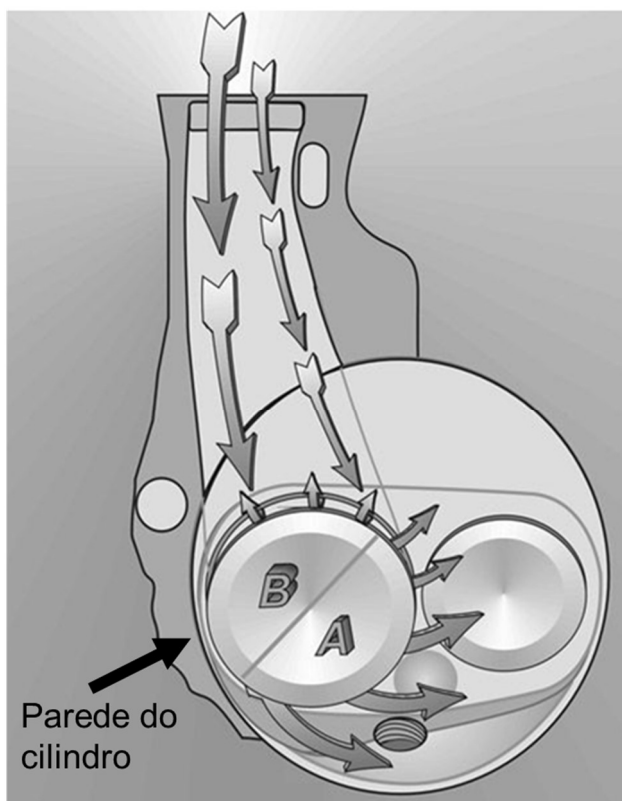
β – Ângulo da sede, em graus;

D_v – Diâmetro da válvula, em mm;

w – Largura da sede, em mm.

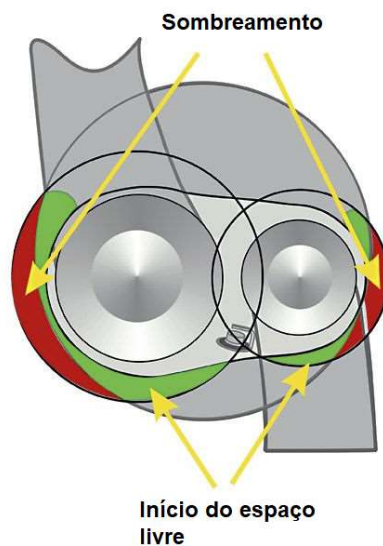
Outra característica que influencia a eficiência volumétrica está relacionada com um fenômeno chamado sombreamento. Devido à proximidade da válvula com a parede do cilindro, pode ocorrer uma obstrução da passagem do ar nessa determinada região, ocasionando uma redução da área efetiva de passagem de ar pela válvula, conforme Figura 10 e Figura 11.

Figura 10 - Representação do fluxo de ar com sombreamento



Fonte: Adaptado de Vizard [12]

Figura 11 - Regiões com ocorrência de sombreamento

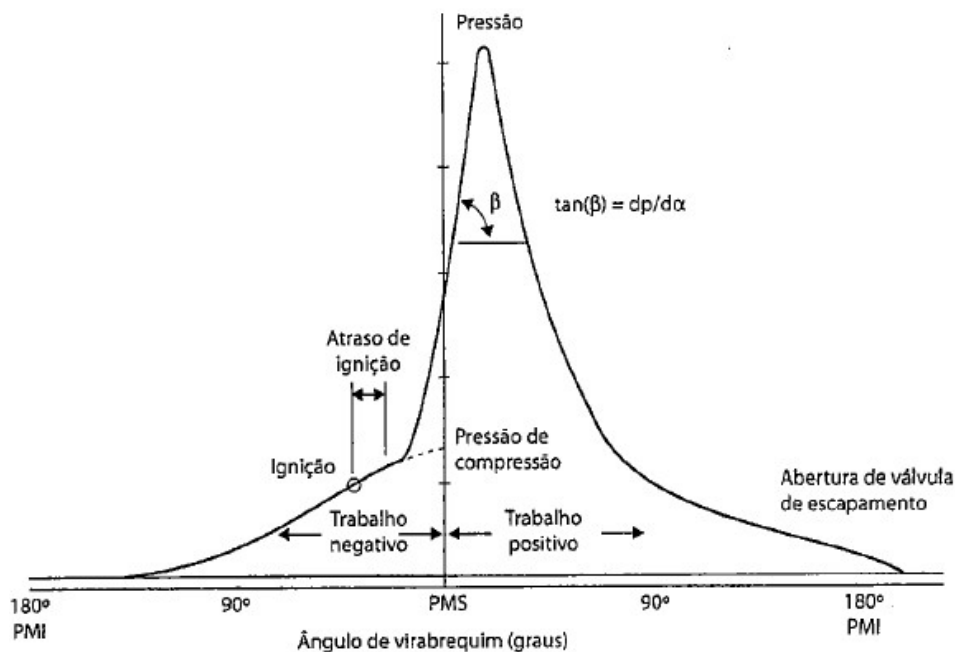


Fonte: Vizard [12]

2.4 A combustão nos motores de ignição por faísca

Nos motores a combustão interna com ignição por faísca o combustível é injetado no interior dos cilindros na fase de admissão. Ao fim da fase de compressão, a faísca ocorre entre os eletrodos da vela e provoca o início das reações de oxidação do combustível. Em seguida, a combustão se propaga e ocorre a liberação de calor, e isso provoca reações de oxidação em cadeia. Portanto, a primeira etapa de combustão não libera grande quantidade de energia, mas tem grande importância, uma vez que proporciona condições para a propagação da chama, que é a fase onde ocorre a maior liberação de energia. Dessa maneira, a ignição deve ocorrer um pouco antes do pistão atingir o PMS, a fim de que o pico de pressão ocorra no ponto ideal para melhor aproveitamento da energia. Esse processo pode ser visualizado na Figura 12. [2]

Figura 12 - Diagrama Pressão x ângulo do virabrequim para combustão

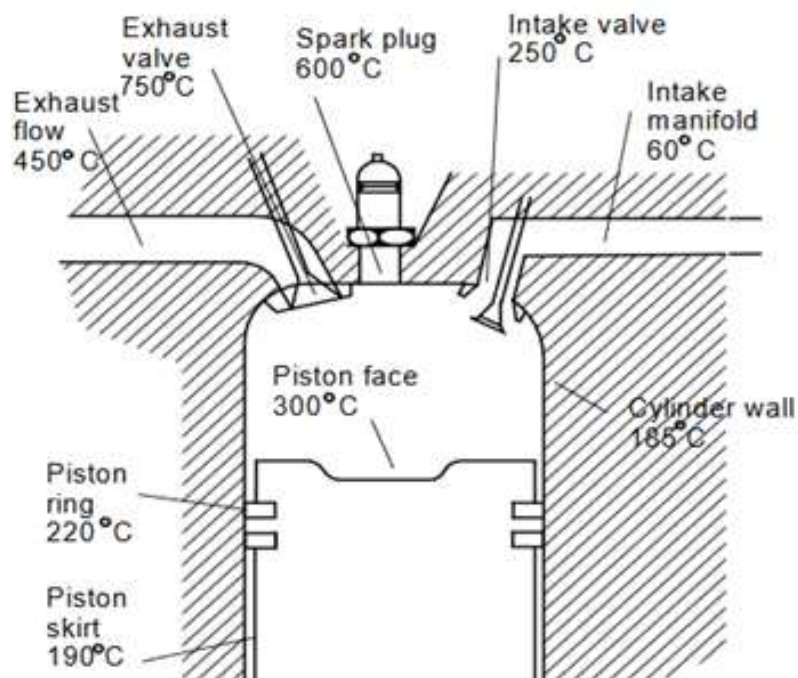


Fonte: Brunetti, 2013, p 413

Para a combustão ocorrer são necessárias determinadas condições de temperatura e pressão no interior da câmara de combustão. Porém, determinadas regiões da câmara de combustão podem estar em temperaturas muito altas que em determinada pressão abaixo da ideal pode ocorrer a autoignição, que também pode ser descrita como detonação se for de maneira brusca. Portanto, quando se busca aumentar a taxa de compressão de um motor, se deve verificar a relação de pressão e temperatura nos pontos críticos a fim de não aumentar a ocorrência de detonação. [2]

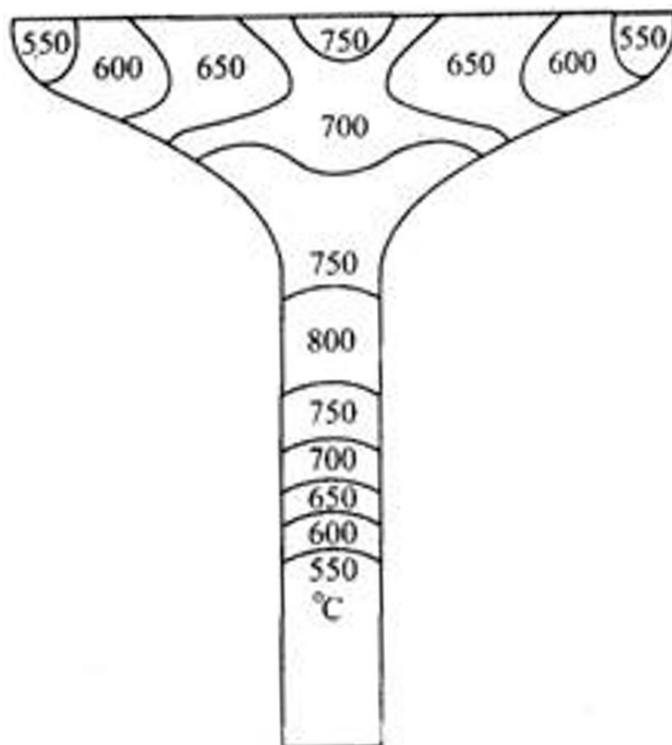
A válvula de exaustão é um dos pontos críticos em relação à temperatura dentro da câmara de combustão, pois a sua face é diretamente exposta ao processo de combustão e no processo de escape, os gases quentes fluem ao seu redor contribuindo para o aumento de sua temperatura, podendo chegar a 750°C. Em contra partida, a válvula de admissão, que recebe o ar fresco durante a fase de admissão, tem sua temperatura em torno de 250°C, conforme Figura 13 e Figura 14. [14]

Figura 13 - Distribuição de temperaturas no motor



Fonte: IITG [15]

Figura 14 - Distribuição de temperaturas na válvula de exaustão



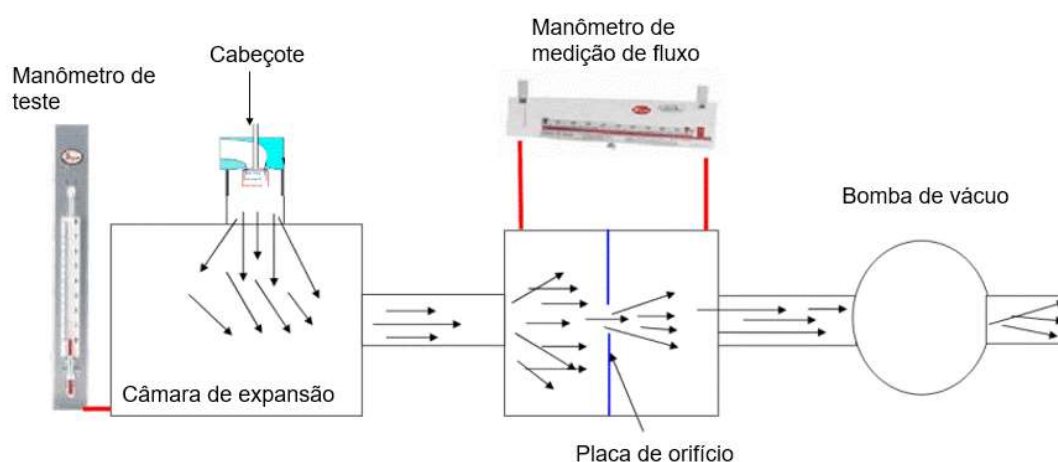
Fonte: What-When-How [14]

2.5 Bancada de fluxo

Bancada de fluxo é um equipamento que mede a perda de carga em escoamento de ar de componentes automotivos como dutos de admissão e exaustão em cabeçotes. Os testes realizados em uma bancada de fluxo medem a capacidade de fluxo de ar em condições controladas.

Para ocorrer o fluxo de ar através de um duto, é necessário haver uma diferença de pressão entre dois pontos. A bancada de fluxo aplica um diferencial de pressão através de uma fonte de sucção de ar. Além disso, para fazer as medições necessárias é anexado à bancada de fluxo um sistema de medição, como também um sistema para realizar o controle da pressão, conforme Figura 15.

Figura 15 - Bancada de fluxo



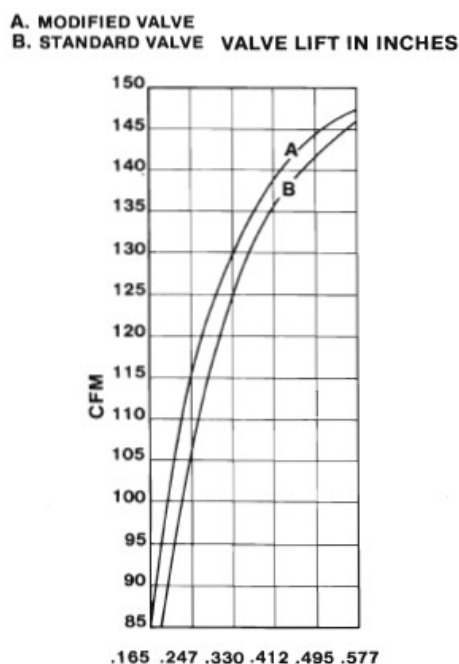
Fonte: Adaptado de Energy [11]

O procedimento de operação de uma bancada de fluxo consiste em fixar a peça em que se deseja realizar os testes no suporte da bancada e ligar a bomba de vácuo, obrigando o ar a passar pela peça. O ar ao passar pela peça, gera uma perda de carga que ocasiona em uma diferença de pressão, denominada pressão de teste, medida através de um manômetro de coluna “U” em polegadas de coluna d’água. Para a medição do volume de ar que passa pela peça utiliza-se um manômetro inclinado que verifica a diferença de pressão através de um dispositivo de medição de vazão.

Conforme comentado anteriormente, esse tipo de teste é muito útil quando se deseja verificar se mudanças realizadas nos componentes do motor tiveram bons

resultados. A Figura 16 apresenta os resultados de testes realizados em duas válvulas diferentes a pressão de teste de 25 polegadas de coluna d'água, a válvula A teve modificações nos ângulos de assentamento, e a válvula B é a válvula original. Realizaram-se testes em diferentes levantamentos (em polegadas) e coletou-se os valores de CFM (cubic feet per minute). [13]

Figura 16 - Resultados de testes de fluxo



Fonte: Adaptado de Vizard [12]

Conforme Figura 16, se observa que com o aumento do levantamento, ocorre um aumento da vazão, pois a área de passagem é maior. Também se pode observar que as mudanças realizadas nos ângulos de assentamento da Válvula A tiveram um bom efeito pois se comparado à Válvula B, tem-se valores maiores de vazão CFM para um mesmo levantamento.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho, conforme objetivos apresentados anteriormente, visa o projeto de um cabeçote com um novo arranjo de válvulas e a comparação desse novo cabeçote com o cabeçote de um motor original com características construtivas semelhantes. O primeiro passo para a execução do projeto é a definição do conjunto original de cabeçote, comando de válvulas, válvulas e demais componentes que

constituem esses sistemas que servirá de referência para a construção do novo modelo e também para a execução dos testes e comparação dos resultados. O cabeçote definido como referência é do Motor Volkswagen 1.6 AP Carburado, que tinha como aplicação os veículos Volkswagen Gol, Parati, Saveiro e Voyage produzidos entre 1985 e 1994. O comando de válvulas selecionado é o modelo 049H. As características desse conjunto são apresentadas na Tabela 1. [15] [16]

Tabela 1 - Características do conjunto de referência

Parâmetro	Descrição
Diâmetro do cilindro	81 mm
Diâmetro da válvula de admissão	38 mm
Diâmetro da válvula de exaustão	33,18 mm
Levantamento	9,3 mm
Duração da admissão	212°
Duração da exaustão	212°
Lobe center	110°
Cruzamento	42°
Área de passagem do ar na válvula de admissão	827,5 mm ²
Área de passagem do ar na válvula de exaustão	729,4 mm ²
Volume da câmara de combustão	44,5 cm ³
Taxa de compressão	10

Fonte: Mahle [16]

A partir da definição do conjunto original, a metodologia se divide em três etapas:

1. Definição da forma construtiva do arranjo de válvulas do novo modelo;
2. Desenho dos modelos em Software CAD;
3. Modelagem das simulações dos testes de fluxo;
4. Execução dos testes e comparação dos resultados.

3.1 Definição da forma construtiva do novo cabeçote

O pressuposto para a definição do projeto inicial é que o mesmo deverá possuir características construtivas e de funcionamento semelhantes ao do cabeçote original definido anteriormente, como o diâmetro do cilindro, a área útil de passagem do ar pela válvula, o volume da câmara de combustão, a duração de abertura das válvulas e cruzamento. Posteriormente, para a otimização dos modelos, se faz alteração em algumas dessas características.

O projeto se baseia em uma união de soluções já existentes para os motores de combustão interna a fim de se melhorar o rendimento volumétrico e termodinâmico. Conforme citado na seção 2.2.2, diversos tipos de arranjo de válvulas foram criados ao longo dos tempos, porém devido a vários fatores, muitos modelos acabaram sendo descontinuados. Entretanto, esses modelos citados utilizavam apenas válvulas principais, portanto, a partir disso, a ideia principal deste projeto consiste em utilizar uma válvula principal do tipo convencional juntamente com uma válvula secundária do tipo axial rotativa.

As válvulas convencionais possuem diversas desvantagens, uma delas está relacionada com o superaquecimento da válvula de exaustão, sendo um limitante do aumento da taxa de compressão e consequente melhora no rendimento. Já as válvulas rotativas axiais, na função de válvula principal, tinham como desvantagens a necessidade de lubrificação intensa e desgaste excessivo, pois para a vedação ser suficientemente boa a válvula deveria contar com alta pressão sobre a superfície fixa do cabeçote. Portanto, as justificativas iniciais de se utilizar o arranjo proposto são de que a válvula convencional principal irá operar a uma temperatura inferior, a válvula secundária rotativa axial poderá operar com menos pressão de contato com o assento no cabeçote e que também o conjunto irá melhorar a eficiência volumétrica do cabeçote.

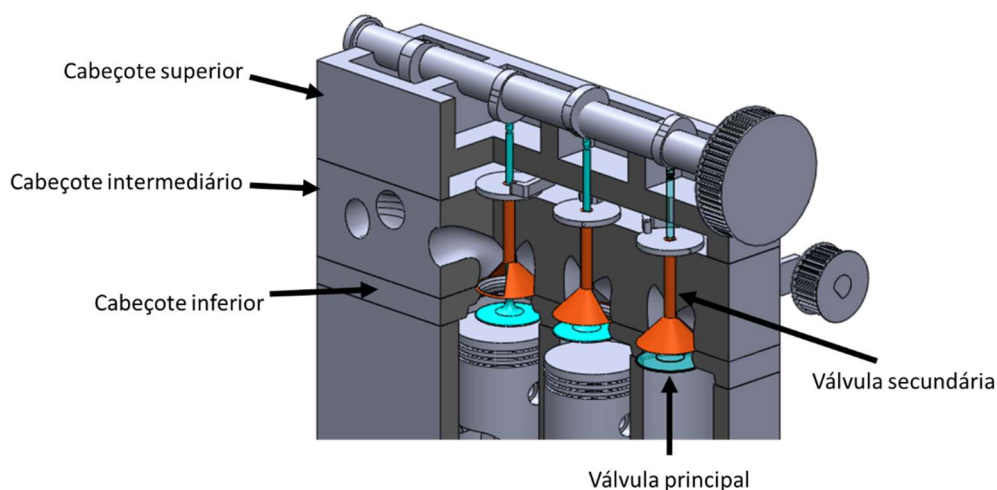
O cabeçote deve ser dividido em três partes separadas para ser possível a montagem e desmontagem do conjunto. O acionamento da válvula principal se dá através do comando de válvulas. Já para acionar as válvulas secundárias, é necessário um mecanismo extra que execute o movimento rotativo de vai-e-vem com determinado percurso de rotação e que é acionado por uma polia conectada ao eixo virabrequim por correia. O funcionamento dos tempos do motor consiste no movimento sincronizado entre as válvulas principais, válvulas secundárias e os pistões.

3.2 Desenho dos modelos em Software CAD

Durante o projeto, foram criadas diversas concepções diferentes, variando diversas características, como o formato do duto de admissão, formato da válvula secundária, formato da câmara de combustão e demais dimensões internas do cabeçote. O cabeçote superior, comando de válvulas, válvula principal e o

mecanismo de acionamento da válvula secundária são iguais para todos modelos, assim como o princípio de montagem e funcionamento. A Figura 17 apresenta o desenho produzido em Software CAD de um motor com uma das concepções do cabeçote, com corte longitudinal ao meio e outro corte no sentido transversal no terceiro cilindro, para ser possível a visualização dos demais componentes.

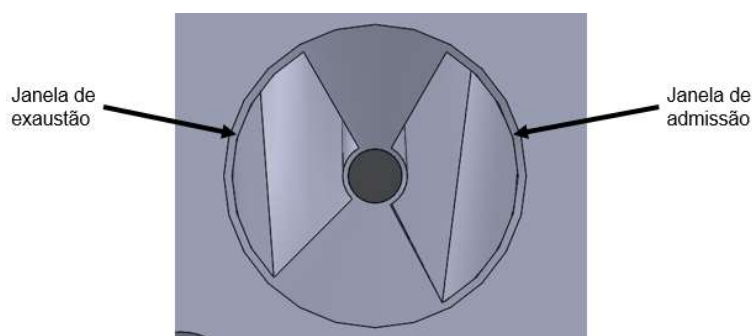
Figura 17 - Vista em perspectiva do conjunto do cabeçote



Fonte: Autoria própria

A válvula rotativa axial (peças laranjas da Figura 17) executa um movimento rotativo de vai-e-vem. No cabeçote intermediário, existem janelas que se ligam aos dutos de admissão e exaustão, conforme Figura 18.

Figura 18 - Vista inferior das janelas de admissão e exaustão do cabeçote intermediário para um cilindro

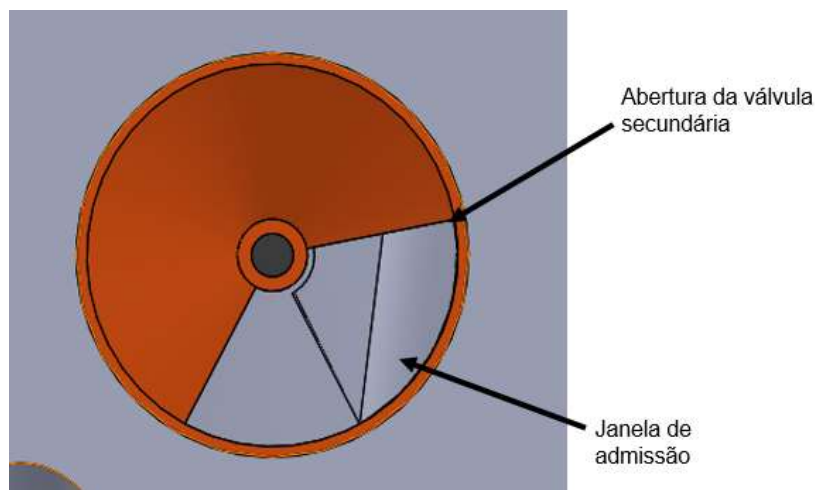


Fonte: Autoria própria

Na fase de admissão a válvula principal se encontra aberta, a válvula secundária gira fazendo com que a sua abertura coincida com a janela no cabeçote (com um determinado avanço de abertura) e se inicia a admissão. Nas fases de

compressão e combustão, a válvula principal se encontra fechada e realiza a vedação da câmara de combustão. Por último, na fase de escape, a válvula principal se abre e a válvula secundária gira para coincidir a sua abertura com a janela de escape permitindo a passagem dos gases para fora do cilindro. Na Figura 19 é possível visualizar a fase de admissão com a válvula secundária posicionada no cabeçote intermediário.

Figura 19 - Fase de admissão



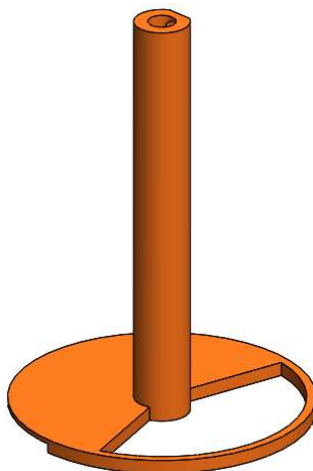
Fonte: Autoria própria

3.2.1 Válvulas secundárias

Foram criados três tipos de válvulas secundárias rotativas axiais durante a concepção do projeto. Os modelos possuem uma haste, por onde é feito o acionamento da mesma, e que ainda serve de mancal para a válvula principal. As diferenças entre elas estão na base. O primeiro modelo, visto na Figura 20, possui a base de formato plano. Com esse modelo, é possível posicionar a válvula secundária e a principal mais próximas resultando em um baixo volume de mistura dos gases de admissão e exaustão entre as duas válvulas.

Porém, com esse tipo de arranjo, a válvula secundária plana teria um diâmetro muito grande para conseguir atender às áreas necessárias de abertura dos canais, ultrapassando a medida do diâmetro do cilindro.

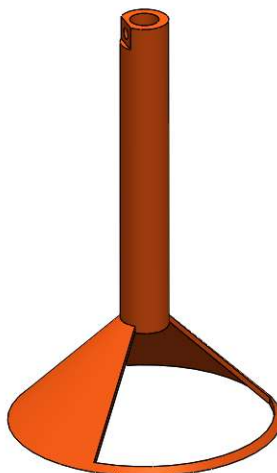
Figura 20 - Válvula secundária rotativa axial plana



Fonte: Autoria própria

Então como segunda opção, solucionando o problema da área mínima de escoamento, definiu-se a válvula secundária com geometria de tronco de cone, conforme Figura 21.

Figura 21 - Válvula secundária rotativa axial tronco de cone



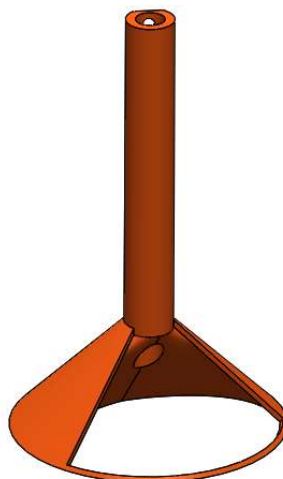
Fonte: Autoria própria

Com esse modelo, conseguiu-se atingir as áreas transversais mínimas de escoamento sem ultrapassar os limites das paredes dos cilindros, porém, devido ao seu formato em tronco de cone, aumenta-se o volume de mistura dos gases de admissão e exaustão entre as duas válvulas.

A terceira opção, mantém a forma da válvula tronco de cone e consequentemente atende aos requisitos de área, e ainda, o seu interior é

parcialmente preenchido, reduzindo então o volume de mistura dos gases, conforme pode ser visto na Figura 22.

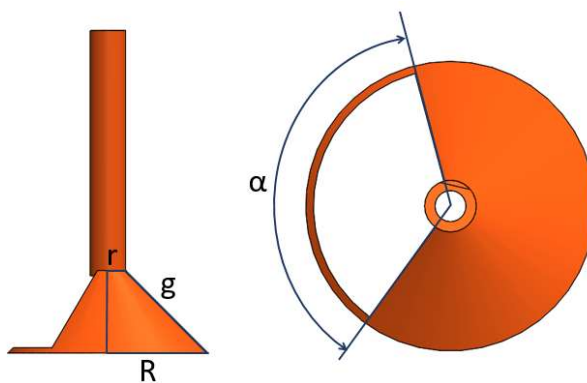
Figura 22 - Válvula rotativa axial tronco de cone semi-maciça



Fonte: Autoria própria

A área de passagem do ar pelos modelos 2 e 3 (válvulas secundárias rotativas axiais tronco de cone) é definida como a área lateral, dada pela equação 5, conforme Figura 23.

Figura 23 - Válvula secundária tronco de cone



Fonte: Autoria própria

$$A_{lat} = \pi \cdot g \cdot (R + r) \cdot \frac{\alpha}{360} \quad (5)$$

Onde:

A_{lat} – Área de passagem do ar, em mm²;

g – Distância do tronco à base, em mm;

r – Raio menor, em mm;

R – Raio maior, em mm;

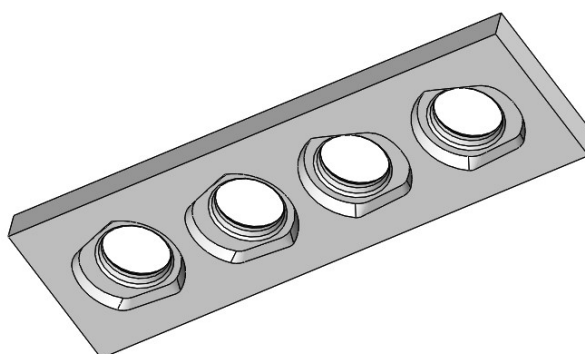
α – Ângulo da abertura da janela da válvula, em graus.

3.2.2 Cabeçotes inferiores

O cabeçote inferior fica posicionado logo acima do bloco do motor e abaixo do cabeçote intermediário e tem como função dar forma à câmara de combustão e o assentamento das válvulas principais e secundárias. Foram usados 3 modelos diferentes de cabeçotes inferiores, todos resultando num mesmo volume morto para a câmara de combustão, no qual é igual ao modelo original VW.

O primeiro modelo possui o mesmo formato da câmara de combustão que o cabeçote original, e possui uma região entre a sede da válvula principal e o assentamento da válvula secundária com uma redução de 15% da área da seção transversal, para a ocorrência do efeito Venturi, conforme Figura 24.

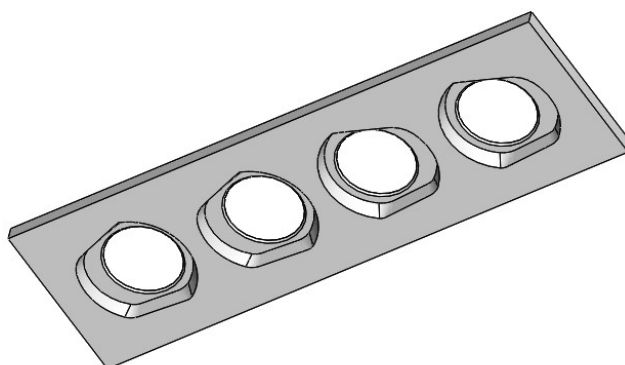
Figura 24 - Cabeçote inferior Modelo 1



Fonte: Autoria própria

O segundo modelo também possui o mesmo formato da câmara de combustão que o cabeçote original, porém foi retirada a região com o Venturi com a redução da altura do cabeçote, conforme Figura 25.

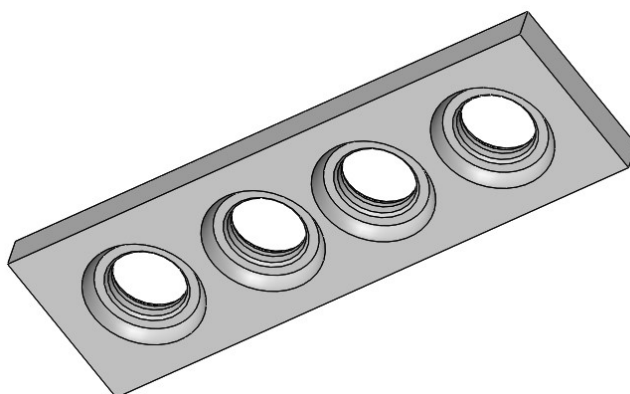
Figura 25 - Cabeçote inferior Modelo 2



Fonte: Autoria própria

No terceiro modelo se redesenhou o formato da câmara de combustão e posicionou a válvula principal no seu centro, e se manteve a região com redução da área transversal, conforme Figura 26.

Figura 26 - Cabeçote inferior Modelo 3



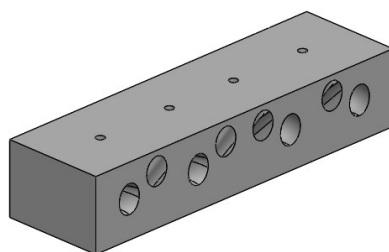
Fonte: Autoria própria

3.2.3 Cabeçotes intermediários

O cabeçote intermediário fica posicionado entre o cabeçote inferior e o superior e nele existem os dutos de admissão e exaustão. Os cabeçotes intermediários construídos se dividem em dois tipos de acordo com a posição de entrada dos dutos:

- Entradas dos dutos de admissão e exaustão no mesmo lado do cabeçote (Figura 27);

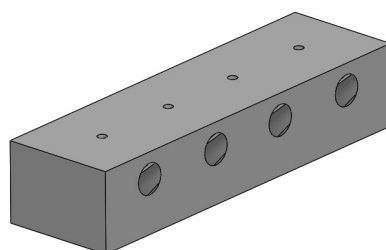
Figura 27 - Cabeçote intermediário Tipo 1



Fonte: Autoria própria

- Entradas dos dutos de admissão e exaustão em lados opostos do cabeçote (Figura 28).

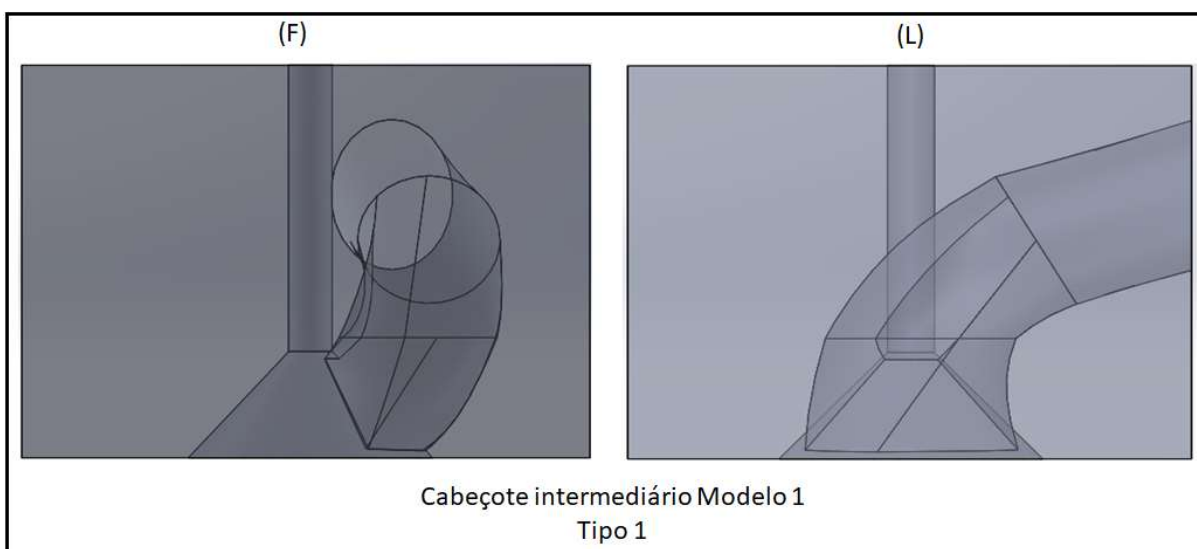
Figura 28 - Cabeçote intermediário Tipo 2



Fonte: Autoria própria

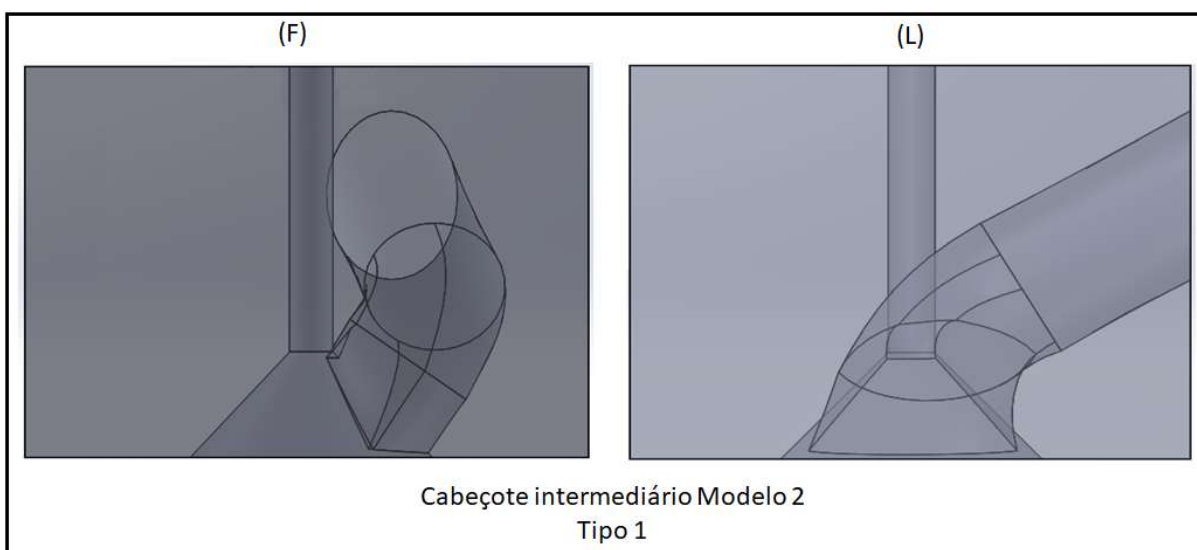
Foram definidos 3 modelos diferentes de cabeçotes intermediários do tipo 1 e um modelo de cabeçote intermediário do tipo 2. As diferenças entre os modelos são em relação ao formato das curvas dos dutos. A seguir, nas Figuras 29, 30, 31 e 32 são apresentados os modelos para um cilindro, apenas com dutos de admissão, com visualização frontal (F) e lateral (L) e com 50% de transparência das superfícies, para ser possível visualizar os dutos.

Figura 29 - Cabeçote intermediário Modelo 1



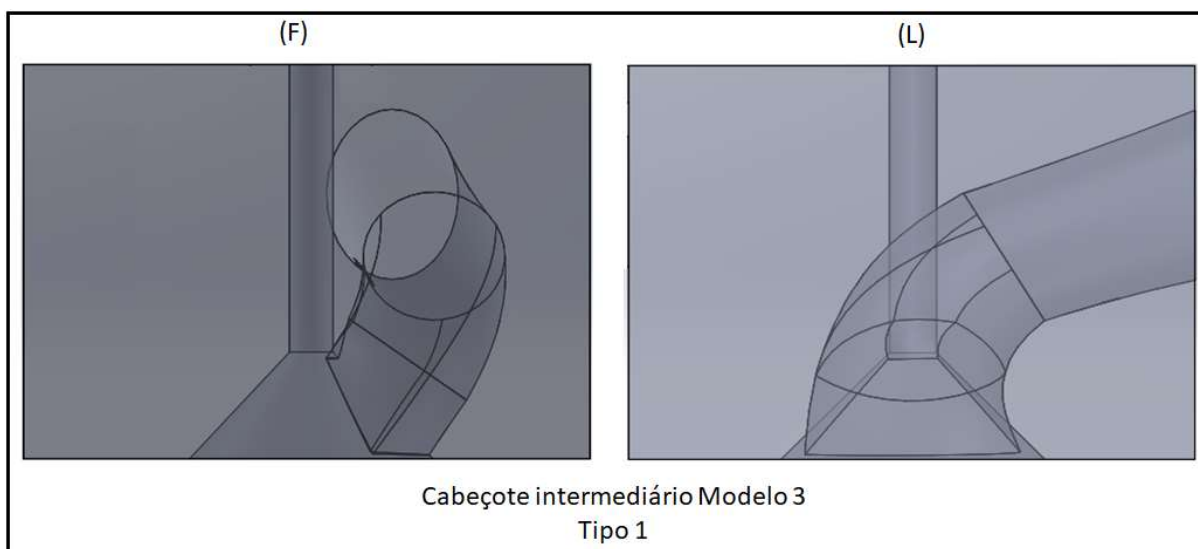
Fonte: Autoria própria

Figura 30 - Cabeçote intermediário Modelo 2



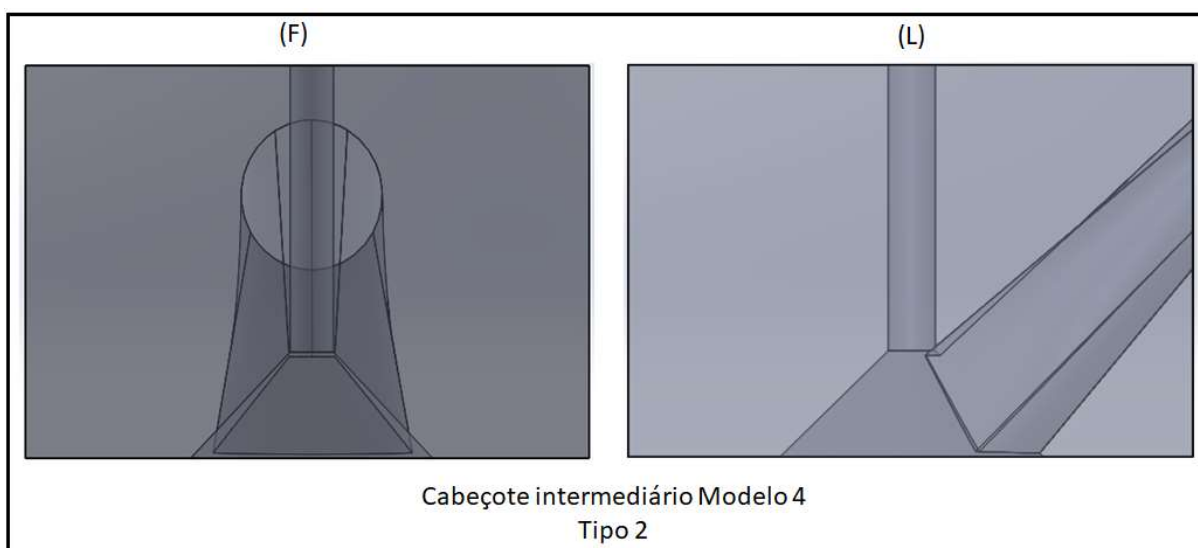
Fonte: Autoria própria

Figura 31 - Cabeçote intermediário Modelo 3



Fonte: Autoria própria

Figura 32 - Cabeçote intermediário Modelo 4



Fonte: Autoria própria

De acordo com as peças apresentadas acima, criaram-se diversos conjuntos utilizando as diferentes partes. Na seção 4 são apresentados os seis conjuntos com resultados mais significativos.

3.3 Modelagem das simulações dos testes de fluxo

Depois de definido as características construtivas e as dimensões dos modelos propostos, é realizado a modelagem da simulação e preparação dos modelos para os testes. O modelo consiste em uma unidade apenas para um cilindro, sendo composta pelo cabeçote inferior, cabeçote intermediário, cabeçote

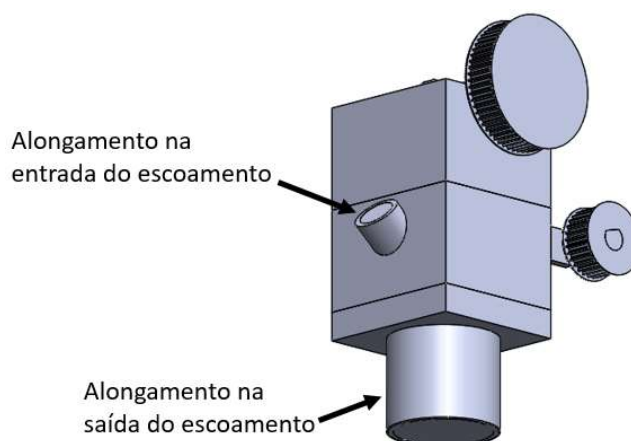
superior, válvula principal, válvula secundária e demais componentes para movimentação das válvulas.

Optou-se por realizar testes apenas em simulação computacional, pois é possível verificar os resultados de diversas geometrias diferentes de maneira rápida, fácil e praticamente sem custo, sendo possível a otimização dos modelos para se obter melhores resultados, diferentemente se fosse utilizado a bancada de fluxo e construído o modelo real para testes.

A escolha do tipo de válvula para teste se deu pela maior influência da mesma no desempenho do motor. Na abertura da válvula de escape a pressão interna no cilindro pode variar de 70 a 120 psi, portanto assim que a válvula de escape abre os gases de exaustão saem de dentro do cilindro a altas velocidades. Em motores sem sobrealimentação, para a admissão, a maior pressão disponível para impulsionar a carga para o cilindro é apenas a pressão atmosférica. Então é muito mais difícil preencher os cilindros do que esvaziá-los. Portanto, de acordo com a maior dificuldade de preencher os cilindros, os testes de fluxo deste trabalho são realizados nas válvulas de admissão. [12]

Os testes de fluxo simulam o funcionamento de uma bancada de fluxo. Para isso se utilizou o módulo de simulações de escoamento em um software CAD. Para a correta simulação, é necessário estender a entrada do duto de admissão, pois caso isto não seja feito, o escoamento de ar entra no sentido horizontal e não paralelo às paredes do duto. Outra adaptação necessária é a colocação do cilindro com 77 mm de comprimento abaixo cabeçote inferior, pois é esse aproximadamente o deslocamento do pistão e na bancada de fluxo também existe essa extensão até o ponto de medição de pressão de teste. Essas alterações podem ser vistas na Figura 33.

Figura 33 - Modificações no cabeçote para testes

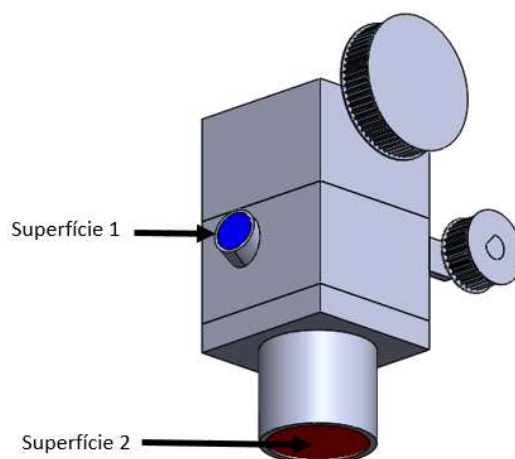


Fonte: Autoria própria

Durante o funcionamento de um motor a combustão interna, a pressão interna no cilindro varia muito de acordo com o tempo, porém, para a realização dos testes de fluxo, se faz necessário a adoção de uma única pressão de teste padrão, a fim de ser possível a comparação de resultados entre os cabeçotes, pois quanto maior a diferença de pressão, maior o fluxo de ar, e se utilizar valores de pressão diferentes, não seria possível a correta análise dos resultados.

A pressão de teste definida é de 10 polegadas de coluna de água (2490,82 Pa), pois nessa pressão foi possível encontrar testes já realizados com o cabeçote original, e, portanto, foi possível fazer a comparação dos valores práticos e dos valores da simulação computacional do cabeçote original para validar os resultados da simulação computacional. A modelagem das simulações seguem a Figura 34 e a Tabela 2.

Figura 34 - Superfícies de controle



Fonte: Autoria própria

Tabela 2 - Superfícies de controle

Superfície	Status	Pressão [Pa]	Temperatura do fluido [K]	Fluído de teste
1	Entrada de escoamento	101325	293,2	Ar atmosférico
2	Saída de escoamento	98834,18		

Fonte: Autoria própria

Os testes são realizados medindo os fluxos de ar das válvulas de admissão com escoamento de ar no sentido normal de funcionamento, levando em consideração 5 pontos diferentes de medição com a movimentação do comando de válvulas. Para o cabeçote convencional, a posição dos 5 pontos é referente apenas ao levantamento da válvula principal convencional, começando com o início do levantamento até o levantamento máximo. Já para o cabeçote proposto, a posição dos 5 pontos leva em consideração o levantamento da válvula principal e o giro da válvula secundária, sendo o ponto inicial o início da abertura e ponto final a máxima abertura de ambas as válvulas. Os resultados obtidos na simulação são dados em CFM (*Cubic Feet per Minute*). Nas imagens das simulações, aparecem as linhas de corrente em forma de flechas e a sua coloração se refere à pressão em cada região.

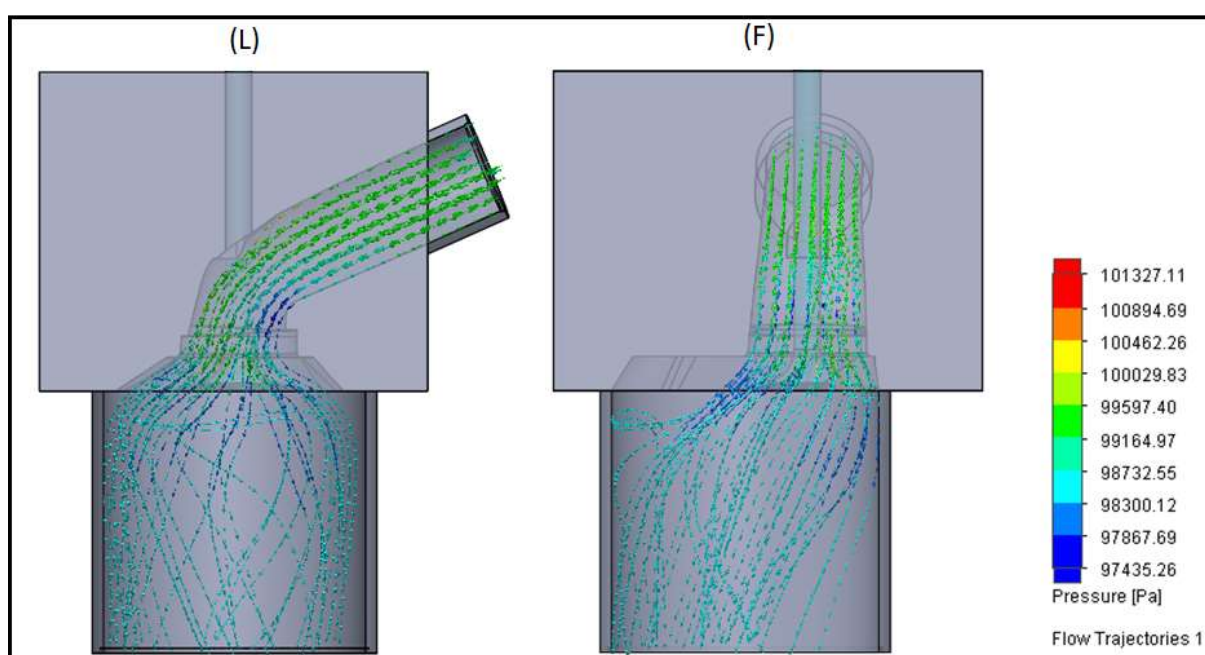
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nessa seção são apresentados os resultados das simulações computacionais do cabeçote original e dos seis principais conjuntos projetados. Como comentado anteriormente, cada conjunto é a união das partes de cabeçote inferior, cabeçote intermediário, cabeçote superior, válvula principal, válvula secundária, comando de válvulas e demais componentes que constituem o acionamento da válvula secundária. Cada conjunto possui pelo menos uma peça diferente dos demais conjuntos. A válvula principal, comando de válvulas, cabeçote superior e peças que constituem o mecanismo de acionamento da válvula secundária são os mesmos para todos os modelos.

4.1 Cabeçote original

O modelo da Figura 35 segue as dimensões e características construtivas do cabeçote original de referência, aplicado no motor Volkswagen AP 1.6 Carburado. O levantamento da válvula de admissão é de 9,3 mm, resultando em uma área de passagem do ar de 827,5 mm². Os resultados obtidos para a simulação podem ser vistos na Tabela 3. O volume morto do cabeçote original é de aproximadamente 44,5 cm³.

Figura 35 - Simulação do cabeçote original



Fonte: Autoria própria

Tabela 3 - Resultados do cabeçote original

Vazão [CFM]				
Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
37,29	43,44	60,18	66,32	71,19

Fonte: Autoria própria

O valor de vazão máximo disponibilizado pela empresa Tecnomec para o mesmo cabeçote em teste de fluxo em uma bancada de fluxo real é de 73 CFM, valor próximo do encontrado na simulação computacional. [18]

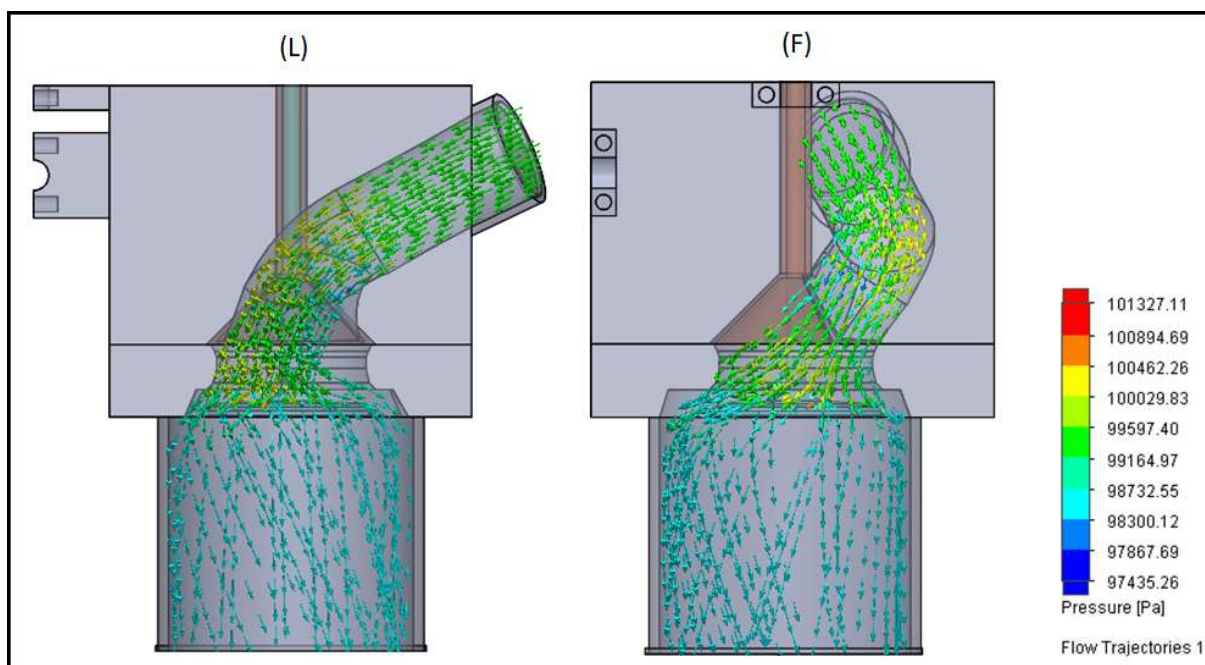
4.2 Conjunto 1

O conjunto 1 faz parte da primeira etapa de testes, onde se busca o formato de duto mais eficiente. É constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 1;
- Cabeçote intermediário: Modelo 2;
- Válvula secundária: Tronco de cone oca.

Esse conjunto consiste em um modelo com dutos de admissão e exaustão do mesmo lado no cabeçote. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 1, o formato da câmara de combustão é igual ao do modelo original e também possui o Venturi. O levantamento da válvula principal é de 7,0 mm, resultando aproximadamente na mesma área de passagem pela válvula do modelo original. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistos na Figura 36. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 4.

Figura 36 - Simulação do Conjunto 1



Fonte: Autoria própria

Tabela 4 - Resultados do Conjunto 1

Vazão [CFM]				
Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
18,65	39,20	55,94	79,88	83,70

Fonte: Autoria própria

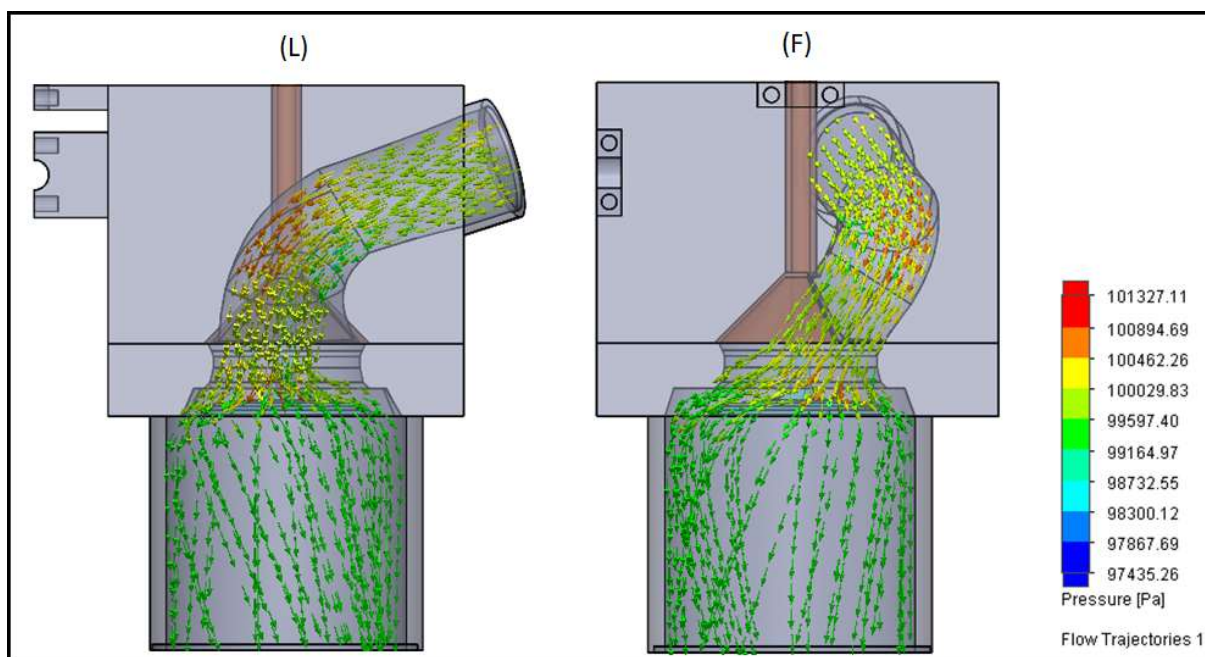
4.3 Conjunto 2

Assim como o Conjunto 1, o Conjunto 2 também faz parte da primeira etapa de testes, onde se busca o formato de duto mais eficiente. É constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 1;
- Cabeçote intermediário: Modelo 3;
- Válvula secundária: Tronco de cone oca.

Esse conjunto consiste em um modelo com dutos de admissão e exaustão do mesmo lado no cabeçote. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 1, o formato da câmara de combustão é igual ao do modelo original e também possui o Venturi. O levantamento da válvula principal é de 7,0 mm, resultando aproximadamente na mesma área de passagem pela válvula do modelo original. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistos na Figura 37. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 5.

Figura 37 - Simulação do Conjunto 2



Fonte: Autoria própria

Tabela 5 - Resultados do Conjunto 2

Vazão [CFM]				
Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
25,00	43,86	67,59	83,06	84,33

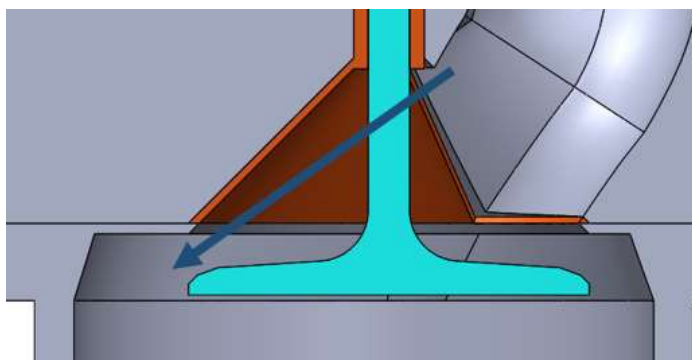
Fonte: Autoria própria

Ao analisarmos os resultados do Conjuntos 1 e 2 (Tabelas 4 e 5, respectivamente), podemos verificar que o formato do duto do cabeçote intermediário Modelo 3 que constitui o Conjunto 2 resulta em vazões maiores. Portanto, para os Conjuntos 3, 4 e 5 se utiliza o cabeçote intermediário Modelo 3.

4.4 Conjunto 3

O Conjunto 3 faz parte da etapa seguinte de testes, onde se modifica o cabeçote inferior a fim de se direcionar a maior parte do escoamento para o lado oposto ao de abertura do duto, conforme Figura 38.

Figura 38 - Direção desejada para o escoamento



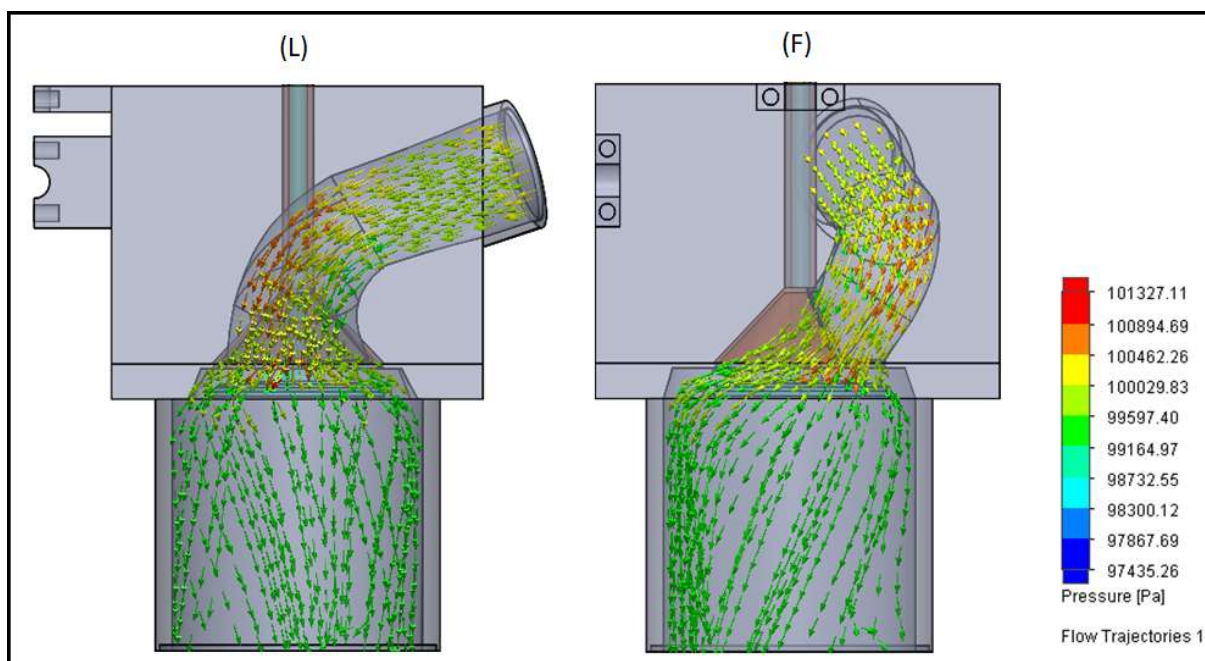
Fonte: Autoria própria

É constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 2;
- Cabeçote intermediário: Modelo 3;
- Válvula secundária: Tronco de cone oca.

Esse conjunto consiste em um modelo com dutos de admissão e exaustão do mesmo lado no cabeçote. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 2, o formato da câmara de combustão é igual ao do modelo original, porém devido à redução de altura do mesmo, se retirou o Venturi, deixando a válvula secundária mais próxima da válvula principal, reduzindo o volume livre entre as válvulas em aproximadamente 51%. O levantamento da válvula principal é de 7,0 mm, resultando aproximadamente na mesma área de passagem pela válvula do modelo original. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistos na Figura 39. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 6.

Figura 39 - Simulação do Conjunto 3



Fonte: Autoria própria

Tabela 6 - Resultados do Conjunto 3

Vazão [CFM]				
Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
27,12	43,44	65,47	80,31	83,06

Fonte: Autoria própria

Ao comparar os resultados do Conjunto 3 e 2 (Tabelas 6 e 5, respectivamente), se verifica que houve melhora apenas na posição 1, nas posições restantes apresentaram menores valores de vazão. Possivelmente isso se explica ao fato de que o fluido ainda escoe pelo lado da abertura do duto e o mesmo sofre uma brusca mudança de direção de escoamento, necessitando de grande energia para contornar a válvula principal devido à proximidade entre a válvula principal e o duto.

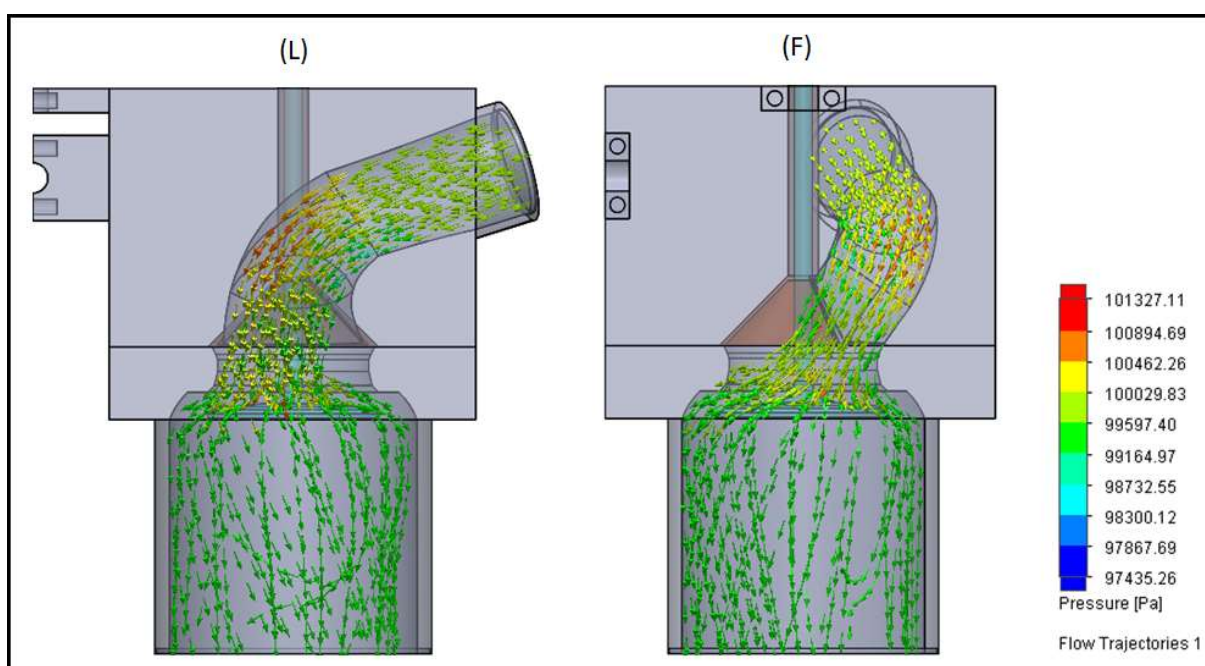
4.5 Conjunto 4

O Conjunto 4 também se baseia na modificação do cabeçote inferior, porém a mudança está relacionada com o formato da câmara de combustão e o posicionamento da válvula principal dentro da câmara. É constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 3;
- Cabeçote intermediário: Modelo 3;
- Válvula secundária: Tronco de cone oca.

Esse conjunto consiste em um modelo com dutos de admissão e exaustão do mesmo lado no cabeçote. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 3, o formato da câmara de combustão é modificado, mantendo o mesmo volume morto do modelo original, e é colocada a válvula principal no centro da câmara de combustão, e esse cabeçote também possui o Venturi. O levantamento da válvula principal é de 7,0 mm, resultando aproximadamente na mesma área de passagem pela válvula do modelo original. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistas na Figura 40. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 7.

Figura 40 - Simulação do Conjunto 4



Fonte: Autoria própria

Tabela 7 - Resultados do Conjunto 4

Vazão [CFM]				
Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
25,21	44,28	68,23	86,66	87,93

Fonte: Autoria própria

A alteração do formato da câmara de combustão apresenta resultados melhores ao se comparado ao formato original da câmara, pois o fluido é melhor direcionado no sentido vertical no cilindro.

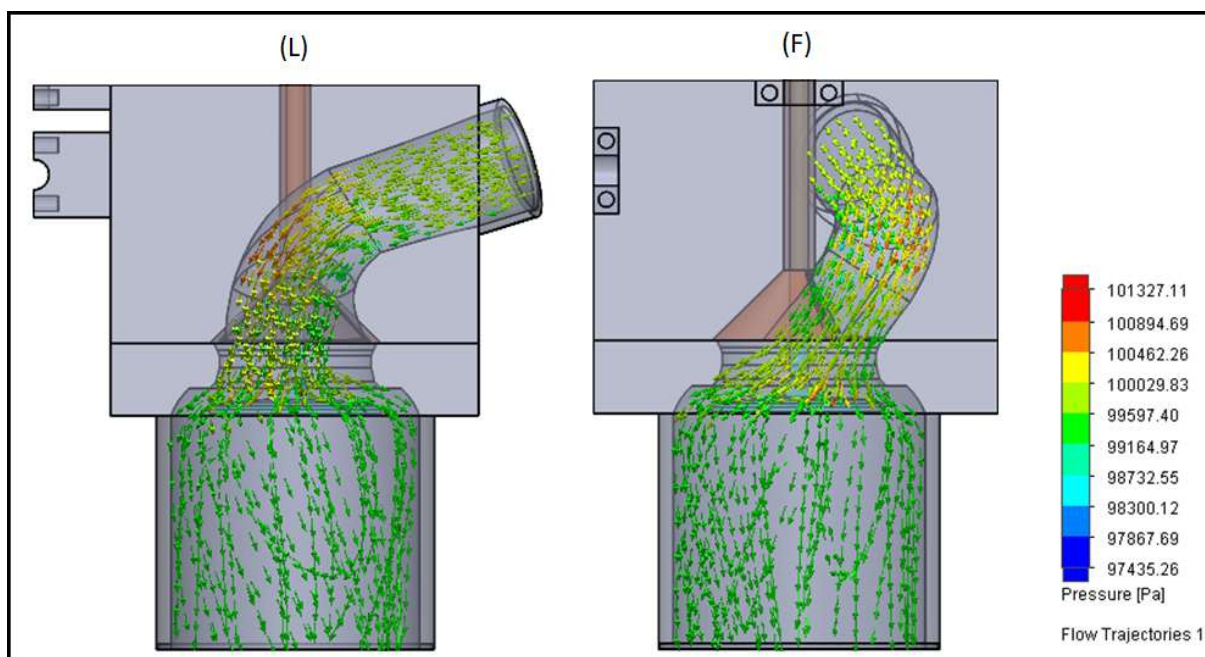
4.6 Conjunto 5

O Conjunto 5 utiliza o mesmo cabeçote inferior e intermediário do Conjunto 4, a diferença entre os dois conjuntos é o modelo de válvula secundária utilizada. Este conjunto é constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 3;
- Cabeçote intermediário: Modelo 3;
- Válvula secundária: Tronco de cone semi-maciça.

Esse conjunto consiste no modelo mais otimizado para o cabeçote intermediário do tipo 1. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 3, o formato da câmara de combustão é modificado e possui a válvula principal no centro da câmara de combustão, e esse cabeçote também possui o Venturi. A utilização da válvula semi-maciça reduz o volume livre entre as válvulas em 22% em relação ao Conjunto 4. Foram utilizados levantamentos de válvula igual a 7,0 mm e 9,3 mm, no qual este último, é o mesmo levantamento do modelo original, porém como o diâmetro da válvula é maior, resulta em uma área de passagem de ar maior. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistos na Figura 41. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 8.

Figura 41 - Simulação do Conjunto 5



Fonte: Autoria própria

Tabela 8 - Resultados do Conjunto 5

Levantamento [mm]	Vazão [CFM]				
	Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
7,0	25,64	45,13	66,96	88,36	90,48
9,3	25,64	45,34	68,02	94,71	96,20

Fonte: Autoria própria

A utilização da válvula secundária tronco de cone semi-maciça contribui com o aumento da vazão, pois a mesma ajuda a direcionar melhor o escoamento para a região de passagem do fluido entre a válvula principal e a sede de válvula, além de reduzir o volume da região onde poderia existir recirculação de fluido. Ainda, a redução do volume vazio entre as duas válvulas é positiva, uma vez que reduz a mistura entre os gases de exaustão e o ar fresco da admissão. Quanto ao levantamento da válvula, se verifica um aumento de vazão nas posições de 2 a 5, pois com maior levantamento tem-se uma maior área de passagem.

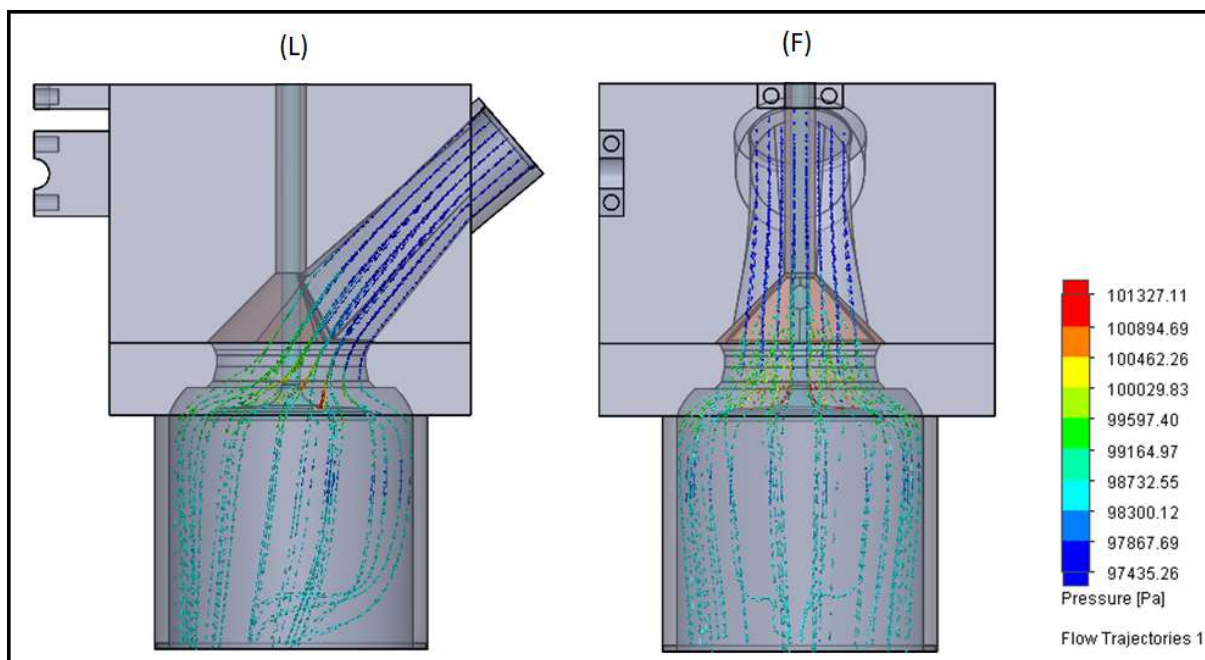
4.7 Conjunto 6

O Conjunto 6 é o conjunto que utiliza o cabeçote intermediário do tipo 2 e é constituído com as seguintes partes:

- Cabeçote inferior: Modelo 3;
- Cabeçote intermediário: Modelo 4;
- Válvula secundária: Tronco de cone semi-maciça.

Esse conjunto apresenta a proposta mais otimizada de todos os modelos testados. Através da utilização do cabeçote inferior Modelo 3, o formato da câmara de combustão é modificado e possui a válvula principal no centro do cilindro, e esse cabeçote também possui o Venturi. Foram utilizados levantamentos de válvula igual a 7,0 mm e 9,3 mm, no qual este último, é o mesmo levantamento do modelo original, porém como o diâmetro da válvula é maior, resulta em uma área de passagem de ar maior. As imagens lateral (L) e frontal (F) da simulação podem ser vistos na Figura 42. Os resultados obtidos para as cinco posições estão na Tabela 9.

Figura 42 - Simulação do Conjunto 6



Fonte: Autoria própria

Tabela 9 – Resultados do Conjunto 6

Levantamento [mm]	Vazão [CFM]				
	Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)
7,0	21,40	40,26	71,19	114,00	139,63
9,3	21,40	40,26	71,83	120,56	150,65

Fonte: Autoria própria

4.8 Comparativo dos resultados

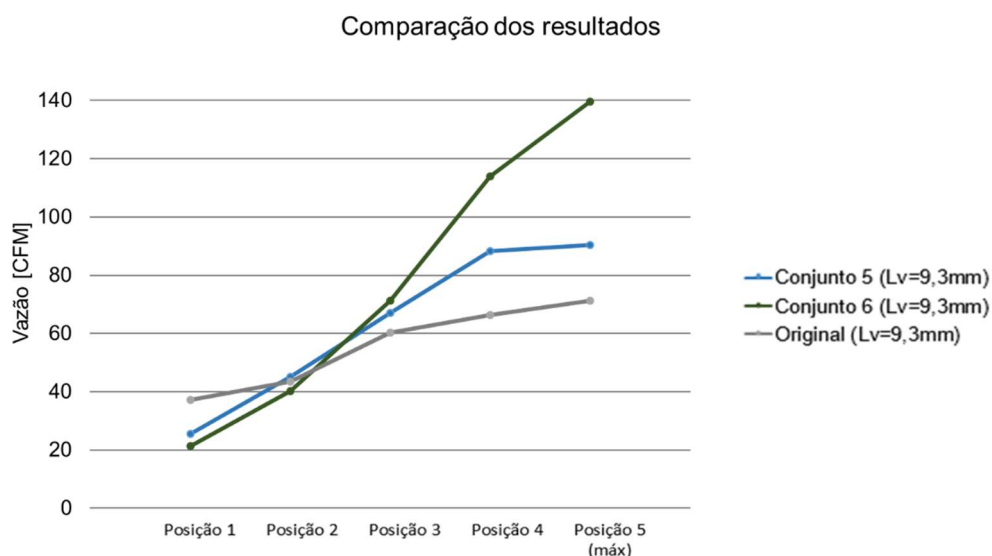
Como comentado anteriormente, os conjuntos e seus resultados citados até então tiveram os resultados mais significativos entre os diversos conjuntos testados. A Tabela 10 apresenta os resultados para os conjuntos propostos e o cabeçote original. A Figura 43 apresenta o gráfico com os melhores resultados para cada tipo de cabeçote intermediário (Tipo 1 e Tipo 2) com levantamento da válvula principal de 7,0mm e o cabeçote original.

Tabela 10 - Comparação dos resultados

	Vazão [CFM]					Levantamento
	Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5 (máx)	
Conjunto 1	18,65	39,20	55,94	79,88	83,70	7,0 mm
Conjunto 2	25,00	43,86	67,59	83,06	84,33	7,0 mm
Conjunto 3	27,12	43,44	65,47	80,31	83,06	7,0 mm
Conjunto 4	25,21	44,28	68,23	86,66	87,93	7,0 mm
Conjunto 5	25,64	45,13	66,96	88,36	90,48	7,0 mm
Conjunto 5	25,64	45,34	68,02	94,71	96,20	9,3 mm
Conjunto 6	21,40	40,26	71,19	114,00	139,63	7,0 mm
Conjunto 6	21,40	40,26	71,83	120,56	150,65	9,3 mm
Original	37,29	43,44	60,18	66,32	71,19	9,3mm

Fonte: Autoria própria

Figura 43 - Gráfico comparativo dos melhores resultados



Fonte: Autoria própria

Conforme visto na Tabela 10 e no gráfico da Figura 43, se verifica que para a posição 1, ou seja, no início da fase de admissão, o cabeçote original proporciona uma vazão maior do que todos os modelos testados durante as simulações, tendo como valor mais próximo o do conjunto 3. Portanto, devido a relação perímetro e área do posicionamento inicial da válvula secundária em relação à janela de abertura da admissão do cabeçote dos modelos propostos, a posição 1 tende a ter valores de vazão menores.

Para as posições 2 e 3, as vazões dos modelos propostos tendem a se aproximar ou até mesmo ultrapassar a vazão do cabeçote original. Na posição 4 e 5, todos os modelos apresentaram valores de vazão superior ao do cabeçote original, tendo o Conjunto 6, valores próximos a 100% de aumento de vazão em relação ao cabeçote original na posição de abertura máxima.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta uma proposta de modificação do conjunto de válvulas de um motor a combustão interna. Esse conjunto é composto por uma válvula principal do tipo convencional e uma válvula secundária rotativa axial tronco de cone. Os conjuntos modelados atendem aos requisitos iniciais de projeto, conforme características construtivas e de funcionamento do cabeçote original. Os resultados são validados através da modelagem e simulação do cabeçote original, pois o valor máximo de vazão encontrado é próximo aos valores reais de testes de fluxo em uma bancada de fluxo.

A proposta apresentada reduz a temperatura da válvula principal, pois a mesma é refrigerada pelo ar fresco que entra na fase de admissão. Os atritos entre as duas válvulas e entre a válvula secundária e as paredes do cabeçote são menores do que do modelo original, pois como a válvula secundária sempre está em movimento, é considerado o atrito dinâmico. No modelo original, as válvulas possuem movimentos com paradas, gerando atrito estático entre as hastes das válvulas e as paredes dos mancais das válvulas.

Os diversos testes apresentados mostram os efeitos na eficiência volumétrica das mudanças em diferentes partes dos conjuntos. A primeira etapa de testes visa a modificação do formato do duto de admissão, onde verificou-se que o Cabeçote intermediário Modelo 3 possui os melhores resultados de vazão para os cabeçotes do tipo 1. Já para o tipo 2, o Cabeçote intermediário Modelo 4 é o mais eficiente. A modificação do formato da câmara de combustão e a centralização da válvula principal no seu centro (Conjunto 4) proporcionou um aumento de vazão de 4% em relação ao Conjunto 2, na posição de abertura máxima. A modificação da válvula secundária tronco de cone que é utilizada nos Conjuntos 5 e 6 também resultou em aumento da vazão em 3%, se comparado à válvula secundária oca, e ainda reduz o volume da mistura de gases entre as duas válvulas em 22%.

O Conjunto 5 apresentou os melhores resultados entre os modelos que utilizam os cabeçotes intermediários do tipo 1. Com esse tipo de cabeçote é possível utilizá-lo no motor Volkswagen 1.6 AP, definido como referência, sem a necessidade de troca dos coletores de admissão e exaustão, pois os formatos das saídas e a posição dos dutos são semelhantes ao modelo original. Para esse conjunto, utilizando a mesma temporização do original (duração de abertura de válvula e

cruzamento), se verifica que com a mesma área de passagem de fluido pela válvula do modelo original, que é igual a $827,5 \text{ mm}^2$ para o levantamento de 7,0mm, os resultados obtidos são melhores em todas as posições exceto na posição 1, e na posição de abertura máxima se obtém um aumento de vazão de 27% em relação ao modelo original. Portanto para uso normal do carro, esse Conjunto é o mais indicado, pois apresenta menor atrito entre as válvulas e menor inércia das válvulas principais. Porém, ao se desejar um aumento de rendimento, pode ser utilizado o levantamento de 9,3mm.

Quando se deseja altos rendimentos, como em caso de competições automobilísticas, o Conjunto mais indicado é o 6, pois já com levantamento de 7,0 mm apresenta resultados muitos superiores se comparados ao modelo original. E com o levantamento de 9,3 mm da válvula principal, os resultados de vazão para a máxima abertura superam 100% os valores do cabeçote original.

Se indica como sugestão para trabalhos futuros, a variação da temporização das válvulas a fim de se obter maiores vazões na posição de abertura 1. Pois em todos os conjuntos testados, essa posição apresentou valores inferiores de vazão em relação ao conjunto original, e com a variação da temporização das válvulas, pode ser possível o aumento de vazão nessa posição.

6 REFERÊNCIAS

- [1] TILMANN, Carlos. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. Pelotas. IFSul, 2013.
- [2] BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Intera: Vol 1**. São Paulo. Blucher, 2012.
- [3] PENIDO, Paulo. **Os Motores de Combustão interna**: para o curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. Belo Horizonte: Lemi, 1983.
- [4] OLIVEIRA, Carlos Alexandre de; Rosa, Andrea da. **Motores de combustão interna – álcool e gasolina**. Santa Maria: CEP SENAI Roberto Barbosa Ribas, 2003.
- [5] GLYNIADAKIS, Georges. **Motor de combustão interna e sistema de distribuição de um motor de combustão interna**. 2014.
- [6] INFOMOTOR. **Cabecote do motor**. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/02/cabecote-do-motor/>> acesso 15/10/2017.
- [7] DANTAS, André. **O mundo (muito louco) das válvulas – 3ª parte**. Disponível em: <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2012/11/o-mundo-muito-louco-das-valvulas-3-parte.html>> acesso em 20/10/2017.
- [8] DANTAS, André. **O mundo (muito louco) das válvulas – 4ª parte**. Disponível em: <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2012/12/o-mundo-muito-louco-das-valvulas-4-parte.html>> acesso em 21/10/2017.
- [9] PASSOS, Rodrigo. **Comando de válvulas: o maestro mecânico do motor**. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/comando-de-valvulas-o-maestro-mecanico-do-motor/>> acesso em 21/10/2017.
- [10] MINI ENGINE STUFF. **Valve Angles**. Disponível em: <<https://aseriesmodifications.wordpress.com/tag/valve-seat-angle/>> acesso 7/11/2017.
- [11] ENERGY. **How to bulid a flow bench**. Disponível <<http://energy.zawaj.info/how-to-build-a-flow-bench>> 01/11/2017.

[12] VIZARD, David. **How to port & Flow test Cylinder Heads**. Estados Unidos: Car Tech, 2012.

[13] VIZARD, David. **How to modify Ford S.O.H.C Engines**. Estados Unidos: Fountain Press.

[14] WHAT-WHAT-HOW. **Intake and Exhaust Valves and Mechanisms**. Disponível em <<http://what-when-how.com/automobile/intake-and-exhaust-valves-and-mechanisms-automobile/>> acesso 08/11/2017.

[15] SAHA, Ujjwal. **Internal combustion Engines**. Department of Mechanical Engineering IITG.

[16] MAHLE Driven by performance. **Catálogo de Válvulas, guias e sedes de válvulas**. 2017.

[17] AP COMANDA. **Comando de válvulas VW AP – Especificações**. Disponível em <<http://apcomandaeorestoobedece.blogspot.com.br/2011/07/comando-de-valvulas-vw-ap.html>> acesso 11/11/2017.

[18] TECNOMECC. **Testes em bancada de fluxo motor AP 1.6**. Disponível em <https://www.facebook.com/tecnomeccnoface/photos/ms.c.eJxFycENACAIA8CNjAVL2v0X8wHG5~_Vog5CSUYQXxxtOqJ7dr7GjROt89~;MCjHUQSg~-~- .bps.a.599151863526521.1073741832.269850066456704/599151883526519/?type=3&theater> acesso em 27/05/2018.